

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

PROYECTO DE DISEÑO Y CÁLCULO DE UN MECANISMO DE CARGA LATERAL DE CAMIONES PARA LA RECOGIDA DE RESIDUOS URBANOS

Alumno: Moh-ladadih, Mokhtar, Malaenin

Directora: Martija, López, Itziar

Curso: 2017-2018

Fecha: viernes, 23, febrero, 2018

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

PROYECTO DE DISEÑO Y CÁLCULO DE UN MECANISMO DE CARGA LATERAL DE CAMIONES PARA LA RECOGIDA DE RESIDUOS URBANOS

DOCUMENTO 2- CÁLCULOS

Alumno: Moh-ladadih, Mokhtar, Malaenin

Directora: Martija, López, Itziar

Curso: 2017-2018

Fecha: viernes, 23, febrero, 2018

Índice

2.1. Requisitos de diseño	6
2.2. Análisis cinemático.....	7
2.3. Cálculo de velocidades	10
2.3.1. Posición de recogida del contenedor	11
2.3.1.1. Velocidades de la pluma	12
2.3.1.1.1. Velocidades del mecanismo completo.....	13
2.3.1.2. Aceleraciones de la pluma	14
2.3.1.2.1. Aceleraciones del mecanismo completo.....	15
2.3.2. Posición intermedia de recogida	17
2.3.2.1. Velocidades de la posición intermedia de recogida....	17
2.3.2.2. Aceleraciones de la posición intermedia de recogida.	19
2.3.3. Aceleraciones de los CDG en la posición intermedia.....	21
2.4. Cálculo de las reacciones de los elementos principales	22
2.5. Pesos de los elementos principales	22
2.6. Pesos del contenedor de residuos y de los residuos	23
2.7. Cálculo de las fuerzas y momentos de inercia	23
2.8. Reacciones generadas en los elementos principales	25
2.9. Cálculo de resistencia de materiales.....	29
2.10. Dimensionamiento de los pasadores	29
2.11. Dimensionamiento de los cilindros hidráulicos.....	31

2.12. Cálculo del sistema hidráulico de los cilindros 35

Índice de Figuras

2.1. Conjunto diseñado del modelo	6
2.2. Distancia alcance horizontal.....	7
2.3. Distancia extensión brazos	7
2.4. Posición de recogida del contenedor	8
2.5. Posición intermedia de recogida	8
2.6. Posición de descarga en la tolva.....	9
2.7. Pluma	10
2.8. Brazo.....	10
2.9. Gancho.....	11
2.10. Posición de recogida del contenedor	11
2.11. Velocidades lineales del mecanismo en la PR.....	13
2.12. Velocidades angulares del mecanismo en la PR	13
2.13. Aceleraciones del mecanismo completo en la PR	15
2.14. Aceleraciones angulares del mecanismo completo en la PR.....	16
2.15. Velocidades del mecanismo completo en la PIR	17
2.16. Velocidades angulares del mecanismo completo en la PIR.....	18
2.17. Aceleraciones del mecanismo completo en la PIR.....	19
2.18. Aceleraciones angulares del mecanismo en la PIR	20
2.19. Trayectorias, velocidades y aceleraciones de los CDG	21
2.20. Introducción de fuerzas y momentos en el GIM	25
2.21. Designación de los puntos del mecanismo	26

2.22. Reacciones generadas en el apoyo del conjunto diseñado 26

2.23. Fuerzas generadas en los pares de la pluma 27

2.24. Fuerzas generadas en los pares del brazo 27

2.25. Fuerzas generadas en los pares del gancho 28

Índice de Tablas

2.1.	Longitudes de la pluma para el cálculo de velocidades	12
2.2.	Velocidades lineales del mecanismo completo en la PR	13
2.3.	Velocidades angulares del mecanismo completo en la PR....	13
2.4.	Aceleraciones lineales del mecanismo completo en la PR	16
2.5.	Aceleraciones angulares del mecanismo completo en la PR.	16
2.6.	Velocidades del mecanismo completo en la PIR	17
2.7.	Velocidades angulares del mecanismo en la PIR	18
2.8.	Aceleraciones lineales del mecanismo en la PIR.....	19
2.9.	Aceleraciones angulares del mecanismo en la PIR	20
2.10.	Aceleraciones lineales y angulares de los CDG en la PIR.....	21
2.11.	Resumen de fuerzas y momentos de inercia en la PIR	24
2.12.	Reacciones en los apoyos del conjunto.....	26
2.13.	Fuerzas actuantes en los pares de la pluma.....	27
2.14.	Fuerzas actuantes en los pares del brazo	27
2.15.	Fuerzas actuantes en los pares del gancho.....	28
2.16.	Esfuerzos en los pasadores.....	29
2.17.	Fuerzas máximas que soportan los cilindros	31
2.18.	Longitudes de los cilindros.....	31

DOCUMENTO 2: Cálculos

2.1. Requisitos de diseño

A continuación, se van a indicar los principales requisitos que tiene que tener el mecanismo diseñado para alcanzar los objetivos iniciales propuestos por la empresa de fabricación:

1. Altura máxima de descarga (+3m en dirección Y): es la altura a la que debe realizar la descarga el mecanismo para vaciar de forma correcta y segura el contenedor de residuos.
2. Extensión horizontal de los brazos (+3m en dirección X): es la distancia mínima que deberán extenderse los brazos del mecanismo diseñado, una vez posicionado el camión en el lugar de recogida, para alcanzar el contenedor de forma correcta y segura.

Para satisfacer los requisitos de diseño mencionados anteriormente, se ha diseñado un conjunto simplificado del modelo en el que se pueden apreciar el cumplimiento de las distancias mínimas exigidas.

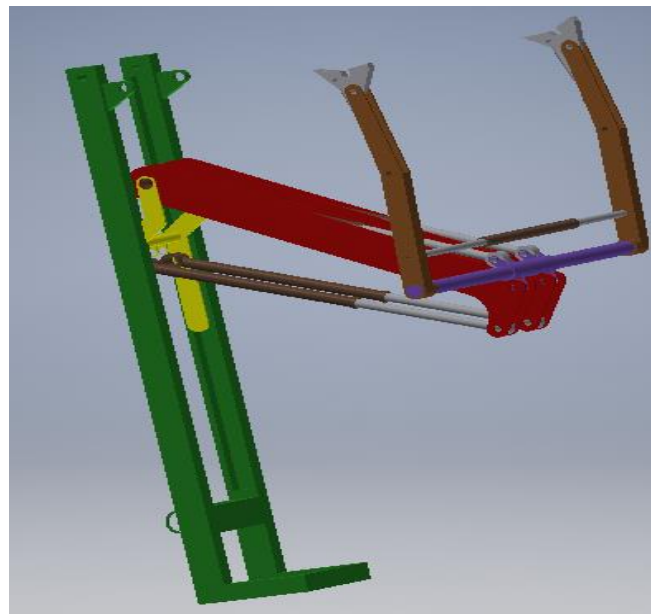


Figura 1. Conjunto diseñado del modelo.



Figura 2. Distancia alcance horizontal.

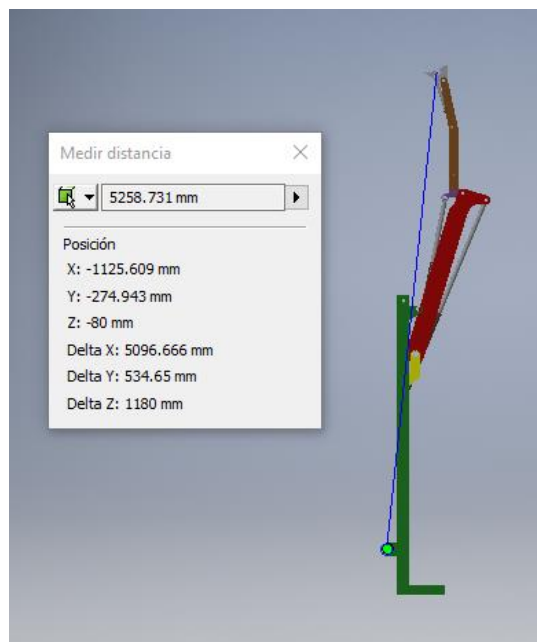


Figura 3. Distancia extensión brazos

2.2. Análisis cinemático

Una vez diseñado el conjunto en el programa “*Inventor*”, el siguiente paso es empezar a realizar el estudio cinemático que nos permitirá obtener las velocidades y aceleraciones de los diferentes puntos que componen el modelo. Para ello, es necesario generar un nuevo modelo en el programa “*Gim*” a una escala inferior a la del modelo original para poder visualizar los resultados con más claridad. Hay que señalar que en este modelo sólo se representarán las piezas más importantes del conjunto ya que su estudio nos permitirá hacer un análisis más simplificado, pero a la vez que garantice los resultados que se van a obtener.

