

UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

FACULTAD DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MECATRÓNICA

DISEÑO MECATRÓNICO

GRUPO 2

2021-1

Proyecto Diseño Mecatrónico Equipo 6

Autores:

Andrés Holguín R.
Julián A. Caipa P.
Sara V. Cardona M.
Santiago Suárez A.

Docentes:

Ing. Ricardo Emiro
Ramírez Heredia Dr.-Ing.
Ing. Álvaro Enrique
Bustos Quintero

Índice

1. Resumen	1
2. Introducción	1
3. Fundamentación teórica	2
3.1. Esfuerzos	2
3.2. Concentración de esfuerzos	3
3.3. Teoría de falla por fatiga	4
3.4. Concentración de esfuerzos por fatiga	8
3.5. Tipos de diseño	9
4. Fase de diseño conceptual	11
4.1. Requerimientos del sistema	11
4.2. Desarrollo y análisis de diseños conceptuales	14
4.3. Selección del mecanismo	16
4.3.1. Matrices de decisión	16
4.3.2. Consideraciones	19
5. Análisis cinemático	20
5.1. Arfada	20
5.1.1. Aceleración	20
5.1.2. Velocidad	21
5.1.3. Desplazamiento	22
5.1.4. Cálculo del período	23
5.1.5. Resultados finales	23
5.2. Avance	24
5.2.1. Aceleración	24
5.2.2. Velocidad	24
5.2.3. Desplazamiento	25
5.2.4. Cálculo del período	25
5.2.5. Resultados finales	25
5.3. Cabeceo	26
5.3.1. Aceleración angular	26
5.3.2. Velocidad angular	26
5.3.3. Desplazamiento angular	27
5.3.4. Cálculo del período	27
5.3.5. Resultados finales	27
5.4. Balanceo	28
5.4.1. Aceleración angular	28
5.4.2. Velocidad angular	29
5.4.3. Desplazamiento angular	29
5.4.4. Cálculo del período	29
5.4.5. Resultados finales	29
5.5. Cadena cinemática	30
5.5.1. Movimiento del plano superior	30
5.5.2. Modelo de la cadena cinemática	31

5.6. Cinemática del eje	34
6. Análisis cinético	36
6.1. Biela	36
6.2. Manivela	37
6.3. Junta universal (cardán)	39
6.4. Actuador central	40
6.5. Marco superior	41
6.6. Rieles de avance	42
7. Diseño paramétrico	44
7.1. Biela	44
7.2. Manivela	48
7.2.1. Pasador	48
7.2.2. Eje	51
7.2.3. Cuña	55
7.3. Unión junta universal (cardán)	59
7.4. Unión biela marco superior	63
7.4.1. Horquilla	63
7.4.2. Pasador	65
7.5. Placas de apoyo	68
7.5.1. Placa del actuador central	68
7.5.2. Placa de motores sistema biela-manivela	68
7.5.3. Placa de reductores sistema biela-manivela	69
7.5.4. Placa de apoyo a actuador lateral	69
8. Diseño por selección	70
8.1. Marco inferior	70
8.2. Marco superior	70
8.3. Tornillo prisionero	75
8.4. Rótulas esféricas de la biela	75
8.5. Junta universal	75
8.6. Motor y reduktor del sistema biela-manivela	76
8.6.1. Reductor de velocidad	77
8.6.2. Motores del sistema biela-manivela	81
8.7. Actuador lineal central	85
8.8. Rieles para el avance	88
8.8.1. Guías lineales sin actuador	88
8.8.2. Actuador/motor	91
9. Diseño eléctrico	93
9.1. Corrientes de diseño	93
9.1.1. Actuador central	93
9.1.2. Actuador lateral	93
9.1.3. Motor biela-manivela	93
9.2. Selección de componentes	95
9.2.1. Variadores de velocidad y servodrives	95
9.2.2. Interruptores termomagnéticos	97

9.3.	Selección de cables	98
9.3.1.	Salida a motor sistema biela-manivela	99
9.3.2.	Salida a motor actuador central	99
9.3.3.	Salida a motor actuador lateral	99
9.3.4.	Conexión fuente DC servodrive	100
9.3.5.	Conexión interruptor-variador	100
9.3.6.	Conexión interruptor-servodrive actuador central	100
9.3.7.	Conexión interruptor-servodrive actuador lateral	100
9.3.8.	Alimentación del tablero	100
9.4.	Canaletas	100
9.5.	Riel DIN	101
9.6.	Bloque de distribución	101
9.7.	Cofre	101
9.8.	Puesta a tierra	102
10.	Fase de modelación final	104
11.	Referencias	105

1. Resumen

Este documento es un trabajo de diseño y análisis de un dispositivo de movimiento actuado tipo plataforma para cines de 4D y 5D, con 4 grados de libertad y 4 sillas. Está enfocado al estudio de la cadena cinemática del movimiento que va generar, el análisis cinético de cada actuador y las etapas de diseño paramétrico y por selección en donde, empleando todos los resultados analíticos, se escogen las partes correctas para el sistema, y diseño eléctrico para el control, la protección y la alimentación del mismo. Se emplean métodos de diseño y análisis de elementos mecánicos, además del manejo de programas computacionales para el planteamiento de soluciones a problemas de ingeniería.

2. Introducción

El concepto de cinema multidimensional, asociado a 4D y 5D, fue introducido en el ámbito del mercadeo para hacer referencia a sistemas de proyección audiovisual en los cuales se combina la tecnología de proyección tridimensional (3D) con efectos físicos sincronizados a la misma, recreando situaciones del filme y generando un grado superior de inmersión en la experiencia filmica. Dichas percepciones están asociadas principalmente a efectos sensoriales como cambios de luz, de temperatura y de movimiento en las sillas, acompañadas de humo y esencias, las cuales se desarrollan especialmente con sistemas que permiten tales cambios de rotación, traslación y vibración acordes a las escenas presentadas, es decir, con posibilidad de programación de movimiento en función de la producción cinematográfica proyectada.

Ahora bien, el desarrollo del proyecto busca el diseño y análisis completo de un dispositivo de tipo plataforma con 4 sillas y 4 grados de libertad, que soporte aplicaciones en cines multidimensionales, y que cuente con su respectivo control de movimiento de forma eléctrica y sus elementos de seguridad. El desarrollo se da de forma simple, buscando movimientos clásicos de dichos sistemas de proyección como lo son la arfada, que involucra un movimiento hacia arriba y hacia abajo, el cabeceo, que implica un movimiento hacia adelante y hacia atrás, el balanceo, que supone un movimiento rotacional hacia la derecha o hacia la izquierda, y el avance, que involucra movimiento lineal hacia adelante y hacia atrás. Con los movimientos seleccionados, se generan diseños preliminares y se da una selección, la cual se comienza a abordar cinemáticamente para definir la cadena que describe el sistema, y luego de forma cinética, para estudiar el comportamiento de fuerza y potencia del mismo, y hacer análisis estructural para abordar las posibles fallas del sistemas y generar factores que protejan el sistema, especialmente de las fallas a fatiga, y con esto entrar a una etapa de diseño paramétrico para las piezas elaboradas y diseño por selección de los componentes requeridos para la plataforma, y por último, el diseño de la sección eléctrica que permitirá alimentar dichos componentes, además de protegerlos y controlarlos.

Además del trabajo llevado a cabo en cuestiones de diseño ya mencionadas, también se debe realizar diseño asistido por computadora, tanto en software de cálculo notable (Matlab) para determinar toda la caracterización del sistema, como en software de diseño simulado (Inventor) para estudiar de forma aproximada del funcionamiento real del sistema.

3. Fundamentación teórica

3.1. Esfuerzos

Para cualquier elemento sometido a fuerzas, la intensidad de éstas se distribuye a través de una sección dada del mismo. Esta fuerza por unidad de área se denomina *Esfuerzo* y se denota con la letra σ cuando se trabaja con fuerzas normales (cargas axiales) o con la letra τ cuando se trabaja con fuerzas cortantes, de la forma

$$\sigma = \frac{F}{A_t} \quad (1)$$

$$\tau = \frac{V}{A_t} \quad (2)$$

En esencia, no sólo las fuerzas producen esfuerzos sobre una pieza, sino cualquier efecto mecánico que esta reciba, esto quiere decir que tanto fuerzas como momentos generan esfuerzos sobre la pieza, los cuales además son de diferente magnitud a través de la misma. Con las fuerzas se generan efectos a través de los 3 ejes coordenados, dos componentes cortantes y una componente axial. En cuanto a los momentos, se pueden tener esfuerzos normales generados por momentos flectores o esfuerzos cortantes por momentos torsores. El esfuerzo normal por momento flector se da como:

$$\sigma = \frac{M \cdot r}{I} \quad (3)$$

Con M como el momento flector, r la distancia al eje neutro, e I es el momento de inercia, que para el caso de una sección circular se obtiene así:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (4)$$

O en el caso de una sección rectangular, se calcula según la fórmula:

$$I_x = \frac{bh^3}{12} \quad (5)$$

$$I_y = \frac{b^3h}{12} \quad (6)$$

Para el caso del esfuerzo cortante generado por el momento torsor, se tiene que:

$$\tau = \frac{M_\tau \cdot r}{J} \quad (7)$$

Con M_τ como el momento torsor, r la distancia al eje neutro y J es el momento polar de inercia, que para el caso de una sección circular se da como:

$$J = \frac{\pi c^4}{2} \quad (8)$$

O en el caso de una sección rectangular como:

$$J = \frac{bh(b^2 + h^2)}{12} \quad (9)$$

Las componentes de momento resultan en dos momentos flectores que generan dos esfuerzos normales, y un momento torsor que genera un esfuerzo cortante.

Cuando una pieza se ve sometida a varias cargas que generan diferentes esfuerzos en orientaciones coordenadas diferentes se conoce como "esfuerzos combinados". Es posible estudiar dichos casos de esfuerzo de una manera más sencilla teniendo en cuenta el concepto de elemento diferencial, que es cualquier diferencial de volumen de la pieza y los esfuerzos que se ven en ese exacto punto. Debido a que, a través de la pieza los esfuerzos son de diferente magnitud, estudiar los elementos diferenciales, en especial en puntos críticos, permite el análisis básico de la resistencia estática de la pieza.

Una manera de simplificar los esfuerzos, de manera similar a como se realiza con las fuerzas o los momentos, es crear un esfuerzo equivalente que genera en la pieza los mismos efectos que genera cada una de las componentes de esfuerzo por separado. Dicho esfuerzo se conoce como el esfuerzo equivalente de Von Mises σ' , y se deduce desde una demostración asociada al tensor de esfuerzos de Cauchy, fuera del alcance del presente informe, pero que genera la siguiente ecuación:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (10)$$

Con dicho esfuerzo, se presentan dos casos comunes y que reducen la ecuación a ecuaciones más simples, es decir, cuando se trata de un único esfuerzo normal y un único cortante, dado como:

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma)^2 + 3(\tau)^2} \quad (11)$$

O cuando se tiene cortante puro, como:

$$\sigma' = \sqrt{(3)\tau} \quad (12)$$

3.2. Concentración de esfuerzos

Cuando las piezas tienen geometrías que presentan cambios abruptos de sección, como hombros, filotes o agujeros, se generan aumentos de estados tensoriales de forma repentina sobre las secciones donde se dan estos cambios y pueden llegar a presentar problemas en el cuidado de la pieza, debido a que se vuelve más propensa a fallar en dicha zona, por este fenómeno que se conoce como "concentración de esfuerzos". De manera general, es posible proteger la pieza frente a situaciones de concentraciones de esfuerzos indeseadas aplicando un factor que permita aproximar desde el esfuerzo original al que se somete la pieza, un nuevo esfuerzo corregido que tenga en cuenta los efectos de dicho cambio de sección geométrica. Este factor se conoce como el factor de concentración de esfuerzos geométrico K_t , y es la razón entre el esfuerzo máximo que recibe la pieza, generado en la zona de concentración, con el esfuerzo nominal que recibe la pieza, calculado de forma convencional.

Dependiendo de la disposición de los cambios de sección que se presentan en la pieza o de la carga a la cual se ve sometida, es posible calcular un factor K_t , o incluso, cuando la pieza tiene diferentes cambios de sección, lo mejor es dividir la pieza y calcular sus esfuerzos en cada parte aplicando la concentración. El factor K_t puede calcularse utilizando fórmulas definidas para los diferentes casos, o se puede hacer de forma visual con diferentes gráficas que presentan el valor del factor para diferentes condiciones de cambios de sección. A modo de ejemplo se tiene el siguiente caso, que se trata de una placa con un agujero sometida a tensión, con la siguiente gráfica donde es posible extraer el K_t y además se tiene una ecuación para el cálculo aproximado del K_t :

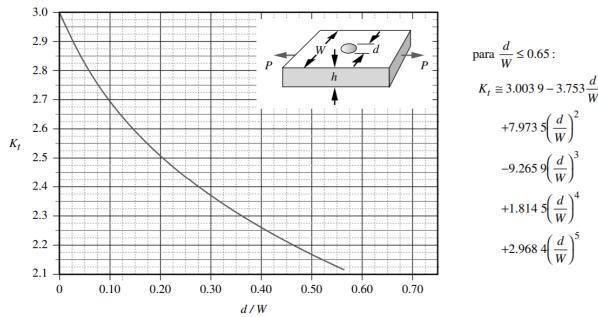


Figura 1: Concentración de esfuerzos en placa plana con agujero a tensión.

3.3. Teoría de falla por fatiga

En el diseño de máquinas, la falla más común que se presenta y representa el mayor riesgo en el momento de utilizar lo que sea que se sometió a proceso de diseño, es la falla por fatiga. La fatiga es un fenómeno por el cual los materiales fallan bajo cargas cíclicas y con mayor facilidad que bajo cargas estáticas, fallas que suelen suceder por debajo de los límites de fluencia del material, por lo cual la protección generada por cálculos de resistencia estática no suelen ser adecuados para garantizar la seguridad de una máquina con cargas de dicho estilo, que en general, suelen ser más comunes que las que se someten a cargas completamente estáticas. La fatiga se presenta cuando se tiene una carga o un esfuerzo que varía en el tiempo.

Las fallas a fatiga siguen una forma clásica, inician con una etapa de generación de grieta, la cual dura poco, luego ésta se propaga a través del material, siendo mayor en cada ciclo, hasta que se llega a la etapa final, en la cual se genera una fractura instantánea del mismo.

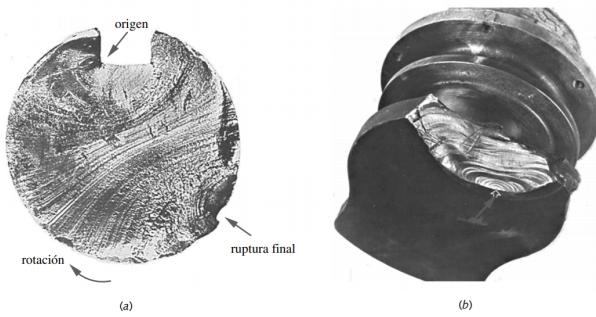


Figura 2: Falla por fatiga en dos piezas.

Para llevar a cabo el análisis a fatiga de cualquier pieza sometida a cargas cíclicas es fundamental tener en cuenta dos aspectos, el régimen y el modelo. El régimen es una clasificación que se le da a la fatiga respecto al número de ciclos o deformaciones a las cuales se someta la pieza durante el tiempo de vida promedio estimado de la máquina. Se tiene fatiga de ciclo bajo (LCF) o fatiga de ciclo alto (HCF), teniendo un límite intermedio utilizado generalmente en $N = 10^3$ ciclos. En cuanto al modelo, se trata de la fundamentación teórica y principios que se vayan a utilizar para evaluar la fatiga de la pieza y sus posibles fallas, en los cuales se tiene, el modelo esfuerzo vida ($S-N$), que es ampliamente usado en HCF cuando es posible predecir amplitudes de carga durante toda la vida de la pieza partiendo desde el esfuerzo para buscar un límite de resistencia y conservar los esfuerzos cíclicos debajo de dicho límite; el modelo deformación vida ($\epsilon-N$), que se utiliza principalmente en la etapa del inicio de la grieta debido a que la misma involucra fluencia y estudiarla respecto a los esfuerzos no es muy útil, así que se aproxima de mejor manera cualquier análisis desde la deformación; y el modelo de la *Mecánica de fractura lineal elástica* (LEFM), que permite estudiar de mejor manera el proceso de

propagación de la grieta, y generalmente sobre LCF de vida finita en donde los esfuerzos cíclicos son lo suficientemente grandes como para causar la formación de grietas.

Conociendo los modelos y regímenes, es fundamental conocer las cargas que generan fatiga, las cuales son cargas que varían con el tiempo, independiente de la variación que tengan, sea magnitud, dirección, o ambas. Hay principalmente dos tipos de cargas dependiendo de cómo se presenta la curva esfuerzo-tiempo, las cargas en máquinas rotatorias, donde la carga tiende a ser consistente y describir situaciones que se repiten cada cierto tiempo, permitiendo expresar los esfuerzos con gráficas senoidales de análisis relativamente sencillo en cuanto a los parámetros de interés para el cálculo del modelo, que son amplitud de esfuerzo, valor promedio de esfuerzo y número de ciclos. Además, suelen subdividirse en tres tipos con respecto a sus componentes de esfuerzo alternante y esfuerzo medio, que se definen como:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (13)$$

El primer tipo se conoce como esfuerzo invertido, en el cual el esfuerzo medio es equivalente a cero, el esfuerzo repetido, en donde el valor alternante es equivalente al valor medio, y el esfuerzo variable, en el que tanto medio como alternantes son diferentes entre sí y diferentes a cero.

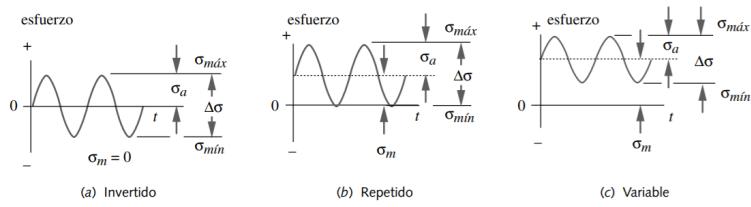


Figura 3: Tipos de esfuerzos en el tiempo para maquinas rotatorias.

El otro tipo de carga hace referencia a las cargas en equipos de servicio, en donde la gráfica de esfuerzo tiempo es compleja de describir, debido a que la amplitud y la frecuencia del esfuerzo varían de forma aleatoria y no repetitiva, y aquí se suele trabajar sólo con los valores medios calculados de forma notable, debido a la complejidad de los mismos esfuerzos.

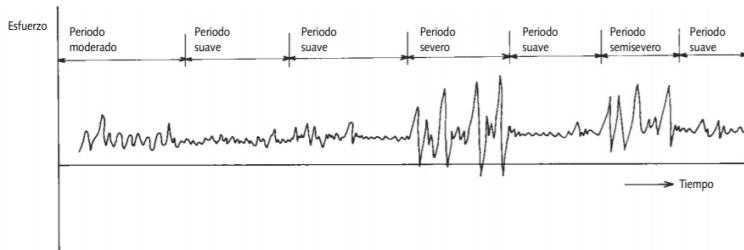
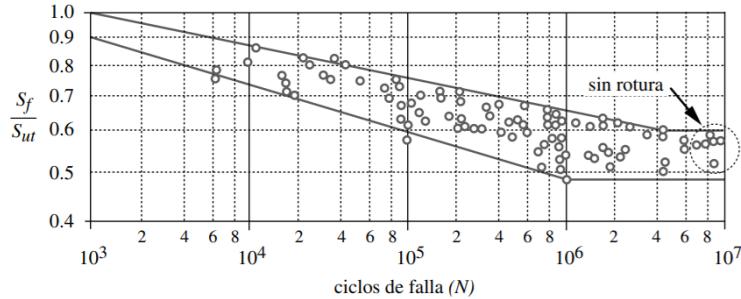


Figura 4: Esfuerzo en el tiempo para un caso general de equipo de servicio.

La resistencia a la fatiga es un valor, similar a los de resistencias estáticas, que permite estudiar el comportamiento del material ante interacciones con cargas variables en el tiempo, y conserva la integridad del mismo, teniendo un límite de resistencia a la fatiga $S_{e'}$, asociado a cada material de forma específica, y que depende del comportamiento de éste en presencia de dichas cargas, el cual se puede observar de forma más sencilla en un diagrama compuesto S-N, que muestra los ciclos de falla contra las resistencias a fatiga y última a tensión. Dichos diagramas se presentan como el siguiente, que se trata del diagrama S-N para aceros forjados a resistencias últimas a la tensión de 200 kpsi:


 Figura 5: Diagrama SN compuesto para aceros forjados de $S_{ut} < 200$ kpsi.

Dicho límite $S_{e'}$ se presenta como la "rodilla" del diagrama, el punto donde la inclinación pasa a ser prácticamente nula. Estos diagramas varían demasiado dependiendo del material, pero generalmente siempre se tiene dicho límite, y adicionalmente, cuando se trata de aplicaciones que requieren menos de 10^6 ciclos, se tiene la resistencia de durabilidad a la fatiga S_f .

Cuando se trabajan con piezas que tienen definidos sus $S_{e'}$ o S_f , es necesario modificar estos datos para ajustar cualquier diferencia física de la operación real contra la teórica o de prueba. Por tanto, dichos valores, independientemente de si se trabaja con el uno o con el otro (depende de los ciclos), se deben corregir mediante factores asociados a las condiciones que pueden afectar la pieza por fatiga, debido a que surgen ciertos efectos en la misma. Se tiene entonces la siguiente formulación para la corrección:

$$S_e = C_{load} C_{size} C_{surf} C_{temp} C_{real} S_{e'} \quad (14)$$

$$S_f = C_{load} C_{size} C_{surf} C_{temp} C_{real} S_f' \quad (15)$$

Cada factor está asociado a los efectos que producen alguna condición sobre la pieza. Inicialmente se tiene C_{load} , el factor de carga, ya que, la mayoría de datos que se obtienen en pruebas de fatiga son generados por cargas de flexión giratoria, así, cuando se trata de cargas axiales, la resistencia se reduce, y se aplica un factor de corrección de 0,7, mientras que en torsión pura, por el efecto del esfuerzo equivalente de Von Mises, el factor es 1 como en flexión.

El factor de tamaño C_{size} se presenta debido a que las probetas de prueba suelen tener tamaños pequeños, y al tener piezas más grandes, mayor es la posibilidad de que falle porque el volumen sometido a esfuerzo es mayor, y se puede presentar falla a un esfuerzo menor, por lo cual es necesario generar una corrección asociada. Para éste, se tienen los siguientes valores para piezas cilíndricas:

$$\text{Para } d \leq 0,3 \text{ in}(8 \text{ mm}) : C_{size} = 1 \quad (16)$$

$$\text{Para } 0,3 \text{ in} < d \leq 10 \text{ in} : C_{size} = 0,869d^{-0,097} \quad (17)$$

$$\text{Para } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} : C_{size} = 1,189d^{-0,097} \quad (18)$$

Cuando se trata de piezas que no son cilíndricas, se utiliza algo conocido como el diámetro equivalente, una medida que relaciona el área común de una pieza cilíndrica con el de la pieza no cilíndrica mediante la parte sometida al 95 % del esfuerzo, y se da como:

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} \quad (19)$$

En donde el área sometida al 95 % se obtiene como:

$$A_{95} = \pi \left[\frac{d^2 - (0,95d^2)}{4} \right] = 0,0766d^2 \quad (20)$$

El factor de superficie C_{surf} se presenta en vista de que las probetas suelen pulirse a acabado espejo, pero las piezas generalmente traen diferentes acabados dependiendo la aplicación de la misma, por lo cual es necesario generar una corrección asociada a ello, que dependa del tipo de acabado, y se da como:

$$C_{surf} = A(S_{ut})^b \quad (21)$$

De donde los factores A y b son dependientes del acabado. Suelen tenerse los siguientes valores para dichos factores:

Acabado superficial	Para S_{ut} en MPa se usa		Para S_{ut} en kpsi (no psi) se usa	
	A	b	A	b
Esmerrilado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o rolado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

Figura 6: Tabla de factores A y b para el factor de corrección de superficie.

El factor de temperatura C_{temp} se presenta en virtud de que las pruebas suelen darse a temperatura ambiente, pero si la máquina trabaja a otra diferente, en especial al tratarse de temperaturas elevadas, es necesario generar una corrección para considerar los efectos de dichos cambios, ya que estos generan desplazamientos en el diagrama de esfuerzos S-N. Esta corrección se da como:

$$\text{Para } T \leq 450^\circ C (840^\circ F) : C_{temp} = 1 \quad (22)$$

$$\text{Para } 450^\circ C < T \leq 550^\circ C (840^\circ F < T \leq 1020^\circ F) : C_{temp} = 1 - 0.0058(T - 450) \quad (23)$$

$$\text{Para } 550^\circ C < T \leq 1020^\circ C (1020^\circ F < T \leq 1020^\circ F) : C_{temp} = 1 - 0.0032(T - 840) \quad (24)$$

Y por último, se tiene el factor de confiabilidad C_{real} , el cual se presenta debido a que las pruebas y valores reportados en las mismas presentan una alta dispersión entre ellos sobre muestras diferentes del mismo material, y por ello es pertinente generar una corrección que considere mejorar la confiabilidad que presenta la pieza a usar, corrección que aumenta conforme aumenta la confiabilidad de la pieza, y se obtiene como:

Factores de confiabilidad para $S_d = 0.08 \mu$	
% de confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Figura 7: Tabla de factores para el factor de corrección de confiabilidad.

Con todos los factores ya definidos, es posible utilizar la ecuación (14) o la (15) para calcular la reducción que tiene el límite de resistencia a la fatiga sin corregir $S_{e'}$ o la resistencia a la fatiga sin corregir $S_{f'}$.

3.4. Concentración de esfuerzos por fatiga

De forma similar a como se tenía en resistencia estática, las piezas sometidas a esfuerzos que generan fatiga pueden sufrir concentraciones de esfuerzos abruptas debido a cambios seccionales, conocidos como muescas. Muchas veces en el proceso de diseño de máquinas, dichas muescas son parte clave de la pieza, como el diseño de anillos ranurados o ejes escalonados, por lo cual es fundamental prever los aumentos de esfuerzos en dichas secciones para evitar que la pieza falle en dichos puntos. Las muescas dependiendo de su radio pueden ser controlables, pero cuando los radios son muy bajos, las concentraciones de esfuerzos son tan altas que incluso se llegan a estudiar como grietas, y además, la concentración de esfuerzos en muescas debido a la fatiga puede generar incluso fluencia local de la pieza hasta que falla por completo. De manera equivalente, existe un factor de concentración de esfuerzos por fatiga K_f , que se deduce desde los factores de concentración geométricos K_t para esfuerzo normal y K_{ts} para esfuerzo cortante. Para ello, se parte desde el concepto de sensibilidad a la muesca, que es la sensibilidad que tiene un material a la concentración de esfuerzos, entre mayor ductilidad exista, menor sensibilidad a la muesca se tendrá, y de forma opuesta para la fragilidad. La sensibilidad a la muesca se puede definir como:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (25)$$

De donde se puede extraer el factor de concentración de esfuerzos a fatiga K_f como:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (26)$$

Se sigue un procedimiento estándar para analizar la concentración de esfuerzos a fatiga, inicialmente determinando el factor de concentración de esfuerzos geométrico y posteriormente seleccionando una sensibilidad a la muesca adecuada para el material. Dicha sensibilidad también se puede calcular desde una ecuación que involucra la constante de Neuber, una constante dependiente del tipo de material y su resistencia última a la tensión, y el radio de la muesca como:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (27)$$

Donde:

- \sqrt{a} : Factor de Neuber.
- r : Radio de la muesca.

El valor de sensibilidad a la muesca también se puede extraer gráficamente, de las curvas de sensibilidad específicas para cada material, como ejemplo, la siguiente curva de sensibilidad para el acero:

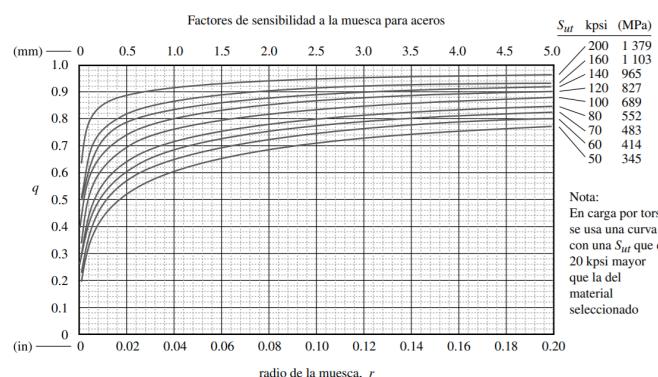


Figura 8: Curva de sensibilidad a la muesca para el acero.

Adicionalmente, el factor de Neuber, dependiente de cada material y la resistencia última a la tensión, se estudia a través de tablas brindadas para cada uno, como ejemplo la siguiente tabla de constantes de Neuber para los aceros:

Constante de Neuber para aceros	
S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a} (in ^{0.5})
50	0.130
55	0.118
60	0.108
70	0.093
80	0.080
90	0.070
100	0.062
110	0.055
120	0.049
130	0.044
140	0.039
160	0.031
180	0.024
200	0.018
220	0.013
240	0.009

Figura 9: Constantes de Neuber para el acero.

Finalmente, para cuestiones de diseño, de manera análoga a lo realizado en estática, es pertinente corregir cualquier esfuerzo de la pieza que pueda generar concentración de esfuerzos para evitar generar daños en la misma. Para ello, después de haber calculado los respectivos factores de concentración de esfuerzos a fatiga para esfuerzo normal K_f y para esfuerzo cortante K_{fs} , se realiza el ajuste de esfuerzo, para el normal:

$$\sigma = K_f \cdot \sigma_{nom} \quad (28)$$

Y para el cortante:

$$\tau = K_{fs} \cdot \tau_{nom} \quad (29)$$

Donde se puede evidenciar fácilmente que cuando la sensibilidad a la muesca tiende a cero, es decir, la pieza no tiene sensibilidad debido a que no hay muesca, el K_f es 1, y el esfuerzo nominal no se incrementa; mientras que, cuando la sensibilidad a la muesca es de 1, la pieza siente todo el efecto del factor de concentración de esfuerzos geométrico.

3.5. Tipos de diseño

El proceso de diseño es básicamente la aplicación de técnicas y principios científicos con el fin de definir completamente una solución óptima a un problema planteado, en especial y tratándose de dicho proceso en ingeniería, algún dispositivo y una definición lo suficientemente buena para que sea posible su realización a partir de la concepción dada. El proceso de diseño suele depender del tipo de diseño del cual se esté tratando, pero en general la mayoría de diseños siguen un esquema general de procesos creativos, procesos de escogencia de soluciones y procesos de desarrollo, e incluso, muchos procesos de diseño suelen combinar diferentes tipos de diseño, como ejemplo una máquina que tiene partes normalizadas y partes elaboradas, cada grupo se somete a un tipo de diseño diferente, porque no es lo mismo seleccionar una pieza a calcular y mesurar su elaboración.

Existen tres tipos de diseño básico, a saber: por selección, de configuración y paramétrico. El diseño por selección se aplica cuando se deben escoger componentes que tienen medidas y características estandarizadas, por lo que es necesario ajustar los valores calculados iterativamente hasta que se ajusten a valores cercanos o coincidentes a los del componente, y calcular las variables asociadas del sistema con las medidas normalizadas. El diseño por configuración se aplica cuando se conoce lo que se va diseñar, pero el enfoque está orientado a seleccionar los componentes que conforman el dispositivo y la disposición, orientación y conexión entre ellos para optimizar el mismo. Y por último

Proyecto Diseño Mecatrónico Equipo 6

el diseño paramétrico, en el cual a partir de cálculos se determinan los parámetros para definir un componente, sea para elaborarlo, o sea para caracterizarlo.

La combinación de los 3 tipos de diseño suele ser fundamental en el diseño de máquinas de ingeniería, ya que suelen necesitarse diversos componentes, a los cuales es necesario aplicar varias etapas de diseño hasta alcanzar la disposición más óptima en términos de cosas como costos, funcionalidad, eficiencia, entre otros.

4. Fase de diseño conceptual

4.1. Requerimientos del sistema

El sistema parte de las dos condiciones dadas para el desarrollo en cuanto a número de usuarios y grados de libertad, para el caso trabajado, 4 usuarios y 4 grados de libertad. Con base a dichos requerimientos, se plantean cuatro movimientos para cumplir con la condición de los grados de libertad, los cuales son "Avance", "Arfada", "Cabeceo", y "Balanceo". Dichos movimientos se caracterizan y se definen ciertos posibles rangos de la siguiente forma: arfada, que involucra un movimiento hacia arriba y hacia abajo, en un rango de 0-10 cm; cabeceo, que involucra un movimiento de inclinación hacia adelante y hacia atrás en un rango de $\pm 17^{\circ}$ - 24° ; balanceo, que involucra un movimiento rotacional hacia la derecha o hacia la izquierda en un rango de $\pm 6^{\circ}$ - 6° ; y avance, que involucra movimiento lineal hacia adelante y hacia atrás, con valores similares a los de arfada, y se encuentran en un rango de 0-10 cm. Estas condiciones serán la partida para el trabajo de diseño del sistema, a fin de cumplir con los dos requerimientos solicitados.

Además, existen una serie de condiciones adicionales de partida del desarrollo del diseño del sistema que se deben llevar a cabo, como parte de las consideraciones mínimas de la plataforma. Es requerido considerar la masa de los posibles usuarios, ya que ésta tendrá implicaciones en los cálculos de los movimientos del sistema y las resistencias de los componentes del mismo. Para ello, se propone un caso crítico de uso y se establece como límite para el sistema, funcionando correctamente si la masa promedio de los usuarios no supera dicho caso, en el cual se consideran cuatro hombres colombianos con un peso 80 % superior al promedio, esto debido a que, en promedio los hombres tienen mayor masa que las mujeres, por lo tanto, es aconsejable utilizar una masa superior a la promedio, y que la población a la cual irá dirigido el proyecto primeramente será la de Colombia.

La masa promedio de un hombre colombiano es de 67 kg, aumentando la misma en un 80 % se tiene:

$$m_p = m_{prom} + 50\% m_{prom} = 67 \text{ kg} + 53 \text{ kg} = 120 \text{ kg}$$

Y con este valor, se da el caso de masa crítica para cuatro hombres colombianos utilizado el sistema a diseñar:

$$m_{cr} = 4m_p = 480 \text{ kg}$$

Para los elementos de seguridad se emplean cinturones de dos puntos a la altura de la cadera, de tipo avión, es decir, con hebilla metálica central y cuerda de tela (generalmente poliéster) ajustable a la necesidad del usuario.



Figura 10

Se decide utilizar dicho cinturón ya que la aplicación de las sillas se puede considerar de bajo impacto, y el elemento brinda una seguridad de agarre considerable para los posibles movimientos presentados

Proyecto Diseño Mecatrónico Equipo 6

en la aplicación cinematográfica, y además, por sus materiales, se puede considerar despreciable su peso.

En cuanto a las sillas a colocar sobre la plataforma del sistema, las mejores opciones que presentan disponibilidad en sólo la parte del asiento, es decir, sin incluir soportes, son sillas para aplicaciones de tipo automovilístico o tipo "bucket seat", de forma similar a las siguientes:



Figura 11

Éstas, además, presentan una ergonomía que brinda comodidad en la experiencia al usuario y son fácilmente adaptables a sistemas de seguridad como los cinturones propuestos previamente.

Dichas sillas se pueden trabajar en las dimensiones que se evidencian en la siguiente figura, ya que, éstas se encuentran en un rango convencional para este tipo de asientos, y permiten además respetar el tamaño de la plataforma y la ubicación de cuatro sillas sobre la misma, sin exceder y generar fallas en el sistema por sobredimensionamiento.

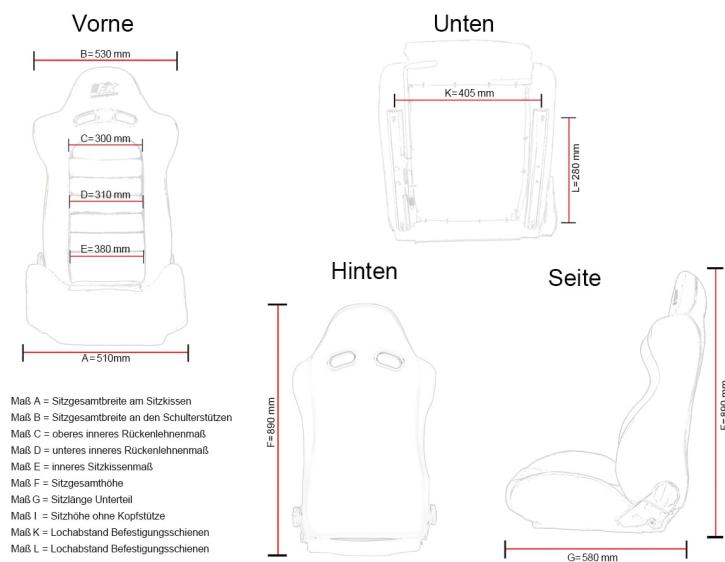


Figura 12

Estas sillas suelen tener una masa en el rango de $15\text{kg} - 20\text{kg}$, por lo que tener 4 de ellas implica una masa total de máximo 80kg .

Con respecto a las aceleraciones y el fin de establecer los efectos máximos permitidos, se consultaron las normas y estándares globales para atracciones de diversión. Estos estándares son:

- ASTM F24: La norma que se usa para diseñar es la ASTM F 2291.

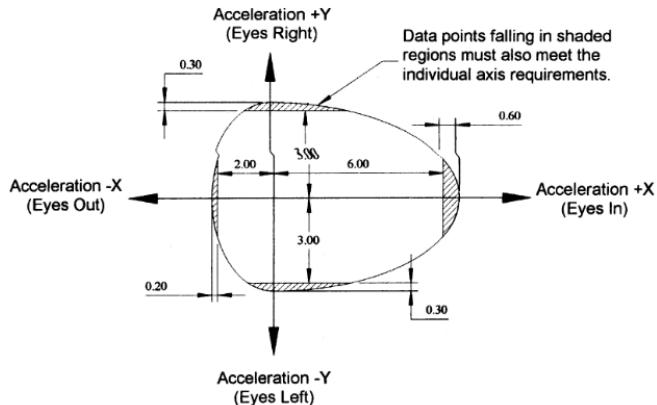


Figura 13: Magnitud permisible de aceleraciones combinadas en x y en y.

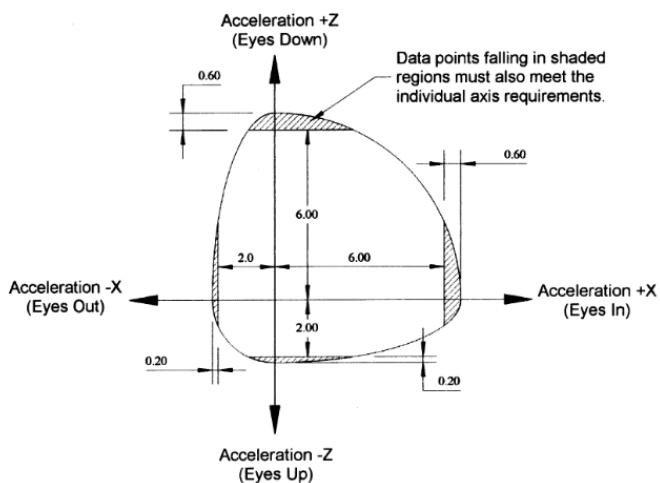


Figura 14: Magnitud permisible de aceleraciones combinadas en x y en z.

- EN 13814

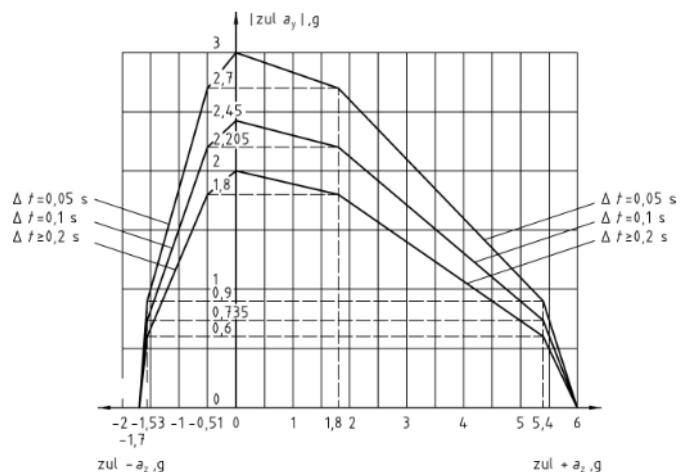


Figura 15: Magnitud permisible de aceleraciones combinadas en x y en z.

- ISO 17842

Después de consultar las anteriores normas y para evitar desmayos o pérdidas temporales y súbitas de conciencia, náuseas y emesis, lesiones de las vértebras del cuello e incluso muertes, se decidió trabajar con 0,5 g para las aceleraciones lineales de los actuadores.

En cuanto a la vida útil del sistema y la cantidad de ciclos a la que se someterá, se espera que sea superior a 1 millón de ciclos, suponiendo que se utiliza la plataforma en un aproximado de 10 horas al día, 70 horas a la semana, pues los cines suelen funcionar todos los días de la semana. Debido a que el tiempo que le toma al sistema realizar un ciclo, ya sea de uno de los 4 movimientos, o de forma conjunta entre varios movimientos, es muy corto (del orden de unidades de segundo), es sencillo interpretar que los ciclos permitirán estudiar el sistema como uno de vida infinita y utilizar el límite de resistencia a la fatiga S_e .

Finalmente, se pueden resumir los requerimientos de la siguiente manera:

- Se decidió que la masa máxima de cada usuario no debe superar los 120 kg, así la masa que va a soportar el sistema es de 480 kg y su correspondiente peso es de 4709 N.
- Los elementos de seguridad que se implementarán incluyen cinturones de dos puntos a la altura de la cadera de tipo avión con hebilla metálica central y cuerda de tela ajustable a la necesidad del usuario.
- Las sillas que se dispondrán son sillas para aplicaciones de tipo automovilístico pues su ergonomía brinda comodidad en la experiencia y son fácilmente adaptables a los cinturones de seguridad; cuya masa total del conjunto no supera los 80 kg.
- Los rangos de movimiento que se aplicarán serán arfada de 10 cm, avance de 10 cm, cabeceo de ± 17 grados y balanceo ± 6 grados.
- Los efectos de aceleración máximos, se obtuvieron basados en las normas ASTM F24, EN 13814 e ISO 17842, que corresponden a 0,5 g para las aceleraciones lineales de los actuadores, evitando así complicaciones asociadas a la salud.

