

UNIVERSIDAD DE ALMERIA

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA

Diseño del brazo de una retroexcavadora
con 29000 kg de capacidad

Curso: 2020/2021

Modalidad TFG: Trabajo Técnico

Alumno/a:

Álvaro Rodríguez Escudero

Director/es:

Javier López Martínez
Javier Castillo Martínez



UNIVERSIDAD DE ALMERÍA

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Diseño del brazo de una
retroexcavadora con capacidad de
carga de 29000 kg



Alumno/a:

Álvaro Rodríguez Escudero

Tutor/es:

Javier López Martínez

Javier Castillo Martínez

Resumen

Palabras clave: Excavadora, máquina, mecanismo.

En este proyecto se va a realizar el diseño de una máquina de obra pública, teniendo que definir los distintos requisitos de trabajo de la máquina, así como rango de operación como capacidad de carga, teniendo siempre en mente la normativa aplicable. Lo primero que hemos hecho ha sido definir las dimensiones de la máquina para el rango de operación, una vez realizado esto, procedemos a realizar un análisis cinemático, para conocer todas las variables cinemáticas de la máquina. Con este análisis hecho, lo siguiente que hacemos es un análisis dinámico, para conocer las fuerzas que actúan sobre la máquina. Con las fuerzas ya definidas, pasamos al diseño de los elementos requerimos. También hemos tenido que configurar el sistema oleohidráulico, teniendo que dimensionar todos los componentes que se requerían.

Abstract

Keywords: Excavator, machine, mechanism.

In this project, we are going to design a construction machine, where we have to define the different requirements of work, how the range of operation or ability of load. We have always had in our mind the rules. First, we have made the dimensional synthesis for we can know the dimensions of the components. The next work was the kinematics analysis, where we can know the velocities and the accelerations of the parts. With the kinematics variables known, we have made the dynamics analysis to know the forces that work on our elements. The next work is the mechanical design of all components. The last work is the design of the hydraulic system which is very important on the our machine because do work the machine.

Índice general

Resumen	I
Abstract	III
Índice general	VI
Índice de figuras	IX
MEMORIA	3
1. Introducción	3
1.1. Motivación	3
1.2. Objetivos del trabajo	5
1.3. Estructura de la memoria	5
2. Antecedentes	7
2.1. Historia	7
2.2. Partes de una excavadora	9
2.2.1. Superestructura	10
2.2.2. Chasis de traslación	11
2.2.3. Brazo articulado	12
3. Proceso de diseño	17
3.1. Normativa	17
3.2. Requisitos de diseño	17
3.3. Dimensiones generales	19
3.4. Análisis cinemático	20
3.5. Análisis dinámico	22
3.5.1. Movimiento de carga	23
3.5.2. Excavación	25
3.5.3. Análisis de resultados	27
3.6. Diseño de detalle	28
3.6.1. Diseño preliminar	29
3.6.1.1. Pluma	29
3.6.1.2. Brazo	30
3.6.1.3. Cuchara	32
3.6.1.4. Eslabón 1	34
3.6.1.5. Eslabón 2	36

3.6.2. Diseño final	37
3.6.2.1. Brazo	37
3.6.2.2. Cuchara	38
3.6.2.3. Pluma	40
3.6.2.4. Cojinetes de deslizamiento	41
3.6.2.5. Bulones	43
3.6.2.6. Anillos de retención	45
3.6.2.7. Sistema oleohidráulico	46
4. Resultados y discusiones	55
5. Conclusiones	59
Bibliografía	62
ANEJOS	65
Anejo I. Fases de realización y cronograma	65
Anejo II. Integración de las competencias	67
Anejo III. Análisis cinemático forma analítica	69
Anejo IV. Análisis cinemático por métodos numéricos	75
Anejo V. Análisis dinámico: Movimiento de carga	83
Anejo VI. Análisis dinámico: Excavación	95