Las posiciones que se van a estudiar en el programa *Gim* son las siguientes:

1. Posición de recogida del contenedor.
2. Posición intermedia de descarga.
3. Posición de descarga del contenedor en la tolva del camión.

La razón por la cual se ha decidido estudiar estas tres posiciones es que representan el recorrido completo del conjunto para realizar la descarga del contenedor en la tolva del camión.

A continuación, se representan los modelos de las tres posiciones en el programa *Gim* para poder empezar a realizar el estudio de las velocidades y aceleraciones.

1. Posición de recogida del contenedor:

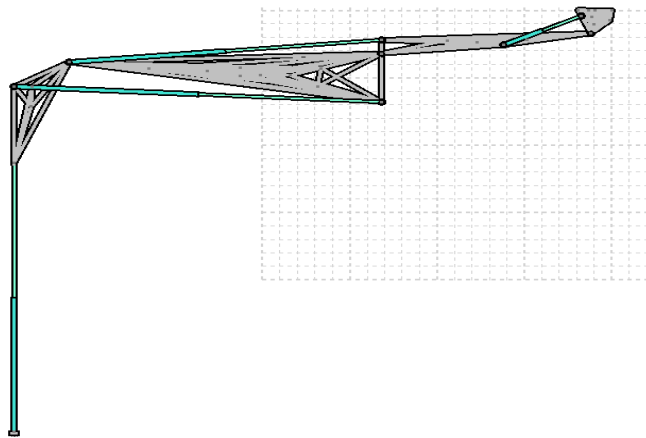


Figura 4. Posición de recogida del contenedor

2. Posición intermedia de descarga:

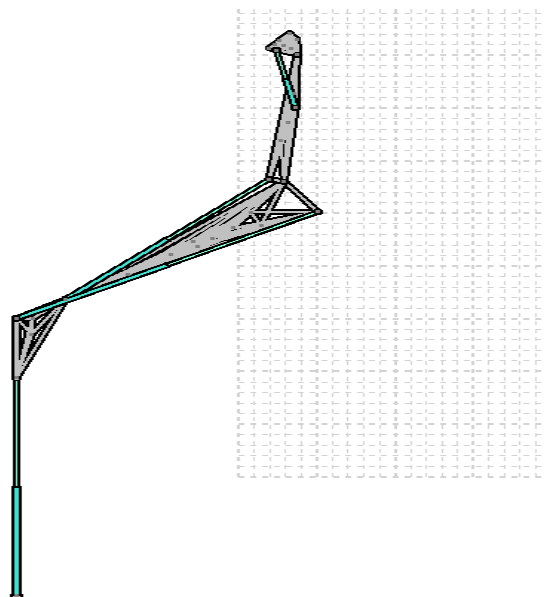


Figura 5. Posición intermedia de descarga

3. Posición de descarga en la tolva:

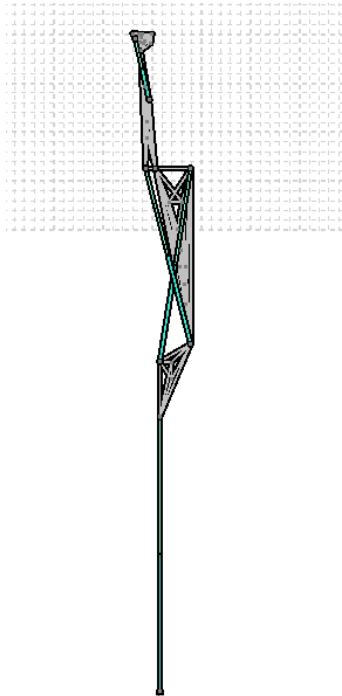


Figura 6. Posición de descarga en la tolva

2.2.1. Cálculo de velocidades

Para el cálculo tanto de velocidades como aceleraciones empezaremos con la posición de recogida del contenedor y estudiaremos con más atención la posición intermedia de descarga, debido a que es la posición más crítica porque es la que presenta mayores velocidades y aceleraciones con el añadido que lleva el contenedor totalmente cargado en el ciclo de ida de descarga.

Otro asunto que se debe aclarar es qué piezas se van a analizar con más atención tanto en *Inventor* como en el programa *Gim*. Debido a que conforman casi la totalidad del mecanismo y a su involucración en la casi totalidad de los movimientos que se realizan, las piezas o elementos que se van a analizar con más detalle son la pluma, el brazo y el gancho.

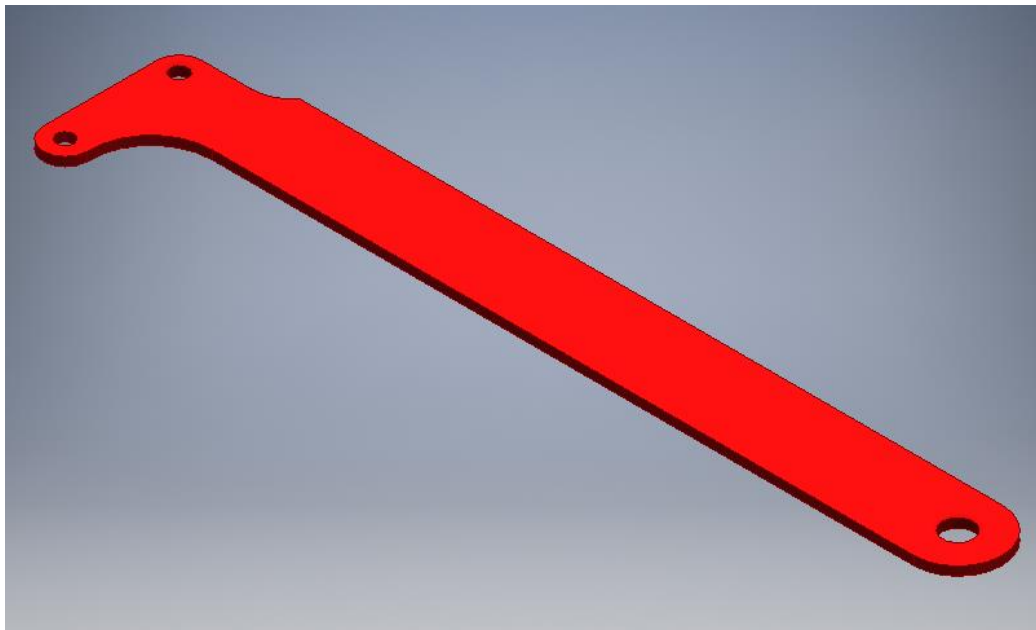


Figura 7. Pluma

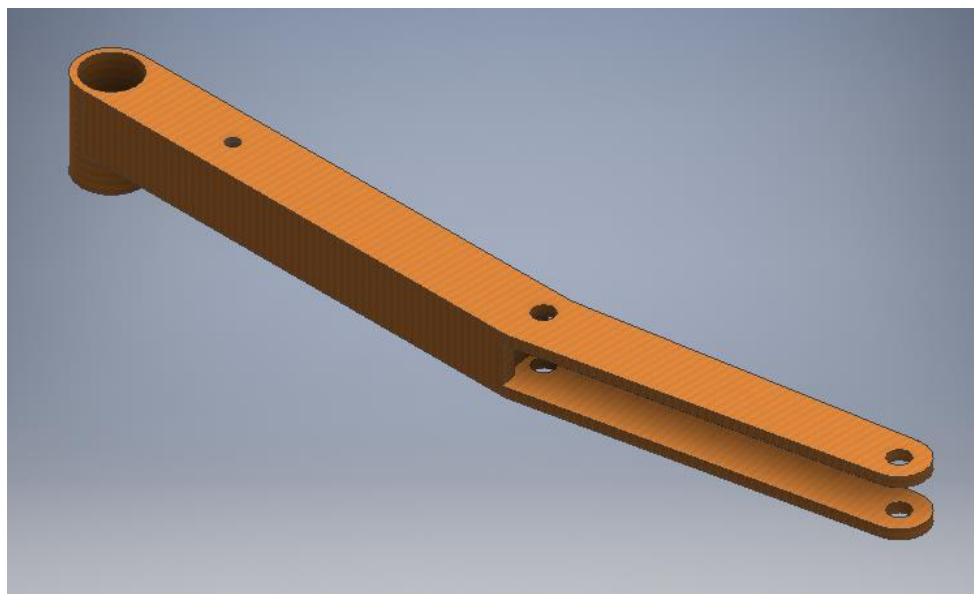


Figura 8. Brazo

Tabla 1. Longitudes de la pluma para el cálculo de velocidades

Segmento	Longitud (m)
DG	1,899
EG	2.006
EH	1,979

2.2.2.1. Velocidades de la pluma

La velocidad del punto A es nula debido a que es un punto fijo del mecanismo, por lo tanto, en este punto es donde se encuentra el CIR del cilindro 1.