4.2. Desarrollo y análisis de diseños conceptuales

Con los requerimientos ya definidos, se comenzaron a trabajar diseños conceptuales previos, a modo de escoger un punto de partida en el trabajo de diseño y análisis, desde la idea de movimiento con actuadores y utilizando diferentes tipos de uniones que permitieran los grados de libertad requeridos y los movimientos dados, considerando siempre las 4 sillas solicitadas. Así se generaron tres diseños previos con los siguientes bocetos a mano:

Proyecto Diseño Mecatrónico Equipo 6

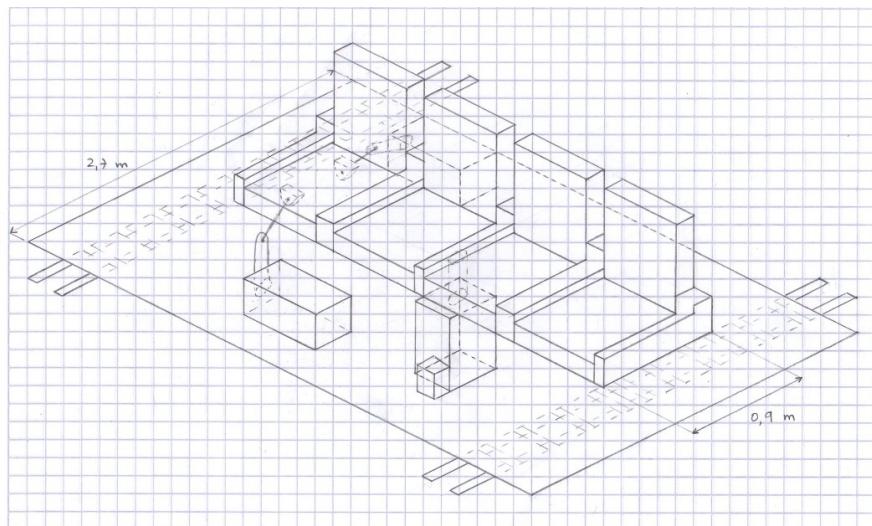


Figura 16: Boceto 1 vista isométrica

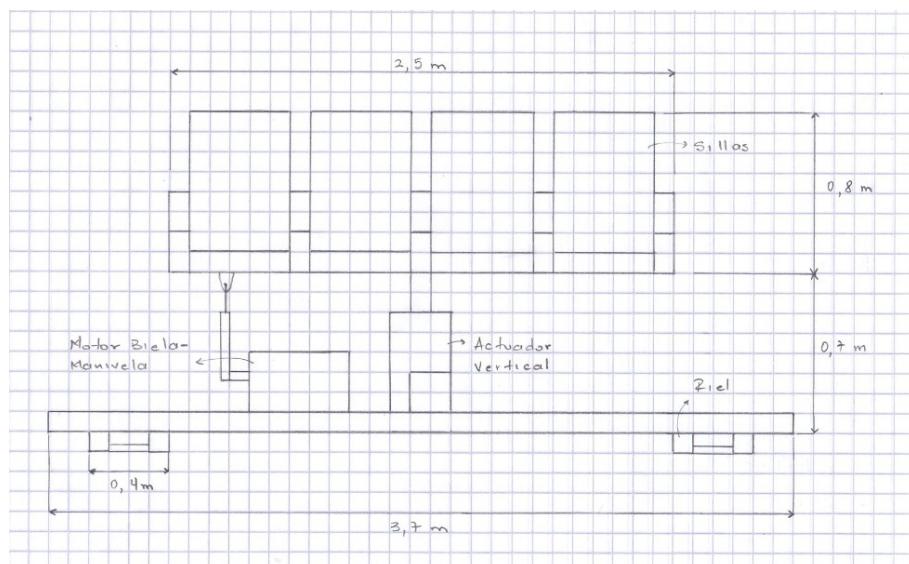


Figura 17: Boceto 1, vista posterior

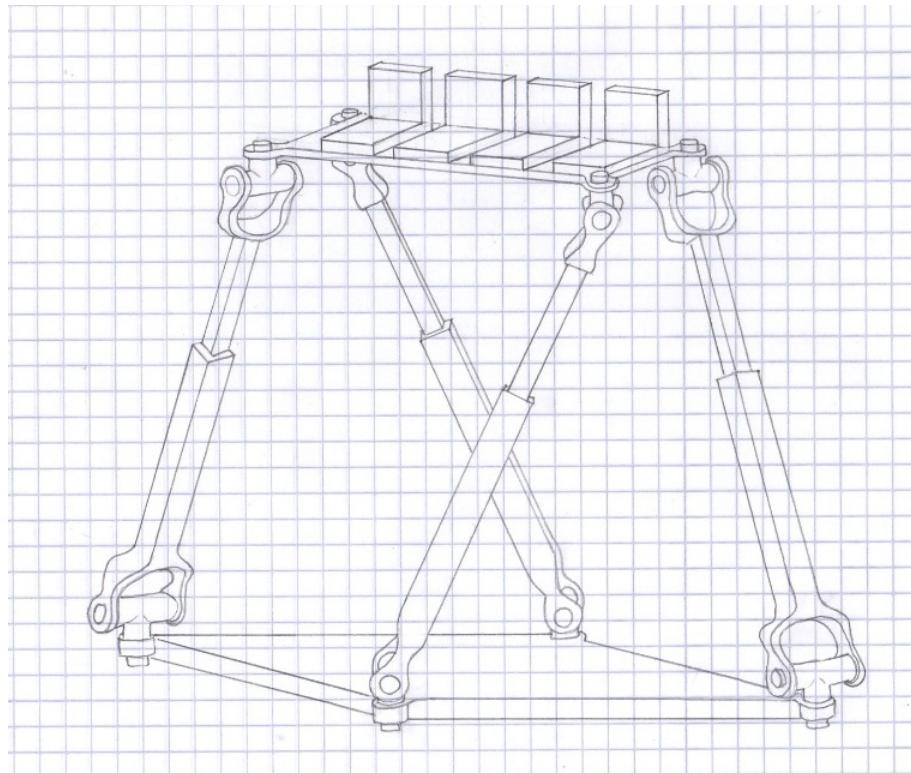


Figura 18: Boceto 2

4.3. Selección del mecanismo

Con esto, y considerando los dos bocetos, se realizó una selección por matrices de decisión, partiendo de ciertos criterios considerados como claves para una aplicación de este tipo, que son:

- Volumen total.
- Peso total.
- Complejidad de diseño.
- Rango de movimiento.
- Máximos efectos dinámicos.
- Consumo de potencia.
- Mantenimiento de piezas.
- Seguridad del mecanismo.
- Disponibilidad de componentes y materiales.
- Precio total.
- Vida útil.

4.3.1. Matrices de decisión

Para realizar estas matrices, cada miembro del equipo de trabajo realizó una tabla de tipo Matriz Pugh, en la cual le asignaba un ponderador a cada criterio y sometía a comparación el diseño 2 contra el

Proyecto Diseño Mecatrónico Equipo 6

diseño 1 como base de partida, es decir, con todos los criterios evaluados como 0. Así, se obtuvieron las siguientes matrices:

Cuadro 1: Matriz de Pugh 1

Criterios	Ponderación	Diseño 1	Diseño 2
Rango de movimiento.	0.5	0	0
Máximos efectos dinámicos.	0.5	0	-1
Consumo de potencia.	0.5	0	0
Volumen total.	1	0	1
Peso total.	1	0	1
Mantenimiento de piezas.	1	0	1
Disponibilidad de piezas.	1	0	0
Precio total.	1	0	0
Vida útil.	1	0	-1
Complejidad de diseño.	2	0	-1
Seguridad del mecanismo.	2	0	-1

Ponderación	0	-2.5
-------------	----------	-------------

Según la matriz 1, en la cual se dio mayor importancia a la complejidad del diseño y a la seguridad del mecanismo, el diseño 1 es mejor que el diseño 2, ya que este último obtuvo una ponderación negativa en relación al diseño de referencia.

Cuadro 2: Matriz de Pugh 2

Criterios	Ponderación	Diseño 1	Diseño 2
Volumen total.	0.5	0	1
Disponibilidad de piezas.	0.5	0	-1
Vida útil.	0.5	0	-1
Rango de movimiento.	1	0	1
Peso total.	1	0	1
Mantenimiento de piezas.	1	0	1
Consumo de potencia.	1	0	0
Precio total.	1	0	-1
Complejidad de diseño.	2	0	-1
Máximos efectos dinámicos.	2	0	0
Seguridad del mecanismo.	2	0	0

Ponderación	0	-0.5
-------------	----------	-------------

Conforme a la matriz 2, en la que se dio mayor importancia a la complejidad del diseño, a los máximos efectos dinámicos y a la seguridad del mecanismo, el diseño 2 no sería el seleccionado, pues obtuvo una ponderación negativa.

Proyecto Diseño Mecatrónico Equipo 6

Cuadro 3: Matriz de Pugh 3

Criterios	Ponderación	Diseño 1	Diseño 2
Volumen total.	1	0	1
Disponibilidad de piezas.	1	0	0
Vida útil.	1	0	-1
Rango de movimiento.	1	0	1
Peso total.	1	0	1
Mantenimiento de piezas.	0,5	0	1
Consumo de potencia.	1	0	0
Precio total.	0,5	0	-1
Complejidad de diseño.	2	0	1
Máximos efectos dinámicos.	2	0	1
Seguridad del mecanismo.	2	0	0

Ponderación	0	3
-------------	----------	----------

De acuerdo con la matriz 3, en la cual se dio mayor importancia a la complejidad del diseño, a los máximos efectos dinámicos y a la seguridad del mecanismo, el diseño 2 es mejor que el diseño 1, ya que el primero obtuvo una ponderación positiva mayor.

Cuadro 4: Matriz de Pugh 4

Criterios	Ponderación	Diseño 1	Diseño 2
Volumen total.	0,5	0	1
Disponibilidad de piezas.	1,5	0	0
Vida útil.	1	0	-1
Rango de movimiento.	1	0	1
Peso total.	0,5	0	1
Mantenimiento de piezas.	2	0	1
Consumo de potencia.	1	0	-1
Precio total.	0,5	0	0
Complejidad de diseño.	2	0	-1
Máximos efectos dinámicos.	1	0	0
Seguridad del mecanismo.	1,5	0	0

Ponderación	0	0.5
-------------	----------	------------

Como lo indica la matriz 4, en la que se dio mayor importancia al mantenimiento de las piezas y a la complejidad del diseño, el diseño 1 no sería elegido, debido a que el diseño 2 obtuvo una ponderación positiva mayor.

Proyecto Diseño Mecatrónico Equipo 6

Cuadro 5: Matriz de Pugh 5

Criterios	Ponderación	Diseño 1	Diseño 2
Volumen total.	0,5	0	1
Disponibilidad de piezas.	1,5	0	0
Vida útil.	1,5	0	-1
Rango de movimiento.	1,5	0	1
Peso total.	1	0	1
Mantenimiento de piezas.	2	0	1
Consumo de potencia.	1	0	-1
Precio total.	0,5	0	0
Complejidad de diseño.	1,5	0	-1
Máximos efectos dinámicos.	1,5	0	0
Seguridad del mecanismo.	2	0	-1
Ponderación		0	-1

A juzgar por la matriz 5, en la que se dio mayor importancia al mantenimiento de las piezas y a la seguridad del mecanismo, el diseño 1 es una mejor opción que el diseño 2, pues este último obtuvo una ponderación negativa.

Cuadro 6: Matriz de Pugh Total

Diseño	1	2
Ponderación	0	-0,5

Observando las cinco matrices de Pugh y sumando las respectivas ponderaciones, se concluye que la mejor opción es el diseño 1, debido a que el diseño 2 obtuvo un resultado negativo con respecto al primero, así que el diseño 1 es el que se selecciona para el desarrollo del proyecto.

4.3.2. Consideraciones

Con la selección de diseño realizada previamente, es pertinente definir de forma simple en qué consiste el diseño previo seleccionado para comenzar a desarrollar el trabajo de análisis del mismo. A manera general, el diseño seleccionado consiste en 4 sillas soportadas en una estructura de perfiles de acero denominada de ahora en adelante como marco superior, la cual además de tener la disposición adecuada para instalar las sillas, tiene perfiles intermedios para acoplar las juntas de los actuadores a utilizar en el sistema. Respecto a la parte de abajo, denominada marco inferior, se cuenta con otro arreglo de perfiles, sobre los cuales se colocan placas que soportan los sistemas actuadores, un actuador tipo cilindro de movimiento lineal ubicado en el centro del sistema, y dos actuadores tipo biela manivela con sus respectivos motores y reductores, ubicados equidistantes del centro a la derecha e izquierda del sistema. Y por último, bajo el marco inferior, se ubican rieles que permitirán el avance del dispositivo.

Finalmente, una consideración de diseño recomendada, que será utilizada posteriormente para cálculos de diseño, sea paramétrico o por selección, es la vida media recomendada por la ASTM F 2291-04, que dictamina los estándares básicos para atracciones y dispositivos de entretenimiento, en la sección 8.3 35 000 *Operational Hour Criteria* (3).

5. Análisis cinemático

Para la sección de análisis cinemático se van a realizar los perfiles cinemáticos de los cuatro grados de libertad generales de la plataforma:

- Avance
- Arfada
- Cabeceo
- Balanceo

Estos perfiles, ya se han ajustado a sus valores finales gracias al proceso iterativo de diseño del proyecto, por lo que van a permanecer constantes a lo largo del documento.

5.1. Arfada

Para el movimiento de arfada se definió un movimiento de extremo a extremo de 10 cm. Además, se piensa ejercer una aceleración máxima de $g/5$, es decir aproximadamente $1,96 \text{ m s}^{-2}$.

Para generar el perfil cinemático, se debe obtener primero la aceleración del movimiento a partir de una función trapezoidal, donde el tiempo para llegar de 0 a a_{max} es de 1/10 del período T para que la arfada pase de un extremo a otro, y el tiempo en que la aceleración permanece constante es de 1/5 del período T .

5.1.1. Aceleración

Debido a que el modelo de aceleración se genera a partir de funciones a trozos, a continuación se va a mostrar el comportamiento de cada una de estas subfunciones que componen el modelo de aceleración para $a(t)_{T1}$:

- $a_1(t) \in [0, T/10]$: Incremento lineal de 0 a A .
- $a_2(t) \in (T/10, 2T/5]$: Valor constante A .
- $a_3(t) \in (2T/5, 3T/5]$: Decrecimiento lineal de A a $-A$.
- $a_4(t) \in (3T/5, 9T/10]$: Valor constante $-A$.
- $a_5(t) \in (9T/10, T]$: Incremento lineal de $-A$ a 0.

Donde $A = \frac{g}{5}$. Además, en el modelo general, después de completar el tiempo T , empieza $a(t)_{T2}$.

Con este análisis inicial, es posible generar las ecuaciones a trozos que componen la función de aceleración $a(t)_{T1}$.

$a_1(t)$: Para la función lineal $a_1(t)$, se tienen dos puntos: $a_1(0) = 0$, $a_1(T_z/10) = A$. Generando la pendiente de la curva, se describe la función:

$$a_1(t) = \frac{10At}{T_z} \quad (30)$$

$a_2(t)$: Se mantiene en valor constante A por un tiempo $T_z/5$.

$$a_2(t) = A \quad (31)$$

$a_3(t)$: Se tiene que la pendiente de $a_3(t)$ es contraria a $a_1(t)$, y dos puntos: $a_3(3T_z/10) = A$, $a_3(T_z/2) = 0$. Por lo tanto:

$$a_3(t) = 5A - \frac{10At}{T_z} \quad (32)$$

$a_4(t)$: Se mantiene aceleración constante $-A$ por un tiempo $T_z/5$.

$$a_4(t) = -A \quad (33)$$

$a_5(t)$: Misma pendiente de la recta $a_1(t)$ con puntos en $a_5(9T_z/10) = -A$, $a_5(T_z) = 0$. Por lo tanto:

$$a_5(t) = \frac{10At}{T_z} - 10A \quad (34)$$

Con todo y lo anterior, se describe la aceleración del movimiento de avance a partir de las constantes $A = \frac{g}{5}$ y T_z .

$$a_z(t) = \begin{cases} \frac{10At}{T_z} & \text{si } 0 \leq t \leq T_z/10 \\ A & \text{si } T_z/10 \leq t \leq 2T_z/5 \\ 5A - \frac{10At}{T_z} & \text{si } 2T_z/5 \leq t \leq 3T_z/5 \\ -A & \text{si } 3T_z/5 \leq t \leq 9T_z/10 \\ \frac{10At}{T_z} - 10A & \text{si } 9T_z/10 \leq t \leq T_z \end{cases} \quad (35)$$

Con esto se termina el perfil de aceleración.

5.1.2. Velocidad

Ya teniendo descrita la función de aceleración del avance, es posible determinar la velocidad del mismo. Debido a que se tiene una función a trozos en 7 partes para la aceleración, el mismo caso sucede para la velocidad. Dicho esto, se tiene que:

$$v_1(t) = \int a_1(t) + Cv_1 \quad (36)$$

$$v_2(t) = \int a_2(t) + Cv_2 \quad (37)$$

$$v_3(t) = \int a_3(t) + Cv_3 \quad (38)$$

$$v_4(t) = \int a_4(t) + Cv_4 \quad (39)$$

$$v_5(t) = \int a_5(t) + Cv_5 \quad (40)$$

Donde las constantes de integración se determinan a partir de la continuidad de la función generada en los límites de las funciones a trozos. Con esto, la manera de determinar la constante de integración i es de la siguiente manera:

$$Cv_i = v_{i-1}(t_L) - \int a_i(t_L) \quad (41)$$

donde t_L es el punto de transición entre las funciones $a_{i-1}(t)$ y $a_i(t)$

Con todo y lo anterior, se determina que $Cv_1 = 0$, debido a que se cumple la condición inicial: $\int a_1(0) = v_1(0) = 0$. Para el resto de funciones, se desarrolla el proceso mencionado anteriormente. La totalidad de resultados se muestran a continuación:

$$v_z(t) = \begin{cases} \frac{5At^2}{T_z} & \text{si } 0 \leq t \leq T_z/10 \\ At - \frac{AT_z}{20} & \text{si } T_z/10 \leq t \leq 2T_z/5 \\ \frac{5At(T_z-t)}{T_z} - \frac{17AT_z}{20} & \text{si } 2T_z/5 \leq t \leq 3T_z/5 \\ \frac{19AT_z}{20} - At & \text{si } 3T_z/5 \leq t \leq 9T_z/10 \\ 5AT_z - \frac{5At(2T_z-t)}{T_z} & \text{si } 9T_z/10 \leq t \leq T_z \end{cases} \quad (42)$$

5.1.3. Desplazamiento

Para el desplazamiento se realiza el mismo procedimiento utilizado para la velocidad.

$$x_1(t) = \int v_1(t) + Cx_1 \quad (43)$$

$$x_2(t) = \int v_2(t) + Cx_2 \quad (44)$$

$$x_3(t) = \int v_3(t) + Cx_3 \quad (45)$$

$$x_4(t) = \int v_4(t) + Cx_4 \quad (46)$$

$$x_5(t) = \int v_5(t) + Cx_5 \quad (47)$$

Para las constantes de integración:

$$Cx_i = x_{i-1}(t_L) - \int v_i(t_L) \quad (48)$$

donde t_L es el punto de transición entre las funciones $v_{i-1}(t)$ y $v_i(t)$

Según lo expuesto anteriormente, se determina que $Cx_1 = 0$, debido a que se cumple la condición inicial: $\int v_1(0) = x_1(0) = 0$. Para el resto de funciones se realizan los cálculos correspondientes. El resultado de la función de desplazamiento se muestra a continuación.

$$z(t) = \begin{cases} \frac{5At^3}{3T_z} & \text{si } 0 \leq t \leq T_z/10 \\ \frac{AT_z^2}{600} - \frac{At(T_z-10t)}{20} & \text{si } T_z/10 \leq t \leq 2T_z/5 \\ \frac{13AT_z^2}{120} - \frac{At(51T_z^2-150T_zt+100t^2)}{60T_z} & \text{si } 2T_z/5 \leq t \leq 3T_z/5 \\ \frac{At(19T_z-10t)}{20} - \frac{151AT_z^2}{600} & \text{si } 3T_z/5 \leq t \leq 9T_z/10 \\ \frac{5At(3T_z^2-3T_zt+t^2)}{3T_z} - \frac{22AT_z^2}{15} & \text{si } 9T_z/10 \leq t \leq T_z \end{cases} \quad (49)$$

5.1.4. Cálculo del período

Para calcular el período, se considera que $z(T_z) = z_{max} = 0,1\ m$ y que se tiene una aceleración: $A = g/5$, así, da como resultado un tiempo de ciclo de: $T_z = 0,505\ s$.

5.1.5. Resultados finales

Ahora bien, para generar totalmente el perfil cinemático, un ciclo completo consta de dos períodos T , con el fin de que el desplazamiento final sea de 0. De este modo, el modelo de aceleración del segundo período es idéntico al primero, pero con una reflexión con el eje horizontal, es decir: $a(t)_{T2} = -a(t)_{T1}$. Lo mismo va a suceder con los modelos de velocidad y desplazamiento. Que van a ser obtenidos a través del proceso de integración correspondiente. Dicho esto, el tiempo total del ciclo es igual a $2T_z = 1,010\ s$.

Teniendo presente lo enunciado anteriormente, se muestran las gráficas del perfil cinemático para arfada:

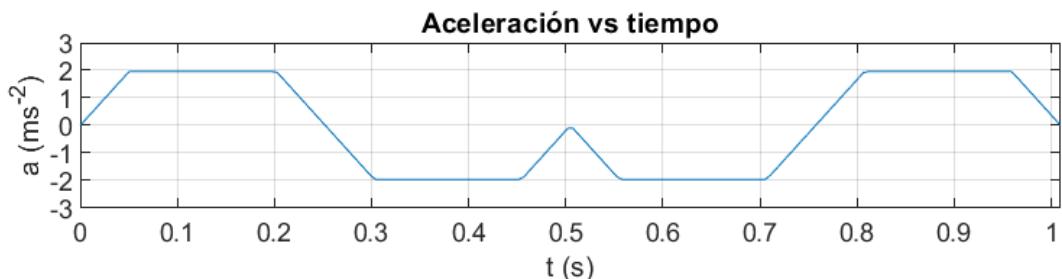


Figura 19: Perfil de aceleración de arfada.

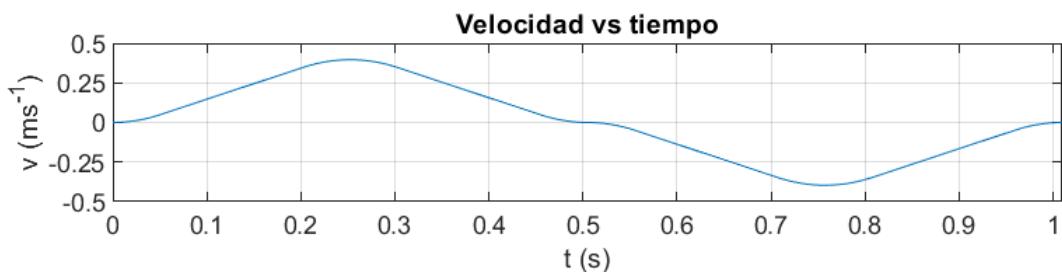


Figura 20: Perfil de velocidad de arfada.

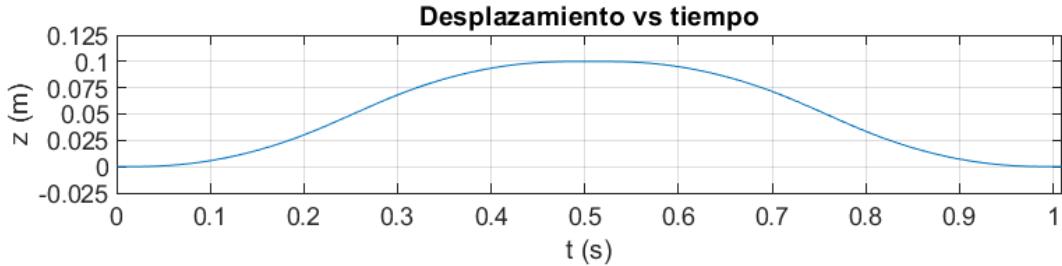


Figura 21: Perfil de desplazamiento de arfada.

5.2. Avance

Para el movimiento de avance se tiene un movimiento muy similar al caso de arfada. Ambos son de un movimiento extremo a extremo de 10 cm, y se tienen los mismos intervalos de tiempo de movimientos que en el caso de arfada. Sin embargo, en este caso se tiene una aceleración máxima de $g/6 = 1,63 \text{ m s}^2$. Con base en estas condiciones, se realiza el proceso de determinación de los perfiles cinemáticos.

5.2.1. Aceleración

$$a_x(t) = \begin{cases} \frac{10At}{T_x} & \text{si } 0 \leq t \leq T_x/10 \\ A & \text{si } T_x/10 \leq t \leq 2T_x/5 \\ 5A - \frac{10At}{T_x} & \text{si } 2T_x/5 \leq t \leq 3T_x/5 \\ -A & \text{si } 3T_x/5 \leq t \leq 9T_x/10 \\ \frac{10At}{T_x} - 10A & \text{si } 9T_x/10 \leq t \leq T_x \end{cases} \quad (50)$$

5.2.2. Velocidad

$$v_x(t) = \begin{cases} \frac{5At^2}{T_x} & \text{si } 0 \leq t \leq T_x/10 \\ At - \frac{AT_x}{20} & \text{si } T_x/10 \leq t \leq 2T_x/5 \\ \frac{5At(T_x-t)}{T_x} - \frac{17AT_x}{20} & \text{si } 2T_x/5 \leq t \leq 3T_x/5 \\ \frac{19AT_x}{20} - At & \text{si } 3T_x/5 \leq t \leq 9T_x/10 \\ 5AT_x - \frac{5At(2T_x-t)}{T_x} & \text{si } 9T_x/10 \leq t \leq T_x \end{cases} \quad (51)$$

5.2.3. Desplazamiento

$$x(t) = \begin{cases} \frac{5At^3}{3T_x} & \text{si } 0 \leq t \leq T_x/10 \\ \frac{AT_x^2}{600} - \frac{At(T_x-10t)}{20} & \text{si } T_x/10 \leq t \leq 2T_x/5 \\ \frac{13AT_x^2}{120} - \frac{At(51T_x^2-150T_xt+100t^2)}{60T_x} & \text{si } 2T_x/5 \leq t \leq 3T_x/5 \\ \frac{At(19T_x-10t)}{20} - \frac{151AT_x^2}{600} & \text{si } 3T_x/5 \leq t \leq 9T_x/10 \\ \frac{5At(3T_x^2-3T_xt+t^2)}{3T_x} - \frac{22AT_x^2}{15} & \text{si } 9T_x/10 \leq t \leq T_x \end{cases} \quad (52)$$

5.2.4. Cálculo del período

Teniendo en cuenta que $x(T_x) = x_{max} = 0,1\text{ m}$, a partir de un valor $A = g/6$, da como resultado un tiempo de ciclo $T_x = 0,553\text{ s}$.

5.2.5. Resultados finales

Utilizando dos períodos T_x para generar el ciclo completo como en arfada, e implementando la misma metodología, se tiene que $2T_x = 1,106\text{ s}$, y se muestran los perfiles cinemáticos generados para el avance:

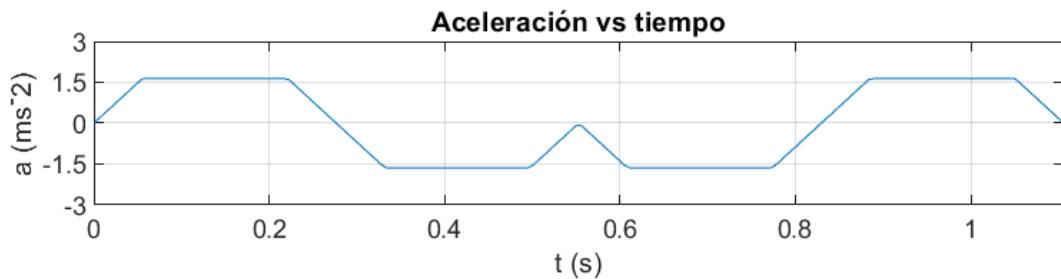


Figura 22: Perfil de aceleración de avance.

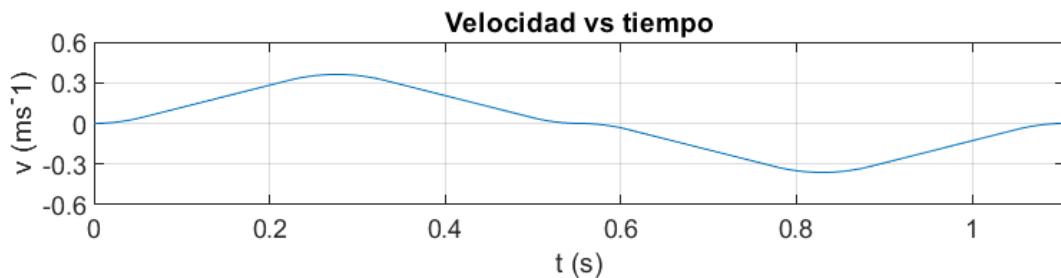


Figura 23: Perfil de velocidad de avance.

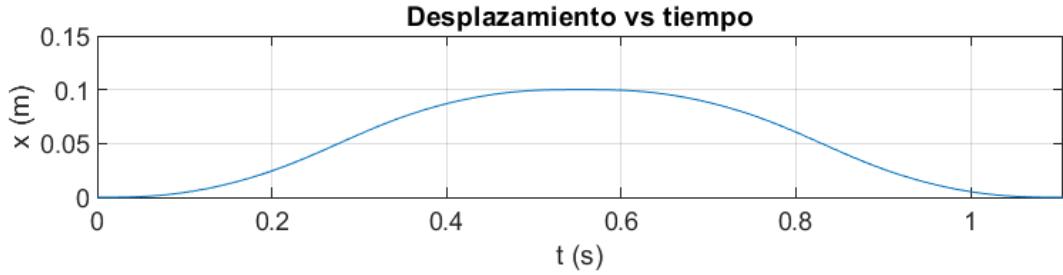


Figura 24: Perfil de desplazamiento de avance.

5.3. Cabeceo

Para el análisis del movimiento de cabeceo de la plataforma, lo primero es determinar los rangos de giro para este movimiento. Después de investigar los movimientos de cabeceo más utilizados para este tipo de aplicaciones, se decidió tener un rango de trabajo de -17° hasta 17° , con un efecto de aceleración angular máxima de 2 rad s^{-2} . De este modo, en el análisis la posición inicial del cabeceo es de $\theta(0) = -17^\circ$.

A partir de estas condiciones, la función a trozos que describe el movimiento de cabeceo se determina bajo el mismo procedimiento efectuado para el avance y arfada, con el cambio de la condición inicial de posición angular.

5.3.1. Aceleración angular

A continuación se muestra la función a trozos que describe la aceleración en cabeceo yendo de la posición mínima a la máxima:

$$\alpha_\theta(t) = \begin{cases} \frac{10At}{T_c} & \text{si } 0 \leq t \leq T_c/10 \\ A & \text{si } T_c/10 \leq t \leq 2T_c/5 \\ 5A - \frac{10At}{T_c} & \text{si } 2T_c/5 \leq t \leq 3T_c/5 \\ -A & \text{si } 3T_c/5 \leq t \leq 9T_c/10 \\ \frac{10At}{T_c} - 10A & \text{si } 9T_c/10 \leq t \leq T_c \end{cases} \quad (53)$$

5.3.2. Velocidad angular

Para la velocidad angular se realiza el proceso de integración correspondiente a la ecuación a trozos de aceleración angular de cabeceo. Los resultados son los siguientes:

$$\omega_\theta(t) = \begin{cases} \frac{5At^2}{T_c} & \text{si } 0 \leq t \leq T_c/10 \\ At - \frac{AT_c}{20} & \text{si } T_c/10 \leq t \leq 2T_c/5 \\ \frac{5At(T_c-t)}{T_c} - \frac{17AT_c}{20} & \text{si } 2T_c/5 \leq t \leq 3T_c/5 \\ \frac{19AT_c}{20} - At & \text{si } 3T_c/5 \leq t \leq 9T_c/10 \\ 5AT_c - \frac{5At(2T_c-t)}{T_c} & \text{si } 9T_c/10 \leq t \leq T_c \end{cases} \quad (54)$$

5.3.3. Desplazamiento angular

Integrando la función de velocidad angular, teniendo una condición inicial de $\theta(0) = -17^\circ$, se obtiene la siguiente función de desplazamiento angular para el movimiento de cabeceo:

$$\theta(t) = \begin{cases} \frac{5At^3}{3T} - \frac{17\pi}{180} & \text{si } 0 \leq t \leq T_c/10 \\ \frac{AT^2}{600} - \frac{17\pi}{180} - \frac{At(T-10t)}{20} & \text{si } T_c/10 \leq t \leq 2T_c/5 \\ \frac{13AT^2}{120} - \frac{17\pi}{180} - \frac{At(51T^2-150Tt+100t^2)}{60T} & \text{si } 2T_c/5 \leq t \leq 3T_c/5 \\ \frac{At(19T-10t)}{20} - \frac{151AT^2}{600} - \frac{17\pi}{180} & \text{si } 3T_c/5 \leq t \leq 9T_c/10 \\ \frac{5At(3T^2-3Tt+t^2)}{3T} - \frac{22AT^2}{15} - \frac{17\pi}{180} & \text{si } 9T_c/10 \leq t \leq T_c \end{cases} \quad (55)$$

5.3.4. Cálculo del período

Para calcular el período, se tiene en cuenta que $\theta(T_z) = \theta_{max} = 17^\circ$, y que la aceleración es: $A = 2 \text{ rad s}^{-2}$, por lo tanto, da como resultado un tiempo de ciclo de: $T_c = 1,218 \text{ s}$.

5.3.5. Resultados finales

Del mismo modo para el avance y arfada, después de T_c segundos, se debe realizar el desplazamiento hacia la posición inicial, utilizando el perfil de aceleración invertido, motivo por el cual se tiene que el tiempo completo del perfil cinemático es de: $2T_c = 2,436 \text{ s}$.

Con todo y lo anterior, se van a mostrar las gráficas del perfil cinemático para cabeceo:

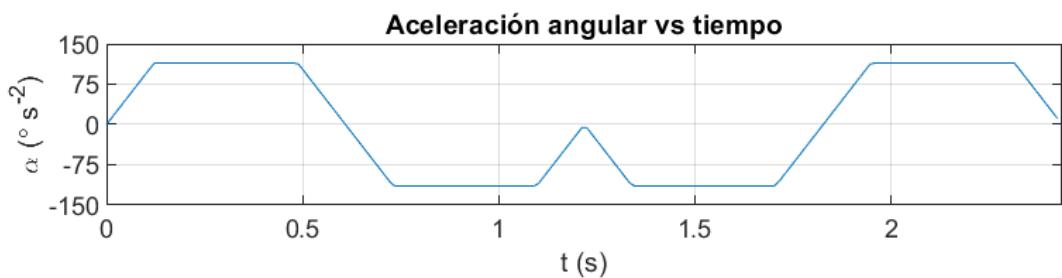


Figura 25: Perfil de aceleración de cabeceo.

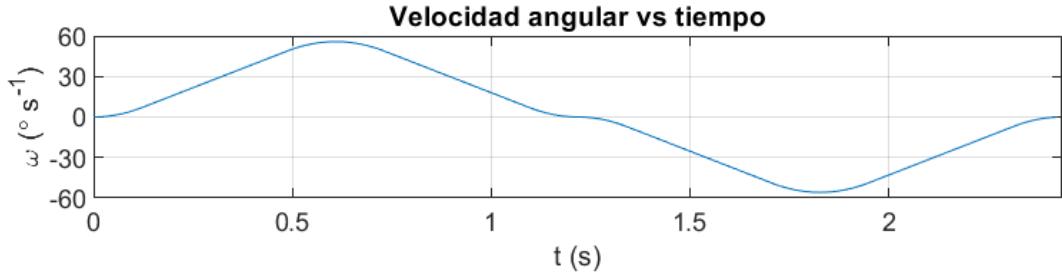


Figura 26: Perfil de velocidad de cabeceo.

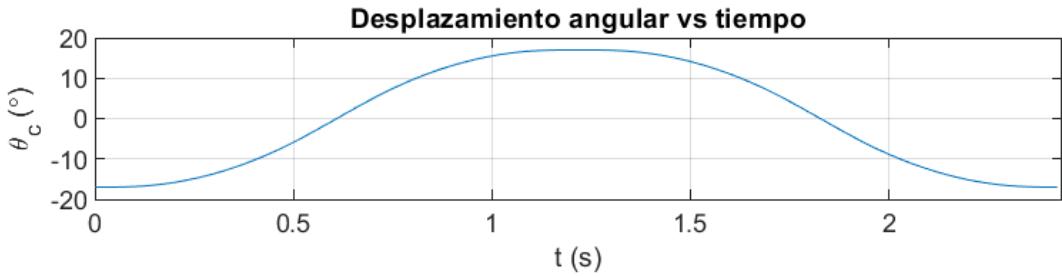


Figura 27: Perfil de desplazamiento de cabeceo.

5.4. Balanceo

Para el análisis del movimiento de balanceo de la plataforma, lo primero es determinar los rangos de giro para este movimiento. Estos rangos son drásticamente menores al cabeceo, debido a la misma geometría de la plataforma que no permite un balanceo tan drástico como el cabeceo, motivo por el cual el rango será de -6° hasta 6° , con un efecto de aceleración angular máxima de 2 rad s^{-2} . De este modo, en el análisis la posición inicial del cabeceo es de $\beta(0) = -6^\circ$.

5.4.1. Aceleración angular

A partir de estas condiciones, la función a trozos que describe el movimiento de balanceo es la siguiente:

$$\alpha_\beta(t) = \begin{cases} \frac{10At}{T_b} & \text{si } 0 \leq t \leq T_b/10 \\ A & \text{si } T_b/10 \leq t \leq 2T_b/5 \\ 5A - \frac{10At}{T_b} & \text{si } 2T_b/5 \leq t \leq 3T_b/5 \\ -A & \text{si } 3T_b/5 \leq t \leq 9T_b/10 \\ \frac{10At}{T_b} - 10A & \text{si } 9T_b/10 \leq t \leq T_b \end{cases} \quad (56)$$

5.4.2. Velocidad angular

Integrando la función de aceleración angular, se obtiene la siguiente función de velocidad angular:

$$\omega_\beta(t) = \begin{cases} \frac{5At^2}{T_b} & \text{si } 0 \leq t \leq T_b/10 \\ At - \frac{AT_b}{20} & \text{si } T_b/10 \leq t \leq 2T_b/5 \\ \frac{5At(T_b-t)}{T_b} - \frac{17AT_b}{20} & \text{si } 2T_b/5 \leq t \leq 3T_b/5 \\ \frac{19AT_b}{20} - At & \text{si } 3T_b/5 \leq t \leq 9T_b/10 \\ 5AT_b - \frac{5At(2T_b-t)}{T_b} & \text{si } 9T_b/10 \leq t \leq T_b \end{cases} \quad (57)$$

5.4.3. Desplazamiento angular

Integrando la función de velocidad angular, teniendo una condición inicial de $\beta(0) = -6^\circ$, se tiene la siguiente función de desplazamiento angular para el movimiento de balanceo:

$$\beta(t) = \begin{cases} \frac{5At^3}{3T_b} - \frac{\pi}{30} & \text{si } 0 \leq t \leq T_b/10 \\ \frac{AT_b^2}{600} - \frac{\pi}{30} - \frac{At(T_b-10t)}{20} & \text{si } T_b/10 \leq t \leq 2T_b/5 \\ \frac{13AT_b^2}{120} - \frac{\pi}{30} - \frac{At(51T_b^2-150T_bt+100t^2)}{60T_b} & \text{si } 2T_b/5 \leq t \leq 3T_b/5 \\ \frac{At(19T_b-10t)}{20} - \frac{151AT_b^2}{600} - \frac{\pi}{30} & \text{si } 3T_b/5 \leq t \leq 9T_b/10 \\ \frac{5At(3T_b^2-3T_bt+t^2)}{3T_b} - \frac{22AT_b^2}{15} - \frac{\pi}{30} & \text{si } 9T_b/10 \leq t \leq T_b \end{cases} \quad (58)$$

5.4.4. Cálculo del período

Para calcular el período, teniendo en cuenta que $\beta(T_b) = \beta_{max} = 6^\circ$, evaluando y solucionando a partir de la función de desplazamiento, da como resultado un tiempo de ciclo de: $T_b = 0,724 s$.

5.4.5. Resultados finales

Teniendo en cuenta la segunda parte del ciclo completo, al igual que en los anteriores movimientos, se tendría un tiempo completo de: $2T_c = 1,477 s$.

Considerando lo dicho anteriormente, se van a mostrar las gráficas del perfil cinemático para balanceo:

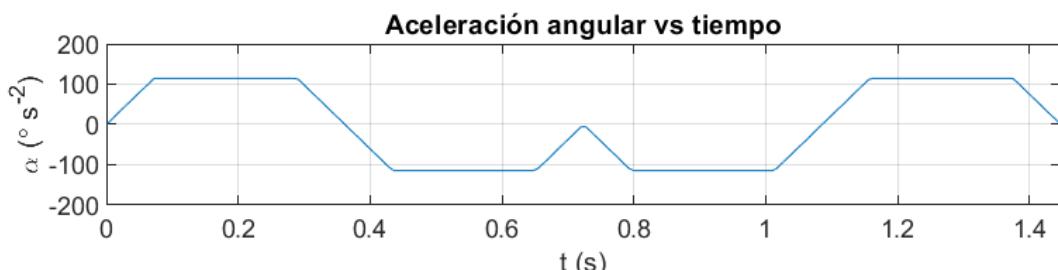


Figura 28: Perfil de aceleración de balanceo.

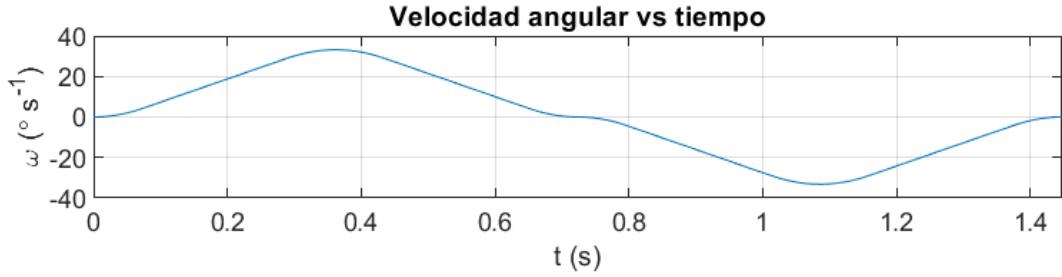


Figura 29: Perfil de velocidad de balanceo.