Índice de figuras

1.1. Retroexcavadora limpiando un canal	3
1.2. Excavadora frontal de CAT	4
1.3. Retroexcavadora de CAT	4
2.1. Draga	7
2.2. Otis	8
2.3. Pala Bucyrus	8
2.4. Partes de una excavadora	9
2.5. Bastidor	10
2.6. Corona de giro	10
2.7. Retroexcavadora con ruedas oruga	11
2.8. Retroexcavadora con neumáticos	12
2.9. Partes del brazo articulado	12
2.10. Brazo articulado con martillo hidráulico	13
2.11. Elementos de una cuchara	14
2.12. Cuchara con protectores laterales	14
2.13. Tipos de cuchillas	15
3.1. Rango de operación de la retroexcavadora	18
3.2. Esquema de la máquina	20
3.3. Curvas de aceleraciones	21
3.4. Captura de la simulación del movimiento de la máquina	22
3.5. Posición inicial de la máquina con todos los ángulos que varían	22
3.6. Posición final de la máquina en movimiento de carga	23
3.7. Gráfica de la posición de la punta de la cuchara	24
3.8. Gráfica de la evolución de las fuerzas en función de la posición horizontal de la punta de la cuchara	24
3.9. Posición final de la máquina en excavación	25
3.10. Gráfica de la evolución de la punta de la cuchara a lo largo de la trayectoria	26
3.11. Gráfica de la evolución de las fuerzas a lo largo de la posición horizontal de la punta de la cuchara	26
3.12. Retroexcavadora resultado final	28
3.13. Diseño preliminar de la pluma	29
3.14. Simulación del diseño preliminar de la pluma	30
3.15. Diseño preliminar del brazo	31
3.16. Simulación del diseño preliminar del brazo	31
3.17. Simulación del diseño preliminar del brazo	32
3.18. Simulación del diseño preliminar de la cuchara con carga	33
3.19. Simulación del diseño preliminar del cuchara con las fuerzas	33

3.20. Diseño CAD eslabón 1	34
3.21. Diagrama sólido libre del eslabón 1	35
3.22. Diseño CAD eslabón 2	36
3.23. Simulación del eslabón 2	36
3.24. Diseño final del brazo	37
3.25. Simulación del diseño final del brazo	38
3.26. Diseño final de la cuchara	38
3.27. Simulación del diseño final de la cuchara para las fuerzas actuantes	39
3.28. Simulación del diseño final de la cuchara para la carga	39
3.29. Diseño final de la pluma	40
3.30. Simulación del diseño final de la pluma	40
3.31. Cojinete seleccionado	41
3.32. Esquema de la máquina para determinar posiciones de los cojinetes	42
3.33. Esquema de viga biapoyada con carga distribuida	43
3.34. Bulón	44
3.35. Anillo de retención DIN 471	45
3.36. Esquema oleohidráulico de la máquina	46
3.37. Actuador de la pluma	47
3.38. Actuador del brazo	47
3.39. Actuador de la cuchara	47
3.40. Bomba MAP50	48
3.41. Especificaciones técnicas de la bomba MAP50	49
3.42. Tubería flexible modelo HD 525	49
3.43. Especificaciones técnicas de la tubería flexible HD 525	50
3.44. Especificaciones técnicas de los depósitos HK BSK	50
3.45. Depósito modelo HK BSK 400	51
3.46. Distribuidor oleohidráulico de Alternativa Agrícola	51
3.47. Regulador de presión C2.952	52
3.48. Manómetro alta presión	52
3.49. Filtro de alta presión	53
4.1. Retroexcavadora	56
5.1. Esquema de eslabones de la retroexcavadora	69
5.2. Esquema utilizado para análisis por métodos numéricos	75
5.3. Esquema para la posición de movimiento de carga	83
5.4. Diagrama sólido libre eslabón BDEC	84
5.5. Diagrama sólido libre eslabón AC	85
5.6. Diagrama sólido libre eslabón DF	85
5.7. Diagrama sólido libre eslabón FGHIE	86
5.8. Diagrama sólido libre eslabón GK	87
5.9. Diagrama sólido libre eslabón HK	87
5.10. Diagrama sólido libre eslabón KJ	88
5.11. Diagrama sólido libre de la cuchara	88
5.12. Gráfica de la evolución de los ángulos en función de la posición horizontal de la punta de la cuchara	93
5.13. Esquema para la posición de excavación	95
5.14. Diagrama sólido libre eslabón BDEC	96
5.15. Diagrama sólido libre eslabón AC	97

5.16. Diagrama sólido libre eslabón DF	98
5.17. Diagrama sólido libre eslabón FGHIE	98
5.18. Diagrama sólido libre eslabón GK	99
5.19. Diagrama sólido libre eslabón HK	100
5.20. Diagrama sólido libre eslabón KJ	100
5.21. Diagrama sólido libre de la cuchara	101
5.22. Gráfica de la evolución de los ángulos en función de la posición horizon- tal de la punta de la cuchara	106