$$V_A = 0 \rightarrow A = CIR_{cil1}$$

La velocidad con la que operan los cilindros es conocida:

$$V_{cilindro} = V_{relativa} = 0,02865 \text{ m/s}$$

Por lo tanto, las velocidades de los puntos C, D y E son las siguientes:

$$V_C = V_D = V_E = V_{cilindro} = 0,02865 \text{ m/s}$$

$$\underbrace{\overline{V_G}}_{?} = \underbrace{\overline{V_{arrastre}}}_{?} + \underbrace{\overline{V_{relativa}}}_{0,02865}$$

Resolviendo gráficamente obtenemos los siguientes resultados:

$$V_{arrastre} \cong 0,283 \text{ m/s}$$

$$V_G \cong 0,291 \text{ m/s}$$

Con los resultados obtenidos gráficamente, ahora podemos calcular las velocidades angulares de la pluma y del cilindro 3:

$$\omega_{cil3} = \frac{V_{arrastre}}{DG} = \frac{0.283}{1.899} = 0,149 \text{ rad/s}$$

$$\omega_{pluma} = \frac{V_G}{EG} = \frac{0.291}{2.006} = 0,145 \text{ rad/s}$$

La velocidad lineal del punto H:

$$V_H = \omega_{pluma} \cdot \overline{EH} = 0,287 \text{ m/s}$$

2.2.2.1.1. Velocidades del mecanismo completo

Una vez obtenidas las velocidades de los diferentes puntos que componen la pluma, podremos obtener las velocidades del resto del mecanismo gracias al programa *Gim*.

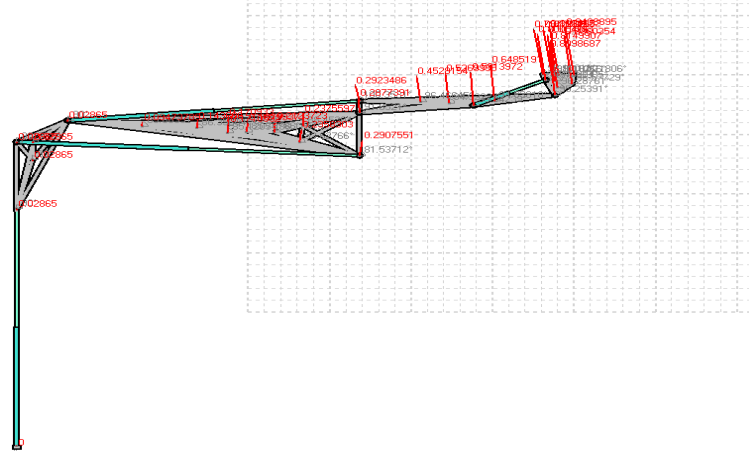


Figura 11. Velocidades lineales del mecanismo en posición de recogida

Tabla 2. Velocidades lineales del mecanismo completo en posición de recogida

Punto	E	G	H	J	K	M	O	N
Velocidad lineal (m/s)	0,02865	0,291	0,287	0,292	0,591	0,797	0,81	0,841

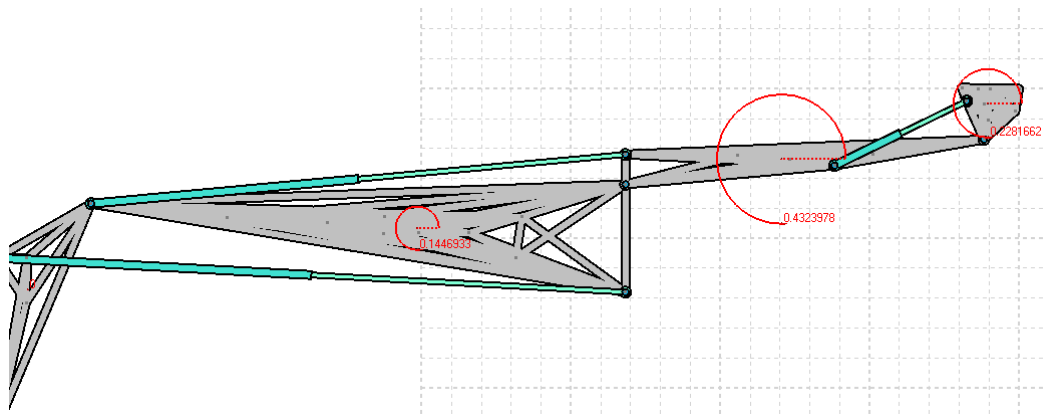


Figura 12. Velocidades angulares del mecanismo en posición de recogida

Tabla 3. Velocidades angulares del mecanismo completo en posición de recogida

Elemento	Pluma	Brazo	Gancho
Velocidad angular (rad/s)	0,144	0,432	0,228

2.2.2.2. Aceleraciones de la pluma

Ahora, en el punto G aparte de la aceleración de arrastre y relativa obtendremos una nueva aceleración de Coriolis, debido a la traslación y giro del punto.

$$\begin{aligned}\vec{a}_{\text{arrastre}} &= \vec{a}_{D/G}^{\text{tang}} + \vec{a}_{D/G}^N \\ \vec{a}_{\text{relativa}} &= 0 \quad (V_{\text{pistón}} = \text{cte}) \\ &\vec{a}_{\text{coriolis}}\end{aligned}$$

Igualando las dos aceleraciones en el punto G, obtendremos lo siguiente:

$$\begin{aligned}\vec{a}_{G\text{pluma}} &= \vec{a}_{G\text{cilindro3}} \\ \underbrace{\vec{a}_G^t}_{\perp \overline{EG}} + \underbrace{\vec{a}_G^N}_{\parallel \overline{EG}} &= \underbrace{\vec{a}_{D/G}^t}_{\perp \overline{DG}} + \underbrace{\vec{a}_{D/G}^N}_{\parallel \overline{DG}} + \underbrace{\vec{a}_{\text{coriolis}}}_{\perp \overline{DG}}\end{aligned}$$

Donde:

$$a_G^N = \omega_{\text{pluma}}^2 \cdot \overline{EG} = 0,145^2 \cdot 2,006 = 0,0422 \text{ m/s}^2$$

$$a_{D/G}^N = \omega_{\text{cilindro3}}^2 \cdot \overline{DG} = 0,149^2 \cdot 1,899 = 0,0421 \text{ m/s}^2$$

$$a_{\text{coriolis}} = 2 \cdot \omega_{\text{cilindro3}} \cdot V_{\text{relativa}} = 2 \cdot 0,149 \cdot 0,02865 = 0,00854 \text{ m/s}^2$$

Con la construcción gráfica obtenemos los resultados de las siguientes aceleraciones:

$$a_G \cong 0,0626 \text{ m/s}^2$$

$$a_{D/G}^t \cong 0,0547 \text{ m/s}^2$$

$$a_G^t \cong 0,0462 \text{ m/s}^2$$

Tabla 4. Aceleraciones lineales del mecanismo completo en posición de recogida

Punto	E	G	H	J	K	M	O	N
Aceleración lineal (m/s ²)	0	0,0626	0,0687	0,051	0,149	0,268	0,27	0,278