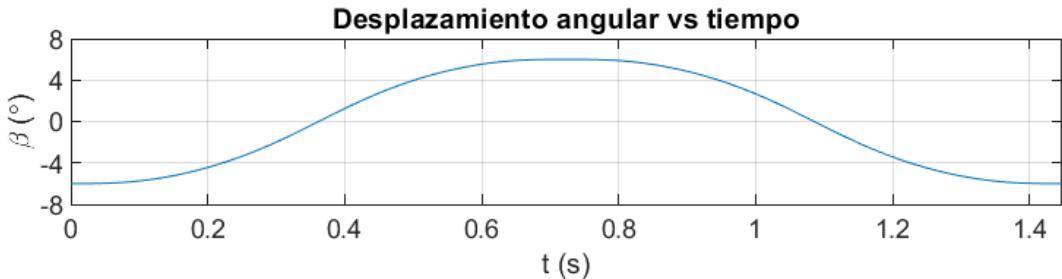


Figura 30: Perfil de desplazamiento de balanceo.

5.5. Cadena cinemática

Ya teniendo definidos los perfiles cinemáticos de la plataforma general, para realizar el análisis completo del problema, es necesario conocer los perfiles cinemáticos de los ejes de los motores que van a ser utilizados para el movimiento de la plataforma, en especial para los dos motores que estarán conectados a la plataforma a través de un sistema biela manivela. Debido a esto, para poder determinar estos perfiles cinemáticos, es necesario construir la cadena cinemática del sistema, con el fin de conocer el ángulo de rotación del eje a partir de las dimensiones de los elementos de la plataforma.

Ahora bien, para esto, primero es necesario describir adecuadamente la posición de la placa, o marco, superior de la plataforma a partir de los ángulos específicos de cabeceo y balanceo, junto con la magnitud de arfada deseada. Debido a que el movimiento de avance no hace parte de la conexión inicial del marco superior e inferior, no va a afectar a los perfiles cinemáticos de los ejes de los motores mencionados.

5.5.1. Movimiento del plano superior

Lo primero que se va a describir es cualquier punto ubicado ya sea encima del marco superior, o a una altura perpendicular fija del mismo. De este modo, se debe generar un sistema que tenga de entrada las coordenadas iniciales del punto y los valores deseados de cabeceo, balanceo y arfada, y como salida se tengan las coordenadas transformadas. Para esto se van a realizar las matrices de transformación correspondientes a los 3 cambios posibles.

Por separado, éstas son del siguiente modo:

$$Arfada = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & Z_a \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (59)$$

$$Balanceo = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\beta) & -\sin(\beta) & 0 \\ 0 & \sin(\beta) & \cos(\beta) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (60)$$

$$Cabeceo = \begin{bmatrix} \cos(theta) & 0 & \sin(theta) & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin(theta) & 0 & \cos(theta) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (61)$$

Con estas tres matrices de transformación, multiplicándolas entre sí y con una matriz diagonal que tenga sus coordenadas en orden x, y, z y un 1 en su última posición, da como resultado una matriz de tamaño 4×4 , donde las coordenadas transformadas del punto inicial se obtienen en orden x, y, z de la última columna. Hecha esta aclaración, se tiene que:

$$M_{pf} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & Z_a \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\beta) & -\sin(\beta) & 0 \\ 0 & \sin(\beta) & \cos(\beta) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos(theta) & 0 & \sin(theta) & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin(theta) & 0 & \cos(theta) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} P_i(x) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & P_i(y) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & P_i(z) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (62)$$

Donde:

$$P_f(x) = M_{pf}(4, 1)$$

$$P_f(y) = M_{pf}(4, 2)$$

$$P_f(z) = M_{pf}(4, 3)$$

5.5.2. Modelo de la cadena cinemática

Para esta sección se debe desarrollar la cadena cinemática correspondiente al sistema biela-manivela. A modo de ejemplo, se determinan unas coordenadas iniciales del eje de uno de los motores del sistema biela manivela:

$$D = [0 \ -0,4 \ 0,2] \text{ m}$$

Con esto, se puede generar la siguiente cadena cinemática:

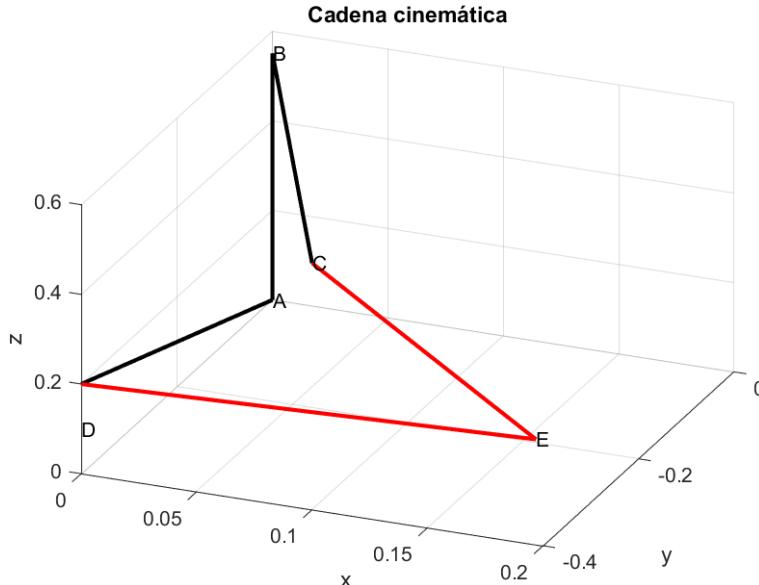


Figura 31: Análisis cinemático de arfada positivo.

donde:

- A: Origen placa inferior.
- B: Origen placa superior.
- C: Unión biela-placa superior.
- D: Eje del motor.
- E: Unión biela-manivela.
- \overline{AD} : Distancia del eje del motor al origen del sistema.
- \overline{AB} : Distancia vertical entre el origen del sistema y la placa superior.
- \overline{BC} : Vector formado por la transformación del plano superior, entre su propio origen y un punto alejado de este, donde estará la unión con la biela.
- \overline{DE} : Vector dado a partir de la posición de la manivela.
- \overline{EC} : Vector dado a partir de la posición de la biela.

De este modo, se tiene la siguiente relación:

$$\overline{DA} + \overline{AB} + \overline{BC} = \overline{DE} + \overline{EC} \quad (63)$$

Con esto, se deben tener en cuenta 3 ángulos que se generan en la cadena cinemática:

- θ_1 : Ángulo formado entre la manivela y el vector \vec{i} visto en el plano xz .
- θ_2 : Ángulo formado entre la biela y la manivela en el plano XZ .
- θ_3 : Ángulo formado entre la biela y el vector \vec{j} visto en el plano YZ .

Con todo y lo anterior, se van a establecer ciertos parámetros constantes para el desarrollo de la cadena:

- L_m : Longitud de la manivela.

- L_b : Longitud de la biela.
- C : Coordenadas finales transformadas por el movimiento de arfada, cabeceo y balanceo de la placa superior.
- D : Coordenadas del eje del motor al origen.
- θ_C : Ángulo de cabeceo del sistema en radianes.
- β : Ángulo de balanceo del sistema en radianes.
- Z_{arfada} : Desplazamiento de arfada del sistema.

A partir de estas definiciones, y de la matriz de transformación utilizada para el punto C , se tienen las siguientes expresiones a partir de la cadena cinemática:

$$L_m \cos(\theta_1) + L_b \cos(\theta_1 + \theta_2) \sin(\theta_3) = C_x \cos(\theta_C) - D_x \quad (64)$$

$$L_b \cos(\theta_3) = C_y \cos(\beta) - D_y + C_x \sin(\beta) \sin(\theta_C) \quad (65)$$

$$L_m \sin(\theta_1) + L_b \sin(\theta_1 + \theta_2) \sin(\theta_3) = P_z - D_z + Z_{arfada} + C_y \sin(\beta) - C_x \cos(\beta) \sin(\theta_C) \quad (66)$$

Solucionando el sistema para θ_3 utilizando (65), se tiene que:

$$\theta_3 = \arccos\left(\frac{C_y \cos(\beta) - D_y + C_x \sin(\beta) \sin(\theta_C)}{L_b}\right) \quad (67)$$

Ahora, sumando las tres expresiones (64), (65) y (66) al cuadrado, se puede solucionar para la variable θ_2 . La solución es la siguiente:

$$\begin{aligned} \theta_2 = & \arccos\left(\frac{(C_y \cos(\beta) - D_y + C_x \sin(\beta) \sin(\theta_C))^2 + (D_x - C_x \cos(\theta_C))^2}{2 L_b L_m \sin(\theta_3)}\right. \\ & \left. - \frac{L_b^2 - L_m^2 + (P_z - D_z + Z_{arfada} + C_y \sin(\beta) - C_x \cos(\beta) \sin(\theta_C))^2}{2 L_b L_m \sin(\theta_3)}\right) \end{aligned} \quad (68)$$

Ya teniendo soluciones para θ_3 y θ_2 , se pueden reemplazar en (64) para solucionar θ_1 , el cual corresponde al ángulo de rotación del eje del motor. No se muestra esta solución analítica, ya que ocupa aproximadamente 100 páginas completas, sin embargo, es una función completamente válida que se va a utilizar de ahora en adelante establecida como:

$$\theta_1 = T(L_m, L_b, C, D, \theta_C, \beta, Z_{arfada}) \quad (69)$$

Cabe resaltar que este modelo está restringido por limitaciones geométricas de las longitudes de la biela, manivela y demás dimensiones. Por lo que, en caso de obtener resultados imaginarios, significa que es imposible desarrollar la cadena cinemática por limitaciones físicas. Además, el mismo modelo aplica para lo que sería el eje del motor derecho e izquierdo, debido a que se tienen en cuenta las posiciones de estos dos con base al sistema de referencia en el punto medio de la placa.

5.6. Cinemática del eje

Con base a la expresión (69) es posible determinar los perfiles cinemáticos del eje, los cuales son necesarios para todo el proceso de selección de motores y reductores y de la sección de diseño paramétrico, ya que las piezas van a someterse a partir de sus relaciones con el movimiento del eje de los motores.

Debido al alto número de posibles configuraciones del sistema, se va a tomar una inicial, y dos críticas para cada movimiento, esto con el fin de abordar un gran espectro de movimientos del mecanismo:

- Arfada:

1. Balanceo y cabeceo nulos.
2. Balanceo y cabeceo máximos.
3. Balanceo y cabeceo mínimos.

- Cabeceo:

1. Arfada y balanceo nulos.
2. Arfada y balanceo máximos.
3. Arfada y balanceo mínimos.

- Balanceo:

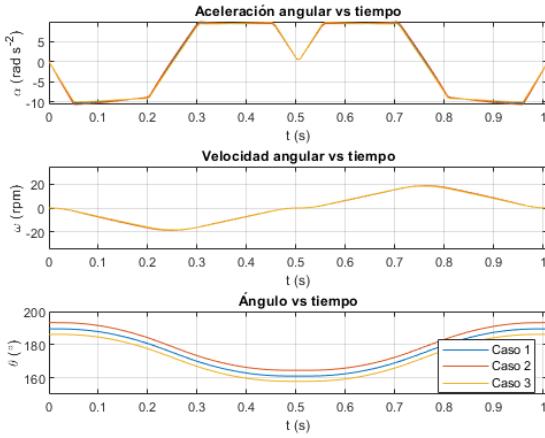
1. Arfada y cabeceo nulos.
2. Arfada y cabeceo máximos.
3. Arfada y cabeceo mínimos.

- Avance:

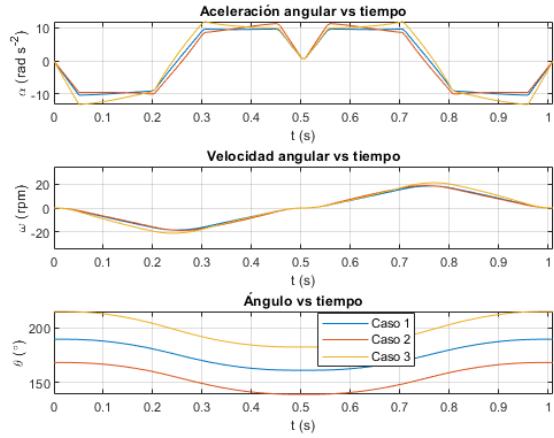
1. Arfada, balanceo y cabeceo nulos.
2. Arfada, balanceo y cabeceo máximos.
3. Arfada, balanceo y cabeceo mínimos.

Dicho esto, con base a los diferentes casos de estudio que se tienen, es posible determinar el ángulo correspondiente del motor, así como su velocidad y aceleración mediante procesos de derivación de (69) con respecto a la variable independiente de cada caso. Es decir, en el análisis de arfada, $Z_{arfada}(t)$ varía con respecto al tiempo; en el análisis de balanceo, $\beta(t)$ varía con respecto al tiempo; en el análisis de cabeceo, $\theta_C(t)$ varía con respecto al tiempo. Estas expresiones, al igual que (69) son demasiado extensas como para incluirlas en el documento.

De manera que, mediante los perfiles cinemáticos obtenidos en las secciones 5.1, 5.4 y 5.3, se determinan los perfiles cinemáticos de los ejes del motor izquierdo y del motor derecho. Los resultados para todos los casos se muestran a continuación:

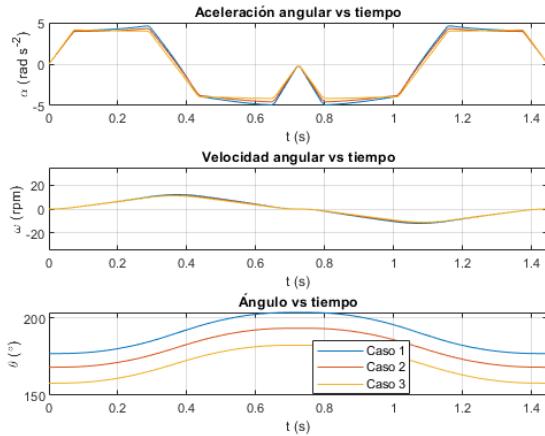


(a) Motor izquierdo.

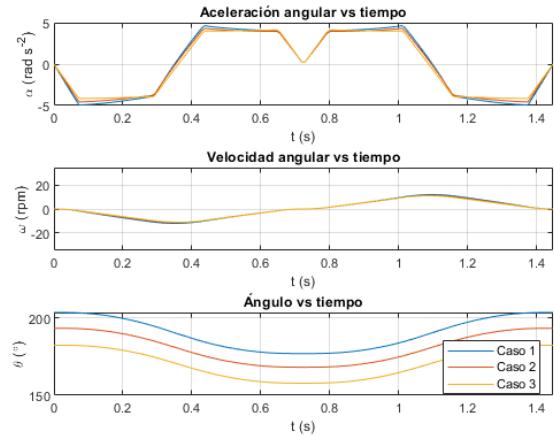


(b) Motor derecho.

Figura 32: Cinemática de los ejes del motor para casos de arfada.

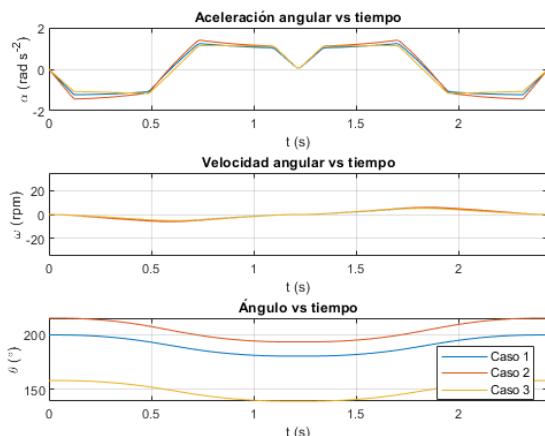


(a) Motor izquierdo.

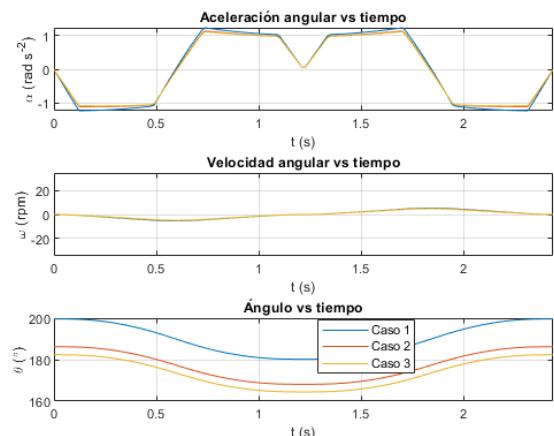


(b) Motor derecho.

Figura 33: Cinemática de los ejes del motor para casos de balanceo.



(a) Motor izquierdo.



(b) Motor derecho.

Figura 34: Cinemática de los ejes del motor para casos de Cabeceo.

De este modo, se termina la sección de análisis cinemático con todos los resultados esperados.

6. Análisis cinético

Debido a la complejidad del mecanismo, para realizar el análisis cinético correspondiente a todos los casos de movimiento se va utilizar el módulo de simulación dinámica de Inventor y se van a someter las juntas rotacionales de los ejes del motor y el actuador central a los perfiles cinemáticos determinados en la sección anterior. De este modo, se pueden determinar todas las reacciones asociadas al sistema con base en los movimientos que se deben realizar.

6.1. Biela

Para el análisis cinético de la biela se tiene el siguiente DCL:

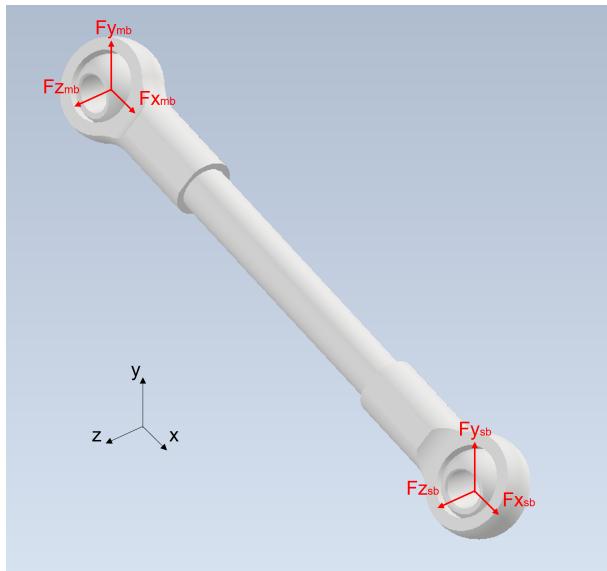


Figura 35: DCL de la biela completa

Como se puede evidenciar, la biela se compone de un eje y de dos rótulas para las uniones con el marco superior y la manivela. Ahora bien, en la sección de diseño sólo es necesario definir el eje de la biela. De este modo, es preferible mostrar el DCL de sólo el eje.

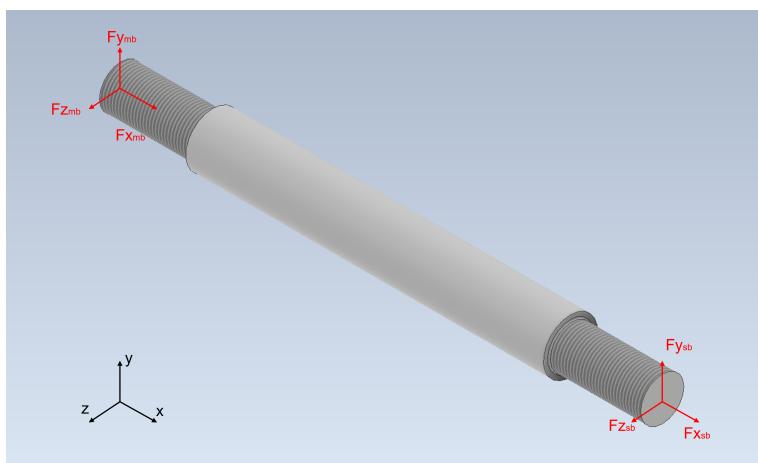
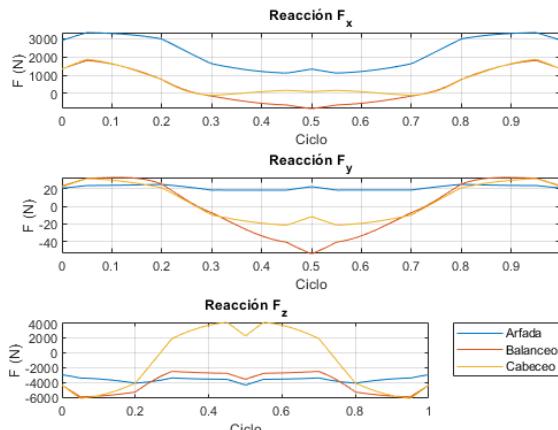


Figura 36: Reacciones caso 3 en la unión biela-soporte

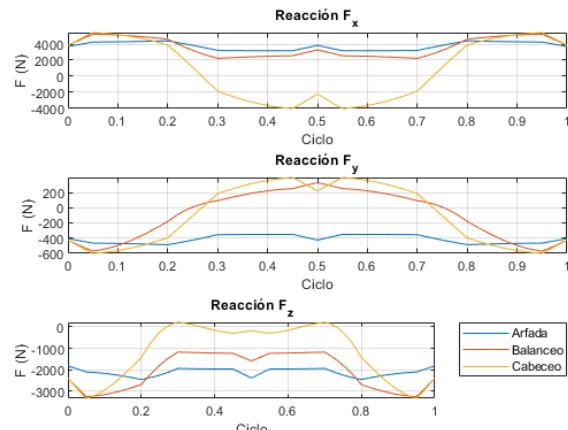
Como se puede ver, el eje X coincide con la dirección axial de la biela en todo momento, esto para facilitar las componentes de las reacciones. Además, no se denotan momentos ejercidos en la pieza,

debido a que en las rótulas sólo se transmiten cargas y no momentos. Para las medidas de la biela, se tiene una longitud entre centros de las rótulas de 420 mm, en la sección de diseño se especifican las demás cotas.

Con todo y lo anterior, para determinar las cargas ejercidas en el eje, se simula bajo un entorno de simulación dinámica de Inventor y se obtienen las reacciones para los diferentes casos de estudio. A pesar de que se simulan todos los casos, solo se van a mostrar los resultados para arfada, cabeceo y balanceo en sus casos 3 correspondientes para la biela derecha, los cuales presentaron las mayores cargas de todas las obtenidas.



(a) Reacciones manivela biela.



(b) Reacciones soporte biela.

Figura 37: Reacciones caso 3 para los extremos de la biela.

Como se puede evidenciar, se tienen cargas axiales y cortantes en ambos extremos. La magnitud de las cargas no es la misma debido a que durante el movimiento se tienen aceleraciones de la pieza, por lo que no se encuentra en equilibrio estático.

6.2. Manivela

Para la manivela se tiene una placa principal con dos agujeros, uno con el cuñero donde va conectado al eje de transmisión, y el otro donde se ajusta un pasador con rosca en su otro extremo para poder generar la unión de la biela con la manivela. Las reacciones de este pasador se generan en el punto medio de donde se ubicaría la rótula y no se generan momentos por el tipo de unión con la rótula, mientras que las cargas del eje de transmisión se generan en el medio de dicho agujero y se generan los tres momentos y cargas. A continuación se muestra el DCL de la pieza:

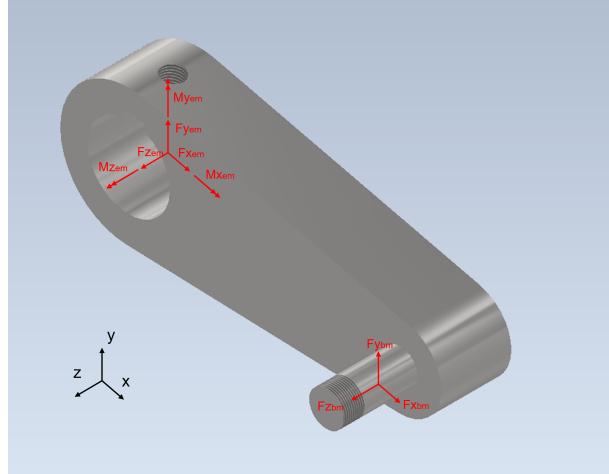


Figura 38: DCL de la manivela general.

Con base en este diagrama, se observa que el eje X siempre mantiene la dirección axial de la manivela y que el eje Z es el eje de giro del motor. A continuación se muestran los nuevos resultados para la reacción biela-manivela:

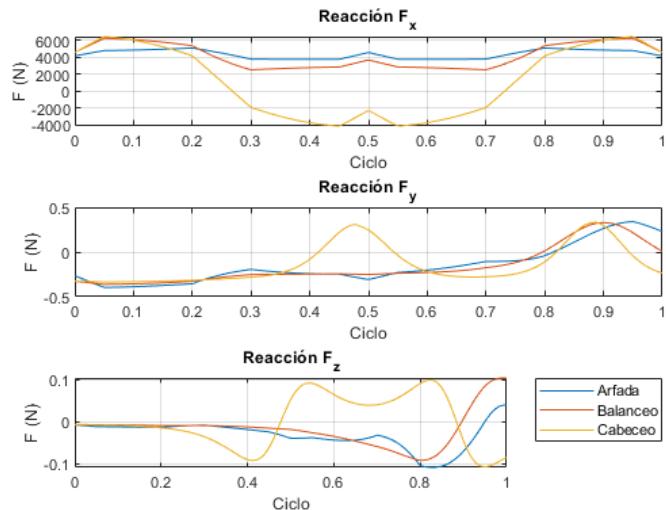
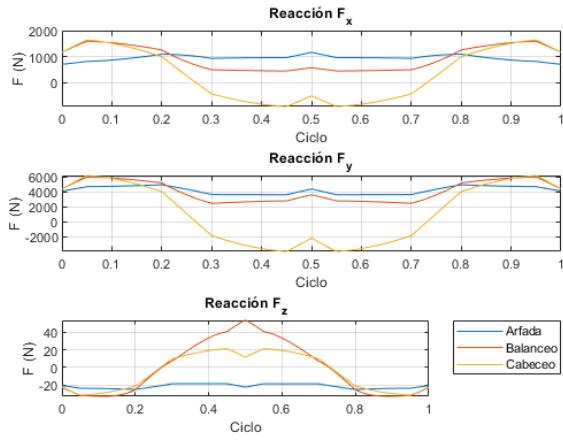


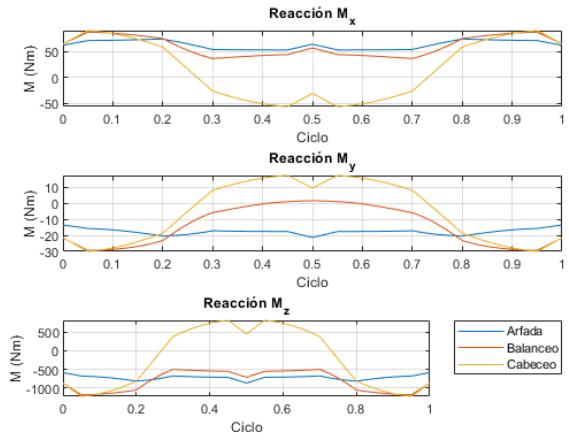
Figura 39: Reacciones caso 3 en la unión biela-manivela.

Al igual que en la biela, los momentos son nulos para estas reacciones.

Ahora, para las reacciones de la unión eje-manivela, sí se tienen cargas y momentos en todas las direcciones. A continuación se muestran los resultados del caso 3 para el eje derecho:



(a) Cargas.



(b) Momentos.

Figura 40: Reacciones caso 3 para la unión eje-manivela.

Como es de esperarse, los momentos más altos se generan en el eje Z, dado que corresponden al torque que el motor debe de realizar para generar el movimiento de la manivela.

6.3. Junta universal (cardán)

En la junta universal que une al actuador central con el marco superior se permiten dos rotaciones, por lo que las reacciones en esta junta van a constar de cargas axiales, cortantes, y de torsión. Estas reacciones se van a mostrar en la siguiente imagen.

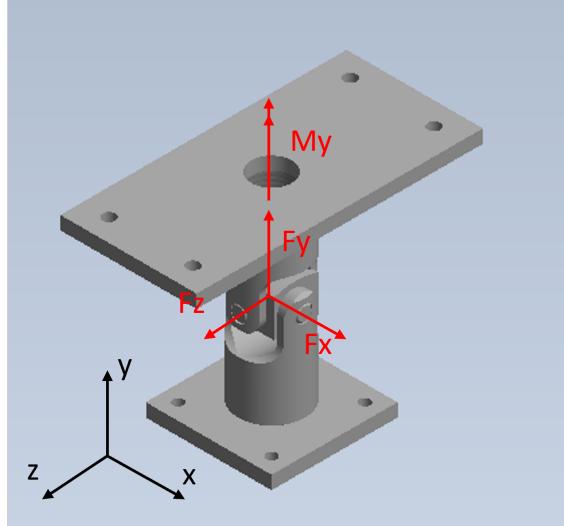


Figura 41: DCL del cardán.

Como se puede evidenciar, el cardán se implementa para la unión de dos placas, las cuales van atornilladas al marco superior y al actuador central. Dicho esto, se muestran las reacciones generadas en el cardán a partir de la simulación.

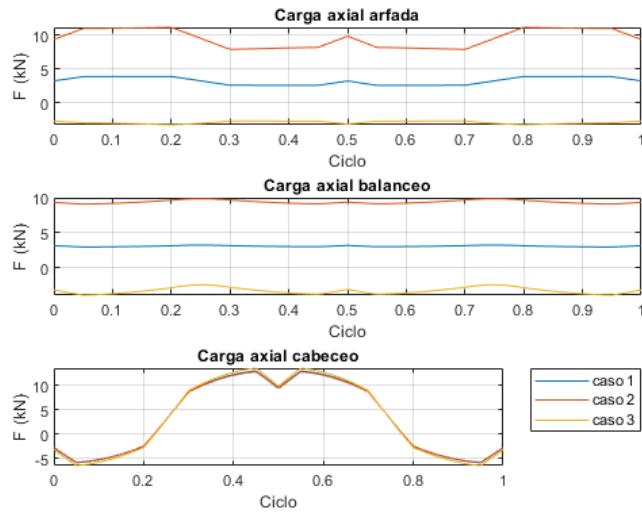


Figura 42: Carga axial en el cardán.

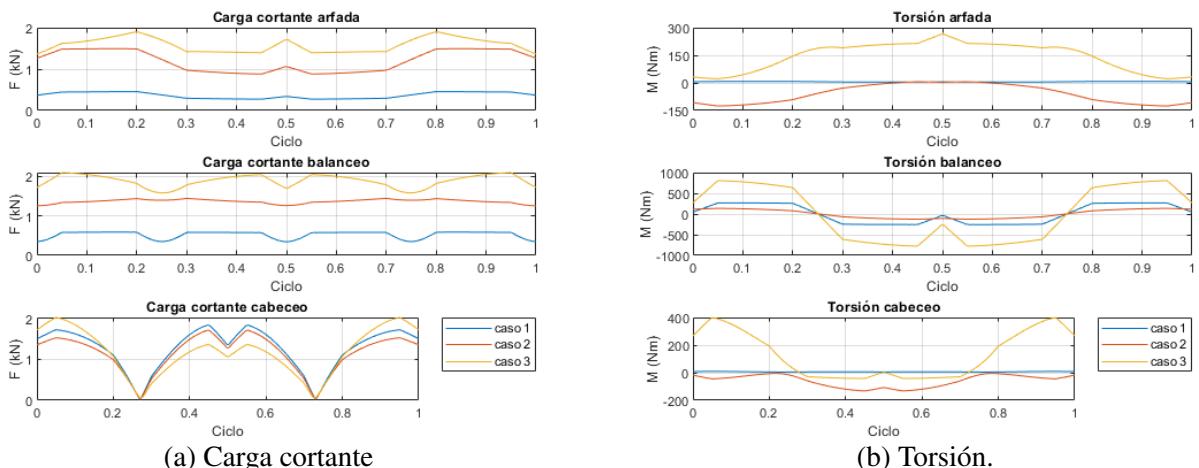


Figura 43: Cargas cortantes y de torsión en el cardán.

6.4. Actuador central

Para el análisis del actuador central y de los elementos de diseño que van unidos al mismo, es ideal mostrar los resultados para todos los casos de estudio a partir del siguiente DCL.

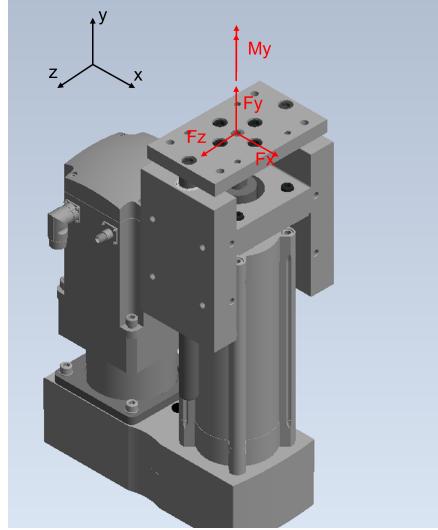


Figura 44: DCL del actuador central.

Por la configuración del actuador central, las reacciones sobre éste constan principalmente de cargas axiales y cortantes. De este modo, se muestran los resultados de simulación para determinar las cargas en los diferentes casos.

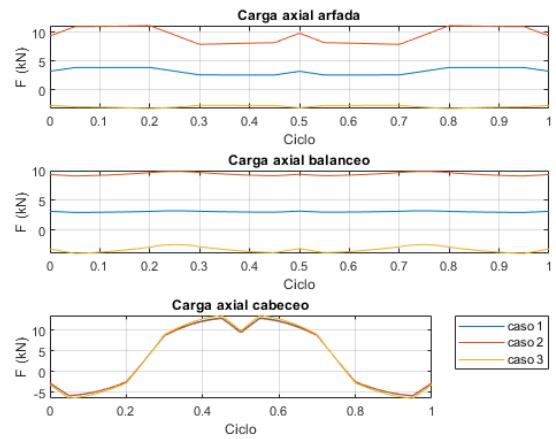
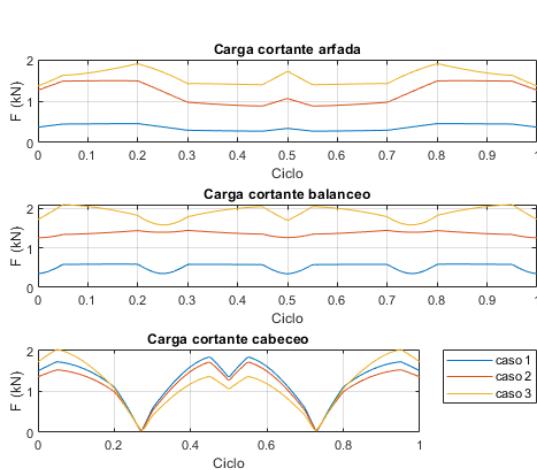


Figura 45: Cargas en el actuador central.

6.5. Marco superior

Para el análisis cinético del marco superior se tiene el siguiente DCL:

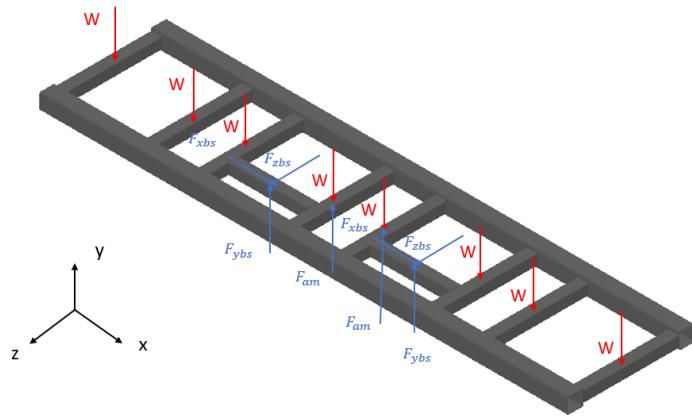


Figura 46: DCL del marco superior.

Como se puede evidenciar, en la figura 46 se representa el peso de las personas, las sillas y el peso de los perfiles en una carga puntual en el centro de los perfiles. Por otro lado, se representan las reacciones de los dos sistemas biela-manivela (F_{bs}). Finalmente para mostrar el efecto del actuador eléctrico central, éste se representa a partir de una carga puntual sobre los dos perfiles donde se encuentra la placa que transmite la carga impuesta por el actuador (F_{am}). A continuación, se presentan las gráficas de la carga F_{bs} en componentes para el caso más critico en los 3 movimientos principales, las cuales corresponden a la ejercidas por el sistema biela-manivela:

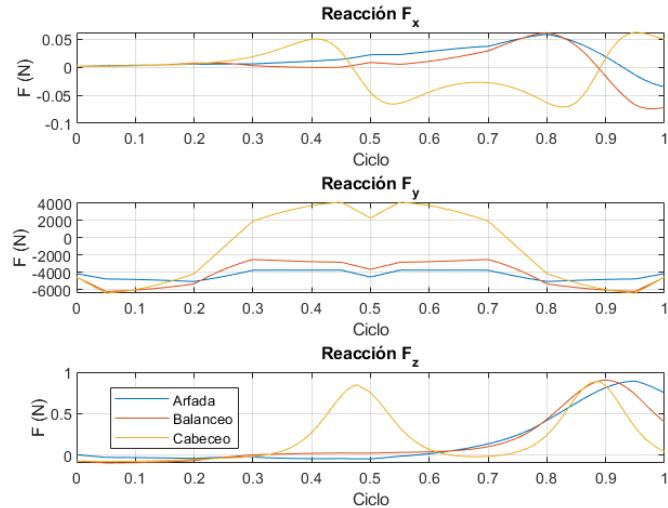


Figura 47: Reacciones caso 3 en la unión del marco.

En cuanto a la carga F_{am} , se pueden encontrar sus gráficas en la figura 45b.

6.6. Rieles de avance

El sistema de rieles de avance consiste en 2 guías lineales ubicadas en el marco inferior de la máquina, ubicadas en los perfiles más exteriores, de forma paralela por debajo de los mismos. En cuanto al movimiento actuado, se genera mediante un sistema de actuador cilíndrico, que incluye un cilindro y un servomotor.

Para el análisis cinético de dichos rieles de avance se tiene el siguiente DCL:

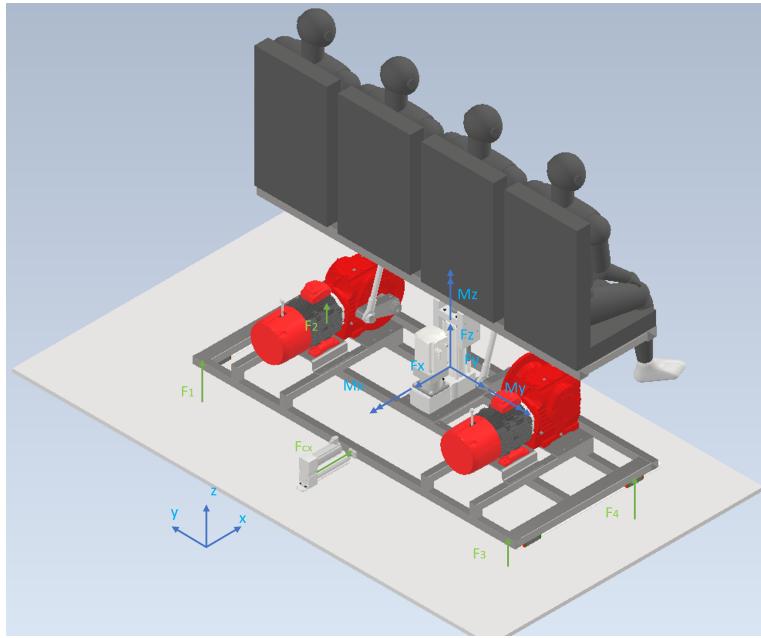


Figura 48: DCL de los rieles de avance

Ahora bien, para la simulación, lo que se va a realizar es determinar las reacciones totales del sistema en un único punto correspondiente a la posición de la conexión del actuador cilíndrico lateral, como se evidencia en la siguiente imagen.

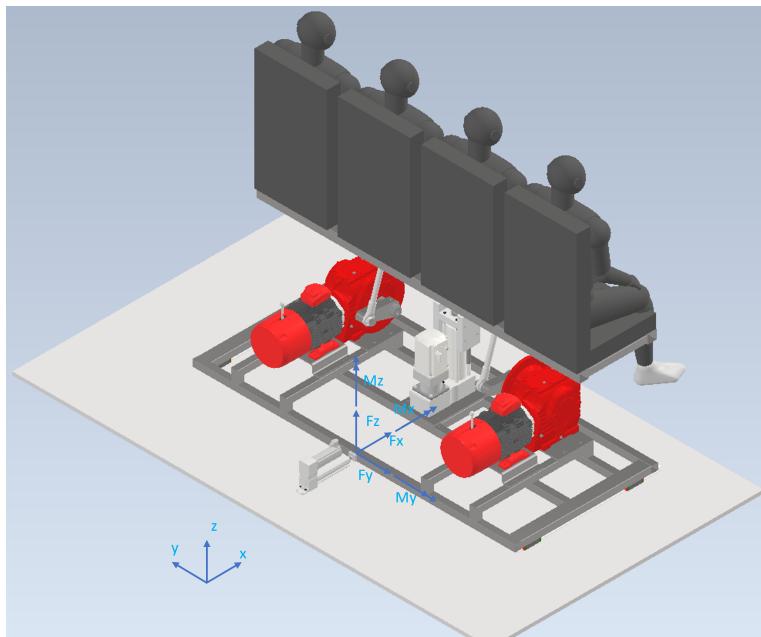
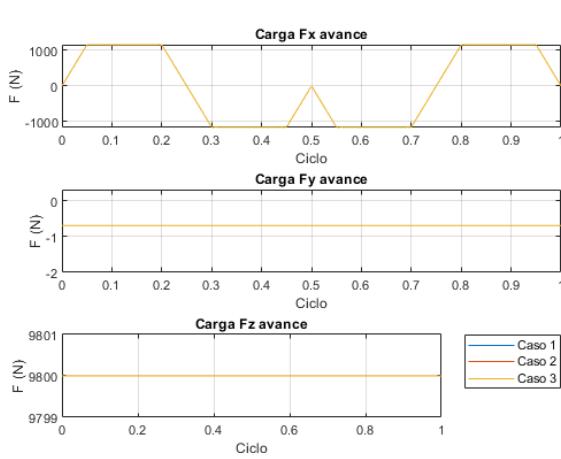
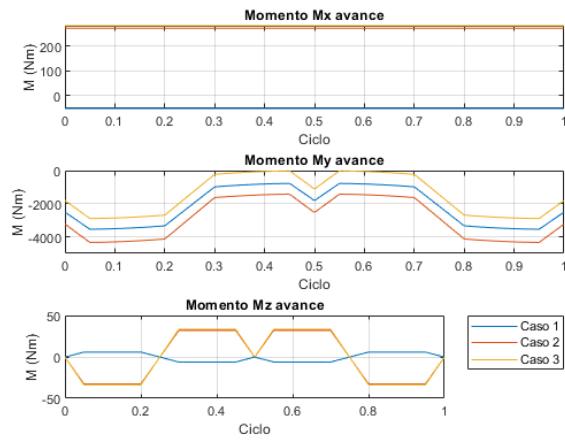


Figura 49: Reacciones obtenidas en simulación.