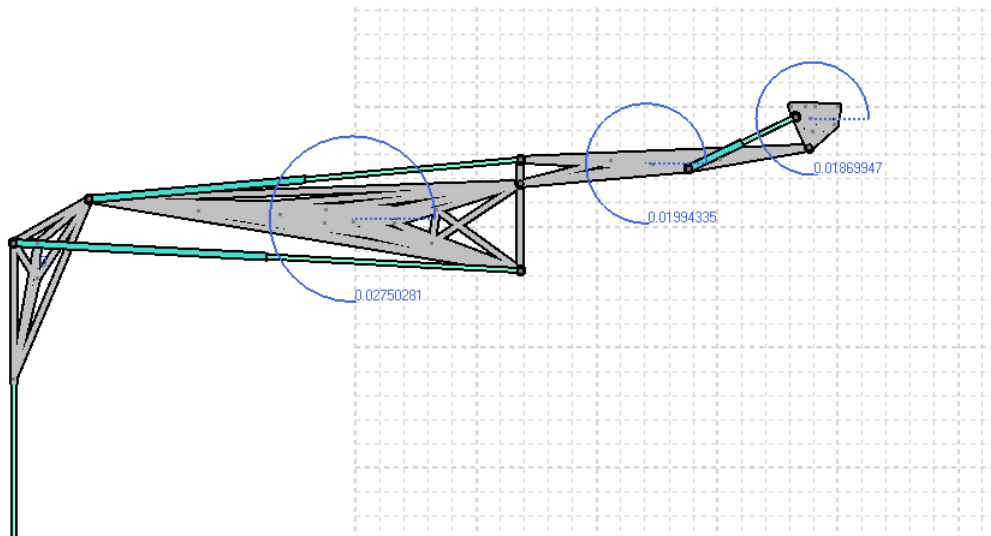


Figura 14. Aceleraciones angulares del mecanismo completo en posición de recogida

Tabla 5. Aceleraciones angulares del mecanismo completo en posición de recogida

Elemento	Pluma	Brazo	Gancho
Aceleración angular (rad/s ²)	0,0275	0,0199	0,0186

2.2.3. Posición intermedia de recogida

Con el análisis realizado con el programa *Gim*, esta posición es la que presenta mayores velocidades y aceleraciones en el ciclo de recogida del contenedor de residuos. Por lo tanto, los elementos principales que estamos analizando presentarán las fuerzas inerciales más críticas dado que el resultado de las fuerzas de inercia depende directamente del valor de las aceleraciones.

En esta ocasión no realizaremos un estudio muy detallado de la forma en la que hemos obtenido los resultados cinemáticos (velocidades y aceleraciones), y se presentarán directamente los resultados obtenidos con el programa de análisis debido a la fiabilidad de sus resultados, tal como hemos observado con el estudio de la primera posición de recogida.

2.2.3.1. Velocidades de la posición intermedia de recogida

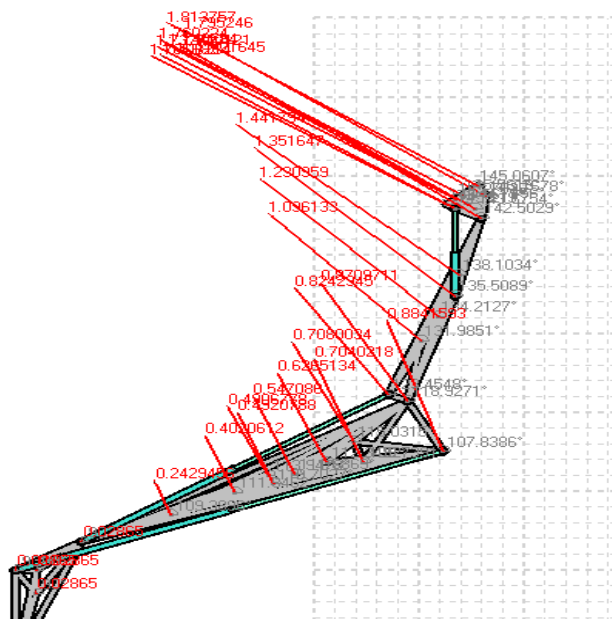


Figura 15. Velocidades del mecanismo completo en la posición intermedia de recogida

Tabla 6. Velocidades del mecanismo completo en la posición intermedia de recogida

Punto	E	G	H	J	K	M	O	N
Velocidad lineal (m/s)	0,02865	0,88	0,871	0,824	1,35	1,71	1,72	1,814

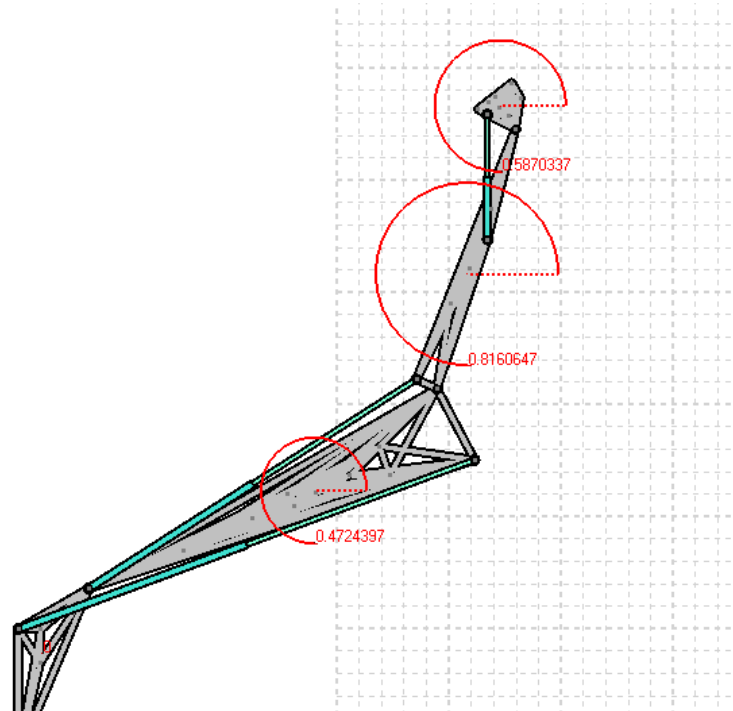


Figura 16. Velocidades angulares del mecanismo completo en la posición intermedia de recogida

Tabla 7. Velocidades angulares del mecanismo en la posición intermedia de recogida

Elemento	Pluma	Brazo	Gancho
Velocidad angular (rad/s)	0,47	0,82	0,59

2.2.3.2. Aceleraciones de la posición intermedia de recogida

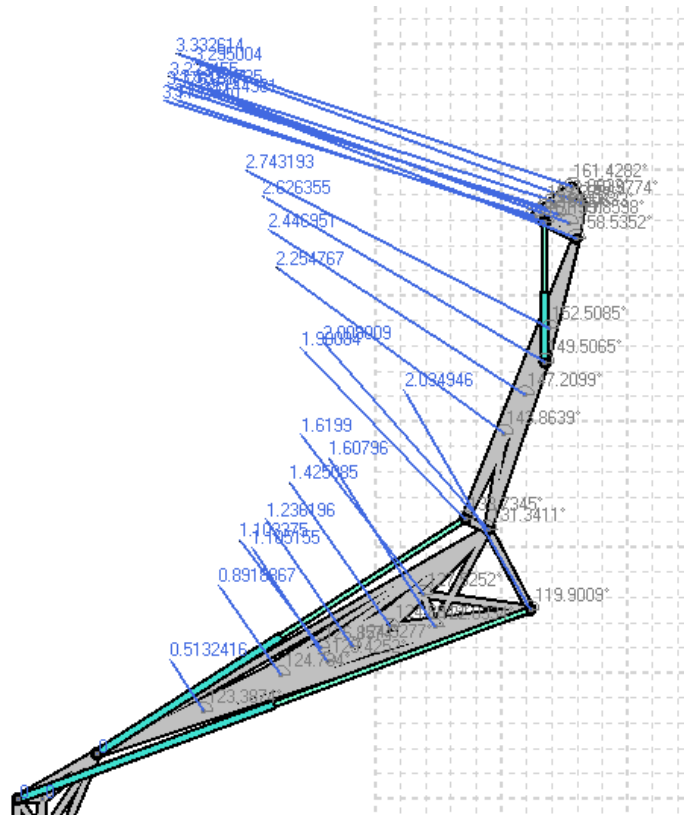


Figura 17. Aceleraciones del mecanismo completo en la posición intermedia de recogida

Tabla 8. Aceleraciones lineales del mecanismo en la posición intermedia de recogida

Punto	E	G	H	J	K	M	O	N
Aceleración lineal (m/s ²)	0	2,03	2,01	1,9	2,63	3,11	3,17	3,33

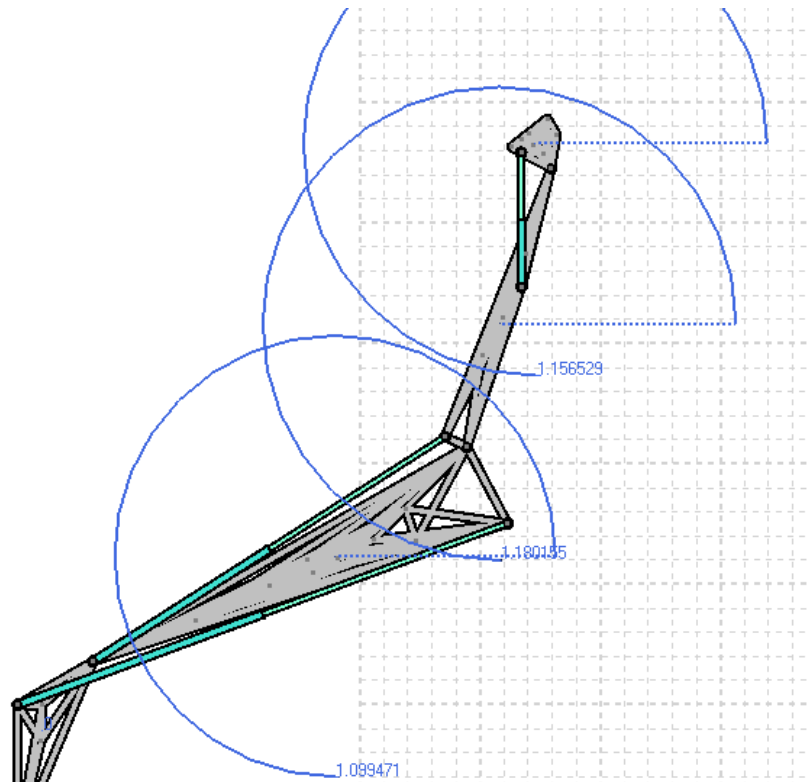


Figura 18. Aceleraciones angulares del mecanismo en la posición intermedia de recogida

Tabla 9. Aceleraciones angulares del mecanismo en la posición intermedia de recogida

Elemento	Pluma	Brazo	Gancho
Aceleración angular (rad/s^2)	1,09	1,18	1,16

2.2.4. Aceleraciones de los CDG en la posición intermedia de recogida

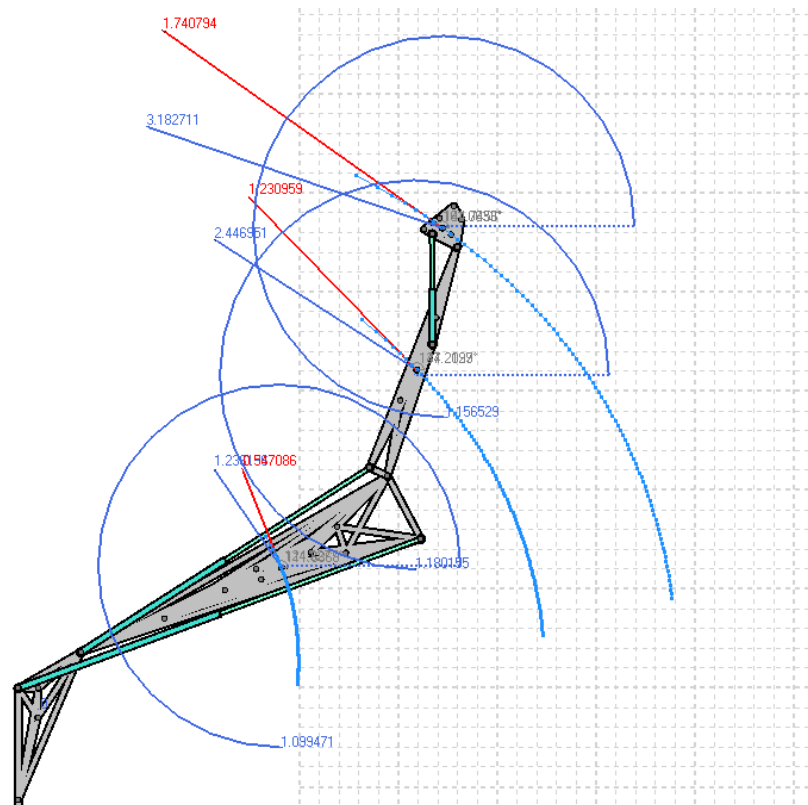


Figura 19. Trayectorias, velocidades, aceleraciones lineales y aceleraciones angulares de los CDG

Tabla 10. Aceleraciones lineales y angulares de los CDG en la posición intermedia de recogida

Elemento	Pluma	Brazo	Gancho
Aceleración lineal (m/s ²)	1,24	2,45	3,18
Aceleración angular (rad/s ²)	1,09	1,18	1,16

2.6. Cálculo de las reacciones de los elementos principales

Antes de realizar los cálculos de las reacciones de los tres elementos principales es necesario empezar con el estudio dinámico para obtener tanto fuerzas como momentos de inercia de cada elemento que compone el conjunto diseñado.

Para ello, es imprescindible saber las masas y los momentos de inercia de los elementos que se van a estudiar. Esto es posible gracias a que nos lo proporciona el programa que hemos utilizado para el diseño del conjunto del mecanismo, tal como queda reflejado en el documento anexos.

2.6.1. Pesos de los elementos principales

Sabiendo las masas de los elementos que vamos a analizar, podemos calcular sus pesos de la siguiente manera:

- Pluma:

$$P_{pluma} = m_{pluma} \cdot g = 61,488 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} = 603,2 \text{ N}$$

Debido a que vamos a analizar el conjunto como un mecanismo en 2D en el Gim, por cada brazo tendremos dos plumas como soportes. Es decir, el peso total de la pluma será:

$$m_{pt} = 2 \cdot m_{pluma} = 122,976 \text{ kg}$$

$$P_{plumat} = 2 \cdot P_{pluma} = 1.206,4 \text{ N}$$

- Brazo:

$$P_{brazo} = m_{brazo} \cdot g = 60,154 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} = 590,11 \text{ N}$$

- Gancho:

$$P_{gancho} = m_{gancho} \cdot g = 8,456 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} = 82,95 \text{ N}$$

2.6.2. Pesos del contenedor de residuos y de los residuos almacenados

Para calcular el peso medio total que debe soportar el mecanismo a la hora de realizar un ciclo de descarga se suma el peso o capacidad que es capaz de almacenar un contenedor apto para la recogida lateral y el peso del propio contenedor vacío (cv).

$$m_{recogida} = m_{cv} + m_{residuos} = 41 \text{ kg} + 801 \text{ kg} = 842 \text{ kg}$$

$$P_{recogida} = m_{recogida} \cdot g = 842 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} = 8.260,02 \text{ N}$$

A la hora de realizar el posterior análisis de resistencia de los elementos principales del mecanismo solamente tendremos en cuenta la mitad del peso de recogida, puesto que utilizaremos un diseño en 2D.

$$P_{análisis} = \frac{P_{recogida}}{2} = \frac{8.260,02}{2} = 4.130,01 \text{ N}$$

2.7. Cálculo de las fuerzas y momentos de inercia de los elementos principales

Debido a la aceleración a la que están sometidos los elementos principales del mecanismo de carga lateral, presentarán unas fuerzas y momentos de inercia que será de utilidad su cálculo para el cálculo de las reacciones que se generarán en los pares de unión de éstos.

Estos cálculos sólo los realizaremos en la posición crítica de un ciclo de descarga del contenedor. Como se ha explicado anteriormente, esta posición crítica corresponde a la posición intermedia de descarga, dado que es ahí donde obtendremos mayores aceleraciones lo que se traducirá posteriormente en las fuerzas y momentos de inercia máximos que será capaz de soportar el mecanismo en su conjunto.