De este modo, se muestran los resultados de simulación para los tres casos de análisis del avance.



(a) Fuerzas para el avance.



(b) Momentos para el avance.

Figura 50: Cargas en los rieles.

En el análisis de dichos resultados se puede evidenciar que en cuestión de fuerzas las reacciones en los 3 casos son equivalentes, mientras que para los momentos, el caso más crítico es el 3, por lo que es pertinente realizar cálculos de diseño por selección con dichos valores.

7. Diseño paramétrico

En esta sección, se va a realizar el análisis pertinente para el diseño paramétrico de las piezas que se deben mecanizar para generar la máquina. Para resumir el contenido de la sección, sólo se muestra el análisis correspondiente al caso con las cargas más elevadas.

7.1. Biela

Con base en las reacciones determinadas en la sección 6.1, se debe realizar el análisis del caso 3 para el cabeceo con los valores usados para el diseño.

Respecto a la construcción de la biela, ya se había mencionado anteriormente, pero específicamente lo que se va a realizar es un eje con hombro fileteado en sus dos extremos, los cuales estarán roscados y conectados con una rótula esférica con rosca interna, la cual le permite el libre movimiento a la biela respecto a sus junturas con el soporte superior del marco y el extremo de la manivela. De este modo, es necesario diseñar el eje, mientras que las rótulas se pueden seleccionar en una sección posterior.

Para las medidas de la biela, como se había mencionado anteriormente, la distancia entre los centros de las rótulas es de 420 mm. Además, existen dos hombros de filete, donde se tiene una rosca 1" – 14 en los diámetros inferiores con el fin de realizar la unión con las rótulas. Además, estas secciones de diámetros menores serán de 54 mm de largo, mientras que la sección más larga será de longitud 210,4 mm. Esto, con el fin de garantizar las distancias entre centros. Como material del eje se va a utilizar un acero SAE 1020 HR, el cual tiene las siguientes propiedades: $S_y = 210 \text{ MPa}$ y $S_{ut} = 380 \text{ MPa}$.

Sumado a esto, se tiene que el diámetro inferior del eje va a ser de una pulgada, es decir $d' = 25,4 \text{ mm}$, con una relación al eje mayor de 1,25, por lo que el diámetro mayor será de $D = 31,75 \text{ mm}$. Sin embargo, debido a que se tiene el extremo roscado, para realizar los cálculos de esfuerzo se va a

utilizar el diámetro inferior generado por la rosca. Teniendo un tamaño determinado de $1'' - 14$, se obtiene que el diámetro más pequeño en la rosca es:

$$d = d' - 1,5 \cdot 25,4 \text{ mm} / 14 = 22,86 \text{ mm} \quad (70)$$

Con esto, se puede realizar un análisis de esfuerzos a lo largo del eje. Debido a que sólo se ejercen cargas en sus extremos, y que se componen de cargas axiales y cortantes, la sección crítica a tener en cuenta es el hombro del filete.

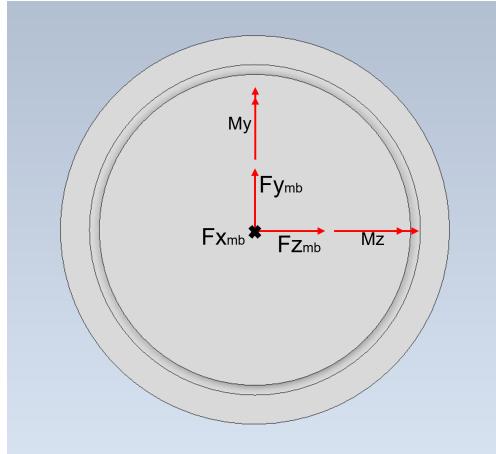


Figura 51: Sección crítica de la biela.

Ahora bien, las reacciones se evidencian en la figura 37, donde se tiene que:

$$\begin{aligned} M_z &= 105 \text{ mm} \times F_y \\ M_y &= 105 \text{ mm} \times F_z \end{aligned}$$

Los 105 mm corresponden a la distancia del centro de la rótula que origina que las cargas cortantes generen los momentos flectores. De este modo, el punto crítico del eje se entiende como un punto dentro de la sección crítica donde se ejercen esfuerzos normales por carga axial y por momento flector, por lo tanto, este esfuerzo total ya se entiende como el esfuerzo de Von Mises.

$$\sigma_c = k_f \left[\frac{F_x}{A_t} - \frac{M_t \cdot d}{2I} \right] \quad (71)$$

$$\sigma_t = k_f \left[\frac{F_x}{A_t} + \frac{M_t \cdot d}{2I} \right] \quad (72)$$

donde:

- k_f Concentrador de esfuerzos por carga axial en hombro con filete en fatiga.
- F_x Valor de carga axial.
- A_t Área de sección transversal.
- M_t Momento flector total calculado como $M_t = \sqrt{M_z^2 + M_y^2}$.
- d Diámetro de sección crítica.
- I Momento de inercia de sección transversal.

Se analizan dos puntos críticos, uno donde el momento flector genera tensión máxima en la pieza y otro que genera compresión máxima.

Ahora, para determinar el valor de concentrador de esfuerzos k_f , con base a la teoría de concentradores de esfuerzos para hombro con filete (2), se tiene que el radio de filete será de $0,15d = 3,4\text{ mm}$, por lo tanto se tiene un valor $k_t = 1,559$. Con esto, para determinar el valor k_f se utilizan (26) y (27), suponiendo un radio de la muesca de $0,2''$ y un factor de Neuber asociado al material de 0,118. A partir de estas condiciones, se tiene que $k_f = 1,442$.

Con todo y lo anterior, de los dos hombros de filete es más crítico el lado de conexión con el marco superior, como se evidenció en las cargas de la biela, por lo que se utilizan dichas cargas para determinar los esfuerzos. De este modo, se puede obtener la gráfica de esfuerzos de la sección crítica para el ciclo del movimiento:

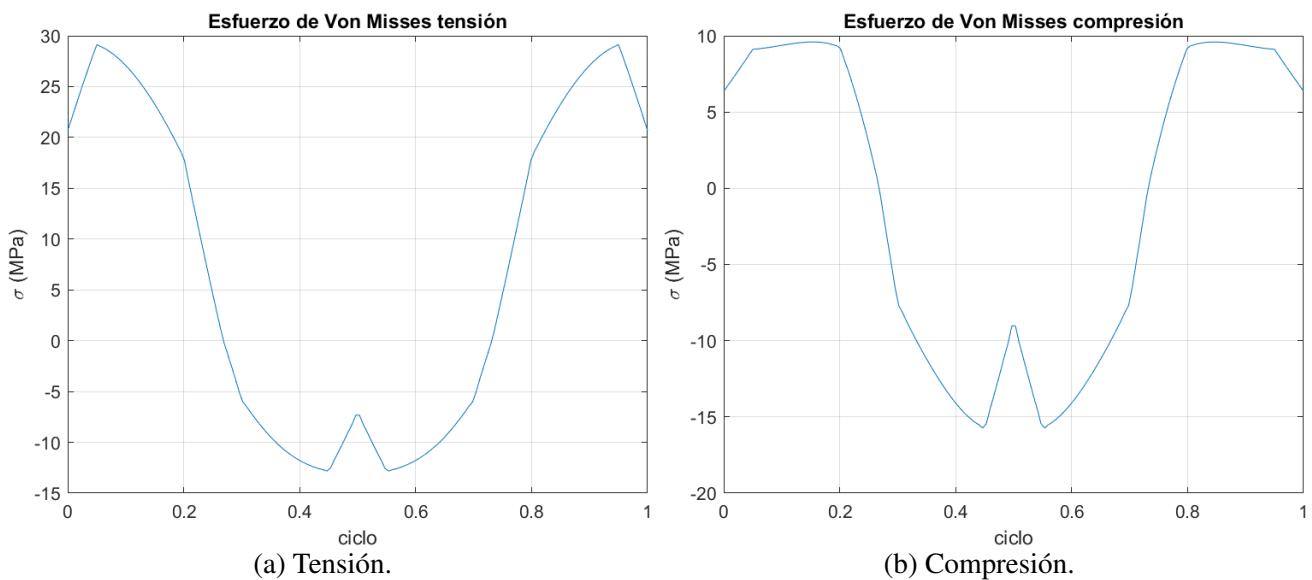


Figura 52: Esfuerzo de Von Mises de puntos críticos de la biela.

Como se puede observar, aunque se usen como referencia los puntos de tensión y compresión máxima, debido a los cambios de cargas durante el ciclo, el punto crítico se somete a tensión y a compresión. Realizando los cálculos del esfuerzo alterante y medio, se tiene que:

$$\begin{aligned}\sigma_{A_t} &= 20,983 \text{ MPa} \\ \sigma_{M_t} &= 8,149 \text{ MPa} \\ \sigma_{A_c} &= 12,665 \text{ MPa} \\ \sigma_{M_c} &= 3,068 \text{ MPa}\end{aligned}$$

De tal forma que, es posible realizar el análisis de fatiga. Debido a que se asume que ocurren más de un millón de ciclos, se tiene una vida útil infinita y entonces el límite de resistencia la fatiga sin corregir es:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} = 190 \text{ MPa}$$

Para determinar los factores de corrección se tiene lo siguiente:

- F_{sup} : A partir de un material rolado en caliente, se obtiene que:

$$F_{sup} = 0,811$$

- F_{carga} : Con carga axial:

$$F_{car} = 0,700$$

- F_{tem} : Para temperaturas menores a 450° :

$$F_{tem} = 1,000$$

- F_{con} : Para una confiabilidad del 99 %:

$$F_{con} = 0,814$$

- F_{tam} : Con un eje de diámetro $22,86\text{ mm}$:

$$F_{tam} = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 0,878$$

Aplicando todos los factores de corrección, se tiene que:

$$S_e = S'_e \cdot F_{sup} \cdot F_{car} \cdot F_{tem} \cdot F_{con} \cdot F_{tam} = 77,040 \text{ MPa}$$

A partir de este resultado y con base en todos los valores obtenidos anteriormente, es posible realizar el diagrama de Goodman modificado, el cual contempla todas las posibles fallas del punto crítico con momento flector a tensión, ya que posee mayores esfuerzos.

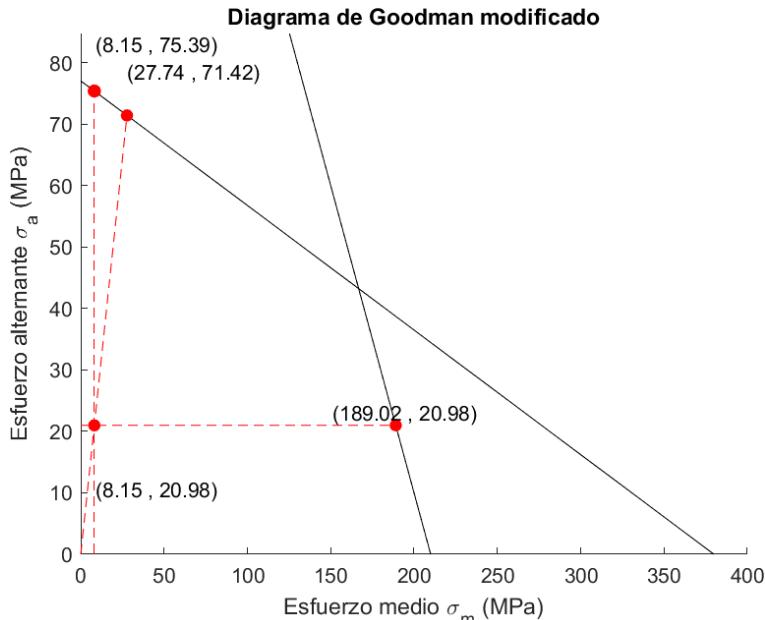


Figura 53: Diagrama de Goodman modificado de la sección crítica del eje de la biela.

De este diagrama es posible determinar los factores de seguridad asociados:

- Aumento del esfuerzo medio: $FS = 23,195$
- Aumento del esfuerzo alternante: $FS = 3,593$
- Aumento del esfuerzo medio y alternante: $FS = 3,404$

Con un valor de factor de seguridad mínimo de $FS = 3,404$, teniendo en cuenta el sobredimensionamiento inicial del sistema, se valida el diseño del eje de la biela.

7.2. Manivela

Ya teniendo el diseño de la biela, es posible pasar al diseño de la manivela. Como parámetros iniciales, cabe aclarar las dimensiones del pasador que tendrá la unión con la biela, y el agujero para el eje. Para el pasador, se tendrá un diámetro de una pulgada, mientras que el agujero para el eje va a ser de 60 mm, que corresponde al rango de una cuña de 18 × 11.

7.2.1. Pasador

Para el análisis del pasador que une a la biela y a la manivela, la sección crítica a analizar es la unión de éste con la placa de la manivela, por lo que se puede asumir como un empotramiento. Además, se tiene una longitud total del pasador de 105 mm, una rosca 1" – 14 de longitud 15 mm, y un diámetro de una pulgada $D = 25,4 \text{ mm}$.

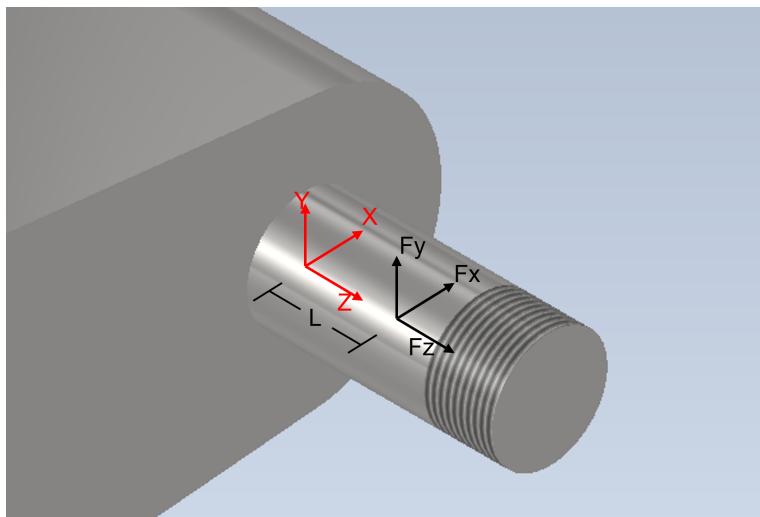


Figura 54: DCL del pasador de la manivela.

Debido a que las reacciones de la unión con la biela se dan a una distancia aproximada $L = 17 \text{ mm}$ de la sección crítica, además de las cargas, se tienen momentos flectores generados por las mismas. Ahora bien, para determinar la carga cortante y momento flector máximo, se debe realizar la suma vectorial de ambas componentes determinadas en la sección 6.2 (figura 39), donde se evidencia que las cargas en los ejes Y y Z son casi despreciables en comparación con las cargas del eje X . Dicho esto, en la sección transversal se van a tener dos puntos de esfuerzo normal máximo, donde no existe esfuerzo cortante, y dos puntos de esfuerzo cortante máximo donde no existen esfuerzos normales. Debido a la diferencia de magnitudes donde los esfuerzos normales son más elevados, sólo se van a analizar los puntos de esfuerzo de compresión y tensión máximo. Teniendo esto en cuenta, se tiene que los esfuerzos para los puntos de compresión y tensión máximos se determinan de la siguiente manera:

$$\sigma_c = k_f \left[\frac{F_z}{A_t} - \frac{M_t \cdot D}{2I} \right] \quad (73)$$

$$\sigma_t = k_f \left[\frac{F_z}{A_t} + \frac{M_t \cdot D}{2I} \right] \quad (74)$$

Donde:

- k_f Concentrador de esfuerzos por empotramiento a fatiga.

- F_z : Carga axial.
- A_t : Área transversal de la sección.
- M_t : Momento total máximo de la sección.
- D : Diámetro del pasador.
- I : Momento de inercia de la sección.

Para determinar k_f se vuelven a utilizar las expresiones (26) y (27), a partir de valores $r = 0,1''$ y $\sqrt{a} = 0,07$ y un $k_t = 2$ para este tipo de empotramiento. Con estos valores, se obtiene que $k_f = 1,819$. Sumado a esto, con base en un diámetro de pulgada, es posible determinar estos esfuerzos, los cuales ya son los esfuerzos de Von Mises equivalentes, teniendo en cuenta que en ese punto de análisis solo se tienen los esfuerzos normales. Los resultados finales se muestran a continuación:

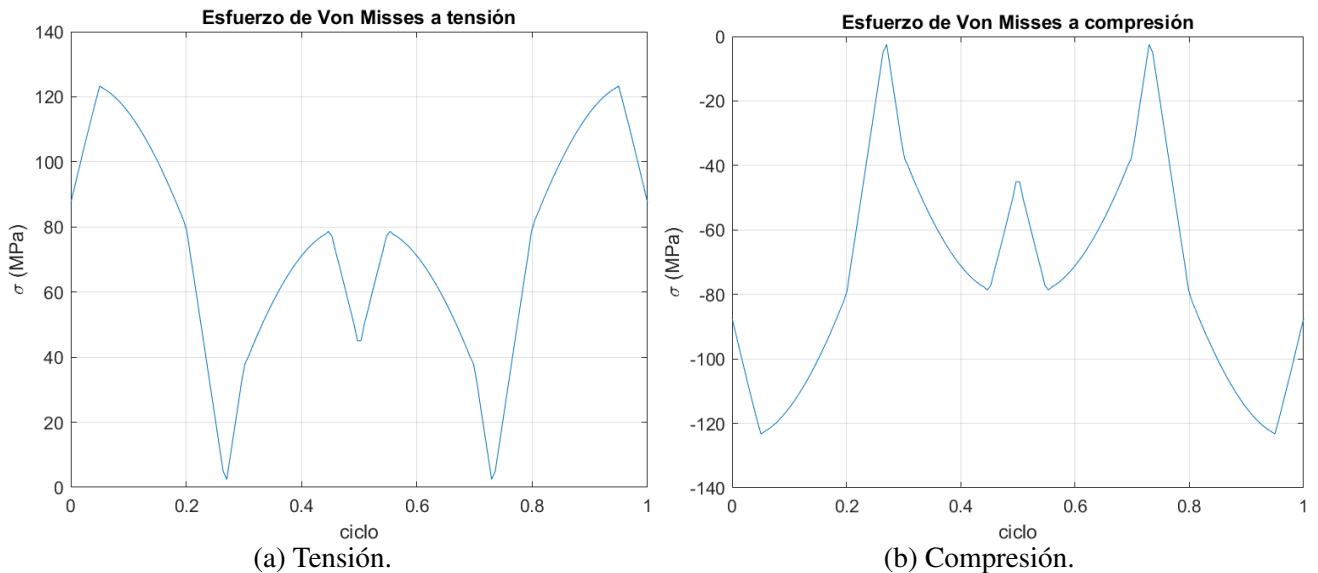


Figura 55: Esfuerzo de Von Mises de la sección crítica del pasador.

Como se puede evidenciar, las magnitudes de los resultados son muy semejantes entre sí, esto se debe a que el esfuerzo por carga axial es casi despreciable, teniendo en cuenta que la carga en Z es muy baja. Con estos valores, se tienen los siguientes esfuerzos alternantes y medios:

A tensión:

$$\begin{aligned}\sigma_A &= 60,408 \text{ MPa} \\ \sigma_M &= 62,866 \text{ MPa}\end{aligned}$$

A compresión:

$$\begin{aligned}\sigma_A &= 60,407 \text{ MPa} \\ \sigma_M &= 62,866 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Con base en estos resultados es necesario determinar el límite a la fatiga de la pieza. Así, se va a utilizar un acero 1045 CD con propiedades: $S_y = 530 \text{ MPa}$ y $S_{ut} = 630 \text{ MPa}$ y siguiendo un procedimiento semejante al análisis de la biela para el número de ciclos, al tener más de un millón, entonces:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} = 315 \text{ MPa}$$

Para determinar los factores de corrección se tiene lo siguiente:

- F_{sup} : Maquinado en frío:

$$F_{sup} = 0,817$$

- F_{carga} : Con una carga axial despreciable:

$$F_{car} = 1,000$$

- F_{tem} : Para temperaturas menores a 450°:

$$F_{tem} = 1,000$$

- F_{con} : Para una confiabilidad del 99 %:

$$F_{con} = 0,814$$

- F_{tam} : Con un eje de diámetro 25,4 mm:

$$F_{tam} = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 0,867$$

Aplicando todos los factores de corrección, se obtiene que:

$$S_e = S'_e \cdot F_{sup} \cdot F_{car} \cdot F_{tem} \cdot F_{con} \cdot F_{tam} = 182,054 \text{ MPa}$$

De este modo, es posible generar los diagramas de Goodman modificado correspondientes a los casos de tensión y compresión.

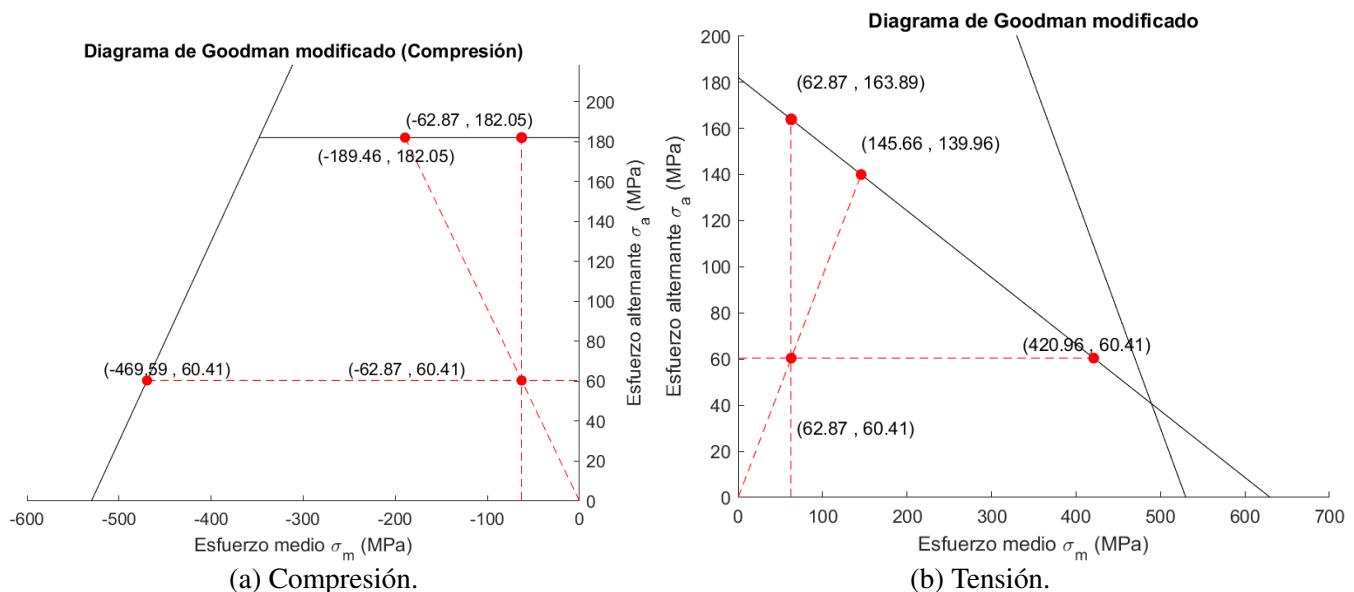


Figura 56: Diagrama de Goodman modificado de la sección crítica del pasador.

De estos diagramas de Goodman, los factores de seguridad asociados son:

Compresión:

- Aumento del esfuerzo medio: $FS = 7,470$
- Aumento del esfuerzo alternante: $FS = 3,014$
- Aumento del esfuerzo medio y alternante: $FS = 3,014$

Tensión:

- Aumento del esfuerzo medio: $FS = 6,696$
- Aumento del esfuerzo alternante: $FS = 2,713$
- Aumento del esfuerzo medio y alternante: $FS = 2,317$

Con un valor de factor de seguridad mínimo de $FS = 2,317$, teniendo en cuenta el sobredimensionamiento inicial del sistema, se tiene que se cumplen los requisitos de seguridad para esta sección.

7.2.2. Eje

La otra sección crítica de la manivela es el agujero donde se acopla el eje del motor y mediante cuña y cuñero se da la transmisión de torque. Como ya se mencionó, el diámetro del eje es de $d = 60 \text{ mm}$. Se va a tener un diámetro exterior de $D = 80 \text{ mm}$ y un espesor de la manivela de dos pulgadas $e = 50,8 \text{ mm}$, lo que se considera suficiente para soportar las cargas aplicadas en el peor de los casos.

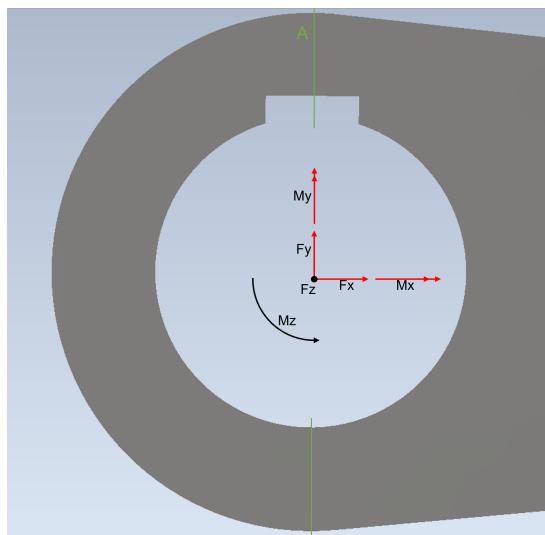


Figura 57: Cargas en el eje de transmisión de torque en manivela.

Para este caso la sección crítica es generada por el concentrador de esfuerzos del cuñero en la sección transversal indicada como A, donde se generan los mayores esfuerzos en la pieza.

Esta área total se calcula de la siguiente forma:

$$A_t = e(D - d) = 10,16 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Además, se pueden calcular los momentos de inercia y el momento polar correspondientes, a partir de las expresiones (5), (6) y (9) y de calcular el momento de inercia y polar de una sección rectangular $e \cdot D$ y restar el momento de inercia y polar de una sección rectangular $e \cdot d$:

$$I_z = 1,253 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_y = 2,185 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$J = 1,472 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

De esta sección A, se tiene el punto crítico ubicado en la esquina superior trasera de la sección vista en la figura 57, donde se generan esfuerzos combinados debido a las diferentes cargas sobre la pieza. Estas cargas ya fueron evidenciadas en la sección 6.2 figura 38. Sobre estos resultados se realizarán los cálculos de factor de seguridad debido al esfuerzo equivalente de Von Mises en el punto crítico. Las variables a utilizar son:

- F_x : Carga axial en dirección \vec{i} .
- V_y : Carga cortante en dirección \vec{j} .
- V_z : Carga cortante en dirección \vec{k} .
- τ_x : Momento cortante en dirección \vec{i} .
- M_y : Momento flector en dirección \vec{j} .
- M_z : Momento flector en dirección \vec{k} .
- r_i : Distancia del punto crítico al origen.

Empezando por el esfuerzo normal por carga axial:

$$\sigma_{Fx} = \frac{F_x}{A_t} \quad (75)$$

Además, se tienen los dos esfuerzos normales por momentos flectores σ_{Mz} y σ_{My} calculados a partir de (3), a tensión y a compresión. Sumando estos esfuerzos normales, el esfuerzo normal total es:

$$\sigma_T = \sigma_{Fx} + \sigma_{Mz} + \sigma_{My} \quad (76)$$

Para los esfuerzos cortantes por cargas cortantes τ_{V_y} y τ_{V_z} , se utiliza (2) para determinarlos a partir del área transversal A_t . Por último, el esfuerzo cortante por torsión τ_{τ_x} se calcula a partir de (7), donde r es la distancia del punto crítico al origen, calculado como:

$$r = \sqrt{(0,5 \cdot e)^2 + (0,5 \cdot D)^2} = 47,383 \text{ mm} \quad (77)$$

Sobre estos resultados, los esfuerzos normales se encuentran en dirección \vec{i} , mientras que los esfuerzos cortantes generados por V_y y V_z tienen dirección \vec{j} y \vec{k} respectivamente, mientras que el esfuerzo cortante generado por torsión posee componentes en estas dos direcciones. Por ende, se va a descomponer este esfuerzo mediante el ángulo al origen del punto crítico:

$$\theta = \tan^{-1} \frac{D}{e} = 57,5845^\circ \quad (78)$$

A partir de esta descomposición, sabiendo las magnitudes en cada sentido, es posible determinar el cortante total de la sección realizando una suma vectorial de ambas componentes totales de la siguiente forma:

$$\tau_T = \sqrt{(\tau_{V_y} - \tau_{\tau_x} * \cos(\theta))^2 + (\tau_{V_z} - \tau_{\tau_x} * \sin(\theta))^2} \quad (79)$$

Lo siguiente es determinar los coeficientes de los concentradores de esfuerzos por flexión y torsión. Debido a que se tiene el concentrador del cuñero, se utiliza como referencia la figura 6-16 del libro Norton (1). En ella, se determina que a una razón $r/d = 0,03$, $K_t = 2$ y $K_{ts} = 2,75$. Ahora, a partir de un acero SAE 1045 CD se tiene un factor de Neuber de 0,07 en flexión y 0,055 en torsión. Estableciendo un radio de muesca de 0,1", reemplazando en (26) y (27), se tiene que: $k_f = 1,819$ y

$k_{fs} = 2,491$. Con estos valores, entonces se establece que los esfuerzos totales por concentrador de esfuerzo son:

$$\sigma'_T = k_f \cdot \sigma_T \quad (80)$$

$$\tau'_T = k_{fs} \cdot \tau_T \quad (81)$$

Por consiguiente, es posible generar las gráficas de los esfuerzos normales y cortantes totales para el punto crítico. Cabe resaltar que sólo se van a mostrar resultados para el caso de mayores esfuerzos, que en esta ocasión es el movimiento de cabeceo en el caso 3.

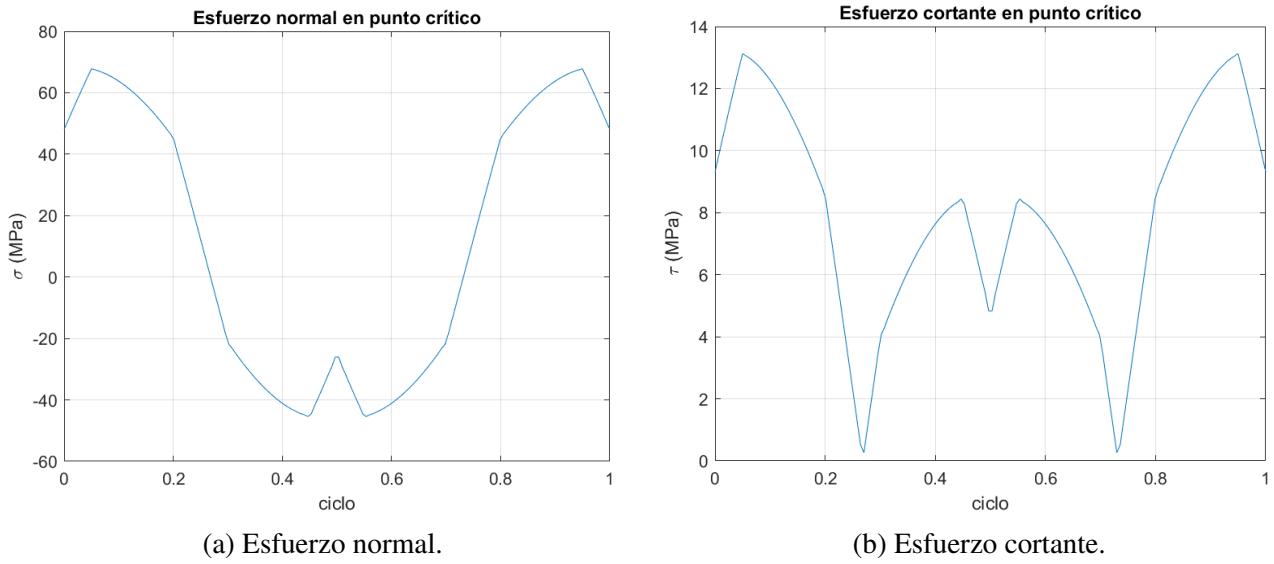


Figura 58: Esfuerzos normales y cortantes para sección crítica de la manivela.

De estos valores es posible determinar los esfuerzos normales y cortantes medios y alternantes:

$$\begin{aligned}\sigma'_A &= 56,629 \text{ MPa} \\ \sigma'_M &= 11,199 \text{ MPa} \\ \tau'_A &= 6,432 \text{ MPa} \\ \tau'_M &= 6,695 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Con estos, se determinan los esfuerzos equivalentes de Von Mises a partir de (11).

$$\begin{aligned}\sigma_A &= 57,145 \text{ MPa} \\ \sigma_M &= 16,121 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Lo restante es determinar el esfuerzo límite de fatiga, para lo cual, se va a utilizar un acero 1045 CD al igual que el pasador de la manivela. También se asume una vida útil infinita:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} = 315 \text{ MPa}$$

Factores de corrección:

- F_{sup} : Maquinado en frío:

$$F_{sup} = 0,817$$

- F_{carga} : Con una carga axial:

$$F_{car} = 0,700$$

- F_{tem} : Para temperaturas menores a 450° :

$$F_{tem} = 1,000$$

- F_{con} : Para una confiabilidad del 99 %:

$$F_{con} = 0,814$$

- F_{tam} : Con una área rectangular de A_t , entonces:

$$F_{tam} = 0,868$$

Aplicando todos los factores de corrección, se obtiene que:

$$S_e = S'_e \cdot F_{sup} \cdot F_{car} \cdot F_{tem} \cdot F_{con} \cdot F_{tam} = 127,267 \text{ MPa}$$

De ahí que se puede generar el diagrama de Goodman modificado, teniendo en cuenta que el punto crítico se encuentra a compresión.

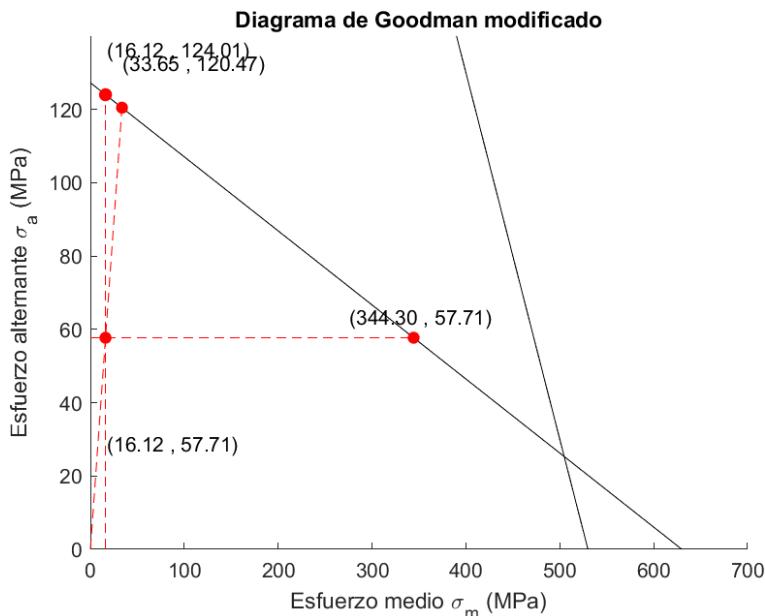


Figura 59: Diagrama de Goodman modificado del punto crítico de la placa de la manivela.

De este diagrama es posible determinar los factores de seguridad asociados:

- Aumento del esfuerzo medio: $FS = 21,358$
- Aumento del esfuerzo alternante: $FS = 2,145$
- Aumento del esfuerzo medio y alternante: $FS = 2,087$

Con un valor de factor de seguridad mínimo de $FS = 2,087$, teniendo en cuenta el sobredimensionamiento inicial del sistema, se valida el diseño del eje de la placa de la manivela.

7.2.3. Cuña

Las dimensiones de la cuña ya están definidas (18×11 para un eje de 60 mm), con una longitud de dos pulgadas como se definió para la placa de la manivela. A partir de estas dimensiones, es posible realizar el cálculo de esfuerzos de la cuña debido a la transmisión de torque del eje a la manivela. Para el análisis de esfuerzos de la cuña es necesario hacer tres verificaciones. Una por esfuerzo cortante, y otras dos debido a esfuerzos de aplastamiento en ambas caras de la cuña. Dicho esto, el torque transmitido es el mismo M_z utilizado en la sección del eje, y teniendo un diámetro del eje de 60 mm , se obtiene que $r = 30\text{ mm}$. A partir de esto, es posible determinar la carga generada por la transmisión de torque a partir de la ecuación:

$$F = \frac{M_z}{r} \quad (82)$$

La gráfica de esta carga para un ciclo es la siguiente:

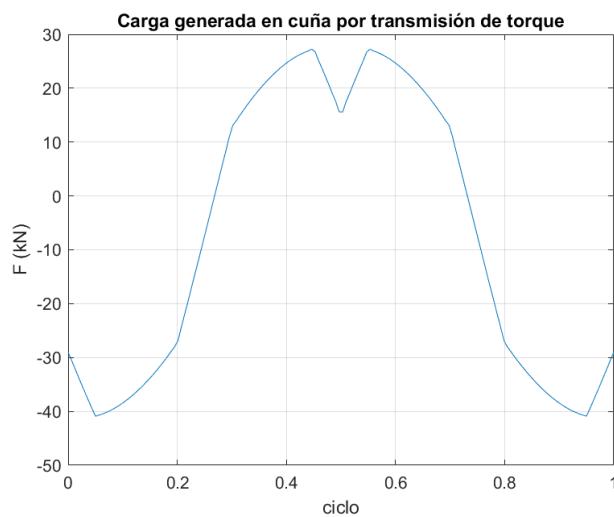


Figura 60: Carga aplicada en la cuña para la transmisión de M_z .

Ahora, para el esfuerzo generado por cortante se tiene un esfuerzo alternante, ya que no depende del sentido de la carga generada. A diferencia de éste, el esfuerzo por aplastamiento es un esfuerzo fluctuante para cada cara de la cuña. En este caso, si la carga es positiva, el esfuerzo se da en la cara de aplastamiento derecha de la cuña y, si la carga es negativa, el esfuerzo por aplastamiento se da en la cara izquierda de la cuña. Con todo y lo anterior, el área asociada a la carga cortante es:

$$A_\tau = W \cdot e = 9,144 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (83)$$

Donde el cálculo del esfuerzo cortante es:

$$\tau_F = \frac{F}{A_\tau} \quad (84)$$

Dado que sólo se está ejerciendo esfuerzo cortante, el equivalente de Von Mises se calcula a partir de la expresión (12). La gráfica del esfuerzo de Von Mises por cortante se muestra a continuación:

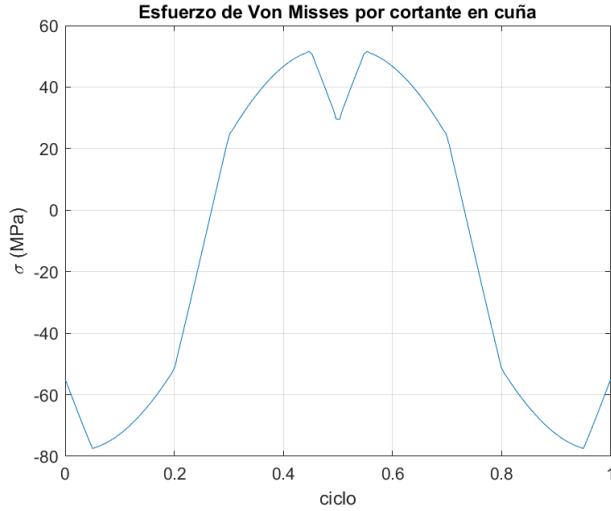


Figura 61: Esfuerzo equivalente de Von Mises en la cuña generado por carga cortante.

Con base en esto, es posible determinar los valores de Von Mises medio y alterna para el esfuerzo generado por cortante:

$$\begin{aligned}\sigma_{\tau A} &= 64,559 \text{ MPa} \\ \sigma_{\tau M} &= 12,919 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Considerando estos valores, sólo hace falta determinar el límite de resistencia a la fatiga. En la selección de la cuña, ésta es de un material acero SAE 1045 CD. Se asume una vida útil infinita.

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} = 315 \text{ MPa}$$

Determinando factores de corrección, se tiene lo siguiente:

- F_{sup} : Maquinado en frío:

$$F_{sup} = 0,817$$

- F_{carga} : A flexión:

$$F_{car} = 1,000$$

- F_{tem} : Para temperaturas menores a 450°:

$$F_{tem} = 1,000$$

- F_{con} : Para una confiabilidad del 99 %:

$$F_{con} = 0,814$$

- F_{tam} : Con una área rectangular sólida de $W \cdot e$, entonces:

$$F_{tam} = 0,872$$

Aplicando todos los factores de corrección, se obtiene que:

$$S_e = S'_e \cdot F_{sup} \cdot F_{car} \cdot F_{tem} \cdot F_{con} \cdot F_{tam} = 201,375 \text{ MPa}$$

A partir de estos resultados, se genera el diagrama de Goodman modificado correspondiente a la carga cortante en la cuña.

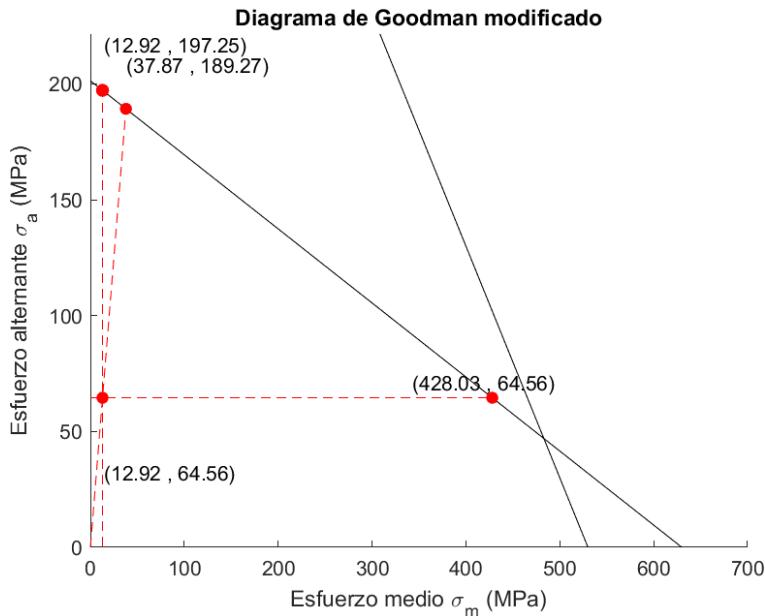


Figura 62: Diagrama de Goodman modificado para carga cortante en la cuña.