- Pluma:

$$F_{inp} = m_{pt} \cdot a_p = 122,976 \text{ kg} \cdot 1,24 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 152,49 \text{ N}$$

$$F_{inpx} = 152,49 \cdot \cos(55,67^\circ) = 85,99 \text{ N}$$

$$F_{inpy} = 152,49 \cdot \sin(55,67^\circ) = 125,93 \text{ N}$$

$$H_p = I_{Gp} \cdot \alpha_p = 2 \cdot 19,79 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 1,09 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 43,14 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- Brazo:

$$F_{inb} = m_b \cdot a_b = 60,154 \text{ kg} \cdot 2,45 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 147,37 \text{ N}$$

$$F_{inpx} = 147,37 \cdot \cos(32,79^\circ) = 123,88 \text{ N}$$

$$F_{inpy} = 147,37 \cdot \sin(32,79^\circ) = 79,81 \text{ N}$$

$$H_b = I_{Gb} \cdot \alpha_b = 5,72 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 1,18 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 6,75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- Gancho:

$$F_{ing} = m_g \cdot a_g = 8,456 \text{ kg} \cdot 3,18 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 26,89 \text{ N}$$

$$F_{ingx} = 26,89 \cdot \cos(18,94^\circ) = 25,43 \text{ N}$$

$$F_{ingy} = 26,89 \cdot \sin(18,94^\circ) = 8,73 \text{ N}$$

$$H_g = I_{Gg} \cdot \alpha_g = 0,039 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 1,16 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 0,045 \text{ N} \cdot \text{m}$$

En la siguiente tabla se presentará un resumen de las fuerzas y momentos angulares de inercia actuantes en los elementos principales en la posición intermedia de recogida.

Tabla 11. Resumen de fuerzas y momentos de inercia actuantes en la posición intermedia de recogida

Posición intermedia de recogida				
Elemento	Fuerzas de inercia (N)			Momento angular (Nm)
	Componente horizontal	Componente vertical	Resultante	
Pluma	85,99 →	125,93 ↓	152,49	43,14 ↻
Brazo	123,88 →	79,81 ↓	147,3	6,75 ↻
Gancho	25,43 →	8,73 ↓	26,89	0,045 ↻

2.8. Reacciones generadas en los elementos principales

Una vez calculados los pesos de los diferentes elementos principales y las fuerzas y momentos de inercia que soportan debido a las aceleraciones de sus centros de gravedad, ha llegado el momento de calcular las reacciones que se generan tanto en los apoyos del mecanismo como en los distintos pares de unión entre los elementos estudiados. Este cálculo se puede realizar de una forma sencilla gracias al programa *Gim*, solamente es necesario introducir correctamente las fuerzas y momentos de inercia que soporta cada elemento estudiado del conjunto (como se indica en la figura xx).

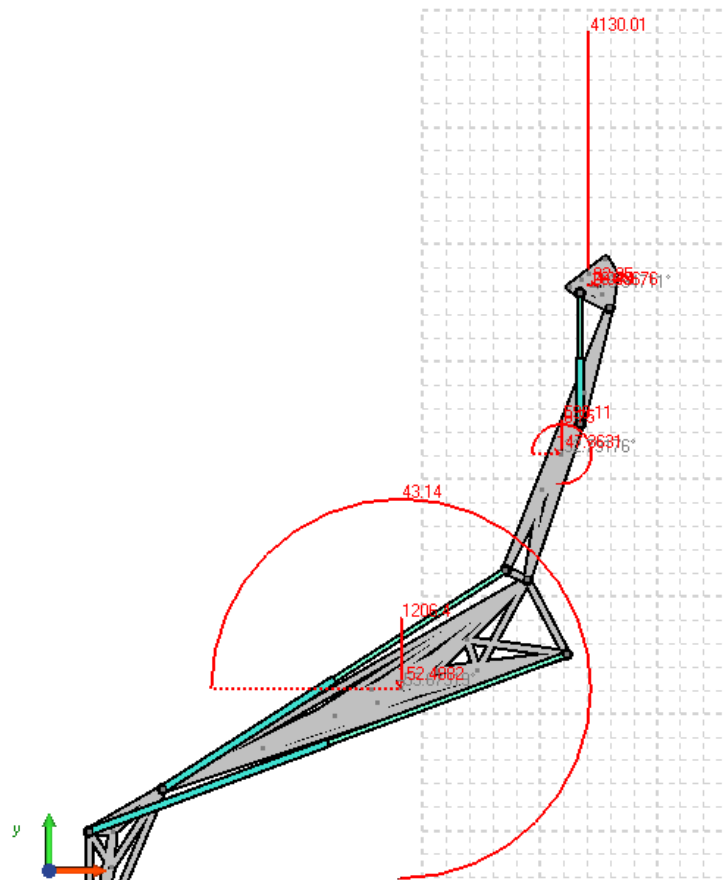


Figura 20. Introducción de fuerzas y momentos en el Gim

Antes de presentar las fuerzas que soporta cada elemento, no hay que olvidarse de la asignación que se ha dado a los pares, ya que nos será de utilidad para presentar posteriormente el resumen de fuerzas generadas en éstos.

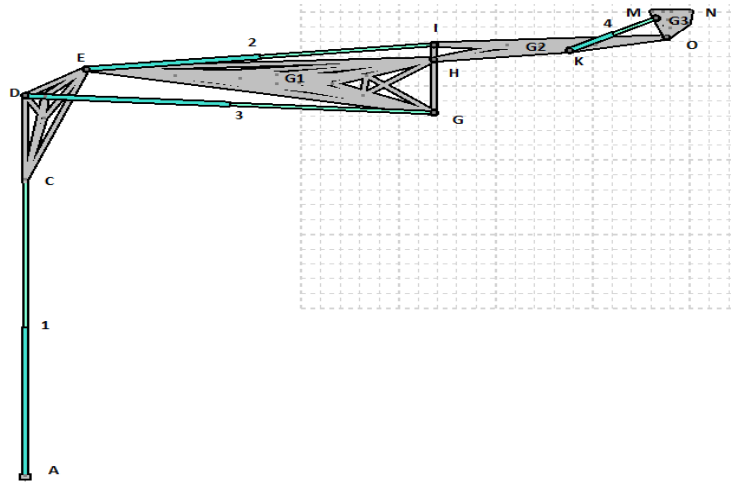


Figura 21. Designación de los puntos del mecanismo

Las fuerzas generadas en los apoyos del mecanismo debido a las fuerzas y momentos de inercia que soportan los distintos elementos del conjunto son las siguientes:

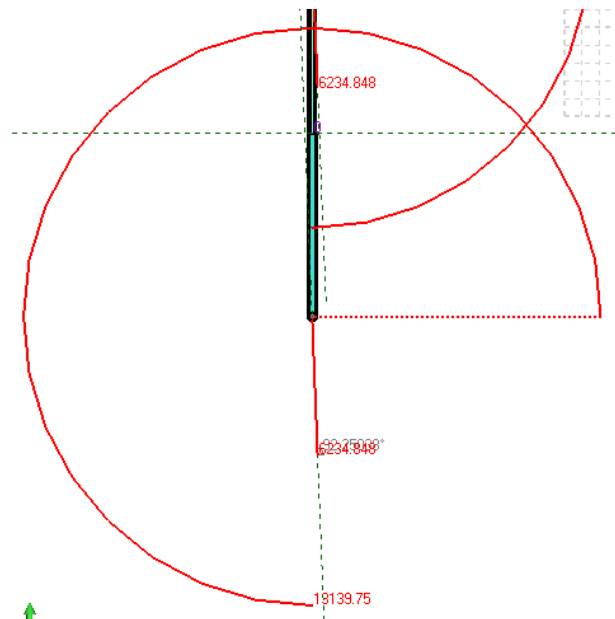


Figura 22. Reacciones generadas en el apoyo del conjunto diseñado

Tabla 12. Reacciones en los apoyos del conjunto

Punto	Resultante (N)	Momento (Nm)
A	6.234,85	13.139,75

- Pluma:

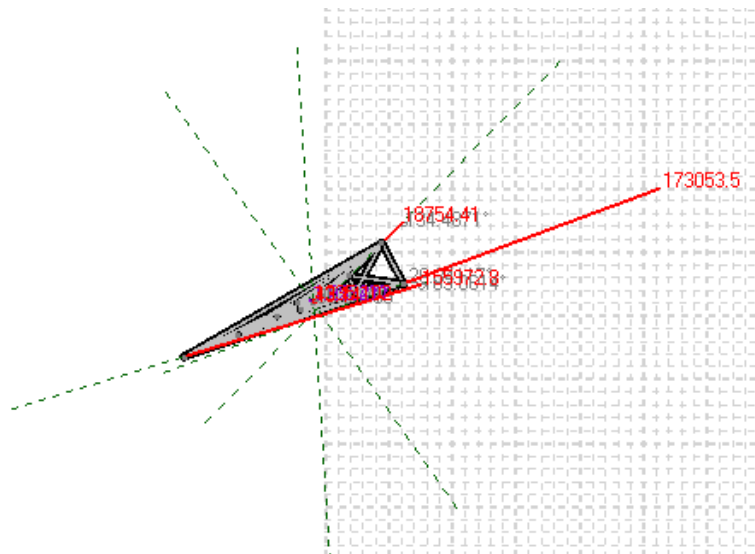


Figura 23. Fuerzas generadas en los pares de la pluma

Tabla 13. Fuerzas actuantes en los pares de la pluma

Punto	Resultante (N)
E	155.972,8
H	18.754,41
G	173.053,5

- Brazo:

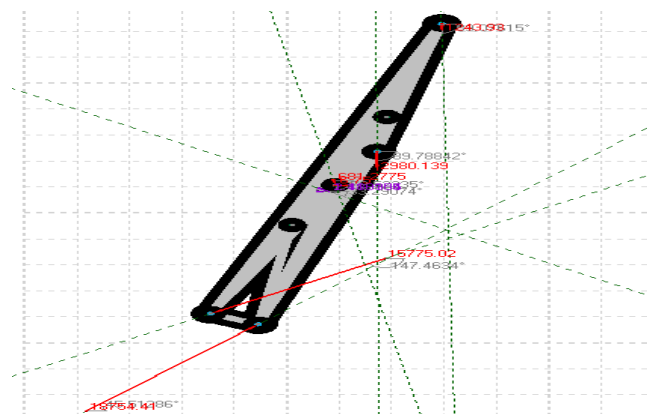


Figura 24. Fuerzas generadas en los pares del brazo

Tabla 14. Fuerzas actuantes en los pares del brazo

Punto	Resultante (N)
H	18.754,41
I	15.775,02
K	2.980,14
O	1.243,93

- Gancho:

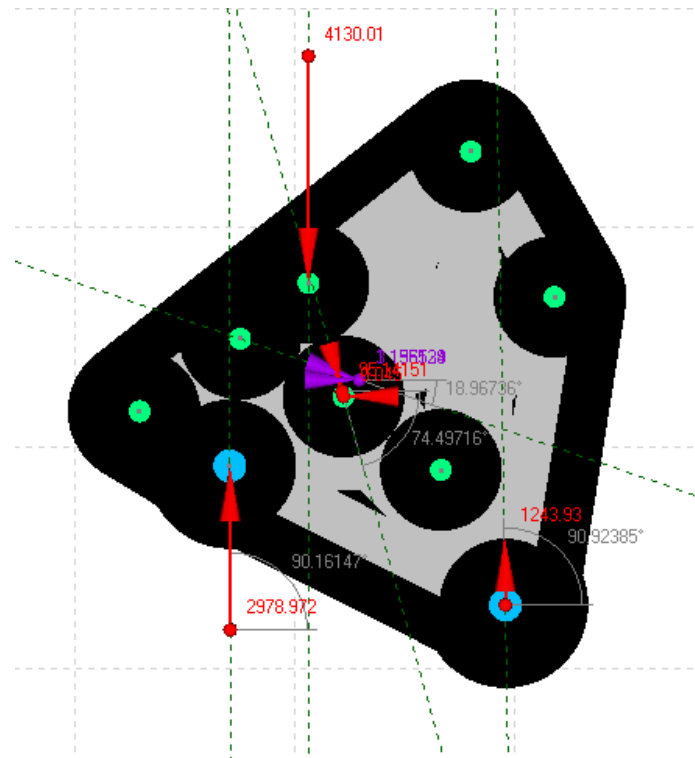


Figura 25. Fuerzas generadas en los pares del gancho

Tabla 15. Fuerzas actuantes en los pares del gancho

Punto	Resultante (N)
O	1.243,93
M	2.978,97

2.9. Cálculos de resistencia de materiales

El objetivo de la resistencia de materiales es el de dimensionar los diferentes elementos que componen el mecanismo diseñado para que cumplan las condiciones básicas de resistencia cuando son sometidos a los esfuerzos típicos de una situación real de funcionamiento.

Los cálculos que se van a llevar a cabo en este capítulo son el dimensionamiento de los diferentes bulones que garantizan la unión entre los diferentes elementos, el dimensionamiento de los cilindros hidráulicos para su correcta elección de los correspondientes catálogos comerciales y, por último, el cálculo de los caudales necesarios para el correcto movimiento de los diferentes elementos que componen el mecanismo.

2.10. Dimensionamiento de los pasadores

Como se saben, de capítulos anteriores, las fuerzas que actúan en cada pasador, se calculan las tensiones máximas que pueden soportar en sus correspondientes secciones. Los pasadores se dimensionarán para que, en cualquier punto de su sección, las tensiones generadas sean siempre inferiores a las tensiones máximas admisibles.

Tabla 16. Esfuerzos en los pasadores

Diámetro (mm)	Punto	Esfuerzo en posición crítica (N)
40	C	6.234,85
	G	173.053,5
	H	18.754,41
	I	15.775,02
32	O	1.243,93
30	M	2.978,97
70	E	155.972,8

- Dimensionamiento de los pasadores (C, G, H e I):

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot CS} = \frac{275}{2 \cdot 3} = 45,83 \text{ MPa}$$

$$A_{bulón} = \frac{F}{\tau_{max} \cdot 2} = \frac{173.053,5}{45,83 \cdot 2} = 1.887,99 \text{ mm}^2$$

$$\phi_{bulón} = \sqrt{\frac{A_{bulón} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{126,36 \cdot 4}{\pi}} = 49,03 \text{ mm}$$

$$\phi_{diseño} = 50 \text{ mm} \geq \phi_{cálculo} = 49,03 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

- Dimensionamiento del pasador O:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot CS} = \frac{275}{2 \cdot 3} = 45,83 \text{ MPa}$$

$$A_{bulón} = \frac{F}{\tau_{max} \cdot 2} = \frac{1.243,93}{45,83 \cdot 2} = 13,57 \text{ mm}^2$$

$$\Phi_{bulón} = \sqrt{\frac{A_{bulón} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{13,57 \cdot 4}{\pi}} = 4,2 \text{ mm}$$

$$\Phi_{diseño} = 32 \text{ mm} \geq \Phi_{cálculo} = 4,2 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

- Dimensionamiento del pasador M:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot CS} = \frac{275}{2 \cdot 3} = 45,83 \text{ MPa}$$

$$A_{bulón} = \frac{F}{\tau_{max} \cdot 2} = \frac{2.978,97}{45,83 \cdot 2} = 32,5 \text{ mm}^2$$

$$\Phi_{bulón} = \sqrt{\frac{A_{bulón} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{32,5 \cdot 4}{\pi}} = 6,43 \text{ mm}$$

$$\Phi_{diseño} = 30 \text{ mm} \geq \Phi_{cálculo} = 6,43 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

- Dimensionamiento del pasador E:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot CS} = \frac{275}{2 \cdot 3} = 45,83 \text{ MPa}$$

$$A_{bulón} = \frac{F}{\tau_{max} \cdot 2} = \frac{155.972,8}{45,83 \cdot 2} = 1701,65 \text{ mm}^2$$

$$\Phi_{bulón} = \sqrt{\frac{A_{bulón} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{1.701,65 \cdot 4}{\pi}} = 46,55 \text{ mm}$$

$$\Phi_{diseño} = 70 \text{ mm} \geq \Phi_{cálculo} = 46,55 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumple}$$

Como muestran los resultados, algunos pasadores están más que sobredimensionados lo que nos garantiza una buena resistencia durante el funcionamiento del mecanismo. Sin embargo, este sobredimensionamiento incluirá un mayor coste de fabricación y de mantenimiento que incrementará el coste del presupuesto de fabricación del mecanismo objeto de estudio.

2.11. Dimensionamiento de los cilindros hidráulicos

Los cilindros hidráulicos del mecanismo diseñado trabajarán con diferentes presiones y caudales dependiendo de las necesidades que debe desempeñar cada tipo en el funcionamiento del conjunto general. Para ello, se procederá a su dimensionamiento atendiendo a las fuerzas máximas que deben soportar los diferentes cilindros en la posición crítica, es decir, la posición intermedia de recogida.