De este diagrama es posible determinar los factores de seguridad asociados:

- Aumento del esfuerzo medio: $FS = 33,132$
- Aumento del esfuerzo alternante: $FS = 3,055$
- Aumento del esfuerzo medio y alternante: $FS = 2,932$

Con un valor de factor de seguridad mínimo de $FS = 2,932$, se valida la selección de la cuña para carga cortante.

Ahora, es necesario realizar el mismo análisis pero para los esfuerzos por aplastamiento. Para el área por aplastamiento, revisando la implementación de este tipo de cuña, de sus 11 mm de altura, entre 5 mm y 5,5 mm suele ser la altura efectiva para el cálculo del área por aplastamiento. A continuación se muestra gráficamente el valor exacto.

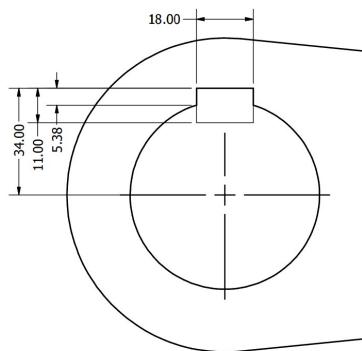


Figura 63: Dimensión de cuña y cuñero en el eje.

Como se puede ver, entonces se tiene un $h = 5,382 \text{ mm}$ para el área por aplastamiento, por lo tanto:

$$A_\sigma = h \cdot e = 2,734 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (85)$$

Según lo anterior, se pueden calcular los esfuerzos por aplastamiento en ambas caras de la cuña. Dicho esto, se separan estos valores en dos gráficas, teniendo en cuenta que los signos negativo y positivo indican dos caras de la cuña, que se analizan por separado.

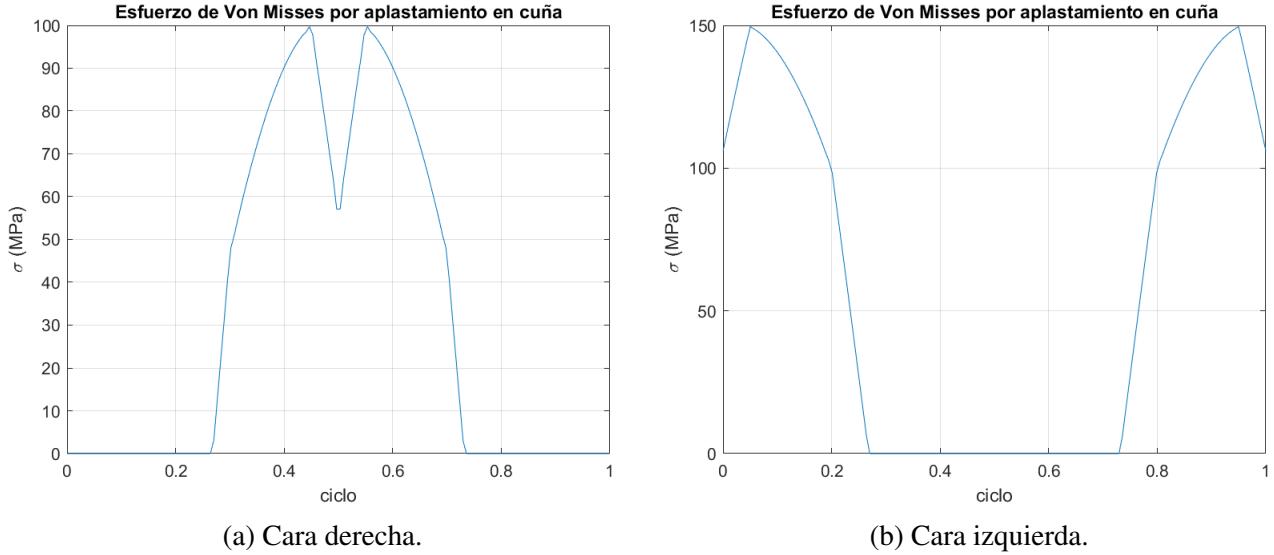


Figura 64: Esfuerzo de aplastamiento generado en la cuña.

A partir de estos gráficos, es posible determinar los esfuerzos medios y alternantes para ambos casos.

Cara derecha:

$$\begin{aligned}\sigma_A &= 49,857 \text{ MPa} \\ \sigma_M &= 49,857 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Cara izquierda:

$$\begin{aligned}\sigma_A &= 74,803 \text{ MPa} \\ \sigma_M &= 74,803 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Ya que sólo se someten a estos esfuerzos, se consideran como los equivalentes de Von Mises. Dicho esto, faltan determinar los nuevos factores de corrección a la fatiga para este esfuerzo.

- F_{sup} : Maquinado en frío:

$$F_{sup} = 0,817$$

- F_{carga} : A flexión:

$$F_{car} = 1,000$$

- F_{tem} : Para temperaturas menores a 450°:

$$F_{tem} = 1,000$$

- F_{con} : Para una confiabilidad del 99 %:

$$F_{con} = 0,814$$

- F_{tam} : Con una área rectangular sólida de $h \cdot e$, entonces:

$$F_{tam} = 0,925$$

Aplicando todos los factores de corrección, se obtiene que:

$$S_e = S'_e \cdot F_{sup} \cdot F_{car} \cdot F_{tem} \cdot F_{con} \cdot F_{tam} = 213,519 \text{ MPa}$$

A partir de estos resultados, se genera el diagrama de Goodman modificado correspondiente a los dos casos de aplastamiento en la cuña.

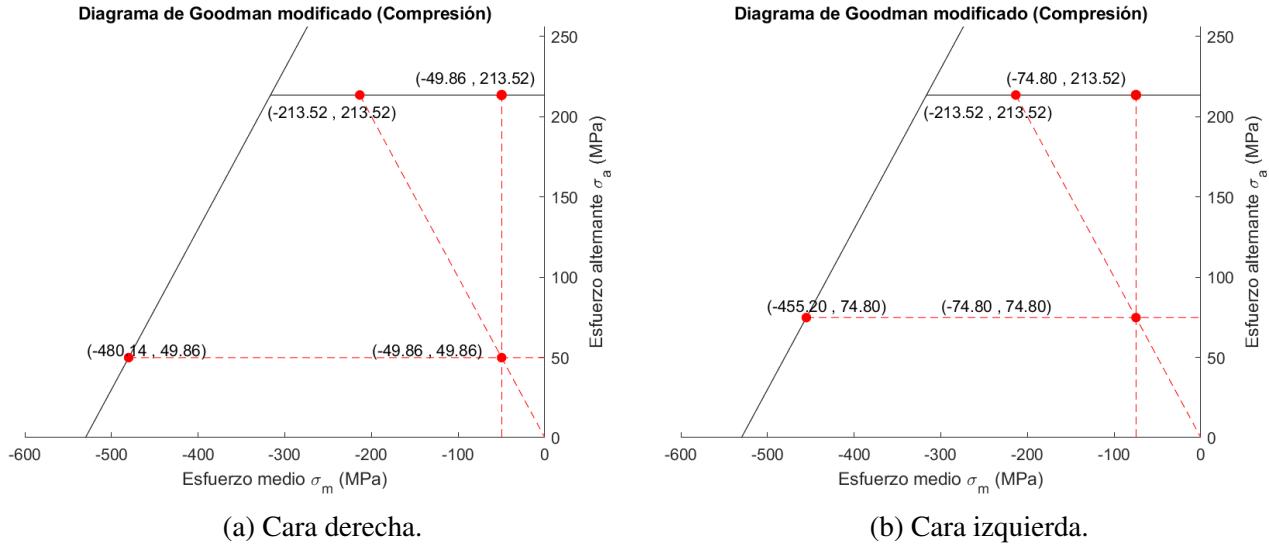


Figura 65: Diagrama de Goodman modificado por aplastamiento generado en la cuña.

Partiendo de este diagrama es posible determinar los factores de seguridad asociados:

Cara derecha:

- Aumento del esfuerzo medio: $FS = 9,630$
- Aumento del esfuerzo alternante: $FS = 4,283$
- Aumento del esfuerzo medio y alternante: $FS = 4,283$

Cara izquierda:

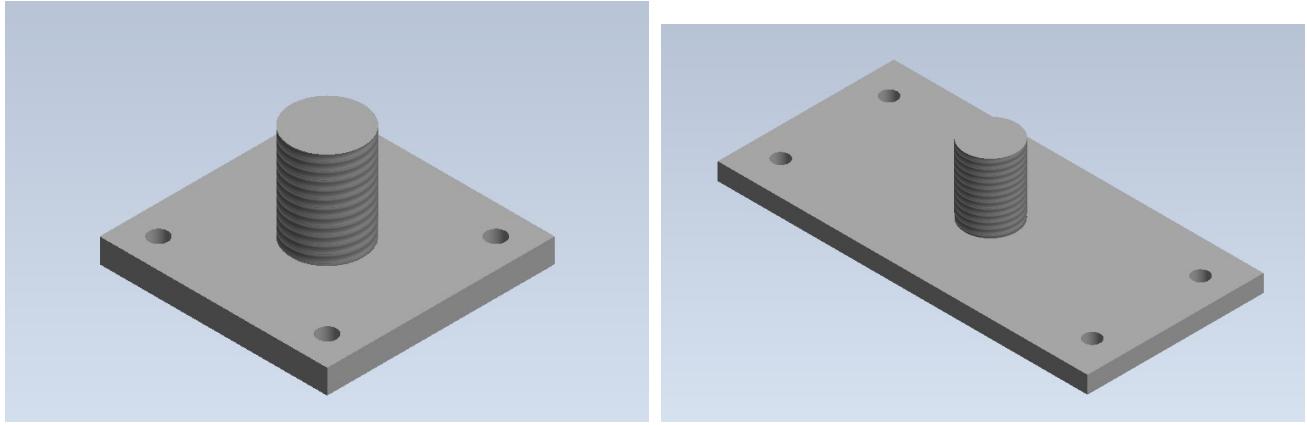
- Aumento del esfuerzo medio: $FS = 6,085$
- Aumento del esfuerzo alternante: $FS = 2,854$
- Aumento del esfuerzo medio y alternante: $FS = 2,854$

Con un valor de factor de seguridad mínimo para ambos casos de $FS = 2,854$, se valida la selección de la cuña para el esfuerzo por aplastamiento.

7.3. Unión junta universal (cardán)

Para generar las rotaciones de cabeceo y balanceo, se va a disponer de un cardán encima del actuador central, el cual une a éste y al marco superior donde se ubican las personas. Así, es necesario generar las piezas necesarias para adecuar la unión del cardán. Adelantándose a la selección del cardán, este es un cardán con extremos hembra roscados con diámetro interno de 1,5" de longitud 2". Para esto, es necesario generar un juego de ejes y placas para generar la unión del marco superior y del actuador central a partir del cardan. De este modo, se deben diseñar las placas (una para conectar el

actuador central y otra para el marco superior) vistas en la sección 6.3 (figura 41), junto con los pasadores roscados que mediante soldadura se acoplen a estas placas, estos últimos verían de la siguiente manera:



(a) Unión cardán-actuator central.

(b) Unión cardán-marco superior.

Figura 66: Ensamble de placa y eje de unión del cardán

Como se puede evidenciar, en la placa inferior se van a utilizar cuatro agujeros de diámetro 10 mm, que corresponden a los agujeros del actuador central para la unión con este tipo de piezas. Para el marco superior, se utilizan cuatro agujeros de diámetro 12 mm, distribuidos en dos pares, cada uno en un perfil del marco.

Ahora bien, para garantizar el diseño de estos componentes, es necesario verificar el factor de seguridad de la sección crítica en ambos casos, el cual corresponde a la sección de soldadura del eje con la placa. Respecto a las cargas sometidas a la sección, se recurren a las mismas cargas mostradas en la sección 6.4, ya que estas cargas corresponden a las que se somete el actuador central.

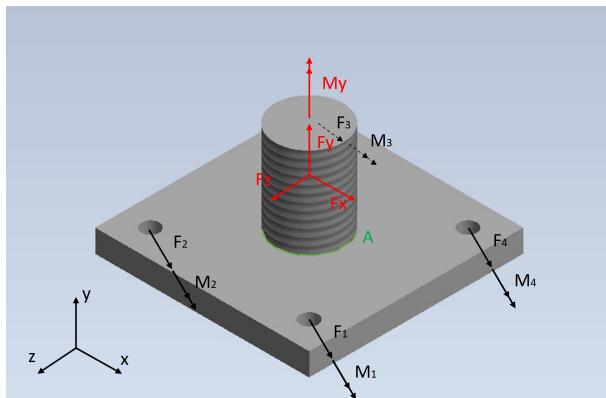


Figura 67: Cargas sometidas al eje de unión al cardán.

De esta figura, cabe resaltar que las reacciones de los agujeros con los tornillos corresponden a una fuerza y momento tridimensional, y no se está teniendo en cuenta su dirección real en la figura. Con esto, los puntos críticos de diseño de la sección corresponden al punto máximo de esfuerzo normal de compresión y de tensión por momento flector en la sección A de la figura 67. Este momento flector se genera por las cargas cortantes que se encuentran a una distancia de una pulgada de la sección. Esta distancia, por facilidad, se toma como la mitad de la longitud del eje roscado unido al cardán. Sumado a esto, en los puntos críticos se tiene un esfuerzo normal por carga axial y un esfuerzo cortante por torsión. Debido a que se tiene una sección unida por soldadura, se va a emplear un concentrador de esfuerzos de $k_t = 2$. Además, se supone como material del eje un acero SAE 1080 CD con

propiedades $S_y = 420 \text{ MPa}$ y $S_{ut} = 770 \text{ MPa}$. Mientras que las placas van a consistir de un acero A36. Se selecciona un acero de esta referencia debido a la importancia de estas piezas y a las altas cargas que deben soportar. De este modo, se determina que, a partir de (26) y (27), $k_f = 1,819$ y $k_f s = 1,852$.

Con estos concentradores, es posible determinar a partir de (28) y (29), los esfuerzos normales y cortantes totales para un ciclo y por ende el esfuerzo equivalente de Von Mises empleando (11). Los resultados se muestran a continuación:

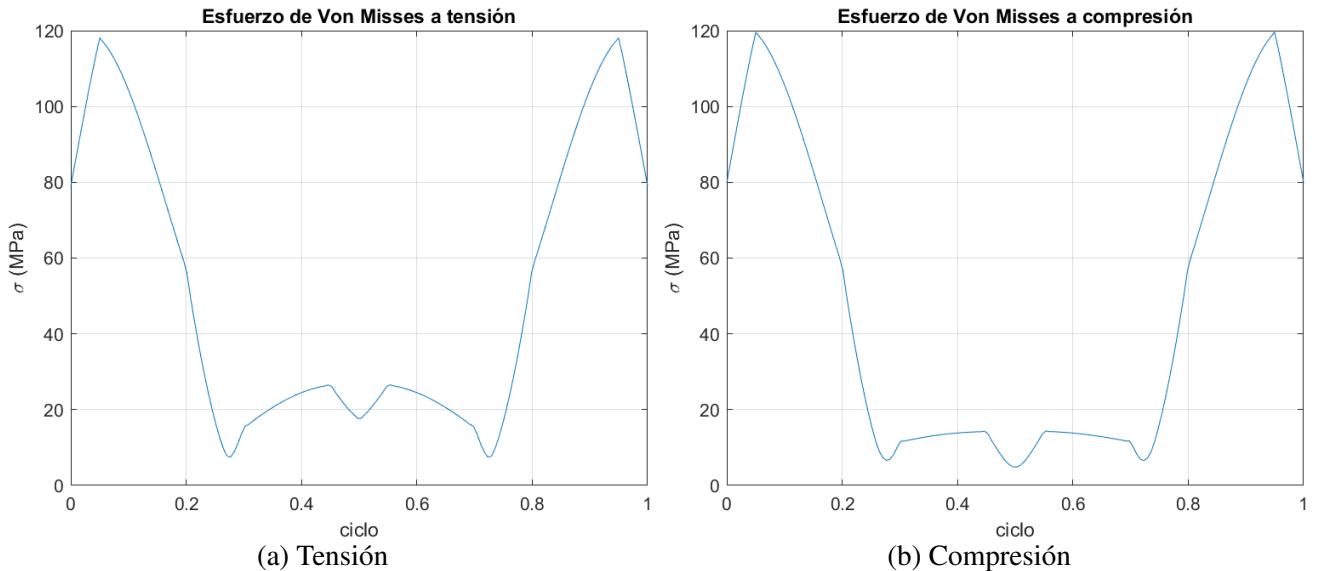


Figura 68: Esfuerzos en puntos críticos del eje.

Con estos valores de esfuerzos equivalentes de Von Mises, se tiene que:

Tensión:

$$\begin{aligned}\sigma_A &= 66,024 \text{ MPa} \\ \sigma_M &= 54,421 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Compresión:

$$\begin{aligned}\sigma_A &= 66,645 \text{ MPa} \\ \sigma_M &= 53,073 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Ahora, se determina el límite de resistencia a la fatiga para este caso. Como en ocasiones anteriores, se supone una vida útil infinita.

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} = 315 \text{ MPa}$$

Para determinar los factores de corrección se tiene lo siguiente:

- F_{sup} : Maquinado en frío:

$$F_{sup} = 0,775$$

- F_{carga} : Con una carga axial considerable:

$$F_{car} = 0,700$$

- F_{tem} : Para temperaturas menores a 450° :

$$F_{tem} = 1,000$$

- F_{con} : Para una confiabilidad del 99 %:

$$F_{con} = 0,814$$

- F_{tam} : Con un eje de diámetro 38,1 mm:

$$F_{tam} = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 0,835$$

Aplicando todos los factores de corrección, se obtiene que:

$$S_e = S'_e \cdot F_{sup} \cdot F_{car} \cdot F_{tem} \cdot F_{con} \cdot F_{tam} = 154,074 \text{ MPa}$$

Con esto, se realizan los diagramas de Goodman modificado correspondientes.

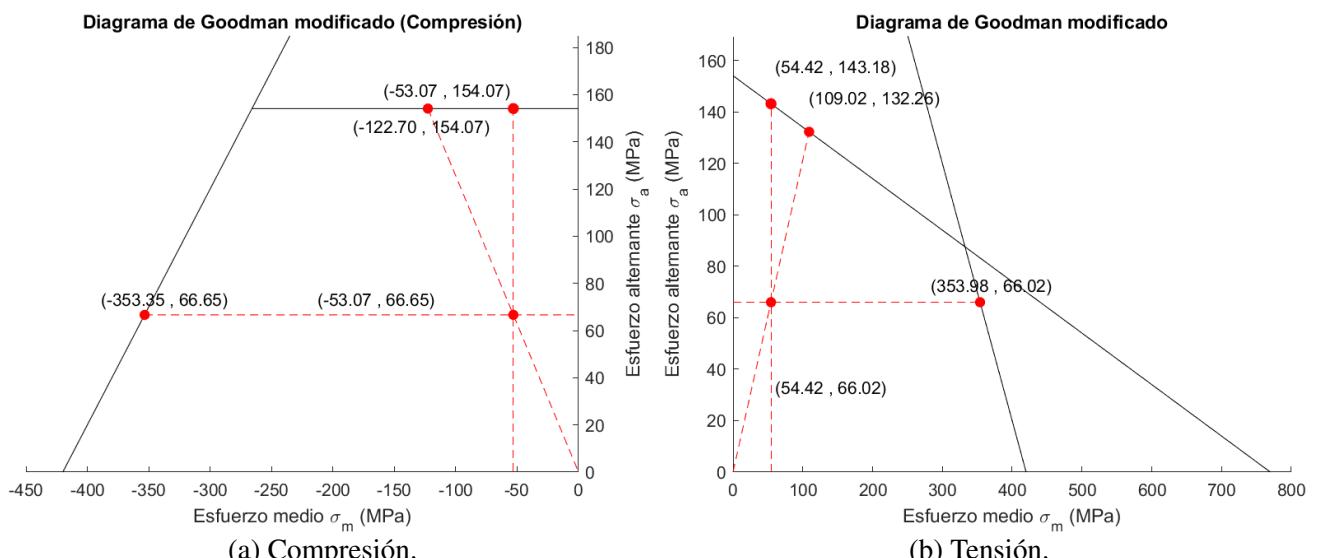


Figura 69: Diagramas de Goodman modificado para puntos críticos del eje.

A partir de estos, se determinan los factores de seguridad asociados:

Tensión:

- Aumento del esfuerzo medio: $FS = 6,504$
- Aumento del esfuerzo alternante: $FS = 2,169$
- Aumento del esfuerzo medio y alternante: $FS = 2,003$

Compresión:

- Aumento del esfuerzo medio: $FS = 6,658$
- Aumento del esfuerzo alternante: $FS = 2,312$
- Aumento del esfuerzo medio y alternante: $FS = 2,312$

Con un valor de factor de seguridad mínimo de $FS = 2,003$, se ha realizado el diseño adecuado del eje y las placas para realizar la unión del cardán con el marco superior y el actuador central.

7.4. Unión biela marco superior

Para lograr acoplar el marco superior con la biela, se va a necesitar una especie de horquilla soldada al marco superior y un pasador que logre acoplar la rótula de la biela.

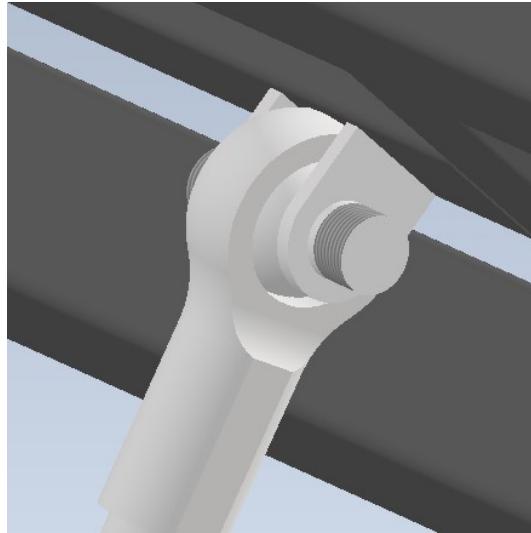


Figura 70: Unión biela-marco superior por horquilla y pasador.

Ahora bien, las cargas aplicadas en esta unión son equivalentes a las referenciadas en la sección 6.5, ya que se puede considerar esta unión como parte del marco. No obstante, dichas cargas aplicadas en esta unión se alivian debido a que se encuentra en configuración cortante doble. Es decir, en el pasador el esfuerzo cortante se reparte en dos áreas transversales, mientras que en la horquilla se reparten en dos partes iguales las cargas, una en cada placa de la horquilla, distribuyendo el esfuerzo normal en la placa. Con esto, es posible dar paso al análisis de estos dos componentes, donde ambos serán diseñados a partir de un acero SAE 1045 CD.

7.4.1. Horquilla

Como se mencionó anteriormente, en la horquilla se dan cargas axiales vistas en la figura 47 que se dividen en dos para cada placa, mientras que las cargas cortantes son despreciables. De este modo, se tiene la siguiente configuración de cargas.

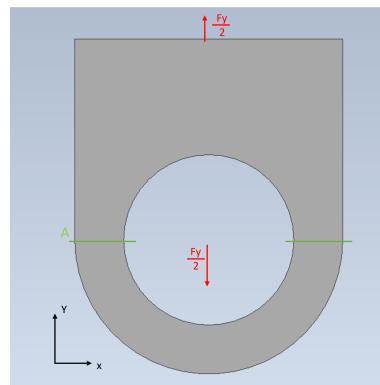


Figura 71: DCL de una placa de la horquilla.

En esta placa, la sección crítica es la referenciada como la sección transversal A de área $A = e \cdot (D - d) = 92,71 \text{ mm}^2$, donde $e = 6,35 \text{ mm}$, $d = 25,4 \text{ mm}$ y $D = 40 \text{ mm}$. En ésta, cuando

se ejercen esfuerzos de tensión, es necesario aplicar un concentrador de esfuerzos referenciado en el marco teórico (figura 1), donde se establece que $k_t = 2,065$. A partir de un factor de Neuber de 0,07 y un radio de muesca de 0,2'', usando las expresiones (26) y (27) se obtiene el factor de concentración de esfuerzos a fatiga $k_f = 1,921$. De este modo, se puede determinar el esfuerzo por carga axial a lo largo del ciclo de análisis.

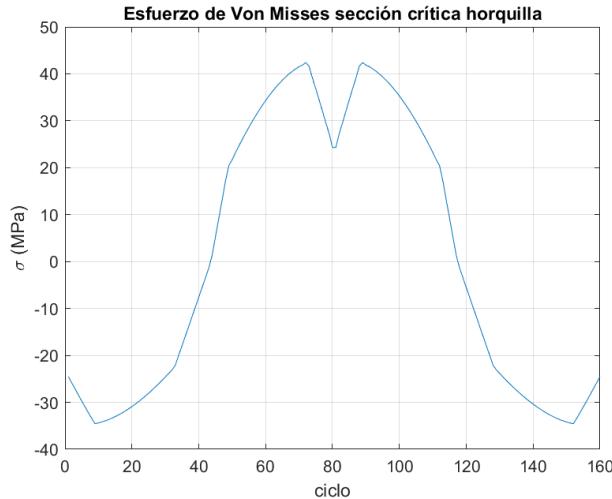


Figura 72: Esfuerzo normal en placa de horquilla.

Con estos resultados, entonces se determinan los esfuerzos alternantes y medios:

$$\begin{aligned}\sigma_{\tau A} &= 38,498 \text{ MPa} \\ \sigma_{\tau M} &= 3,913 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Ahora, se realiza el análisis de límite de resistencia a la fatiga, asumiendo una vida útil infinita.

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} = 315 \text{ MPa}$$

Determinando factores de corrección, se tiene lo siguiente:

- F_{sup} : Maquinado en frío:

$$F_{sup} = 0,817$$

- F_{carga} : Con una carga axial:

$$F_{car} = 0,700$$

- F_{tem} : Para temperaturas menores a 450°:

$$F_{tem} = 1,000$$

- F_{con} : Para una confiabilidad del 99 %:

$$F_{con} = 0,814$$

- F_{tam} : Con una área rectangular de A_t , entonces:

$$F_{tam} = 0,975$$

Aplicando todos los factores de corrección, se obtiene que:

$$S_e = S'_e \cdot F_{sup} \cdot F_{car} \cdot F_{tem} \cdot F_{con} \cdot F_{tam} = 142,937 \text{ MPa}$$

Con todo y lo anterior, se puede generar el diagrama de Goodman modificado.

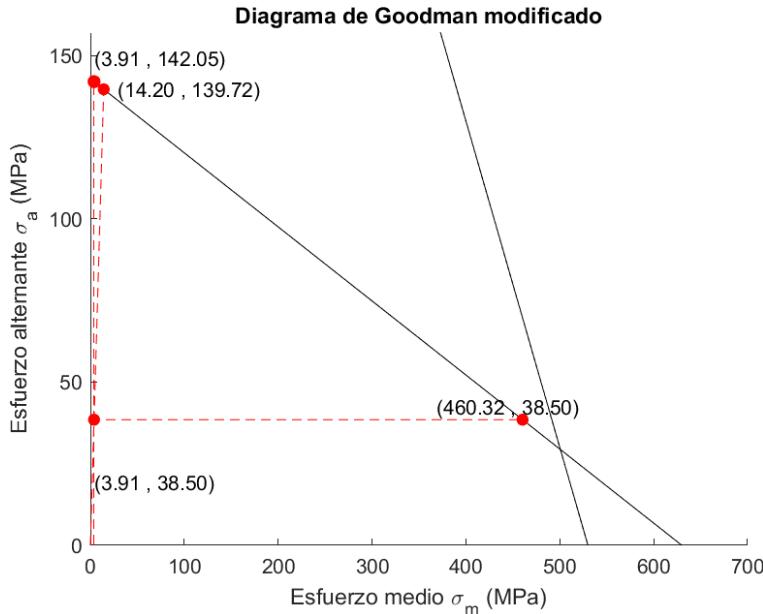


Figura 73: Diagrama de Goodman modificado de una placa de la horquilla.

Del anterior diagrama es posible determinar los factores de seguridad asociados:

- Aumento del esfuerzo medio: $FS = 117,634$
- Aumento del esfuerzo alternante: $FS = 3,690$
- Aumento del esfuerzo medio y alternante: $FS = 3,629$

Con un factor de seguridad mínimo de $FS = 3,629$, teniendo en cuenta el sobredimensionamiento inicial del sistema, se valida el diseño de las horquillas.

7.4.2. Pasador

Para el pasador se debe realizar un análisis de cortante doble, debido a que la carga vista desde la horquilla como una carga normal, es una carga cortante en el pasador, que tenderá al desgarramiento de las dos secciones transversales de contacto con la horquilla.

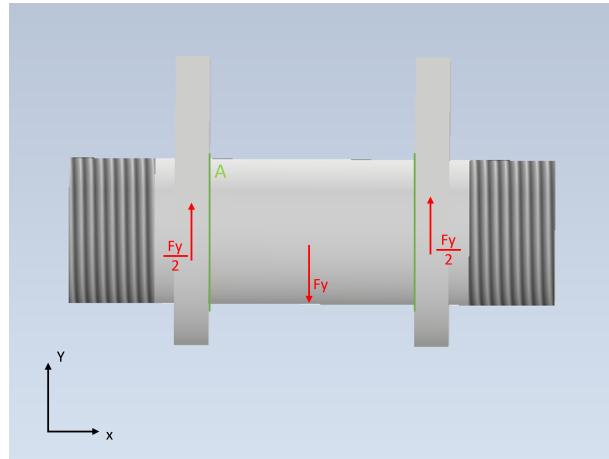


Figura 74: DCL del pasador de la horquilla.

Como se puede ver, la sección A son ambas áreas transversales del pasador de diámetro una pulgada, por lo que se tiene que $A_t = 0,5\pi \cdot d^2 = 1013 \text{ mm}^2$. De este modo, se puede determinar el esfuerzo cortante τ usando (2). Debido a que sólo se somete a esfuerzo cortante, el esfuerzo de Von Mises se calcula usando (12). A partir de estas relaciones, se tiene que el esfuerzo de Von Mises para el pasador es de la siguiente forma:

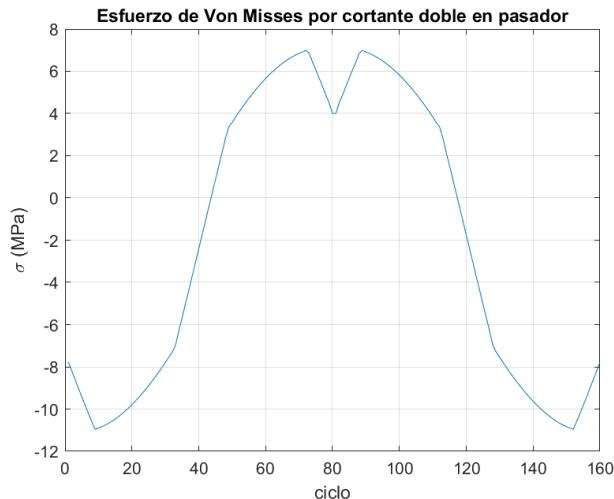


Figura 75: Esfuerzo de Von Mises por cortante doble en el pasador de la horquilla.

Donde se tiene que:

$$\sigma_A = 8,979 \text{ MPa}$$

$$\sigma_M = 1,981 \text{ MPa}$$

A pesar de ser esfuerzos relativamente bajos, se realiza el análisis a fatiga completo. Asumiendo una vida útil infinita, se tiene lo siguiente.

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} = 315 \text{ MPa}$$

Para determinar los factores de corrección se considera lo siguiente:

- F_{sup} : Maquinado en frío:

$$F_{sup} = 0,817$$

- F_{carga} : Con una carga axial despreciable:

$$F_{car} = 1,000$$

- F_{tem} : Para temperaturas menores a 450° :

$$F_{tem} = 1,000$$

- F_{con} : Para una confiabilidad del 99 %:

$$F_{con} = 0,814$$

- F_{tam} : Con un eje de diámetro 25,4 mm:

$$F_{tam} = 0,867$$

Aplicando todos los factores de corrección, se obtiene que:

$$S_e = S'_e \cdot F_{sup} \cdot F_{car} \cdot F_{tem} \cdot F_{con} \cdot F_{tam} = 182,054 \text{ MPa}$$

De este modo, es posible generar el diagrama de Goodman modificado correspondiente.

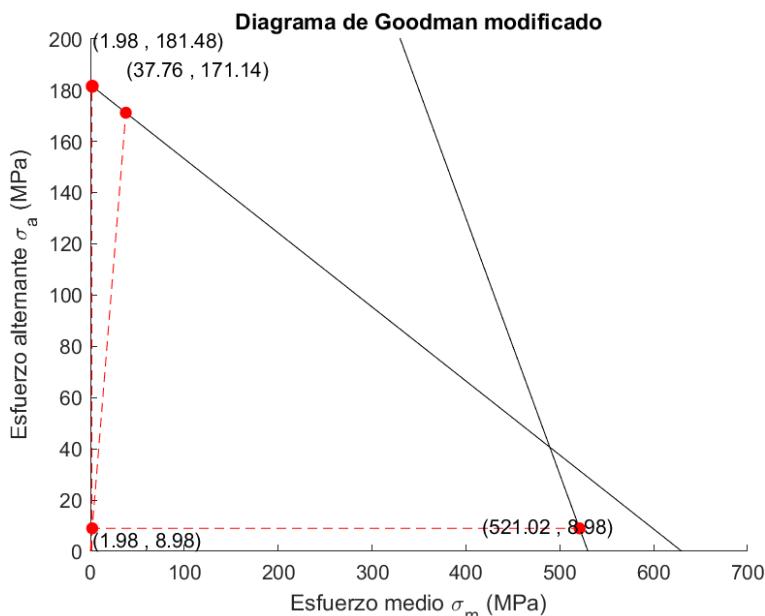


Figura 76: Esfuerzo de Von Mises por cortante doble en el pasador de la horquilla.

Los factores de seguridad asociados son:

- Aumento del esfuerzo medio: $FS = 262,967$
- Aumento del esfuerzo alternante: $FS = 20,212$
- Aumento del esfuerzo medio y alternante: $FS = 19,060$

Con un valor de factor de seguridad mínimo de $FS = 19,060$, teniendo en cuenta el sobredimensionamiento inicial del sistema, se concluye que se cumplen los requisitos de seguridad para el pasador de la unión de la biela con la horquilla y el marco superior.

7.5. Placas de apoyo

Para la colocación de los componentes como el actuador central, los motores y los reductores sobre el marco inferior, es necesario utilizar placas de apoyo para cumplir con los alineamientos entre el eje del motor y el reductor y tener una superficie horizontal para poner atornillar los componentes. Para estas placas se van a utilizar láminas de acero A36 de espesor $e = 3/8'' = 9,5\text{ mm}$, a excepción de la placa del actuador lateral que cuenta con un espesor de $e = 1/4'' = 6,35\text{ mm}$, del catálogo de láminas de acero A36 de la marca Compañía General de Aceros S.A. de Colombia.

7.5.1. Placa del actuador central

Para la placa asignada al actuador central se necesita una lámina plana donde se puedan atornillar los soportes del mismo con el marco inferior.

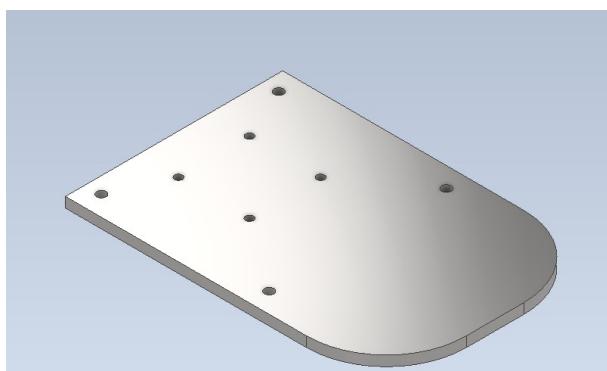


Figura 77: Placa de apoyo para actuador central

Dicha placa resulta de un tamaño de 270x400 mm.

7.5.2. Placa de motores sistema biela-manivela

Para la placa asignada a los motores del sistema biela-manivela es necesario elevar 55 mm la altura de los motores para alinear los ejes entre este y su reductor. Además, se utilizan agujeros de diámetro 12 mm para poner asegurar el motor con la placa y la placa con el marco.

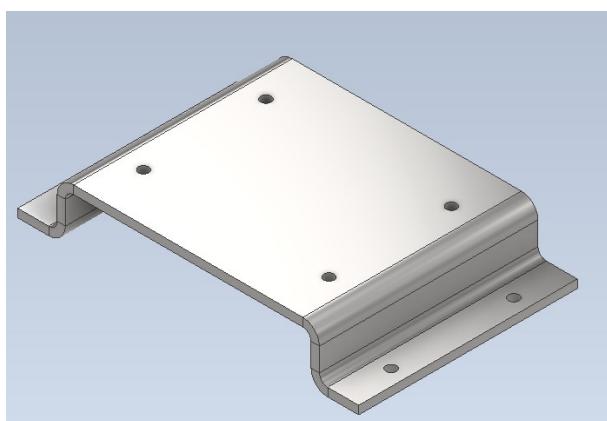


Figura 78: Placa de apoyo para motor

Dicha placa resulta de un tamaño de 250x470 mm.

7.5.3. Placa de reductores sistema biela-manivela

Para la placa asignada al reductor del sistema biela-manivela se necesita una lámina plana donde se puedan atornillar correctamente los orificios del reductor y anclarlo al marco. Para esto se utiliza una lámina de $260 \times 406 \text{ mm}$ donde se tienen agujeros de diámetro 16 mm .

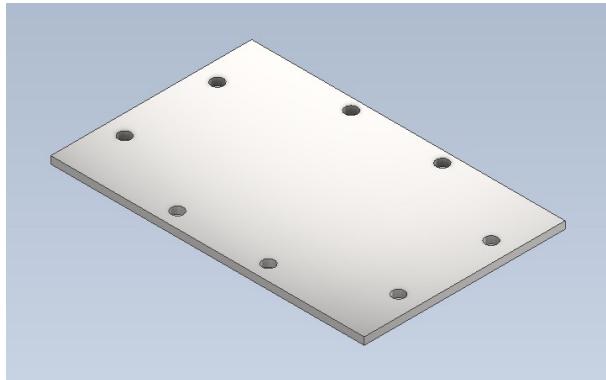


Figura 79: Placa de apoyo para reductor

Dicha placa resulta de un tamaño de $260 \times 400 \text{ mm}$.

7.5.4. Placa de apoyo a actuador lateral

Para la montura del actuador lateral es necesario tener una placa de apoyo la cual, además de anclar el actuador al suelo, aumente la altura del mismo, debido al desnivel que este tendría con las guías lineales y bloques. De este modo, se genera una placa que levante al actuador 34 mm . A continuación se muestra el diseño de dicha placa.

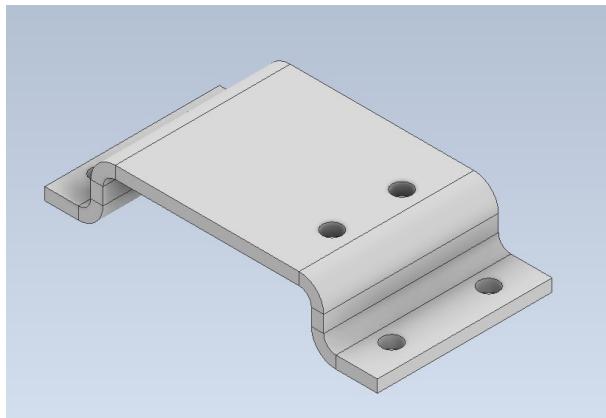


Figura 80: Placa de apoyo para del actuador lateral.

Dicha placa resulta de un tamaño de $170 \times 90 \text{ mm}$.

8. Diseño por selección

8.1. Marco inferior

Para el diseño del marco se tuvieron en cuenta las dimensiones del reductor, los motores, el actuador central y los rieles. Con este fin, se escogieron perfiles cuadrados de 50x50x2 mm y perfiles rectangulares de 90x50x2 mm del catálogo de Acesco. Estos perfiles son ideales para ser soldados, utilizados para aplicaciones de alto desgaste, producidos en grado C, con posibilidad de recubrimiento galvanizado.

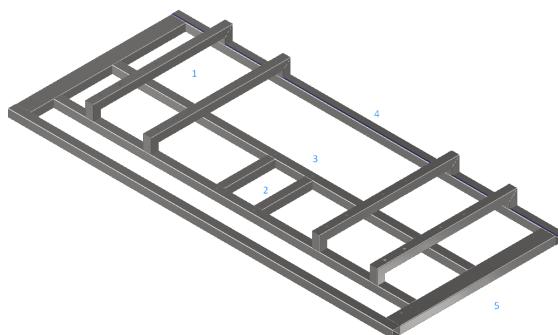


Figura 81: Marco inferior

Una vez se establecieron los perfiles a usar, se calcularon las dimensiones generales del marco, los perfiles donde estarán conectados los rieles estos corresponden al perfil 5 de la figura 81 serán de 90x50. Para el montaje del montaje del reductor y el motor se escogieron perfiles de 50x50 que corresponden al número, en este caso, es necesario establecer una diferencia de altura con los otros perfiles dado que para la cadena cinemática es necesario que el eje del motor tenga una altura determinada. Para la placa que sostiene al actuador se escogieron unos perfiles de 50x50 que corresponden al número 2 que se observa en la figura.

Finalmente se usaron perfiles horizontales de 50x50 para unir los perfiles ya previamente mencionados, estos corresponden a la numeración 3 y 4.

8.2. Marco superior

Para el diseño del marco superior se tuvieron en cuenta las dimensiones de las sillas descritas en la sección 4.1, la posición de los mecanismos y sus uniones para establecer la geometría del marco. Con este fin, se escogieron perfiles cuadrados de 50x50x2 mm y perfiles cuadrados de 70x70x3 mm del catálogo de Acesco. Estos perfiles son ideales para ser soldados, utilizados para aplicaciones de alto desgaste, producidos en grado C, con posibilidad de recubrimiento galvanizado

Una vez se establecieron los perfiles a usar, se calcularon las dimensiones generales del marco, los perfiles de 70x70 serán donde estarán los demás perfiles, en este caso, se usaron dos perfiles 50x50 para cada silla, obteniendo un total de 8. Por otro lado, para la fijación de los sistemas biela-manivela se usarán dos perfiles adicionales de 50x50. A continuación se presenta un esquema con las dimensiones generales del marco y la disposición de los perfiles:

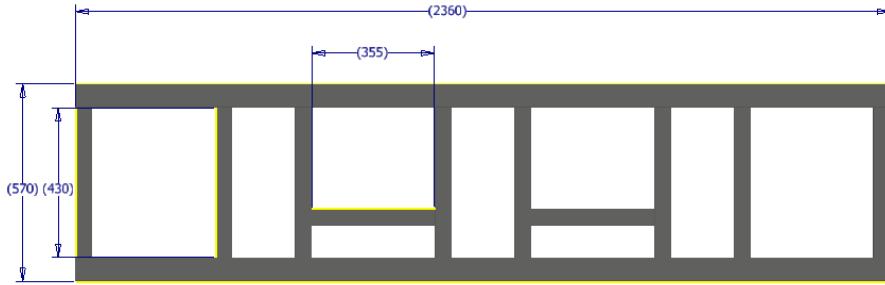


Figura 82: Dimensiones generales del marco y disposición de los perfiles

Como se observa en la figura 83, los perfiles horizontales corresponden a los de 70x70 con una longitud de 2360mm. En el caso de los perfiles verticales, se cuenta con 8 perfiles de 50x50 con una longitud de 430mm, estos están soldados a los horizontales mencionados previamente y además están espaciados entre si para que de esta forma, los rieles de las sillas se atornillen a los mismos. Finalmente los otros dos perfiles horizontales son de 50x50 con una longitud de 355 mm.

En cuanto a las propiedades mecánicas de los perfiles, tienen una resistencia a la fluencia mínima de 345 MPa para el caso de los perfiles cuadrados a utilizar, y con una resistencia última a la tracción de 425 MPa.

Al ya tener definidas la geometría y las cargas que se encuentran descritas en la sección 6.5, se procede a realizar el análisis de esfuerzos sobre el marco puesto que en este caso el marco esta sometido tanto a las fuerzas de los sistemas del biela-manivela, el actuador central, el peso de los usuarios y de este también depende la seguridad de los usuarios, para ello se seguirán la siguiente numeración, con el fin de distinguir los perfiles en función de las cargas que soportan:

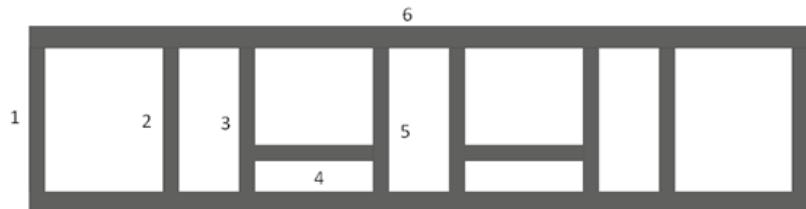
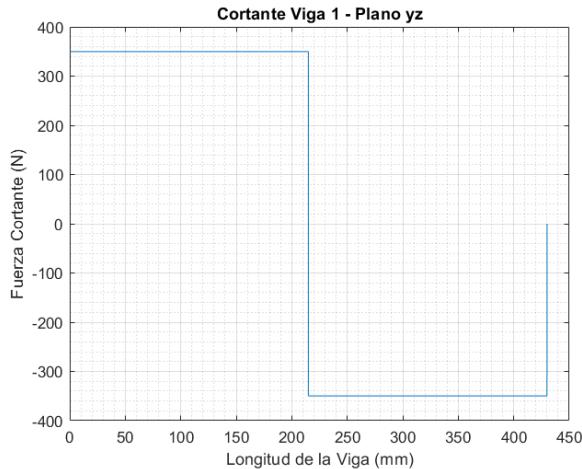


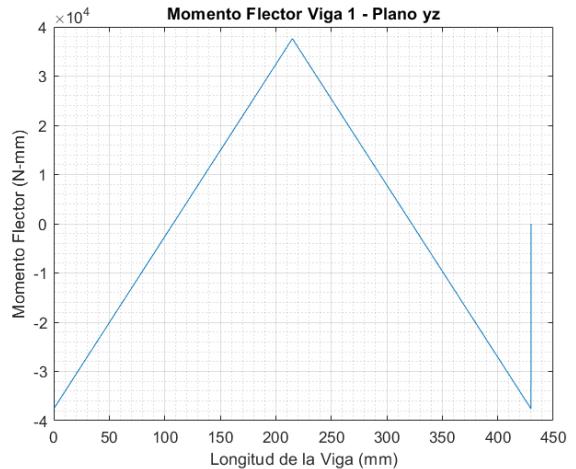
Figura 83: Numeración del marco

Para el análisis se tuvo en cuenta el peso de los perfiles, el cual fue calculado a partir del peso teórico por unidad de longitud proporcionado por el catálogo, además se obtuvieron los valores máximos para las cargas F_{ybs} y F_{am} , las son 6764N y 6413N respectivamente. Los perfiles se analizaron como vigas doblemente empotradas.

Como se observa en la figura 46 el perfil 1 tan solo soporta una carga en el centro del perfil por el peso de la persona y la silla, además se tiene el peso del perfil como se menciono previamente, a partir de estas cargas se obtienen los siguientes diagramas de fuerza cortante y momento fletor:



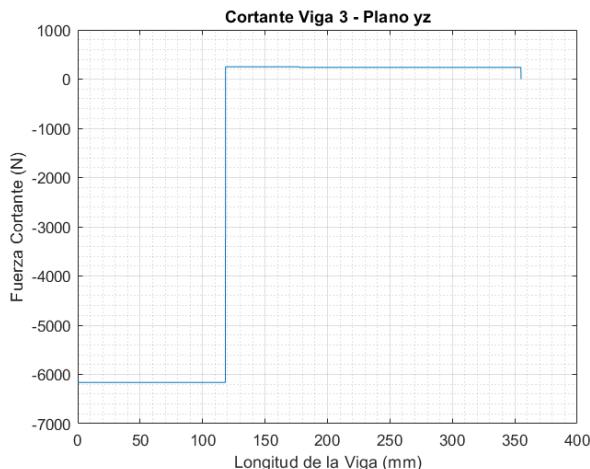
(a) Diagrama de fuerza cortante perfil 1



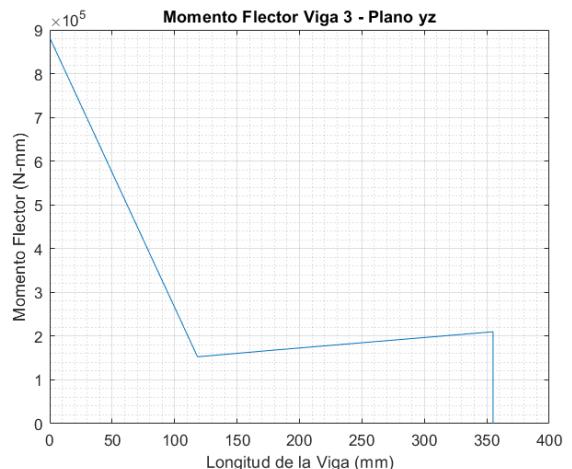
(b) Diagrama de momento flector perfil 1

Figura 84: Diagramas perfil 1

En el caso del perfil 3, este además de las cargas ya mencionadas, también soporta la reacción que corresponde al perfil donde esta soportado el sistema biela-manivela, por lo que se observa una aumento de la carga cortante y del momento flector, a continuación se observan los resultados obtenidos:



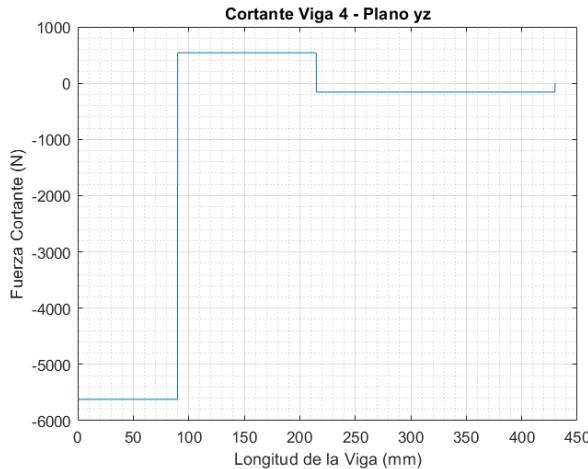
(a) Diagrama de fuerza cortante perfil 3



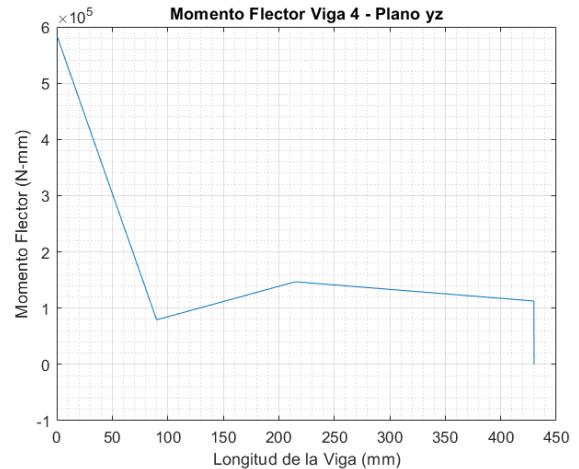
(b) Diagrama de momento flector perfil 3

Figura 85: Diagramas perfil 3

Para el perfil 4, el cual corresponde al perfil en el que se encuentra la unión del biela-manivela, en este caso no se presenta una carga de la persona ni de la silla, sin embargo sobre este recae toda la carga del sistema biela-manivela (F_{bs}). En los resultados, se observa un notorio aumento del valor del momento flector, generado por la carga previamente descrita.



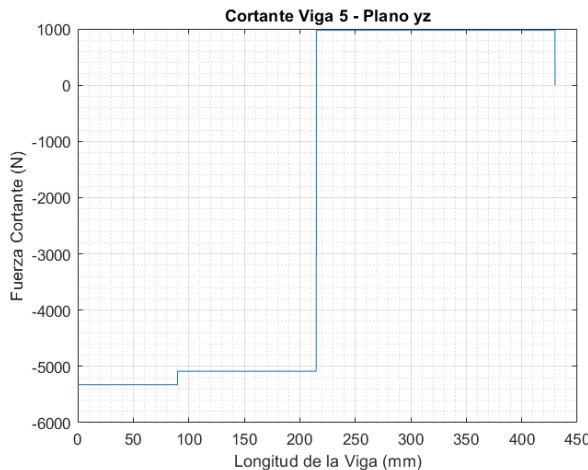
(a) Diagrama de fuerza cortante perfil 4



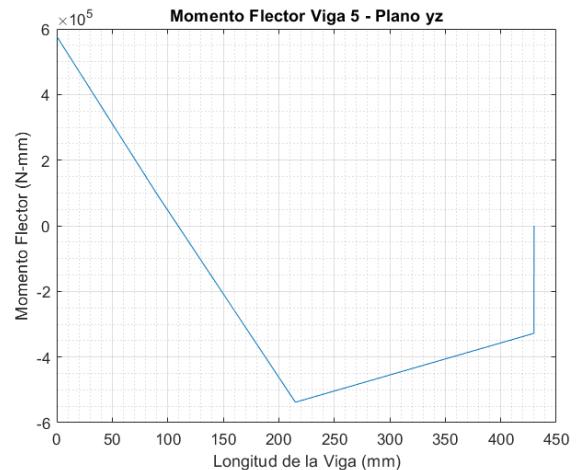
(b) Diagrama de momento flector perfil 4

Figura 86: Diagramas perfil 4

Finalmente, en el caso del perfil 5, este perfil recibe la carga del actuador central (F_{am}), el peso de la persona y la silla, y además la reacción proveniente del sistema manivela. Sin embargo, como algunas de estas cargas son opuestas entre si, el momento flector no es tan grande en comparación al perfil anterior.



(a) Diagrama de fuerza cortante perfil 5



(b) Diagrama de momento flector perfil 5

Figura 87: Diagramas perfil 5

A partir de los diagramas presentados previamente, se procede a calcular los esfuerzos por flexión que se generan sobre el perfil, a partir de la siguiente formula:

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I} \quad (86)$$

donde c corresponde a la distancia del plano neutro a la fibra exterior del perfil, M el momento flector y I el momento de inercia del perfil. A continuación se presentan los resultados obtenidos para cada perfil:

Proyecto Diseño Mecatrónico Equipo 6

Cuadro 7: Esfuerzos por flexión para cada perfil

Perfil	Momento flector (Nmm)	Esfuerzo (MPa)	Factor de seguridad
1	37608	6.4	53.9
3	585284	99.1	3.5
4	8820508	149.3	2.3
5	577389	97.7	3.5

Con el fin de comparar, se realizó una simulación por FEA, en la cual se utilizaron cargas puntuales sobre el perfil, y además se consideraron como condiciones de contorno, un soporte rígido en la placa central del actuador central y una conexión de pin en las uniones del marco al sistema biela-manivela.

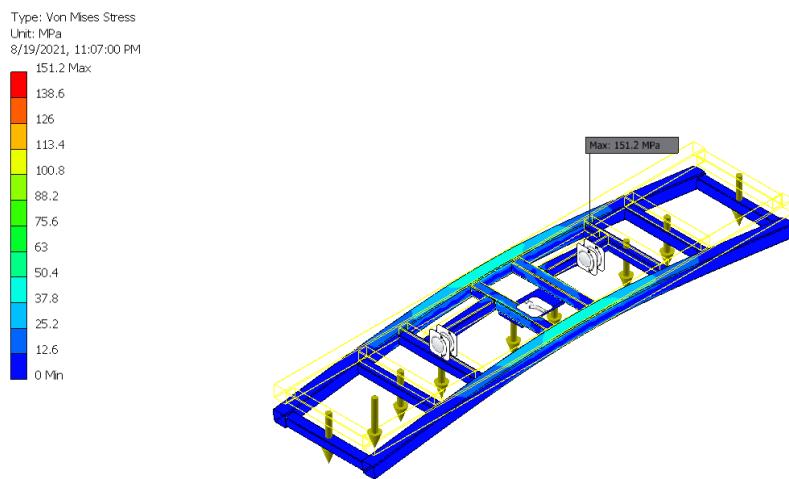


Figura 88: Esfuerzos en el marco por FEA

De la figura 88, se observa que el esfuerzo máximo es de 151.2 MPa y también se localiza en el perfil 4 que corresponde al de la unión del sistema biela-manivela y el marco. Además también se observan esfuerzos de magnitud considerable en el perfil 5 tal y como se obtuvo a partir de los cálculos realizados. Este estudio por FEA permite corroborar los resultados obtenidos a partir de los cálculos de las vigas.

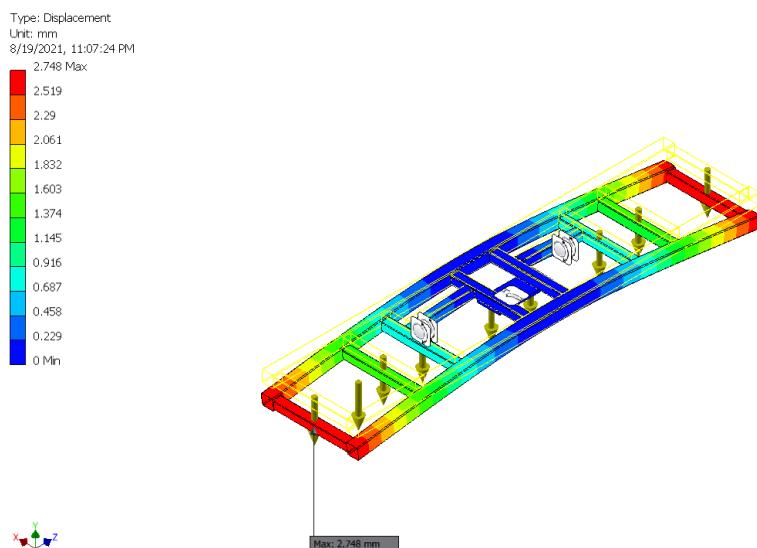


Figura 89: Deformaciones en el marco por FEA

Además otra ventaja de la simulación es permite determinar las deformaciones de manera sencilla, se observa una deformación máxima de 2.8 mm en los extremos del marco como era de esperarse puesto que no existe ningún soporte en estos lugares. Sin embargo, esta deformación es aceptable por lo tanto la selección es adecuada.

8.3. Tornillo prisionero

Con base a una cuña seleccionada de 18×11 , es pertinente utilizar un tornillo prisionero para el ajuste de la cuña y cuñero. Con base a la figura 6-16 del libro Norton (1), se define un prisionero de diámetro de media pulgada.

8.4. Rótulas esféricas de la biela

Para la conexión del eje de la biela con la unión de la manivela y el pasador de la horquilla es necesario utilizar una rótula esférica en ambos extremos del eje el cual permita las rotaciones en los tres ejes.



Figura 90: Rótula esférica.

De este modo, con base a los resultados de análisis del eje de la biela, se va a someter la rótula a una carga máxima de $6,54 \text{ kN}$, y se debe contemplar una unión con pasadores de una pulgada de diámetro. Según estas condiciones, se remite al catálogo McMaster-Carr de rótulas con rosca interna.

Shank Thread Size	ID	Max. Ball Swivel	O'all Wd.	O'all Thick	Shank Center Lg.	Shank Thread Lg.	Static Radial Load Cap, lbs.	Material	Choose a Shank Thread Direction	Each
Ball Joints										
6-32	1/8"	22°	1/2"	1/4"	13 15/16"	7/16"	1,500	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	60645K78 \$6.26
6-32	5/32"	30°	7 11/16"	5 1/16"	7/8"	3/8"	Not Rated	Carbon Steel	Right Hand	60645K97 7.50
10-32	3/16"	20°	5/8"	5 1/16"	1 11/16"	1/2"	2,050	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	60645K31 3.59
1/4"-28	1/4"	27°	3/4"	3/8"	1 5/16"	11/16"	3,800	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	60645K32 3.36
5/16"-24	5/16"	22°	7/8"	7/16"	1 3/8"	11/16"	5,100	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	60645K33 3.96
3/8"-24	3/8"	22°	1"	1/2"	1 5/8"	13/16"	6,300	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	60645K34 4.07
7/16"-20	7/16"	22°	1 1/8"	9/16"	1 13/16"	15/16"	7,850	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	60645K35 6.22
1/2"-20	1/2"	20°	5/8"	5/8"	2 1/8"	1 1/8"	10,000	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	60645K36 7.08
5/8"-18	5/8"	26°	1 1/2"	3/4"	2 1/2"	1 3/8"	11,350	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	60645K37 10.39
3/4"-16	3/4"	24°	1 3/4"	7/8"	2 7/8"	1 9/16"	15,850	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	60645K38 13.74
1"-12	1"	17°	2 3/4"	1 3/8"	4 1/8"	2 1/8"	43,500	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	60645K72 53.64
1 1/4"-14	1 1/4"	17°	2 3/4"	1 3/8"	4 1/8"	2 1/8"	43,500	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	60645K73 53.64
1 1/4"-12	1 1/4"	7°	2 3/4"	1 15/16"	4 1/8"	2 1/8"	44,000	Zinc-Plated Alloy Steel	Right Hand, Left Hand	60645K74 41.42
1 1/2"-12	1 1/2"	6 5/8"	3 1/2"	1 5/16"	5 3/8"	2 5/8"	64,750	Zinc-Plated Alloy Steel	Right Hand, Left Hand	60645K76 183.14
2"-12	2"	6°	5"	1 3/4"	8"	4"	153,500	Zinc-Plated Alloy Steel	Right Hand, Left Hand	60645K77 340.20
M3 x 0.5 mm	3mm	30°	11mm	4.9mm	22mm	10mm	Not Rated	Carbon Steel	Right Hand	59935K13 7.50
M4 x 0.7 mm	4mm	30°	11mm	4.9mm	22mm	10mm	Not Rated	Carbon Steel	Right Hand	59935K14 7.50
M5 x 0.8 mm	5mm	14°	16mm	8mm	27mm	14mm	1,550	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	59935K51 10.73
M6 x 1.0 mm	6mm	23°	19mm	9mm	31mm	16mm	2,600	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	59935K52 7.08
M8 x 1.25 mm	8mm	28°	22mm	12mm	36mm	17mm	3,400	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	59935K53 7.43
M10 x 1.5 mm	10mm	26°	27mm	14mm	43mm	21mm	5,100	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	59935K54 10.35
M12 x 1.75 mm	12mm	27°	30mm	16mm	50mm	24mm	5,800	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	59935K55 13.88
M16 x 2 mm	16mm	33°	38mm	21mm	64mm	33mm	8,400	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	59935K57 24.49
M20 x 1.5 mm	20mm	29°	46mm	25mm	77mm	40mm	12,800	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	59935K58 41.14
Ball Joints with Oversized Shank										
1 1/4"-28	3/16"	20°	3/4"	5/16"	1 5/16"	11/16"	4,150	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand	60645K91 4.08
3/8"-24	5/16"	22°	1"	7/16"	1 5/8"	13/16"	6,300	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand	60645K92 5.24
1 1/4"-12	1"	17°	2 3/4"	1 3/8"	4 1/8"	2 1/8"	40,850	Zinc-Plated Carbon Steel	Right Hand, Left Hand	60645K74 53.64

Figura 91: Selección de la rótula esférica

De este modo, se selecciona una rótula $1" - 14$ de referencia 60645K73 con carga máxima de 20 kN , por lo que se tendría un factor de seguridad de 3 para las rótulas esféricas.

8.5. Junta universal

Con el fin de permitir los movimientos de cabeceo y balanceo en el sistema, es necesario el uso de una junta universal o cardan para realizar la conexión entre el actuador eléctrico y el marco. Para la

selección se tuvieron en cuenta 3 principales criterios: el ángulo de rotación, el diámetro del eje de conexión y la carga de torsión soportada. En cuanto al ángulo de rotación es necesario un mínimo de 17° , el diámetro del eje es pulgada y media como se calculo en la sección 7.3 y la carga a torsión máxima de la figura 43b es de 808 Nm . A continuación se observa la junta universal seleccionada en el catalogo de McMaster-Carr a partir de los requerimientos descritos y los datos ofrecidos por el catalogo:

Mil. Spec. Machinable-Bore Single U-Joints											
Steel	For Max. Shaft Dia.	For Max. Shaft Dp.	Joint Dia.	Overall Lg.	Max. Operating Angle	Max. Speed, rpm	Max. Torque, in.-lbs.	Torque			Specifications Met
								3° Operating Angle	10° Operating Angle	Joint Type	
1/2"	1"	7/8"	3"	35°	1,500	1,800	345 in.-lbs. @ 300 rpm	225 in.-lbs. @ 300 rpm	Pin and Block	Ball-Spring Oil Fitting	MIL-U-20625A Class A 2456K15
9/16"	1 3/16"	1"	3 3/8"	35°	1,500	3,050	585 in.-lbs. @ 300 rpm	380 in.-lbs. @ 300 rpm	Pin and Block	Ball-Spring Oil Fitting	MIL-U-20625A Class A 2456K16
3/4"	1 1/4"	1 1/4"	3 3/4"	35°	1,500	5,500	1,055 in.-lbs. @ 300 rpm	685 in.-lbs. @ 300 rpm	Pin and Block	Ball-Spring Oil Fitting	MIL-U-20625A Class A 2456K17
7/8"	1 5/16"	1 1/2"	4 1/4"	35°	1,500	9,000	1,730 in.-lbs. @ 300 rpm	1,125 in.-lbs. @ 300 rpm	Pin and Block	Ball-Spring Oil Fitting	MIL-U-20625A Class A 2456K18
1"	1 9/16"	1 3/4"	5"	35°	1,500	14,000	2,690 in.-lbs. @ 300 rpm	1,750 in.-lbs. @ 300 rpm	Pin and Block	Ball-Spring Oil Fitting	MIL-U-20625A Class A 2456K19
1 3/16"	1 5/8"	2"	5 7/16"	35°	1,500	22,000	4,230 in.-lbs. @ 300 rpm	2,750 in.-lbs. @ 300 rpm	Pin and Block	Ball-Spring Oil Fitting	MIL-U-20625A Class A 2456K21
1 1/2"	2 1/16"	2 1/2"	7"	35°	1,500	32,000	6,150 in.-lbs. @ 300 rpm	4,000 in.-lbs. @ 300 rpm	Pin and Block	Ball-Spring Oil Fitting	MIL-U-20625A Class A 2456K22

Figura 92: Selección de cardan

Como se observa en la figura 92, se escogió una junta universal la cual tiene un agujero máximo para el eje de pulgada y media, tiene un ángulo de rotación máximo de 35° y tiene un carga a torsión admisible de 3600 Nm , donde, con una torsión máxima de 808 Nm vista en la figura 43b, se tiene un factor de seguridad $FS = 4,455$. De esta forma se cumplen todos los requerimientos mencionados.

De este modo, se selecciona una junta universal de la marca McMaster-Carr de referencia 2456K22.



Figura 93: Junta universal maquinaria 2456K22

8.6. Motor y reductor del sistema biela-manivela

Para generar el movimiento de la manivela, se va a seleccionar un motor jaula de ardilla de dos polos a 60 Hz , por lo que su velocidad puede rondar los 3500 rpm con su correspondiente reductor de velocidad para ajustar a los valores de salida del sistema. Dicho esto, se va a realizar primero la selección del reductor de velocidad con base a los parámetros de salida del sistema.

8.6.1. Reductor de velocidad

El proceso de selección del reductor se da teniendo en cuenta los principales parámetros que lo definen, debido a la funcionalidad que cumplirá de adaptar el torque, velocidad y la potencia del motor para que funcione adecuadamente el mecanismo biela manivela. Dicho esto, los parámetros principales a tener en cuenta en el reductor son:

- Velocidad de salida
- Torque de salida
- Potencia de salida
- Inercia del sistema

Todos estos van a verse afectados por la relación de velocidad del reductor, por lo que es importante verificar los cambios en estos cuatro para la siguiente etapa del motor.

Para la selección de reductor y motor se van a utilizar todos los casos de estudio, por lo que no es suficiente con retomar los resultados evidenciados en las secciones 5.6 y 6.2.

Velocidad de salida

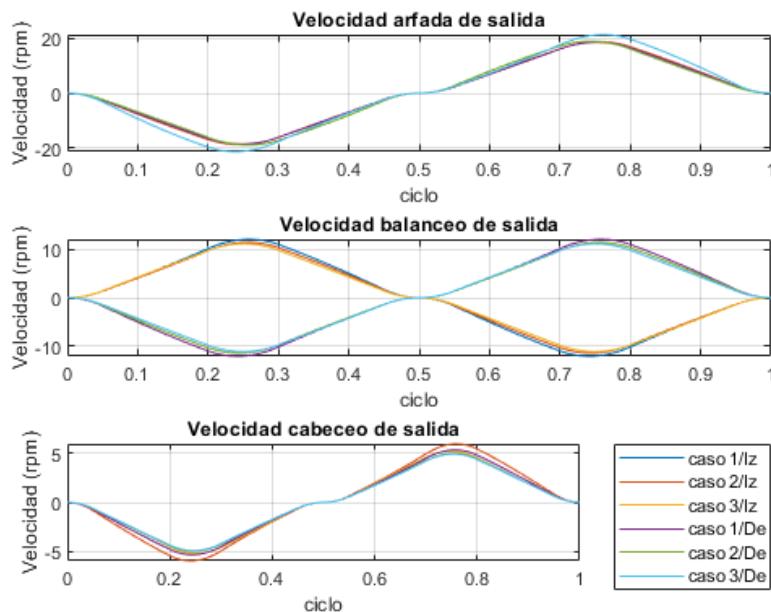


Figura 94: Velocidades de salida en los ejes del reductor.

El valor máximo de velocidad se da para el caso 3 del lado derecho en arfada, teniendo una velocidad de salida requerida de 21,35 rpm.

Torque de salida

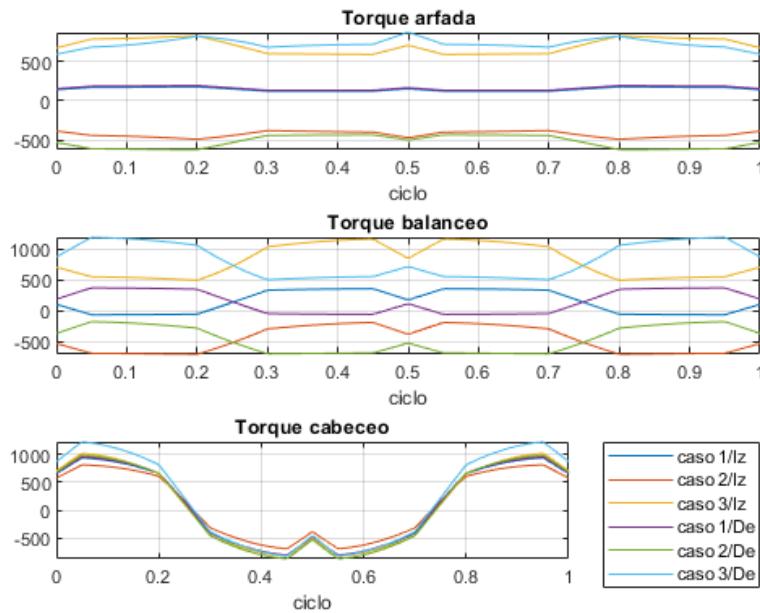


Figura 95: Velocidades de salida en los ejes del reductor.

El torque máximo, al igual que la velocidad, ocurre para el caso 3 del lado derecho en arfada, teniendo un torque de salida de 1227 Nm.

Potencia de salida Para la potencia de salida es necesario determinar el factor de servicio. Según recomendaciones del catálogo de reductores, asumiendo un uso diario de 10 horas en carga tipo 3, se debe calcular el factor de servicio a partir de la siguiente figura del catálogo de SEW.

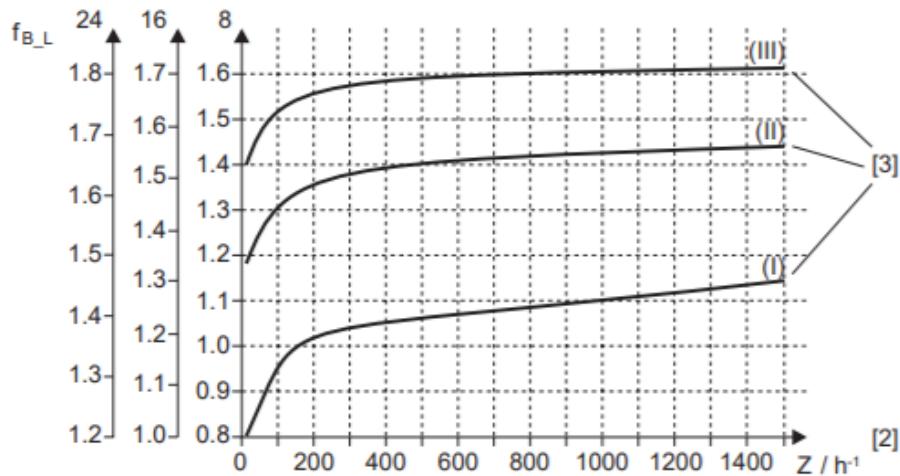


Figura 96: Factor de servicio de reductores.

En el eje X se tienen los ciclos por hora. Para este caso, debido a que la duración de todos los movimientos suelen ser menores a dos segundos, en una hora se tiene aproximadamente el valor máximo del gráfico. Además, para el cálculo de 10 horas, se debe hacer una estimación entre los valores de 8 y 16. Si se hiciera una linealización, en 10 horas el factor de servicio debería ser de $FS = 1,625$, sin embargo, debido al alto ciclaje, se va a suponer un poco mayor, definiendo que el factor de servicio va a ser de $FS = 1,65$.

Con base a esto, para calcular la potencia mecánica de salida, se usa la fórmula:

$$P = FS \cdot T \cdot \omega \quad (87)$$

Con base a esto, se obtienen los siguientes resultados para la potencia de salida:

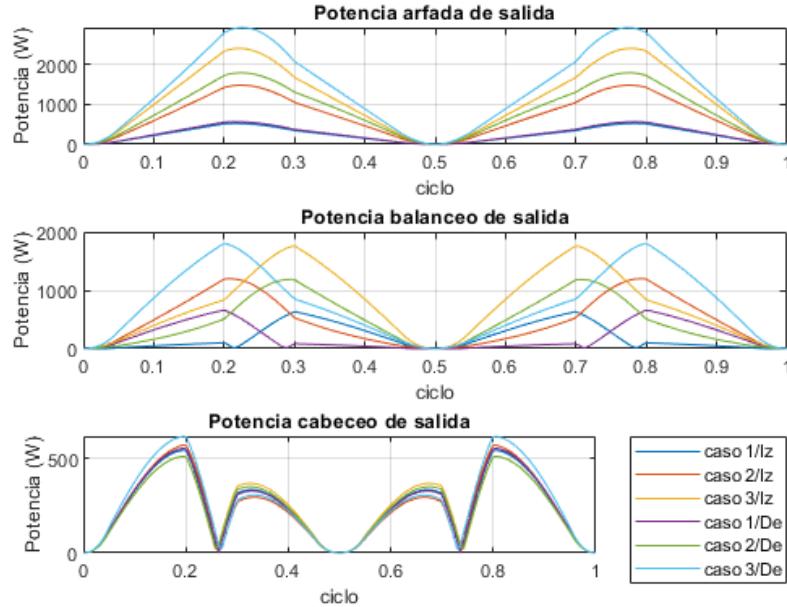


Figura 97: Velocidades de salida en los ejes del reductor.

Al igual que en los dos casos anteriores, la potencia máxima se presenta en caso 3 del lado derecho en arfada, teniendo una potencia de salida máxima de $2,91\text{ kW}$, y una potencia de salida RMS de $1,67\text{ kW}$.

Inercia Para determinar la inercia del sistema, se plantea la fórmula:

$$I = \frac{T}{\alpha} \quad (88)$$

Ahora bien, para evitar indeterminaciones por valores de aceleraciones muy bajos, se tiene un criterio que si el valor de aceleración es menor a $0,2\text{ ms}^{-2}$ no se tiene en cuenta. Dicho esto, se muestran los valores de aceleraciones angulares del eje:

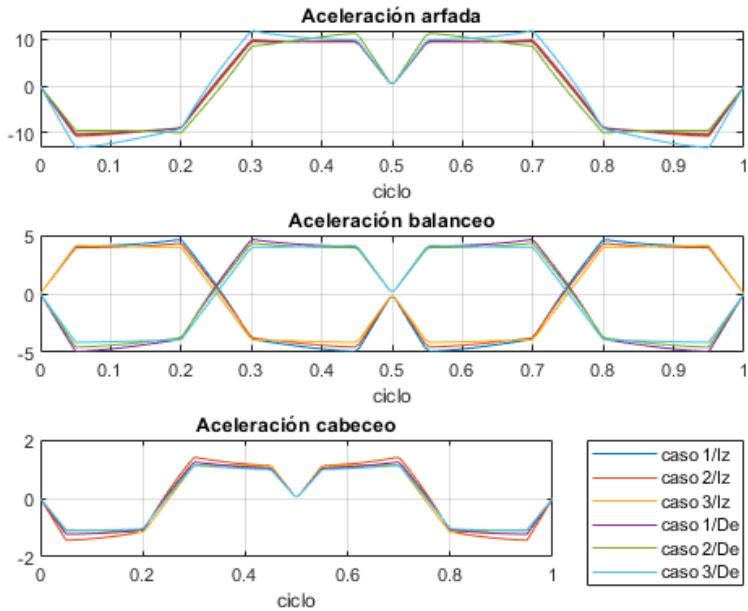


Figura 98: Velocidades de salida en los ejes del reductor.

Con esto, es posible determinar la inercia del sistema:

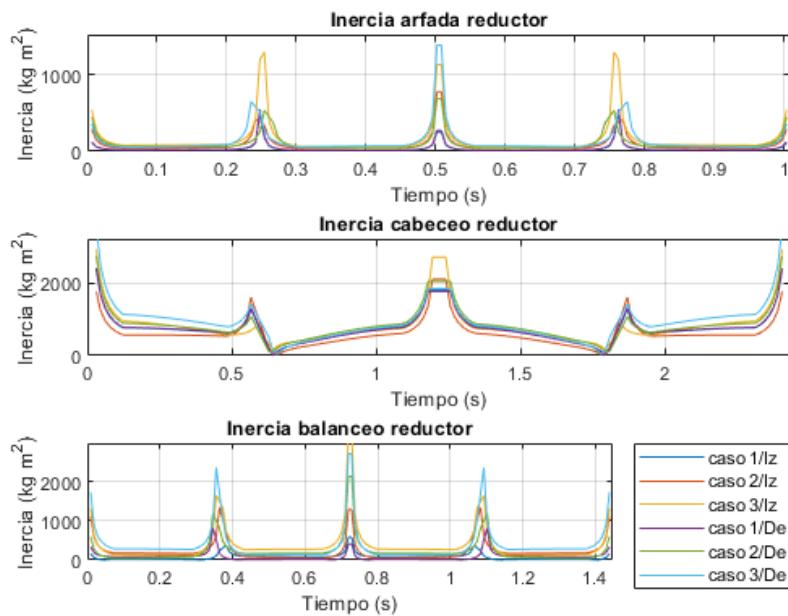


Figura 99: Velocidades de salida en los ejes del reductor.

De este modo, se determina que la inercia máxima del sistema que se somete al eje es de $3538,28 \text{ kg m}^2$.

Selección final Con todo y lo anterior, se va a utilizar un reductor con un $N = 151,3$, con una eficiencia de $\eta = 0,72$. Este se consigue en el catálogo de la marca SEW, donde el reductor tiene como velocidad de entrada un valor nominal de 3400 rpm , correspondiente a un motor asincrónico de 2 polos a 60 Hz , donde se tienen velocidades de salida correspondientes a 22 rpm , lo cual es

cercano al valor requerido de $21,35 \text{ rpm}$. Además, cabe resaltar que la potencia correspondiente del motor de conexión al reductor es de máximo $5,5 \text{ kW}$, potencia claramente mayor a la que se necesita para el reductor. Por último, se tiene que el torque máximo de salida debe ser menor 1690 Nm , donde se tiene un valor máximo 1227 Nm .

Dicho esto, la referencia del reductor es un reductor SEW SF87 DRN132S4 en posición de montaje M1 (horizontal) con direcciones del eje A y B (derecho e izquierdo respectivamente). La referencia DRN132S4 se selecciona con base a la posterior selección del frame del motor, con el fin de permitir la conexión entre estos dos componentes, donde el eje de motor es coincidente con el eje de entrada del reductor. Además, se mencionan los reductores de dirección A y B debido a que se necesitan dos reductores, cada uno con direcciones de ejes diferentes con base a su posición dentro del mecanismo.

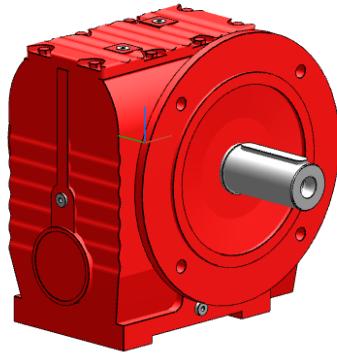


Figura 100: Render 3D del reductor SF 87 DRN132S4 M1 A.

8.6.2. Motores del sistema biela-manivela

Ya teniendo el factor de reducción de velocidad, es posible determinar todos los valores de velocidad, torque, potencia e inercia aparente para la selección del motor.

Velocidad del motor Teniendo en cuenta que la velocidad de salida V_s se redujo en un factor $N = 151,3$, entonces se tiene que:

$$V_m = V_s \cdot N \quad (89)$$

Y las velocidades del motor deben ser las siguientes:

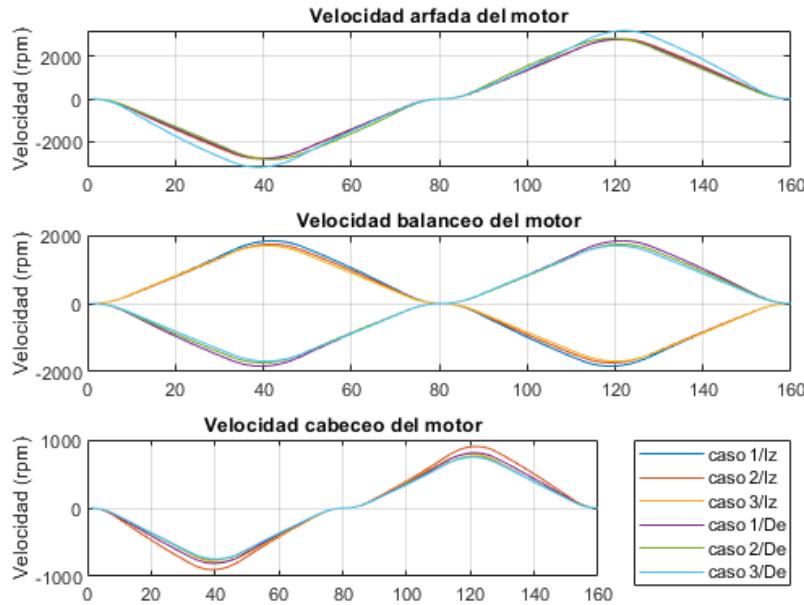


Figura 101: Velocidades del motor.

Con base en estos resultados, el valor máximo de velocidad es de 3230,255 rpm.

Torque del motor Inverso al cambio de velocidad por el reductor, el torque de motor aumentó al pasar del motor al reductor, por lo tanto se tiene que

$$T_m = \frac{T_s}{N} \quad (90)$$

Por lo tanto, las gráficas del torque del motor son las siguientes:

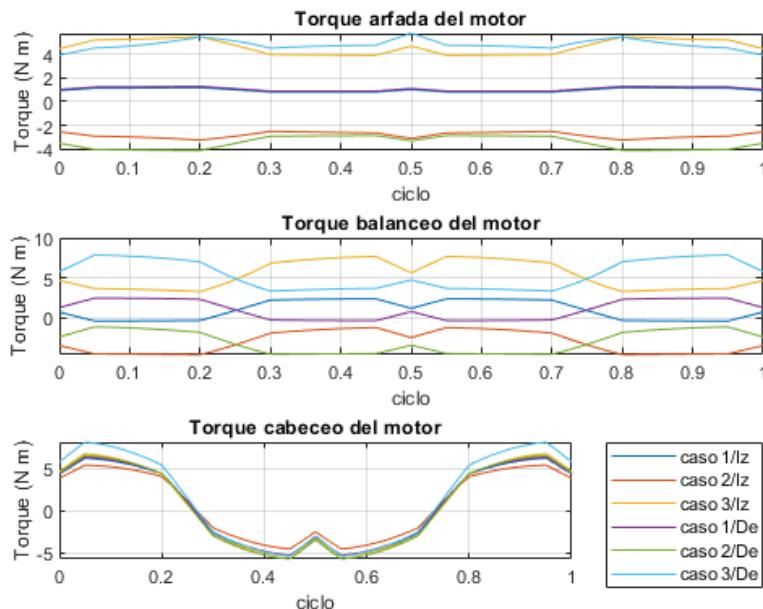


Figura 102: Velocidades del motor.