Una vez realizado el dimensionamiento de los cilindros, se elegirán de un catálogo comercial de una empresa especializada en su fabricación.

A continuación, se muestra un resumen de las fuerzas que soporta cada cilindro en la posición crítica:

Tabla 17. Fuerzas máximas que soportan los cilindros

Actuador	Fuerza (N)
Cilindro AC	6.234,85
Cilindro DG	173.053,5
Cilindro EJ	155.972,8
Cilindro KM	2.978,97

Las longitudes de los cilindros se muestran en la tabla 18:

Tabla 18. Longitudes de los cilindros

Actuador	Longitud (m)
Cilindro AC	2
Cilindro DG	1,899
Cilindro EJ	1,79
Cilindro KM	0,47

- Dimensionamiento del cilindro AC:

Las características del cilindro necesarias para su dimensionamiento son las siguientes:

- ✓ d: diámetro del vástago (60 mm)
- ✓ P: presión del cilindro (14 MPa)
- ✓ μ : rendimiento del cilindro (0,9)
- ✓ E: módulo de elasticidad del material del vástago (acero= $2,1 \cdot 10^5$ N/mm²)
- ✓ I: momento de inercia de la sección del vástago en mm⁴
- ✓ L_p: longitud de pandeo del cilindro en mm (2.000 mm)
- ✓ CS: coeficiente de seguridad (2)

$$F_{cilindro} = P \cdot A \cdot \mu = 14 \frac{N}{mm^2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 60^2}{4} \right) mm^2 \cdot 0,9 = 35.625,66 N$$

$$F_{cilindro} = 35.625,66 N > F_{soportada} = 6.234,85 N \rightarrow \text{Cumple}$$

Las medidas del cilindro son aceptables, la fuerza que es capaz de ejercer es superior a la fuerza necesaria para elevar la carga.

Una vez aceptada la exigencia de fuerza, se comprueba que el vástago del cilindro no padea debido a la fuerza que soporta. La longitud de pandeo que se ha escogido corresponde a la longitud total del cilindro.

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 60^4}{64} = 636.172,51 mm^4$$

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot CS} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 636.172,51}{2.000^2 \cdot 2} = 164.817,74 N$$

$$F_p = 164.817,74 N > F_{soportada} = 6.234,85 N \rightarrow \text{No padea}$$

- Dimensionamiento del cilindro DG:

Las características del cilindro necesarias para su dimensionamiento son las siguientes:

- ✓ d: diámetro del vástago (50 mm)
- ✓ P: presión del cilindro (100 MPa)
- ✓ μ : rendimiento del cilindro (0,9)
- ✓ E: módulo de elasticidad del material del vástago (acero= $2,1 \cdot 10^5$ N/mm²)
- ✓ I: momento de inercia de la sección del vástago en mm⁴
- ✓ L_p: longitud de pandeo del cilindro en mm (1.899 mm)
- ✓ CS: coeficiente de seguridad (1)

$$F_{cilindro} = P \cdot A \cdot \mu = 100 \frac{N}{mm^2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 50^2}{4} \right) mm^2 \cdot 0,9 = 176.714,58 N$$

$$F_{cilindro} = 176.714,58 N > F_{soportada} = 173.053,5 N \rightarrow \text{Cumple}$$

Las medidas del cilindro son aceptables, la fuerza que es capaz de ejercer es superior a la fuerza necesaria para elevar la carga.

Una vez aceptada la exigencia de fuerza, se comprueba que el vástago del cilindro no pandea debido a la fuerza que soporta. La longitud de pandeo que se ha escogido corresponde a la longitud total del cilindro.

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 50^4}{64} = 306.796,2 mm^2$$

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot CS} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 306.796,2}{1.899^2 \cdot 1} = 176.327,11 N$$

$$F_p = 176.327,11 N > F_{soportada} = 173.053,5 N \rightarrow \text{No pandea}$$

- Dimensionamiento del cilindro EJ:

Las características del cilindro necesarias para su dimensionamiento son las siguientes:

- ✓ d: diámetro del vástago (50 mm)
- ✓ P: presión del cilindro (100 MPa)
- ✓ μ : rendimiento del cilindro (0,9)
- ✓ E: módulo de elasticidad del material del vástago (acero=2,1.10⁵ N/mm²)
- ✓ I: momento de inercia de la sección del vástago en mm⁴
- ✓ L_p: longitud de pandeo del cilindro en mm (1.790 mm)
- ✓ CS: coeficiente de seguridad (1)

$$F_{cilindro} = P \cdot A \cdot \mu = 100 \frac{N}{mm^2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 50^2}{4} \right) mm^2 \cdot 0,9 = 176.714,58 N$$

$$F_{cilindro} = 176.714,58 N > F_{soportada} = 155.972,8 N \rightarrow \text{Cumple}$$

Las medidas del cilindro son aceptables, la fuerza que es capaz de ejercer es superior a la fuerza necesaria para elevar la carga.

Una vez aceptada la exigencia de fuerza, se comprueba que el vástago del cilindro no pandea debido a la fuerza que soporta. La longitud de pandeo que se ha escogido corresponde a la longitud total del cilindro.

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 50^4}{64} = 306.796,2 \text{ mm}^2$$

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot CS} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 306.796,2}{1.790^2 \cdot 1} = 198.455,42 \text{ N}$$

$$F_p = 198.455,42 \text{ N} > F_{soportada} = 155.972,8 \text{ N} \rightarrow \text{No pandeo}$$

- Dimensionamiento del cilindro KM:

Las características del cilindro necesarias para su dimensionamiento son las siguientes:

- ✓ d: diámetro del vástago (32 mm)
- ✓ P: presión del cilindro (14 MPa)
- ✓ μ : rendimiento del cilindro (0,9)
- ✓ E: módulo de elasticidad del material del vástago (acero=2,1.10⁵ N/mm²)
- ✓ I: momento de inercia de la sección del vástago en mm⁴
- ✓ L_p: longitud de pandeo del cilindro en mm (470 mm)
- ✓ CS: coeficiente de seguridad (2)

$$F_{cilindro} = P \cdot A \cdot \mu = 14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 32^2}{4} \right) \text{mm}^2 \cdot 0,9 = 10.133,52 \text{ N}$$

$$F_{cilindro} = 10.133,52 \text{ N} > F_{soportada} = 2.978,97 \text{ N} \rightarrow \text{Cumple}$$

Las medidas del cilindro son aceptables, la fuerza que es capaz de ejercer es superior a la fuerza necesaria para elevar la carga.

Una vez aceptada la exigencia de fuerza, se comprueba que el vástago del cilindro no pandeo debido a la fuerza que soporta. La longitud de pandeo que se ha escogido corresponde a la longitud total del cilindro.

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 32^4}{64} = 51.471,85 \text{ mm}^2$$

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot CS} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 51.471,85}{470^2 \cdot 2} = 241.469,96 \text{ N}$$

$$F_p = 241.469,96 \text{ N} > F_{soportada} = 2.978,97 \text{ N} \rightarrow \text{No pandeo}$$

2.12. Cálculo del sistema hidráulico de los cilindros

En este apartado se van a calcular los caudales que deberán de aportar los cilindros para el correcto funcionamiento del mecanismo diseñado. Hay que tener en cuenta, de acuerdo con el catálogo del fabricante, que la velocidad máxima que pueden desarrollar los cilindros es de 0,3 m/s.

Los cálculos que se desarrollarán a continuación corresponden a la posición intermedia de descarga, es decir, aquella posición crítica del conjunto en la cual los elementos principales estudiados del mecanismo presentan las mayores velocidades y aceleraciones.

- Cilindro AC:

$$Q = V \cdot A = 0,3 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,06^2}{4} \right) = 8,48 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$Q = 8,48 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s} \cdot \frac{10^3 l}{1m^3} = 0,848 \frac{l}{s}$$

- Cilindros (DG e EJ):

$$Q = V \cdot A = 0,3 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} \right) = 5,89 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$Q = 5,89 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s} \cdot \frac{10^3 l}{1m^3} = 0,589 \frac{l}{s}$$

- Cilindro KM:

$$Q = V \cdot A = 0,3 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,032^2}{4} \right) = 2,41 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$Q = 2,41 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s} \cdot \frac{10^3 l}{1m^3} = 0,241 \frac{l}{s}$$