El caso con los resultados más altos es el balanceo caso 3 en el lado derecho. En este caso, se tiene un torque máximo de $8,110 \text{ N m}$ y un torque RMS de $5,691 \text{ N m}$.

Potencia del motor Para determinar la potencia del motor, ya se ha usado el factor de servicio en el caso del reductor, por lo que falta es implementar el rendimiento del reductor para determinar la potencia del motor:

$$P_m = \frac{P_s}{\eta} \quad (91)$$

A partir de este valor, se tienen las potencias requeridas del motor:

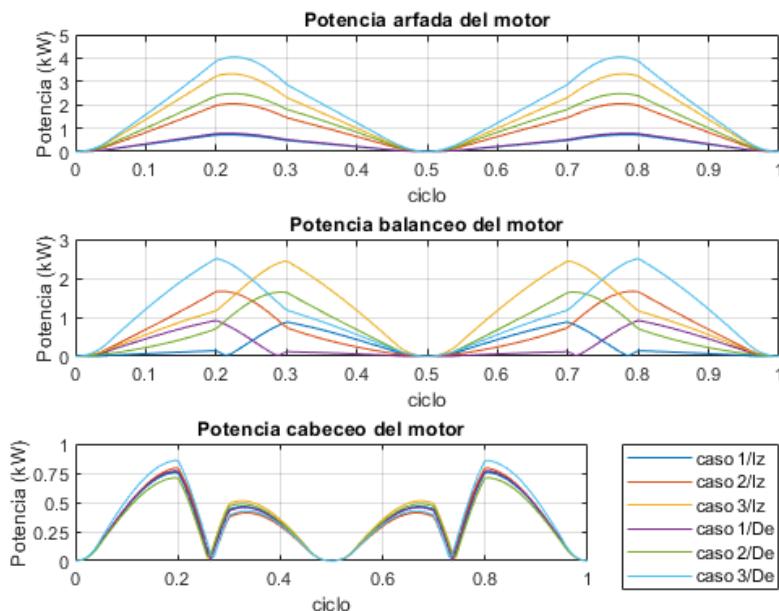


Figura 103: Potencias del motor.

De estos resultados se determina que la potencia máxima del motor va a ser de $4,042 \text{ kW}$, o lo que sería igual a $5,420 \text{ hp}$.

Inercia aparente Para determinar la inercia aparente hacia el motor es necesario hacer uso del factor de reducción de velocidad, donde se tiene que:

$$I_{ap} = \frac{I_s}{N^2} \quad (92)$$

Con base a los resultados que se obtuvieron en secciones anteriores, las gráficas de inercia aparente para todos los casos se muestran a continuación:

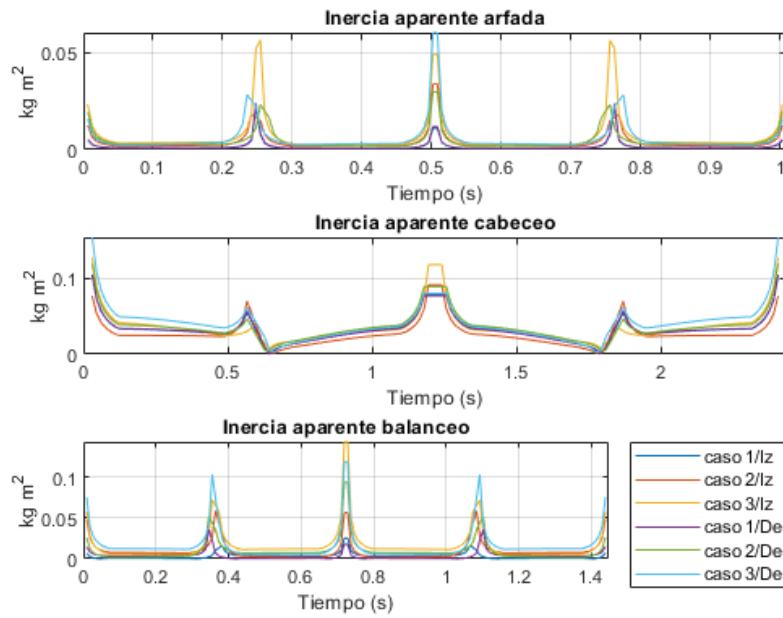


Figura 104: Inercia aparente.

De estos resultados, el valor máximo es de $0,155 \text{ kg m}^2$, correspondiente al movimiento de cabeceo caso 3.

Selección final Con estos resultados, se puede empezar a realizar una selección del motor jaula de ardilla. Cabe resaltar que se selecciona de este tipo de motores debido a la facilidad de inversión de giro, la cual es necesaria en la implementación. Dicho esto, se necesita que el motor sea de velocidad mayor o igual a $3230,255 \text{ rpm}$, torque nominal mayor a $5,691 \text{ N m}$, torque de bloqueo mayor a $8,110 \text{ N m}$, y una potencia mayor a $4,042 \text{ kW}$. Además, el criterio más importante en la selección del motor es que se cumpla la relación de inercia máxima de $1 : 10$, esto se debe a que la controlabilidad del movimiento es el criterio más importante de la implementación del motor y reductor. Dicho esto, con base al valor de inercia aparente máxima de $0,155 \text{ kg m}^2$, se necesita que la selección corresponda a un motor con un valor de inercia mínima de $0,0155 \text{ kg m}^2$.

Con todo y lo anterior, al consultar el catálogo de Siemens de motores trifásicos jaula de ardilla, se selecciona un motor de 2 polos 60 Hz de tipo 1LA7 130-2YA70 y frame 132S. Esta selección corresponde a un motor con las siguientes características:

- Potencia: $P = 7,46 \text{ kW} = 10 \text{ HP}$
- Factor de servicio: $FS = 1,15$
- Corriente nominal: $I_n = 28 \text{ A}$
- Eficiencia: $\eta = 0,79$
- Factor de potencia: $\cos \phi = 0,90$
- Velocidad nominal: 3500 rpm
- Torque nominal: $T_n = 20,35$
- Torque de arranque: $T_{arr}/T_n = 2,4$

- Corriente de arranque: $I_{arr}/I_n = 6$
- Momento de inercia: $0,016 \text{ kg m}^2$
- Masa: $m = 50 \text{ kg}$

A pesar de que esta selección aparente estar sobredimensionada para las condiciones que se tenían, se seleccionó puntualmente este motor debido a que logra cumplir la relación de inercia 1 : 10 para todo momento. Este es el criterio más importante de selección del motor por la controlabilidad, por lo que se va a mostrar esta relación de inercia con base a la selección del motor para todos los casos:

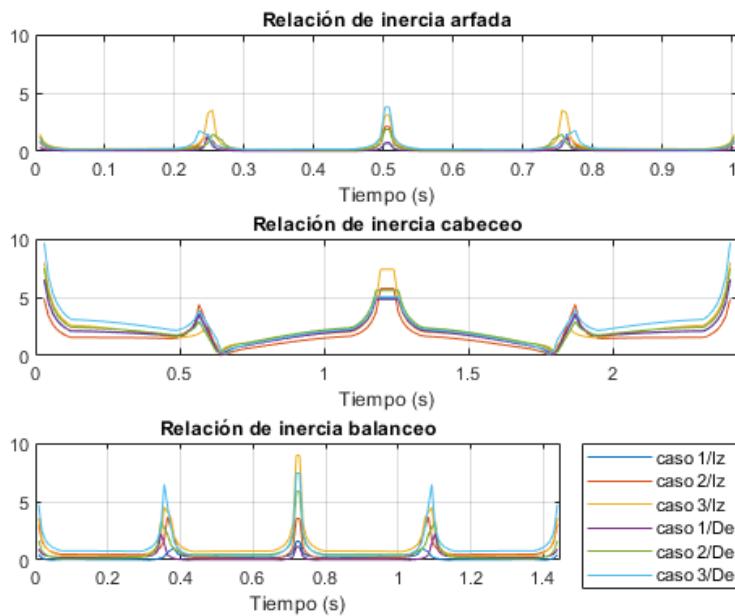


Figura 105: Relación de inercia

Como se puede evidenciar, se cumple la relación para todo momento, y los intervalos de tiempo donde esta relación es cercana a 10 son por períodos cortos, mientras que en el resto del tiempo se tiene una relación de inercia ideal.

Para finalizar, es necesario mencionar el acople entre el motor y su reductor. Este frame 132S del motor posee un diámetro del eje de 38 mm, el cual corresponde al diámetro del eje de entrada al reductor también de 38 mm.

8.7. Actuador lineal central

Debido a la rótula utilizada para conectar el actuador central con el marco superior, se van a utilizar las cargas axiales y cortantes mostradas en la sección 6.4 en para seleccionar el actuador lineal. De estos resultados, se obtiene que la carga axial máxima es de 13,528 kN y la carga cortante máxima es de 2,099 kN. Por otro lado, otro factor importante es la velocidad crítica del tornillo recirculante, por lo tanto se observa en la sección 5.1 que la velocidad máxima del perfil de velocidad diseñado es 0.4 m/s. A partir de estos requerimientos se procede a elegir un cilindro eléctrico del catálogo de Festo de la línea ESBF de actuadores por husillo:

Proyecto Diseño Mecatrónico Equipo 6

Datos mecánicos: husillo de bolas									
Tamaño	32			40			50		
Paso del husillo [mm/giro]	5	10		5	10	16	5	10	20
Diámetro del husillo [mm]	12			16			20		
Fuerza máx. del cilindro ³⁾ [kN]	1	1		3	3	2,6	5	5	4,5
Par de accionamiento máx. [Nm]	1,1	2		3	5,6	7,7	4,8	9,2	16,3
Fuerza radial máx. ²⁾ [N]	115			130			300		
Velocidad máx. [m/s]	0,55	1,1		0,4	0,8	1,2	0,3	0,6	1,2
Revoluciones máx. [rpm]	6600	6600		4800	4800	4500	3600	3600	
Aceleración máx. [m/s ²]	5	15		5	15	25	5	15	25
Ángulo de giro máx. del vástago ³⁾ [°]	±0,25			±0,2			±0,15		
Holgura en la inversión de sentido ³⁾ [mm]	< 0,03	< 0,04		< 0,03	< 0,03	< 0,04	< 0,03	< 0,03	< 0,04
Precisión de repetición [mm]	±0,01								
Par de accionamiento sin carga ⁴⁾ [Nm]	0,1			0,2			0,3		

Tamaño	63			80			100		
Paso del husillo [mm/giro]	5	10	25	5	15	32	5	20	40
Diámetro del husillo [mm]	25			32			40		
Fuerza máx. del cilindro ³⁾ [kN]	7	7	6	12	12	10	17	17	14,5
Par de accionamiento máx. [Nm]	7	13,1	26,5	11,9	33,7	56,6	16,9	63,7	102,6
Fuerza radial máx. ²⁾ [N]	700			1100			1100		
Velocidad máx. [m/s]	0,27	0,53	1,35	0,21	0,62	1,34	0,16	0,67	1,34
Revoluciones máx. [rpm]	3250	3220	3260	2530	2515	2515	2010	2010	2010
Aceleración máx. [m/s ²]	5	15	25	5	15	25	5	15	25
Ángulo de giro máx. del vástago ³⁾ [°]	±0,4			±0,5			±0,5		
Holgura en la inversión de sentido ³⁾ [mm]	< 0,03	< 0,03	< 0,04	< 0,03	< 0,03	< 0,04	< 0,03	< 0,03	< 0,04
Precisión de repetición [mm]	±0,015	±0,01							
Par de accionamiento sin carga ⁴⁾ [Nm]	0,4	0,45	0,5	0,5	0,6	0,65	0,7	0,9	1,0

Figura 106: Selección del actuador

En la figura 106 se observa que el actuador requerido es de tamaño 100 con un paso del husillo de 20, el cual tiene una carga máxima permisibles de 17kN y una velocidad máxima de 0.67m/s, cumpliendo ambas condiciones iniciales requeridas, además contando con una aceleración máxima de 15 m/s². Para obtener la referencia final del actuador es necesario definir la carrera, para este caso como se menciono en la sección 4.1 el requerimiento para arfada es de 100 mm, por lo que finalmente se escoge un cilindro eléctrico de la marca Festo desde el catalogo de cilindros, de referencia ESBF-BS-100-100-20P.

Adicionalmente, se evidencia que el actuador no cumple con el requerimiento de carga axial, para ello se escoge un accesorio que corresponde a unidad de guía que esta diseñada para soportar la carga radial y los momentos sobre el actuador, en donde se tiene en cuenta la recomendación dada en el catalogo Festo para cilindros, en la sección de accesorios:

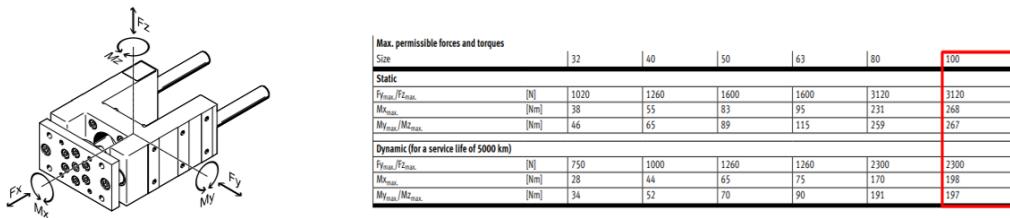


Figura 107: Unidad de guía actuador central

Como se evidencia en la figura 107, esta guía soporta una carga estática radial de 3.12 kN, por lo cual cumple con el requerimiento de 2.1 kN. El uso de este accesorio permite mejorar la vida útil del cilindro, aliviando la flexión generada por la carga radial. Dicha guía tiene una referencia final EAGF-V2-KF-100-100, que indica que es una unidad guía para cilindros, de tipo cojinete de bola recirculante, con tamaño y carrera de 100 mm.

Para la selección del motor, se siguió la recomendación propuesta por el catalogo Festo de cilindros, para un cilindro eléctrico de tamaño 100, de servomotor y una unidad reductora

Proyecto Diseño Mecatrónico Equipo 6

With servo motor and gear unit			
EMMT-AS-100-..., EMME-AS-100-...	2449341	EAMM-A-D100-120G	
EMGA-120-P-G...SAS-100	2946765	EAMM-A-D100-120G-S1 ²⁾	
EMMS-AS-140-...	2449341	EAMM-A-D100-120G	
EMGA-120-P-G...SAS-140	2946765	EAMM-A-D100-120G-S1 ²⁾	

Figura 108: Recomendación del catalogo

Con la base de las referencias, es posible remitirse a los respectivos catálogos de servomotores y reductores de Festo. Inicialmente, se aplica la formula de calculo de velocidad con el paso del cilindro:

$$\omega = \frac{V_c \cdot 60}{P} \quad (93)$$

Obteniendo un ω de 1200 rpm. Con esto se selecciona un par motor reductor remitiéndose a los catálogos Festo para motores y para reductores, buscando cumplir la relación de velocidad dada, y además las recomendaciones dadas por el catalogo de cilindros, seleccionando así, respecto a motor:

Technical data					
Flange size		140			
Overall length	S	S	L	L	
Winding	HS	HV	HS	HV	
Motor					
Nominal voltage	[V DC]	565	565	565	565
Nominal current	[A]	4.40	5.23	7.80	9.96
Peak current	[A]	15	24.40	20	51.50
Nominal power	[W]	2600	3140	4420	5110
Nominal torque	[Nm]	9.55	7.70	21.12	17.41
Peak torque	[Nm]	25.60	27	48.80	67.50
Stall torque	[Nm]	11.20	11.08	25.60	25.50
Nominal rotational speed	[rpm]	2600	3900	2000	2800
Max. rotational speed	[rpm]	3060	4510	2460	3830
Motor constant	[Nm/A]	2.166	1.47	2.72	1.75
Voltage constant phase-to-phase	[mV/min]	130.69	88.71	162.39	104.41
Number of pole pairs		6	6	6	6
Winding resistance	[Ω]	3.39	1.60	1.41	0.586
Winding inductance	[mH]	20.50	9.01	13.44	4.65
Total output moment of inertia					
Encoder					
Without brake	[kgcm ²]	8.189	8.189	19.027	19.027
With brake	[kgcm ²]	9.271	9.271	20.108	20.108
Resolver					
Without brake	[kgcm ²]	8	8	18.400	18.400
With brake	[kgcm ²]	9	9	19.400	19.400
Shaft load					
Radial	[N]	780	780	1 060	1 060
Axial	[N]	200	200	200	200

Figura 109: Selección de servomotor actuador central

Dado que el motor tiene una velocidad angular ω de 3900 rpm es necesario escoger un reductor, a partir del catalogo de reductores y de la recomendación de reductores del motor, se realiza la selección del reductor:

Gear unit size	[mm]	Ø 120			
Gear ratio	[i]	3	5	8	12
Output interface		120G			
Motor interface		SAS-100, SAS-140			
Gear unit type		Planetary gear			
Continuous output torque ¹⁾	[Nm]	115	195	120	260
Max. output torque ²⁾	[Nm]	184	312	192	416
Max. drive speed	[rpm]	6500			
Torsional rigidity	[Nm/arcmín]	12		18	22
Torsional backlash	[deg]	0.12		0.12	0.15
Mass moment of inertia ³⁾	[kgcm ²]	2.63	1.53	1.43	2.22
Max. efficiency	[%]	98		97	96
Operating temperature ⁴⁾	[°C]	-25 ... +90			
Degree of protection		IP54			
Product weight	[g]	6000	6000	8000	
Note on materials		RoHS-compliant			

Figura 110: Selección de reductor actuador central

Completando dichas selecciones con una referencia EMMS-AS-140-S-HV-RS para el servomotor, que indica que es un servomotor AC sincrónico con un tamaño de flanque de 140 mm, de longitud corta, alto voltaje y conexión angular ajustable con encoder; y una referencia EMGA-120-P-G3-SAS-140 para el reductor que indica una unidad de reducción de engrane planetario de flanque 120 mm con un N de 3, interfaz para motor sincrónico de flanque de 140 mm.

Ahora se requiere escoger un kit paralelo para ensamblar el conjunto servomotor-reductor con el cilindro. En la sección de accesorios del catálogo de cilindros Festo se encuentra como recomendación para cilindros de tamaño 100 y conjunto servo-reductor utilizar un kit paralelo EAMM-U-D100-120G-S1, y con esto, es posible remitirse al catálogo de los kits paralelos de Festo, en donde se recomienda el kit paralelo puntual a utilizar para el cilindro con reductor incluido con el servomotor:

Motor/gear unit ^[2] Type	Motor interface	Parallel kit Part no.	Type
ESBF-40			
With servo motor			
Third-party motor	55A	1210438 1210458 2617488 2546123	EAMM-U-60-D40-55A-91 EAMM-U-60-D40-55A-91-S1 ^[3] EAMM-U-70-D40-60P-96 EAMM-U-70-D40-60P-96-S1 ^[3]
EMMT-AS-60..., EMME-AS-60..., third-party motor	60P		

Figura 111: Selección de kit paralelo actuador central

Así pues, ya se tiene el sistema completo para el actuador central con su respectivo cilindro y servomotor con reductor para generar movimiento.

8.8. Rieles para el avance

En el trabajo de selección de los elementos mecánicos involucrados en el movimiento de avance, inicialmente se tuvo en cuenta la disposición de los mismos en la parte inferior de la máquina. La disposición consta de dos guías lineales simples, las cuales no tienen motor ni tornillos de avance, solo sirven para brindar soporte y permitir facilidad en el movimiento, y se ubican en los perfiles de las esquinas derecha e izquierda del marco inferior. En cuanto al movimiento y la actuación del mismo, se tiene un tercer elemento, un actuador completo de tipo cilindro, similar al utilizado para el centro de la máquina, pero en este caso, de menor tamaño, debido a que soporta una carga más baja, y en disposición vertical, para generar el movimiento de avance.

8.8.1. Guías lineales sin actuador

Con los resultados obtenidos en las secciones 5.2 y 6.6 es posible comenzar el trabajo de selección de las guías lineales. Para dicho proceso es requerido encontrar la cantidad y el tipo de bloques y riel donde se posicionen.

Inicialmente se requiere calcular la carga P que soporta cada bloque, partiendo del hecho que se tienen 4 bloques, 2 a cada lado, posicionados en dos guías lineales. Para ello se pueden seguir las ecuaciones brindadas por el catálogo de Hiwin para arreglos de bloques con doble guía, en donde, se puede determinar la carga que soporta los bloques si se tiene una fuerza en orientación vertical de la siguiente forma:

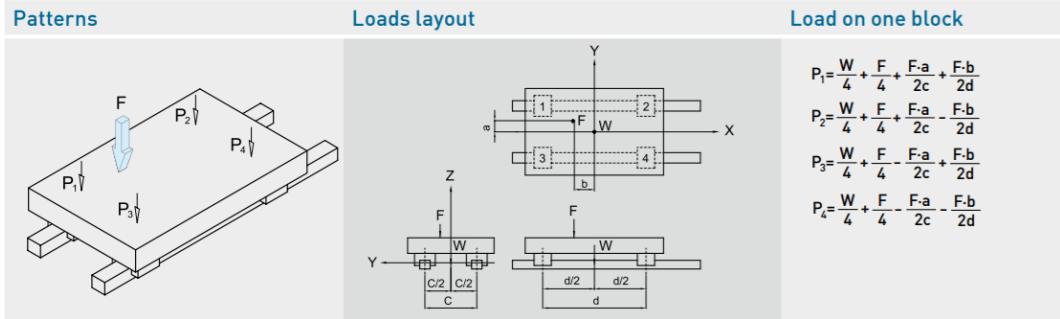


Figura 112: Disposición de cargas con fuerza vertical

O de la siguiente forma cuando se trata de una fuerza en orientación horizontal sobre algún componente que se ve involucrado sobre los elementos situados en los rieles:

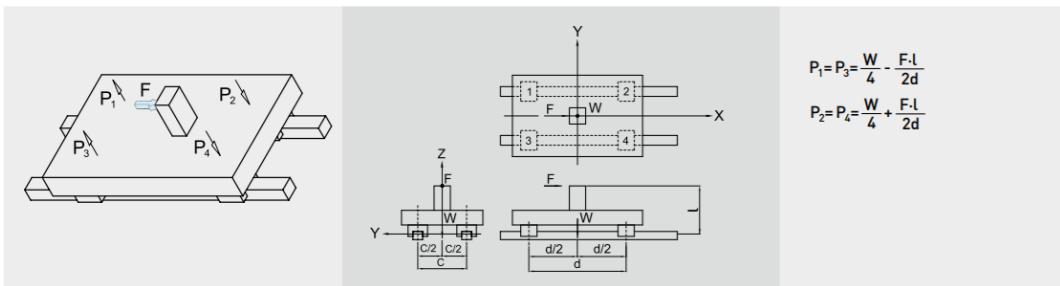


Figura 113: Disposición de cargas con fuerza horizontal

Teniendo en cuenta dichas disposiciones, y la disposición del diagrama de cuerpo libre presentado en la figura 49, se tiene que cada P_n es su equivalente F_n del diagrama de cuerpo libre. Aplicando dichas ecuaciones con cada una de las 6 reacciones generadas por el sistema (obtenidas en 6.6, figura 50b), y superponiendo los resultados, se obtienen los siguientes resultados de las fuerzas que se soportan en cada bloque, según las disposiciones definidas:

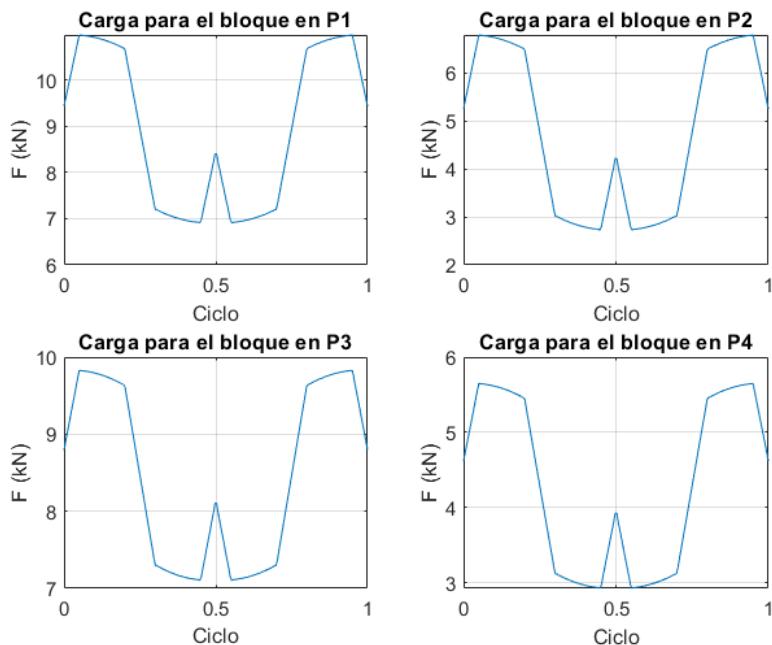


Figura 114: Cargas sobre los bloques

Proyecto Diseño Mecatrónico Equipo 6

Con los resultados obtenidos, es evidente que el primer bloque es el que mayor carga P soporta, por lo tanto, se debe realizar la selección de las guías lineales con base en dicha carga, que resulta en un valor máximo de $P_1 = 10,969 \text{ kN}$.

Adicional a esto, se tiene un calculo de dimensionamiento que involucra tener en cuenta las fuerzas iniciales generadas en la aceleración, debido a que es la mayor de las iniciales. Sin embargo, dicha fuerza actúa durante el tiempo en el cual el perfil se acelera, el cual es un tiempo de 1/10 del tiempo total del ciclo, pero se toma como si dicha fuerza actuara sobre todo el tiempo que se da el ciclo. Esta fuerza inercial se calcula como:

$$P = \frac{W}{4} + \frac{1}{2} \cdot \frac{W}{g} \cdot \frac{V_c}{t_a} \cdot \frac{l}{d} \quad (94)$$

En donde W es el peso, g es la gravedad, V_c es la máxima velocidad lineal, t_a es el tiempo de aceleración, l es la distancia al centro de gravedad y d es la distancia entre guías. Con todo y lo anterior, P resulta en un valor de 3.430 kN, y sumando a la carga máxima calculada de los bloques, se obtiene finalmente un máximo sobredimensionado de $P_1 = 14,4 \text{ kN}$ como el máximo para los bloques, y es posible entrar al proceso de selección de guías lineales.

Para ello se tiene la ecuación de servicio, la cual se define para el caso de las presentes guías como:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \cdot 50 \text{ km} \quad (95)$$

En donde L es la vida nominal, un aproximado del recorrido total que se tendrá en toda la vida de la máquina, C es la carga dinámica y P es la carga normal. Para el presente caso, se tomará un L recomendado por la "ASTM F 2291" de 35000 km (véase Sección 4.3.2). Con esto, aplicando (95), es posible despejar la carga dinámica C que van a soportar los bloques de las guías de forma vertical, a partir de la carga P_1 vertical, debido a que es la máxima de las 4 cargas, obteniendo así un valor de carga dinámica de $C = 55,4 \text{ kN}$.

Se hace la selección desde el catálogo de Hiwin para guías lineales:

Model No.	Dimensions of Assembly (mm)								Dimensions of Block (mm)								Dimensions of Rail (mm)								Mounting Bolt for Rail	Basic Dynamic Load Rating	Basic Static Load Rating	Static Rated Moment			Weight	
	H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	K ₁	K ₂	G	MxL	T	H ₂	H ₃	W _R	H _R	D	h	d	P	E	[mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	kN-m	kN-m	kg	kg/m		
GHG15CA	28	4.3	9.5	34	26	4	26	39.4	61.4	10	4.85	5.3	M4x5	6	7.95	7.7	15	15	7.5	5.3	4.5	60	20	M4x16	14.7	23.47	0.12	0.10	0.10	0.18	1.45	
GHG20CA	30	4.6	12	44	32	6	36	50.5	77.5	12.25	6	12	M5x6	8	6	6	20	17.5	9.5	8.5	6	60	20	M5x16	27.1	36.68	0.27	0.20	0.20	0.30	2.21	
GHG20HA							50	65.2	92.2	12.6																32.7	47.96	0.35	0.35	0.35	0.39	
GHG25CA	40	5.5	12.5	48	35	6.5	35	58	84	15.7	6	12	M6x8	8	10	9	23	22	11	9	7	60	20	M6x20	34.9	52.82	0.42	0.33	0.33	0.51	3.21	
GHG25HA							50	78.6	104.6	18.5																42.2	69.07	0.56	0.57	0.57	0.69	
GHG30CA	45	6	16	60	40	10	40	70	97.4	20.25	6	12	M8x10	8.5	9.5	13.8	28	26	14	12	9	80	20	M8x25	48.5	71.87	0.66	0.53	0.53	0.88	4.47	
GHG30HA							60	93	120.4	21.75																58.6	93.99	0.88	0.92	0.92	1.16	
GHG35CA	55	7.5	18	70	50	10	50	80	112.4	20.6	7	12	M8x12	10.2	16	19.6	34	29	14	12	9	80	20	M8x25	64.6	93.88	1.16	0.81	0.81	1.45	6.30	
GHG35HA							72	105.8	138.2	22.5																77.9	122.77	1.54	1.40	1.40	1.92	
GHG45CA	70	9.5	20.5	86	60	13	60	97	139.4	23	10	12.9	M10x17	16	18.5	30.5	45	38	20	17	14	105	22.5	M12x35	103.8	146.71	1.98	1.55	1.55	2.73	10.41	
GHG45HA							80	128.8	171.2	28.9																125.3	191.85	2.63	2.68	2.68	3.61	
GHG55CA	80	13	23.5	100	75	12.5	75	117.7	166.7	27.35	11	12.9	M12x18	17.5	22	29	53	44	23	20	16	120	30	M14x45	153.2	211.23	3.69	2.64	2.64	4.17	15.08	
GHG55HA							95	155.8	204.8	36.4																184.9	276.23	4.88	4.57	4.57	5.49	
GHG65CA	90	15	31.5	126	76	25	70	144.2	200.2	43.1	14	12.9	M16x20	25	15	15	63	53	26	22	18	150	35	M16x50	213.2	287.48	6.65	4.27	4.27	7.00	21.18	
GHG65HA							120	203.6	259.6	47.8																277.8	420.17	9.38	7.38	7.38	9.82	

Figura 115: Selección de bloques para guías lineales

Se toman así unos bloques HGH30 HA, los cuales soportan hasta 58.6 kN de carga dinámica, y en cuanto a dimensiones relevantes, se tiene el ancho de los mismos, el cual es de 60 mm, lo cual cumple el ancho del perfil del marco donde se van a situar, de 90 mm. Dichos bloques se sitúan sobre rieles, en este caso, rieles de 1 m de largo, debido a que los perfiles tienen un largo de 1050 mm.

Finalmente se construye la referencia final de las guías, en la cual se denota HG que indica la serie, H indica bloques cuadrados, 30 el tamaño del modelo de bloques, H la carga de tipo súper pesada, A el tipo de montaje de los bloques desde arriba, 2 el número de bloques por riel, T el montaje del riel desde abajo, 1050 el largo del riel, Z0 sin la precarga y H de alta precisión, para resultar en una referencia HGH30HA2T1050Z0H.

8.8.2. Actuador/motor

Para el actuador de avance lateral, como lo dicho previamente, se va a utilizar un cilindro similar al seleccionado para el actuador central. Para seleccionarlo, se toma como criterio de selección la carga que debe mover dicho actuador, la cual se tiene como $P_L = 1,161 \text{ kN}$, y además la máxima velocidad lineal que debe cumplir, de $V_c = 0,75 \text{ ms}^{-1}$. Se parte del mismo catalogo utilizado para el cilindro del actuador central, el catalogo de Festo, iniciando con la selección del cilindro.

Datos mecánicos: husillo de bolas								
Tamaño	32			40			50	
Paso del husillo	[mm/giro]	5	10	5	10	16	5	10
Diámetro del husillo	[mm]	12		16			20	
Fuerza máx. del cilindro ¹⁾	[kN]	1	1	3	3	2,6	5	5
Par de accionamiento máx.	[Nm]	1,1	2	3	5,6	7,7	4,8	9,2
Fuerza radial máx. ²⁾	[N]	115		130			300	
Velocidad máx.	[m/s]	0,55	1,1	0,4	0,8	1,2	0,3	0,6
Revoluciones máx.	[rpm]	6600	6600	4800	4800	4500	3600	3600
Aceleración máx.	[m/s ²]	5	15	5	15	25	5	15
Ángulo de giro máx. del vástago ³⁾	[°]	±0,25		±0,2			±0,15	
Holgura en la inversión de sentido ³⁾	[mm]	< 0,03	< 0,04	< 0,03	< 0,03	< 0,04	< 0,03	< 0,03
Precisión de repetición	[mm]	±0,01						
Par de accionamiento sin carga ⁴⁾	[Nm]	0,1		0,2			0,3	

Figura 116: Selección de cilindro actuador lateral

Se decide seleccionar un cilindro eléctrico con actuador por husillo de bolas, desde los datos mecánicos, con un tamaño de 40 mm y un paso de husillo de 16 mm/giro, que ejerce una fuerza máxima de 2,6 kN, cumpliendo con el requerimiento de fuerza, y una velocidad lineal máxima de 1,2 ms⁻¹, cumpliendo así con el requerimiento de velocidad. Adicionalmente, para poder completar la referencia de selección del actuador, se escoge una carrera de 100 mm, ya que el movimiento de avance se tuvo previsto como 10 cm, y se tiene entonces que el cilindro seleccionado es el ESBF-BS-40-100-16P, en donde ESBF indica que se trata de un cilindro por husillo, BS indica que el husillo es de bolas, 40 es el tamaño, 100 la carrera y 16P es el paso del husillo.

En cuanto a la selección del motor utilizado para el presente cilindro, se utilizan los servomotores recomendados por el catalogo de Festo para dicho cilindro, los cuales son de la serie EMMT-AS-60. Ahora se remonta la selección al catalogo de servomotores de la línea EMMT-AS, y para completar la referencia se debe tener en cuenta que el servomotor tenga una brida de 60 mm, bajo voltaje, y que disponga de conexión eléctrica y freno. Adicionalmente se requiere calcular la velocidad angular del motor con respecto al paso y la velocidad lineal máxima, con la ecuación (93) obteniendo un valor de $\omega = 2812,5 \text{ rpm}$. Con todo y lo anterior, es posible seleccionar de la tabla con las condiciones dadas:

Proyecto Diseño Mecatrónico Equipo 6

Especificaciones técnicas							
Tamaño de la brida	60	S	M	L	LS	HS	
Longitud		LS	HS	LS	HS	LS	HS
Tensión nominal de funcionamiento ¹⁾	[V DC]	325	565	325	565	325	565
Corriente nominal ²⁾	[A]	1,6/1,4	1,6/1,4	2,4/2,2	2,4/2,2	3,2/3	3,2/3
Corriente permanente en reposo ³⁾	[A]	1,7/1,6	1,7/1,6	2,7/2,5	2,7/2,5	3,8/3,5	3,8/3,5
Corriente de pico	[A]	5,4	5,4	11,0	11,0	18,3	18,3
Potencia nominal ²⁾	[W]	200/190	200/190	350/310	350/310	440/410	440/410
Momento de giro nominal ²⁾⁽³⁾	[Nm]	0,64/0,6	0,64/0,6	1,1/1,0	1,1/1,0	1,4/1,3	1,4/1,3
Momento de giro máximo	[Nm]	1,6	1,6	3,4	3,4	5,6	5,6
Momento de giro en reposo ²⁾	[Nm]	0,7/0,66	0,7/0,66	1,24/1,15	1,24/1,15	1,66/1,56	1,66/1,56
Constante del momento de giro en reposo ⁴⁾	[Nm/A]	0,49	0,49	0,53	0,53	0,52	0,52
Revoluciones nominales	[rpm]	3000					
Revoluciones máx.	[rpm]	7100	12500	6800	11800	6800	11900
Revoluciones mecánicas máx.	[rpm]	16000					
Velocidad en vacío máx. con freno	[rpm]	10000					
Constante del motor	[Nm/A]	0,41	0,41	0,45	0,45	0,44	0,44
Constante de tensión (fase-fase)	[mV/min]	29,9	29,9	32	32	31,2	31,2
Constante de tiempo eléctrica	[ms]	2,1	2,1	2,7	2,7	3	3
Número de pares de polos		5	5	5	5	5	5
Resistencia del devanado (fase-fase)	[Ω]	11,7	11,7	4,85	4,85	2,68	2,68
Inductancia del devanado (fase-fase)	[mH]	38	38	20	20	12	12
Inductancia longitudinal Ld del devanado (fase)	[mH]	15,5	15,5	8	8	5	5
Inductancia transversal Lq del devanado (fase)	[mH]	19	19	10	10	6	6
Momento de inercia de salida total ²⁾	[kgcm ²]	0,169/0,257	0,169/0,257	0,286/0,373	0,286/0,373	0,403/0,490	0,403/0,490
Carga en el eje a revoluciones nominales							
Radial	[N]	350					
Axial	[N]	65					

Figura 117: Selección de servomotor actuador lateral

Y se tiene una selección final de servomotor EMMT-AS-60-L-LS-RS para utilizar con el cilindro.

Otros elementos que se requieren para dicho actuador son el kit paralelo para realizar la conexión entre el servomotor y el cilindro, una placa de conexión y una unión al piso, todas recomendadas por el catálogo. Inicialmente para el kit paralelo se recomienda un kit EAMM-U-D40-60P, y remontándose al catálogo de Festo para kits paralelos EAMM-U, en la parte donde se visualiza el kit recomendado para el servomotor del cilindro seleccionado, se da una selección final de referencia EAMM-U-70-D40-60P-96.

Motor/gear unit ²⁾ Type	Motor interface Part no.	Parallel kit		
		Type	Part no.	
ESBF-40				
With servo motor				
Third-party motor	55A	1210438 1210458	EAMM-U-60-D40-55A-91 EAMM-U-60-D40-55A-91-S1 ¹⁾	
EMMT-AS-60..., EMME-AS-60..., third-party motor	60P	★ 2617488 2546123	EAMM-U-70-D40-60P-96 EAMM-U-70-D40-60P-96-S1 ¹⁾	

Figura 118: Selección de kit paralelo actuador lateral

Para la placa de conexión, se usa la recomendada en la sección de accesorios del catálogo de los cilindros de Festo, en este caso de tamaño 40, resultando en una selección de referencia KSZ-M12x1,25.

Placa de acoplamiento KSZ				
32	0,9	36125	KSZ-M10x1,25	
40	1,5	36126	KSZ-M12x1,25	
50, 63	4	36127	KSZ-M16x1,5	
80, 100	9	36128	KSZ-M20x1,5	

Figura 119: Selección de placa de acople actuador lateral

Y por último, como se requiere fijar el actuador, se utiliza una conexión al piso, que se encuentra en la sección de accesorios del catálogo Festo, de referencia HNC-40 debido al tamaño del actuador.

Para tamaño	Carga máx. admisible [kN]	ESBF...	CRC ¹⁾	Peso [g]	N.º art.	Código del producto
32	0,9	2	144	2	174369	HNC-32
40	1,5	2	193	2	174370	HNC-40
50	2,5	2	353	2	174371	HNC-50
63	4	2	436	2	174372	HNC-63
80	6	2	829	2	174373	HNC-80
100	9	2	1009	2	174374	HNC-100

Figura 120: Selección de conexión al piso actuador lateral

9. Diseño eléctrico

Pasando a la sección de diseño eléctrico para el tablero, se van a utilizar como fuentes de alimentación tres fases de 120 V, donde los voltajes de línea son de 207 V.

Ahora bien, para determinar las corrientes que se deben implementar se deben calcular a partir de las potencias mecánicas de los motores utilizados o de los valores nominales asociados al componente, por lo que a continuación se realizan estos cálculos.

9.1. Corrientes de diseño

9.1.1. Actuador central

Según las especificaciones del motor del actuador central, se tiene una corriente nominal de 5,23 A a un voltaje de 400 V_{AC}. Sin embargo, el motor permite la entrada de voltajes de línea de menor voltaje, en nuestro caso, de la mitad del voltaje, motivo por el cual para conservar la potencia del motor se duplica la corriente nominal a un valor de 10,5 A. Ahora bien, para determinar la corriente de diseño para las conexiones con el motor del actuador central, se utiliza un factor de aumento de 1,25, determinando una corriente de diseño $I_N = 13 A$

9.1.2. Actuador lateral

Para poder determinar la corriente de diseño del motor del actuador lateral. En la ficha técnica del motor EMMT-AS-60-L-LS-RS, se tiene una corriente nominal de 3 A bajo las condiciones de uso del sistema. De este modo, utilizando un factor de aumento de 1,25, se determina una corriente de diseño $I_N = 4 A$ para el motor mencionado.

9.1.3. Motor biela-manivela

Para definir la potencia requerida de los sistemas de alimentación para los motores de ensambles biela-manivela, se va a utilizar el caso de mayor potencia requerida en todos los casos de análisis y aplicarlo para ambos conjuntos. Ahora bien, para definir esta potencia, es necesario transformar la potencia mecánica del motor a la potencia eléctrica de alimentación con base a la eficiencia del propio motor. Como ya se mencionó, esta eficiencia es de $\eta = 0,79$, por lo tanto, con base a los resultados de la figura 103, se tienen los siguientes valores como potencia eléctrica.

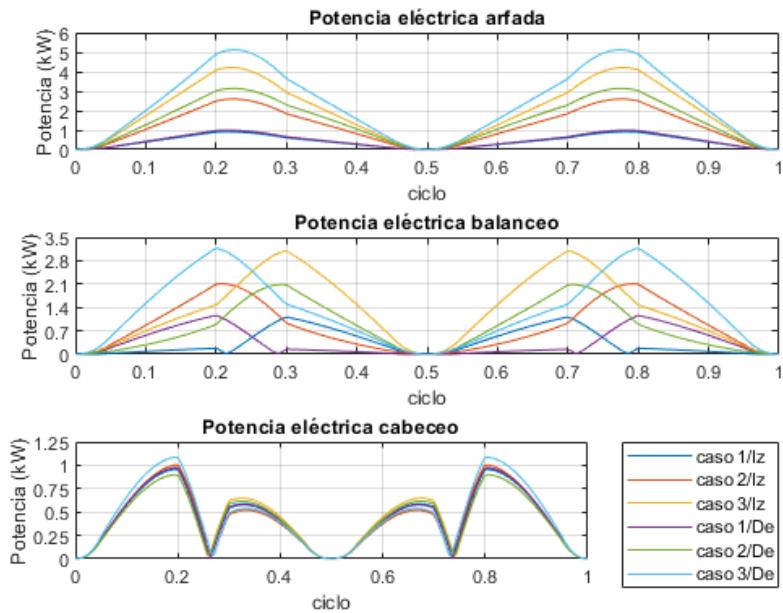


Figura 121: Potencia eléctrica motores biela-manivela.

Con estos resultados, teniendo en cuenta que $P = V \cdot I$, a partir del uso de voltajes de línea de 207 V, entonces se puede determinar la corriente que se implementa en estos casos.

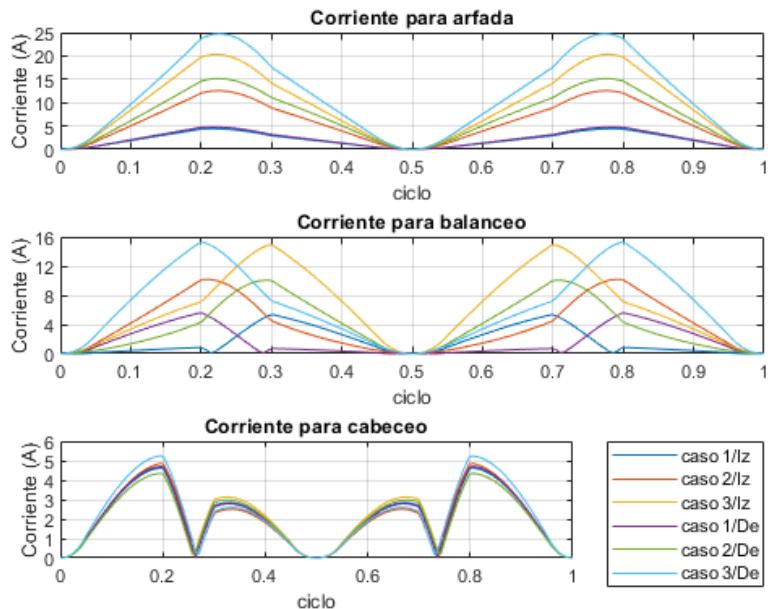


Figura 122: Corriente eléctrica motores biela-manivela.

Como se puede evidenciar, la corriente máxima es de 24,8 A en el peor de los casos, el cual es arfada caso 3 en el lado derecho. Dicho esto, esta corriente es menor a la corriente nominal que aparece en el catálogo de Siemens, por lo que la mejor decisión es utilizar la corriente nominal $I_n = 28$ A como la corriente de diseño. Además, implementando un factor de aumento de la corriente de $FC = 1,25$, se va a utilizar una corriente de diseño de $I_n = 35$ A para los sistemas eléctricos de los motores de los biela manivela.

9.2. Selección de componentes

9.2.1. Variadores de velocidad y servodrives

En la aplicación se cuentan con dos motores Siemens de referencia 1LA7 130-2YA70 para el sistema biela manivela. Un servomotor Festo de referencia EMMS-AS-140-S-HV-RS para el actuador central, y un servomotor EMMT-AS-60-L-LS-RS para el actuador lateral. Al referirse a los catálogos correspondientes a estos motores, todos cuentan con una selección específica de sus variadores de velocidad adecuados. De este modo, se seleccionan los siguientes componentes para el sistema de control de los motores.

Motores biela-manivela Se selecciona un variador para los dos motores del biela-manivela, para ello se usó la herramienta de selección de Siemens, teniendo en cuenta como parámetros la potencia del motor y la alimentación de este obtenidas de la sección 8.6.2. Obteniendo que la opción más adecuada, es un SINAMICS G120. Una vez seleccionado el modelo, se pasa al configurador de SIEMENS para elegir adecuadamente la unidad de potencia y la unidad de control correspondientes al variador. A continuación se muestran los parámetros usados en dicha selección:

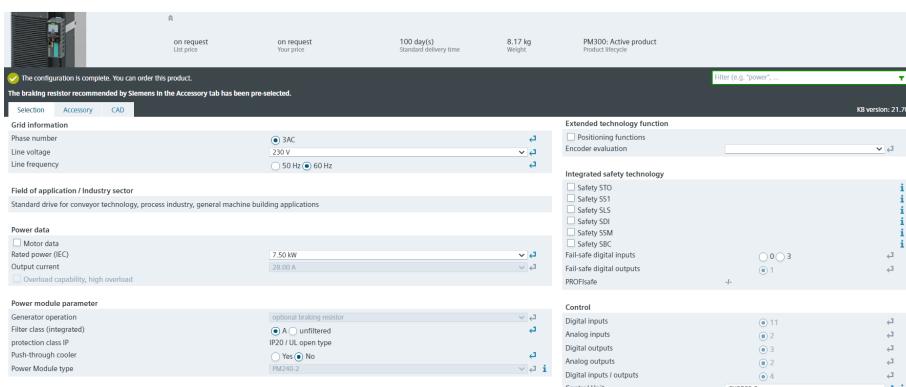


Figura 123: Parámetros de selección del variador de frecuencia

De este proceso, se obtiene que se debe usar un variador SINAMICS de tamaño FSC, con una unidad de potencia PM240-2 referencia 6SL3210-1PC22-8AL0, una unidad de control CU250S-2 referencia 6SL3246-0BA22-1BA0 y una resistencia de freno referencia JJY:023433720001. El modelado CAD se obtuvo del configurador con las referencias obtenidas. En cuanto a las características del variador tiene una alimentación de 230VAC y una corriente nominal de 37A.

Adicionalmente se va a implementar una HMI para el variador que permita la manipulación y operación simple desde la tapa del tablero, de marca Siemens, la cual se escoge a partir del mismo seleccionador descrito previamente. La referencia de este panel de operación es 6SL3255-0AA00-4JA2, el cual se conecta al variador mediante un cable serial D89 RS232 conexión macho hembra, disponibles en el catálogo de Startech Colombia, uno de 2 metros referencia MXT1002MBK y otro de 3 metros de referencia MXT1003MBK.

Finalmente, dado que este HMI debe estar en la tapa del tablero, se escoge un kit de montaje para puerta para el panel IOP de referencia 6SL3256-0AP00-0JA0.

Motor actuador central Se selecciona un variador de tipo servodrive de Festo el cual se selecciona respecto a la corriente nominal del motor, la cual es de 5,23 A, aplicando un factor para corriente de diseño, se tiene una corriente de 6,54 A, por lo cual se selecciona un variador con corriente nominal

Proyecto Diseño Mecatrónico Equipo 6

de 7 A, que soporte los 3 polos, con 230 V AC de voltaje de entrada y conexión Ethernet/IP. Con estas condiciones dadas, se puede seguir la selección de referencia brindada por el catálogo de servodrives Festo:

Type codes	
001	Series
CMMT	Motor controller
002	Motor type
AS	AC synchronous
003	Nominal current
C2	2 A
C3	3 A
C4	4 A
C5	5 A
C7	7 A
C12	12 A
004	Nominal input voltage
3A	230 V AC/50-60Hz
11A	400 V AC
005	Number of phases
	Single-phase
P3	Three-phase
006	Bus protocol/activation
EC	EtherCAT®
EP	EtherNet/IP
PN	Profinet
007	Safety function
S1	Standard safety

Figura 124: Selección de servodrive Festo para actuador central.

Finalmente se selecciona un variador con referencia CMMT-AS-C7-3A-P3-EP-S1.

Este variador necesita una fuente de alimentación 24 V DC, la cual se encuentra disponible en Festo, de referencia CACN-3A-1-5, seleccionada con el criterio de la corriente de consumo máxima de la lógica del servodrive de 2,5 A y el voltaje nominal para la fuente que alimenta la lógica, requerida en 24 V, y con esto, se puede utilizar las recomendaciones de selección de referencia del catálogo Festo para fuentes de alimentación para lógicas de servodrive para obtener la selección anterior:

Type codes	
001	Series
CACN	Power supply unit
002	Nominal input voltage
3A	230 V AC/50-60Hz
11A	400 V AC
003	Nominal output voltage
1	24 V DC
7	48 V DC
004	Nominal output current
5	5 amperes
10	10 amperes
20	20 amperes

Figura 125: Selección de fuente DC Festo para actuador central.

Adicionalmente se va a implementar una HMI para el variador que permita la manipulación simple desde la tapa del tablero, de marca Festo, la cual viene recomendada para el servodrive en cuestión como una unidad de operación de pantalla táctil con una referencia CDSB-A1, el cual se conecta al variador mediante un cable serial D89 RS232 conexión macho hembra, disponibles en Computoys Colombia, de 3.6 metros de referencia SMH36.

Por último, se requiere un juego de conectores variados para conectar el servodrive con las unidades y alimentación, recomendado por Festo con referencia NEKM-C6-C45-P3-S.

Motor actuador lateral Se selecciona un variador de tipo servodrive de Festo el cual se selecciona respecto a la corriente nominal del motor, la cual es de 3 A, aplicando un factor para corriente de diseño, se tiene una corriente de 3,75 A, por lo cual se selecciona un variador con corriente nominal de 4 A, que soporte una única fase, con 230 V AC de voltaje de entrada y conexión Ethernet/IP. Con estas condiciones dadas, se puede seguir la selección de referencia brindada por el catálogo de servodrives Festo:

Type codes	
001	Series
CMMT	Motor controller
002	Motor type
AS	AC synchronous
003	Nominal current
C2	2 A
C3	3 A
C4	4 A
C5	5 A
C7	7 A
C12	12 A
004	Nominal input voltage
3A	230 V AC/50-60Hz
11A	400 V AC
005	Number of phases
	Single-phase
P3	Three-phase
006	Bus protocol/activation
EC	EtherCAT®
EP	EtherNet/IP
PN	Profinet
007	Safety function
S1	Standard safety

Figura 126: Selección de servodrive Festo para actuador lateral.

Finalmente se selecciona un variador con referencia CMMT-AS-C4-3A-EP-S1.

Este variador necesita una fuente de alimentación 24 V DC, la cual se encuentra disponible en Festo, de referencia CACN-3A-1-5, por lo cual es posible utilizar la seleccionada en el motor anterior (del actuador central), ya que dicha fuente soporta dos salidas.

Adicionalmente se va a implementar una HMI para el variador que permita la manipulación simple desde la tapa del tablero, de marca Festo, la cual viene recomendada para el servodrive en cuestión como una unidad de operación de pantalla táctil con una referencia CDSB-A1, el cual se conecta al variador mediante un cable serial D89 RS232 conexión macho hembra, disponibles en Computoys Colombia, de 3.6 metros de referencia SMH36.

Por último, se requiere un juego de conectores variados para conectar el servodrive con las unidades y alimentación, recomendado por Festo con referencia NEKM-C6-C16-S.

9.2.2. Interruptores termomagnéticos

Para la selección de interruptores es necesario seleccionar un totalizador tetrapolar para todo el tablero, tres interruptores tripolares para la alimentación de los motores del sistema biela manivela y el actuador central, dos interruptores 1F-1N, uno para la fuente DC de los controladores para los actuadores cilíndricos, tanto el central como el lateral, de referencia DC CACN-3A-1-5, y otro para el motor del actuador lateral.

Alimentación motor Siemens 1LA7 130-2YA70 Para seleccionar el interruptor termomagnético de la alimentación del motor del sistema biela manivela es necesario sumar directamente a la corriente de diseño, la corriente requerida para el variador correspondiente, ya que se alimenta directamente de esta alimentación. En la ficha técnica, esta corriente nominal del bloque variador-motor es de 37 A, utilizando una corriente de diseño de $I_d = 37 A \times 1,25 = 46,25 A$, se debe seleccionar un interruptor tripolar de 50 A. Se tiene el interruptor tripolar termomagnético Schneider de la serie Powerpact B de referencia BDL36050LU, con una corriente nominal de 50 A y una corriente corto circuito de 14 kA, con conexiones de entrada y salida Everlink, un sistema de tornillos que mantienen apretado el cable y no pierden el torque para evitar desplazamientos indeseados del cable que faciliten el sobresalto del interruptor. Para el tablero se utilizan dos de estos, debido a que se tienen dos sistemas biela manivela con exactamente el mismo motor y reductor.

Alimentación motor Festo EMMS-AS-140-S-HV-RS Para seleccionar el interruptor termomagnético de la alimentación del motor del actuador central, se necesita calcular la corriente de selección con

base a la corriente que utilizan en el servodrive, el cual establecen una corriente máxima para la selección de interruptores o fusibles de 30 A. A partir de esta corriente, se selecciona un interruptor tripolar termomagnético Schneider de la serie Powerpact B 3 polos de referencia BDL36030LU, con una corriente nominal de 30 A y una corriente corto circuito de 14 kA, con conexiones de entrada y salida Everlink.

Alimentación motor Festo EMMT-AS-60-L-LS-RS Para la selección del interruptor termomagnético de la alimentación del motor del actuador lateral, se necesita calcular la corriente de selección con base a la corriente que utilizan en el servodrive, el cual establecen una corriente máxima para la selección de interruptores o fusibles de 15 A. A partir de esta corriente, se selecciona un interruptor con un polo y un neutro, de la marca Iskra con referencia RI61N B16, de 16 A de corriente nominal.

Fuente DC Para la alimentación del servodrive CMMT-AS-C7-3A-P3-EP-S1 para el actuador central y del servodrive CMMT-AS-C4-3A-EP-S1 para el actuador lateral, se necesita la instalación de una fuente DC CACN-3A-1-5. Esta fuente tiene un consumo de corriente de 5 A, utilizando el factor de 1,25, la corriente de diseño para el interruptor de alimentación a la fuente DC es de 6,25 A. Para esto, teniendo en cuenta que la fuente DC se alimenta con una linea y neutro, se debe seleccionar un interruptor 1P-1N de 8 A, teniendo uno de la marca Iskra, de referencia RI61N B8, con una corriente nominal de 8 A.

Totalizador Para el totalizador del sistema se tiene en cuenta el consumo de corriente de todos los componentes del tablero, estableciendo así una corriente máxima de 180 A. A partir de esta corriente, se selecciona un interruptor tetrapolar, de 3 polos y un neutro, de la marca Legrand, de la serie de interruptores automáticos de caja moldeada MCCB DPX³, con 25 kA de corriente corto circuito y 200 A de corriente nominal, de referencia 420218.

9.3. Selección de cables

Para la selección de cables se van a tener en cuenta las tablas para seleccionar el calibre adecuado del cable respecto a su amperaje máximo, en este caso, la brindada por Procobre:

TABLA 4 INTENSIDAD DE CORRIENTE ADMISIBLE PARA CONDUCTORES DE COBRE (Secciones AWG)									
AISLADOS TEMPERATURA DE SERVICIO:			60°	75°	90°C	GRUPO B			
SECCION	SECCION	GRUPO A TEMPERATURA DE SERVICIO			TEMPERATURA DE SERVICIO			DENUDO	
Nominal (mm) ²	AWG	60°C	75°C	90°C	60°C	75°C	90°C		
0.32	22	3	3						
0.51	20	5	5						
0.82	18	7.5	7.5						
1.31	16	10	10						
2.08	14	15	15	25	20	20	30		
3.31	12	20	20	30	25	25	40		
5.26	10	30	30	40	40	40	55		
8.36	8	40	45	50	55	65	70	90	
13.30	6	55	65	70	80	95	100	130	
21.15	4	70	85	90	105	125	135	150	
26.67	3	80	100	105	120	145	155	200	
33.62	2	95	115	120	140	170	180	230	
42.41	1	110	130	140	165	195	210	270	
53.49	1/0	125	150	155	195	230	245	310	
67.42	2/0	145	175	185	225	265	285	360	
85.01	3/0	165	200	210	260	310	330	420	
107.2	4/0	195	230	235	300	360	385	490	
127	250 MCM	215	255	270	340	405	425	540	
152.0	300 MCM	240	285	300	375	445	480	610	
177.3	350 MCM	260	310	325	420	505	530	670	
202.7	400 MCM	280	355	360	455	545	575	730	
253.4	500 MCM	320	380	405	515	620	660	840	
304	600 MCM	355	420	455	475	690	740		
354.7	700 MCM	385	460		630	755			
380	750 MCM	400	475	500	655	785	845		
405.4	800 MCM	410	490		680	815			
456	900 MCM	435	520		730	870			
506.7	1000 MCM	455	545	585	780	925	1000		
633.4	1250 MCM	495	590		890	1065			
760.1	1500 MCM	520	625		980	1175			
886.7	1750 MCM	545	650		1070	1280			
1013	2000 MCM	560	665		1155	1385			

Grupo A: hasta 3 conductores en tubo o en cable o directamente enterrados. Grupo B: Conductor simple al aire libre.

Figura 127: Tabla de selección de calibre Procobre.

Se va a trabajar todas las condiciones bajo una temperatura de servicio de 60°.

9.3.1. Salida a motor sistema biela-manivela

Como ya se mencionó, se debe utilizar una corriente de diseño de 35 A para los motores de los dos sistemas biela manivela. Para esto se utilizan cuatro cables de salida al motor, tres líneas y el cable de tierra. De este modo, se tiene que $F_N = 0,8$ y entonces

$$I = \frac{I_d}{F_N} = 43,75 \text{ A}$$

A partir de la tabla de calibres, se selecciona un calibre AWG 6 con una corriente admisible de 55 A.

9.3.2. Salida a motor actuador central

Para la corriente del actuador central se utiliza la corriente de diseño establecida de 13,1 A. Ahora bien, la conexión de este cable se da a partir de un conductor con más de 6 conexiones entre el servodrive y el motor, motivo por el cual se tiene que $F_N = 0,7$. De este modo, se necesita una corriente admisible de $I = 18,75 \text{ A}$. Remontándose en la tabla de calibres, se selecciona un calibre AWG 12 de corriente admisible 20 A.

9.3.3. Salida a motor actuador lateral

Para la corriente del actuador lateral se utiliza la corriente de diseño establecida de 6 A. Ahora bien, la conexión de este cable se da a partir de un conductor con más de 6 conexiones entre el servodrive y

el motor, motivo por el cual se tiene que $F_N = 0,7$. De este modo, se necesita una corriente permisible de $I = 8,5 \text{ A}$. Remontándose en la tabla de calibres, se selecciona un calibre *AWG* 16 de corriente admisible 10 *A*.

9.3.4. Conexión fuente DC servodrive

Para los cables de la fuente DC de alimentación al servodrive, se tiene una corriente de diseño de 6,25 *A*. Debido a que estas condiciones se enrutan por canaletas, se va a tener un $F_N = 0,7$ teniendo en cuenta en número de conductores entre 7 a 24. De este modo, la corriente permisible es de $I = 9 \text{ A}$. Revisando las tablas, se selecciona un calibre *AWG* 16 de corriente admisible 10 *A*. Estos cables también se utilizan para la conexión de la fuente DC a su interruptor termomagnético.

9.3.5. Conexión interruptor-variador

Para los cables de la conexión del interruptor termomagnético al variador del motor del sistema biela manivela, se utiliza una corriente de diseño de 46,25 *A*. Con un factor $F_N = 0,7$, se establece que la corriente admisible debe ser de 66 *A*, por lo que se selecciona un calibre *AWG* 4 de corriente admisible 70 *A*.

9.3.6. Conexión interruptor-servodrive actuador central

Para los cables de la conexión del interruptor termomagnético al servodrive del motor del actuador central, se utiliza la corriente máxima que se establece en la ficha técnica, de 30 *A*. Debido a la canalización de cables, se utiliza un $F_N = 0,7$, por lo que se utiliza una corriente admisible de 43 *A*. Con esta corriente, se selecciona un calibre *AWG* 6 de corriente admisible 55 *A*.

9.3.7. Conexión interruptor-servodrive actuador lateral

Para los cables de la conexión del interruptor termomagnético al servodrive del motor del actuador central, se utiliza la corriente máxima que se establece en la ficha técnica, de 15 *A*. Debido a la canalización de cables, se utiliza un $F_N = 0,7$, por lo que se utiliza una corriente admisible de 21 *A*. Con esta corriente, se selecciona un calibre *AWG* 12 de corriente admisible 20 *A*.

9.3.8. Alimentación del tablero

Con base a todas las corrientes que se han mencionado hasta el momento, se tiene una corriente total de diseño de 144 *A*. Debido a la canalización de estos cables, se tiene que $F_N = 0,8$, por lo que la corriente admisible es de 180 *A*. Con base a este valor, se tiene que los calibres de los cables de alimentación deben ser de *AWG* 4/0 de corriente admisible 195 *A*.

9.4. Canaletas

Con base a todos los enrutamientos de cables para el tablero, se van a implementar canaletas de PVC de panel ranurado 30 mm × 30 mm, las cuales se consideran de tamaño suficiente para enrutar los cables implementados.

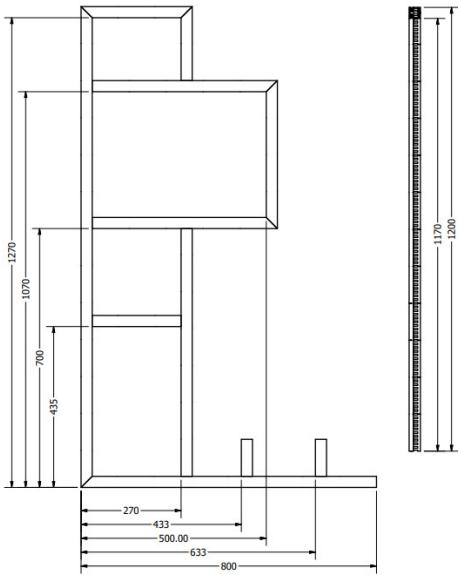


Figura 128: Diagrama de canaletas

Como se puede ver en el diagrama de las canaletas a usar, se utilizan tal que se puedan enrutar y adecuar los componentes dentro y fuera de las mismas, utilizando canaletas en la pared del armario para enrutar los cables dirigidos a las HMI. Con base a esto, es necesario utilizar aproximadamente 8 m metros de canaletas 30 × 30 para todo el tablero.

9.5. Riel DIN

Para el tablero es necesario la implementación de perfiles DIN para la correcta disposición de componentes en el tablero. Se van a utilizar rieles DIN 35 mm perforados de diferentes longitudes acorde a los montajes que estos van a realizar.

Puntualmente se van a utilizar tres riel din. Uno para los interruptores termomagnéticos de los subsistemas, otro para el montaje de la bloque de distribución, y un tercero para la montura de la fuente DC.

Con base a las dimensiones de los componentes, se necesitan rieles din de longitud 600 mm, 200 mm, y 150 mm, por lo que se necesita aproximadamente 1 m de riel DIN.

9.6. Bloque de distribución

Como es requerido conectar la entrada tetrapolar de alimentación del tablero a los diferentes interruptores termomagnéticos que protegen los dispositivos, se necesita un elemento que permita las conexiones de las fases y neutro entre dichos componentes. Con este fin, se escoge bloque de distribución tetrapolar de la marca Schneider de la linea Linergy DS, el cual permite conectar cada polo con 12 conexiones diferentes, gracias a que cuenta con 48 agujeros, de referencia LGY416048.

9.7. Cofre

Ya teniendo todos los elementos que van a hacer parte del tablero, es posible realizar el proceso de selección del cofre. Para hacer un recuento, se tiene la siguiente lista:

- Totalizador tetrapolar del sistema de 180 A.

- Un bloque de distribución de cuatro polos a 48 agujeros, 12 agujeros por polo.
- Dos variadores de velocidad para los sistema biela manivela.
- Dos servodrive para los actuadores cilíndricos.
- Una fuente DC para los servodrives.
- Tres interruptores tripolares de 50 A, 50 A y 30 A.
- Dos interruptores de un polo y neutro de 8 A y 15 A.
- Cables, canaletas y rieles DIN para las conexiones y montajes.

Con todo y lo anterior, la disposición del tablero resulta en una altura aproximada de $h = 1800 \text{ mm}$, un ancho de $w = 1000 \text{ mm}$ y una profundidad $d = 500 \text{ mm}$. Con estas medidas estimadas, se procede a escoger el cofre que va contener todos los elementos del tablero. Se selecciona de la marca Schneider el tablero de referencia NSYSM1810502DP, perteneciente a la línea de armarios y cajas metálicas "Spacial SM" de empaques compactos con placa de montaje, con unas medidas de $h = 1800 \text{ mm}$, $w = 1000 \text{ mm}$ y $d = 500 \text{ mm}$, cumpliendo con las especificaciones solicitadas. Es destacable que el tablero cuenta con dos puertas, es de múltiples usos y tiene una protección bajo estándar IP55, brindando alta protección a los elementos que va a almacenar.

Con el tablero ya seleccionado, es pertinente que dicho tenga una elevación que permita utilizar la salida inferior del tablero, por lo cual se requiere un kit de montaje de tipo pedestal, recomendado por Schneider para el tablero en cuestión, de referencia NSYSPF10100.

9.8. Puesta a tierra

Por requerimiento estándar de la norma NTC 2050, en la sección 200 (5), se debe tener una puesta a tierra para el tablero, la cual se realizará a través de una barra de conexión universal de la marca nVent línea Eriflex, de referencia CB 7x16², que soporta hasta 450 A y permite conectar hasta 7 cables, ideal para el caso del tablero a diseñar que requiere 7 conexiones de tierra.

Cabe destacar que para la puesta a tierra se realiza la conexión recomendada por Schneider para el tablero seleccionado, disponible en la hoja de instrucciones, la cual recomienda ubicación, disposición y conexión de los cables de puesta a tierra, como se indica a continuación:

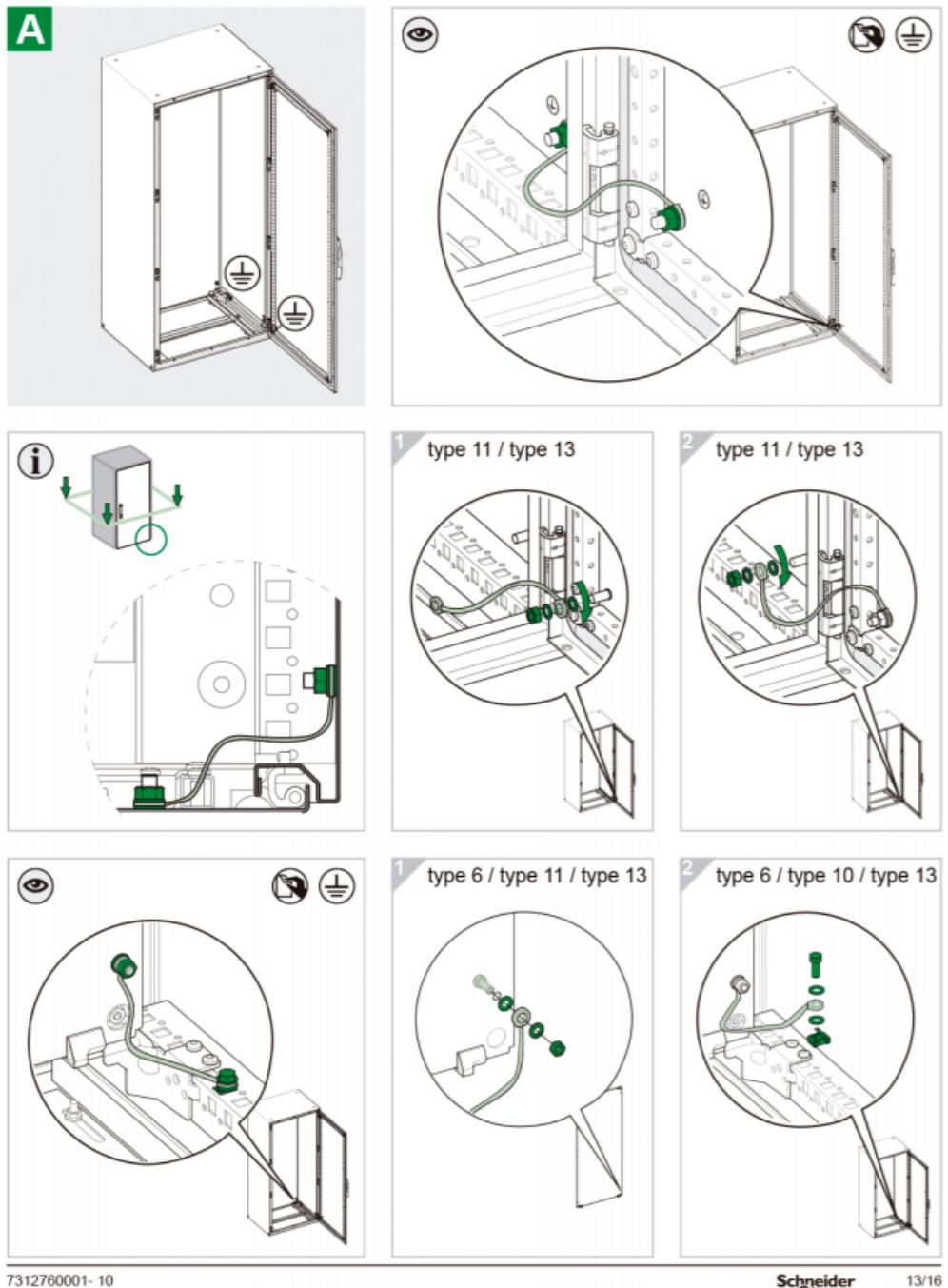


Figura 129: Configuración e indicaciones para la puesta a tierra.

10. Fase de modelación final

Finalmente, se tiene el siguiente modelado CAD en Inventor del dispositivo completo de 4 sillas y 4 grados de libertad:

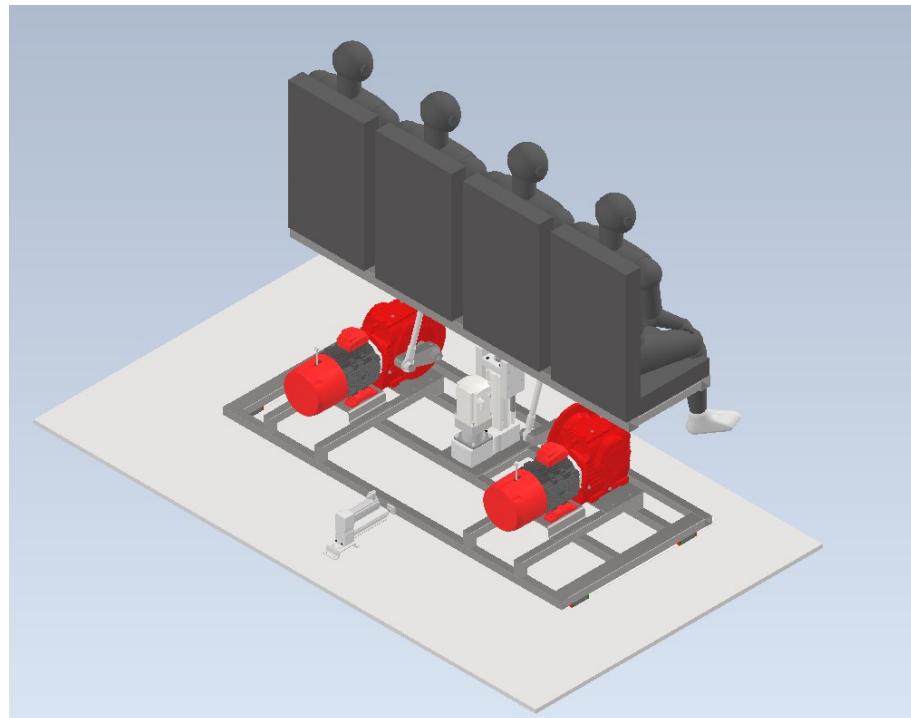


Figura 130: CAD Mecanismo Final.

Y su respectivo tablero de control:

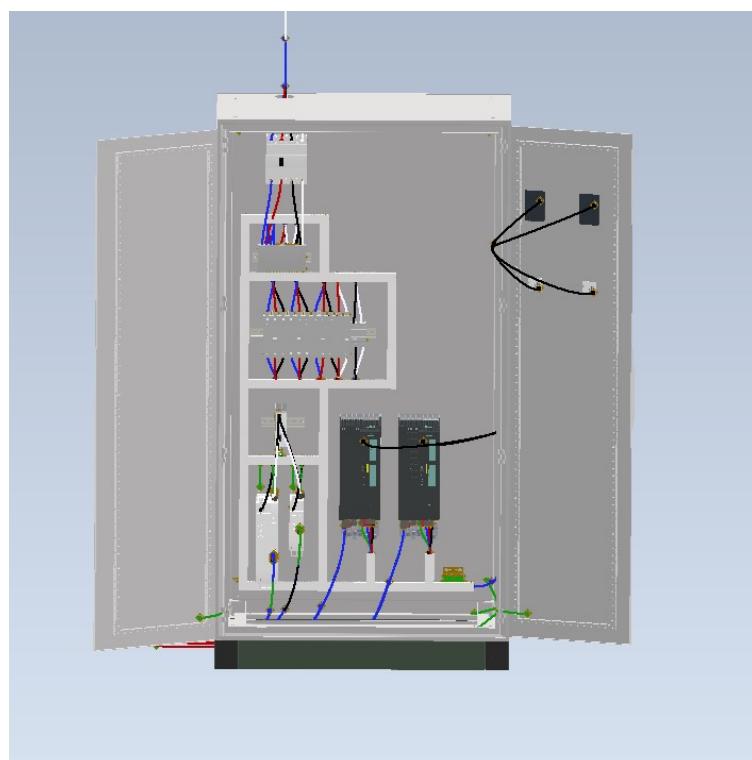


Figura 131: CAD Tablero Final.

11. Referencias

- [1] Norton, R.L., "Diseño de máquinas: Un enfoque integrado", Prentice Hall-Pearson Education, 4ta Edición, México, 2010.
- [2] <https://amesweb.info/stress-concentration-factor-calculator/shaft-shoulder-fillet.aspx>
- [3] ASTM Standard Practice for Design of Amusement Rides and Devices, ASTM International Standard Designation F 2291 – 04, 2004.
- [4] British Standard Fairground and amusement park machinery and structures — Safety, BS EN 13814, 2004, corrección 2011.
- [5] Norma técnica colombiana código eléctrico colombiano, NTC 2050, 1998.
- [6] "Energía eléctrica alterna", Material docente, Diseño Mecatrónico, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Colombia, COL, 2020.
- [7] "Falla por fatiga", Material docente, Diseño Mecatrónico, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Colombia, COL, 2020.
- [8] "Diseño en ingeniería", Material docente, Diseño Mecatrónico, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Colombia, COL, 2020.
- [9] "Introduction to Dynamic Simulation", Material docente, iCAD/CAEt 24-688: Introduction to CAD/CAE Tools, Facultad de Ingeniería, Universidad Carnegie Mellon, PA, US, 2013 [En línea]. Disponible en: <https://www.andrew.cmu.edu/course/24-688/handouts/Week%2011%20-%20Dynamic%20Simulation/Cluster%20Projects/Week%2011%20-%20Project%201%20-%20Introduction%20to%20Dynamic%20Simulation.pdf>
- [10] Catalogo Ficha Técnica METALTUB Tubería Estructural y Cerramiento, Acesco S.A., 2021, COL.
- [11] Catalogo Ficha Técnica Acero Recubierto Galvanizado y Pintado, Acesco S.A., 2021, COL.
- [12] "Mil. Spec. Machinable-Bore Single U-Joints", McMaster-Carr, GA, US, [En línea]. Disponible en: <https://www.mcmaster.com/catalog/127/1356>
- [13] "Internally Threaded Ball Joint Rod Ends", McMaster-Carr, GA, US, [En línea]. Disponible en: <https://www.mcmaster.com/catalog/127/1359>
- [14] Catalogo Ficha Técnica Aceros Grado Estructural A36, Compañía general de aceros S.A., 2020, COL.
- [15] Catalogo Siemens motores trifásicos, Siemens S.A., COL.
- [16] Catalogo No. 29154650/EN, Gear Units, SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG, 2020, DEU.
- [17] Catalogo No. D15000100122267, Electric cylinders ESBF, with spindle drive, Festo AG & Co. KG, 2021, DEU.
- [18] Catalogo No. D15000100122170, Guide units EAGF, for electric cylinders, Festo AG & Co. KG, 2021, DEU.

- [19] Catalogo No. D15000100122267, Gear units EMGA/EMGC, Festo AG & Co. KG, 2021, DEU.
- [20] Catalogo No. D15000100140579, Electric cylinders ESBF, with spindle drive, Festo AG & Co. KG, 2021, DEU.
- [21] Catalogo No. D15000100140548, Servo drives CMMT-AS, Festo AG & Co. KG, 2021, DEU.
- [22] Catalogo No. D15000100122180, Parallel kits EAMM-U, Festo AG & Co. KG, 2019, DEU.
- [23] Catalogo No. D15000100121801, Power supply units CACN, Festo AG & Co. KG, 2021, DEU.
- [24] Catalogo No. D15000100140544, Operator unit CDSB, Festo AG & Co. KG, 2021, DEU.
- [25] "Assortment of plugs", Festo AG & Co. KG, 2021, [En línea]. Disponible en: <https://www.festo.com/tw/en/a/4325822/>.
- [26] Catalogo No. D15000100149676, Servomotores EMMT-AS, Festo AG & Co. KG, 2021, DEU.
- [27] "Circuit breaker, PowerPact B, 50A, 3 pole, 14 kA, 600Y/347 VAC, UL, Ever-link, control wire ON end", Schneider Electric, FRA, [En línea]. Disponible en: <https://www.se.com/ww/en/product/BDL36050LU/circuit-breaker%2C-powerpact-b%2C-50a%2C-3-pole%2C-14-ka%2C-600y-347-vac%2C-ul%2C-everlink%2C-control-wire-on-end/?range=64060-powerpact-b-multistandard&node=12367150100-circuit-breakers&selected-node-id=12367150100&filter=business-4-low-voltage-products-and-systems&parent-subcategory-id=23859434>
- [28] "Circuit breaker, PowerPact B, 50A, 4 pole, 14 kA, 600Y/347 VAC, UL, Ever-link, control wire ON end", Schneider Electric, FRA, [En línea]. Disponible en: <https://www.se.com/ww/en/product/BDL46050LU/circuit-breaker%2C-powerpact-b%2C-50a%2C-4-pole%2C-14-ka%2C-600y-347-vac%2C-ul%2C-everlink%2C-control-wire-on-end/?range=64060-powerpact-b-multistandard&node=12367150100-circuit-breakers&selected-node-id=12367150100&filter=business-4-low-voltage-products-and-systems&parent-subcategory-id=23859434>
- [29] "Circuit breaker, PowerPact B, 30A, 3 pole, 14 kA, 600Y/347 VAC, UL, Ever-link, control wire ON end", Schneider Electric, FRA, [En línea]. Disponible en: <https://www.se.com/ww/en/product/BDL36030LU/circuit-breaker%2C-powerpact-b%2C-30a%2C-3-pole%2C-14-ka%2C-600y-347-vac%2C-ul%2C-everlink%2C-control-wire-on-end/?range=64060-powerpact-b-multistandard&node=12367150100-circuit-breakers&selected-node-id=12367150100&filter=business-4-low-voltage-products-and-systems&parent-subcategory-id=23859434>
- [30] "Automático MCCB DPX³ 250 - magnetotérmico - 4P - Icu 25 kA (400 V) - In 200 A", Legrand, FRA, [En línea]. Disponible en: <https://www.grupolegrand.es/e-catalogo/vista-producto.php?product=420218>
- [31] "RI61N B8", Iskra elektro in sistemske rešitve d.o.o., SLO, [En línea]. Disponible en: <https://www.iskra.eu/en/Shop/Miniature-Circuit-Breakers/Miniature-Circuit-Breaker-RI-60/ri61n-b8-7523/>

- [32] "Circuit breaker, PowerPact B, 15A, 2 pole, 14 kA, 600Y/347 VAC, UL, Ever-link, control wire ON end", Schneider Electric, FRA, [En línea]. Disponible en: <https://www.se.com/ww/en/product/BDL26015LU/circuit-breaker%2C-powerpact-b%2C-15a%2C-2-pole%2C-14-ka%2C-600y-347-vac%2C-ul%2C-everlink%2C-control-wire-on-end/?range=64060-powerpact-b-multistandard&node=12367150100-circuit-breakers&selected-node-id=12367150100&filter=business-4-low-voltage-products-and-systems&parent-subcategory-id=23859434>
- [33] "RI61N B16", Iskra elektro in sistemske rešitve d.o.o., SLO, [En línea]. Disponible en: <https://www.iskra.eu/en/Shop/Miniature-Circuit-Breakers/Miniature-Circuit-Breaker-RI-60/ri61n-b16-7526/>
- [34] "CONDUCTORES ELÉCTRICOS", Procobre, CL.
- [35] Catalogo No. ERIFLEX-CAT-P1226B-P1290LT12NAEN-EN-1805, Solutions for Electrical Power & Ground Connections, nVent GmbH & Co, 2018, USA.
- [36] "Spacial SM compact enclosure with mounting plate - 1800x1000x500 mm", Schneider Electric, FRA, [En línea]. Disponible en: <https://www.se.com/es/es/product/NSYSM1810502DP/spacial-sm-compact-enclosure-with-mounting-plate—1800x1000x500-mm/?range=2523-spacial-sm&node=12146312188-cajas&selected-node-id=12146312228&parent-subcategory-id=88376>
- [37] Spacial SM, Instruction Sheet, Schneider Electric, FRA, [En línea]. Disponible en: https://download.schneider-electric.com/files?p_Doc_Ref=7312760001&p_enDocType=Instruction sheet&p_File_Name=7312760001-web.pdf
- [38] "Spacial SF/SF front plinth - 100x1000 mm", Schneider Electric, FRA, [En línea]. Disponible en: <https://www.se.com/ww/en/product/NSYSPF10100/spacial-sf-sm-front-plinth—100x1000-mm/>
- [39] "Linergy DS - screw distribution block 4P - 48 holes", Schneider Electric, FRA, [En línea]. Disponible en: <https://www.se.com/ww/en/product/LGY416048/linergy-ds—screw-distribution-block-4p—160a—48-holes/?range=63037-electrical-distribution-and-connection-system&selected-node-id=12366684473>
- [40] "Door mounting kit for IOP or BOP-2", Siemens AG, DEU, [En línea]. Disponible en: <https://mall.industry.siemens.com/mall/en/nz/Catalog/Product/6SL3256-6AP00-0JA0>
- [41] Catalogo No. Catalog D 31.5, SINAMICS Converters for Single-Axis Drives, Siemens AG, 2020, DEU.