MEMORIA

Introducción

1.1. Motivación

Las máquinas son uno de los pilares fundamentales del desarrollo de la humanidad, donde, enfocándonos en el campo de la ingeniería, el uso de máquinas es imprescindible. Centrándonos en nuestro trabajo, las excavadoras realizan una labor esencial en multitud de tareas. Aunque su principal uso es el del campo de la construcción, debido a la gran versatilidad que estas máquinas tienen, les permiten ser máquinas muy polivalentes, en la Figura (1.1), podemos ver a una retroexcavadora limpiando un canal. Los principales usos en los que trabajan, son:

- Tareas de saneamiento.
- Obras de demolición.
- Trabajos forestales y agrícolas.
- Elevación de cargas.
- Extracción de materiales de canteras.



Figura 1.1: Retroexcavadora limpiando un canal

Independientemente de la labor que realicen estas máquinas, su versatilidad se debe a su brazo mecánico, el cuál, les permite realizar todo los movimientos necesarios para las tareas en las que se utilice. Dicho mecanismo, es diferente para cada tipo de excavadora, donde podemos distinguir entre dos tipos según su funcionamiento, los cuales son:

Excavadora frontal: Este tipo de excavadora se caracteriza por tener una cuchara hacia arriba y adelante. Este tipo de excavadoras poseen mayor capacidad de carga que las retroexcavadoras.



Figura 1.2: Excavadora frontal de CAT

Retroexcavadora: Este tipo de excavadora se caracteriza por tener una cuchara hacia abajo y atrás. Debido a la posición de la cuchara, les permite trabajar en planos inmediatamente inferiores al que se encuentran ubicadas.



Figura 1.3: Retroexcavadora de CAT

En este trabajo técnico, se va a desarrollar el diseño de del brazo de una retroexcavadora, como la de la Figura (1.3), con capacidad de carga 29000 kg, para el cuál, vamos a tener que poner en práctica las diferentes competencias desarrolladas durante las distintas asignaturas del grado.

1.2. Objetivos del trabajo

El objetivo de este trabajo es el diseño del brazo de una retroexcavadora de 29000 kg de capacidad, por lo que, para conseguir dicho objetivo, deberemos de realizar los siguientes objetivos secundarios:

- Definir y analizar la cinemática y la dinámica de la máquina.
- Calcular las cargas y dimensionar los elementos mecánicos.
- Calcular y dimensionar el sistema de accionamiento.

1.3. Estructura de la memoria

Esta sección servirá al lector para poder tener una idea clara de como se estructurará este proyecto, y así facilitar la lectura de dicho documento.

En el capítulo de **Antecedentes** hablaremos un poco de la historia de las máquinas de obra pública y como estas se han ido desarrollando a lo largo de los años. También haremos hincapié de una parte esencial para poder comprender este trabajo, que se corresponde con la descripción de las partes de una excavadora y de los tipos que hay, viendo las ventajas e inconvenientes de unos tipos u otros, terminando por hablar sobre el por qué de la elección de la capacidad de trabajo de la máquina.

El capítulo de **Proceso de Diseño** corresponde con el grueso del proyecto, ya que en el hablaremos sobre la normativa aplicable, las cuales nos influirán en los distintos análisis, los diferentes requisitos de diseño que tiene la retroexcavadora, como pueden ser su síntesis estructural. Uno de los aspectos más importantes en este capítulo consisten en los análisis previos al diseño de la máquina, los cuales nos determinarán las variables cinemáticas y dinámicas de la máquina. Por último, en este capítulo se verá como se ha resuelto el problema de diseño de todos los elementos de la máquina, realizando las diferentes simulaciones y los cálculos necesarios.

En el capítulo **Resultados y discusión**, se mostrará el diseño completo de la máquina ya debatimos sobre las posibles mejoras de la máquina.

Antecedentes

En este apartado vamos a profundizar en el campo de la excavadoras, hablaremos de los componentes que contiene una retroexcavadora, así como un poco de historia de este tipo de maquinaria.

2.1. Historia

La aparición de las excavadoras se remonta a finales del siglo XVIII, con la invención de la excavadora a vapor. Esta máquina supuso un punto de inflexión para el desarrollo de la maquinaria pesada. Este tipo de máquina se llama *Draga*, donde en la Figura (2.1), se muestra como era esta máquina.

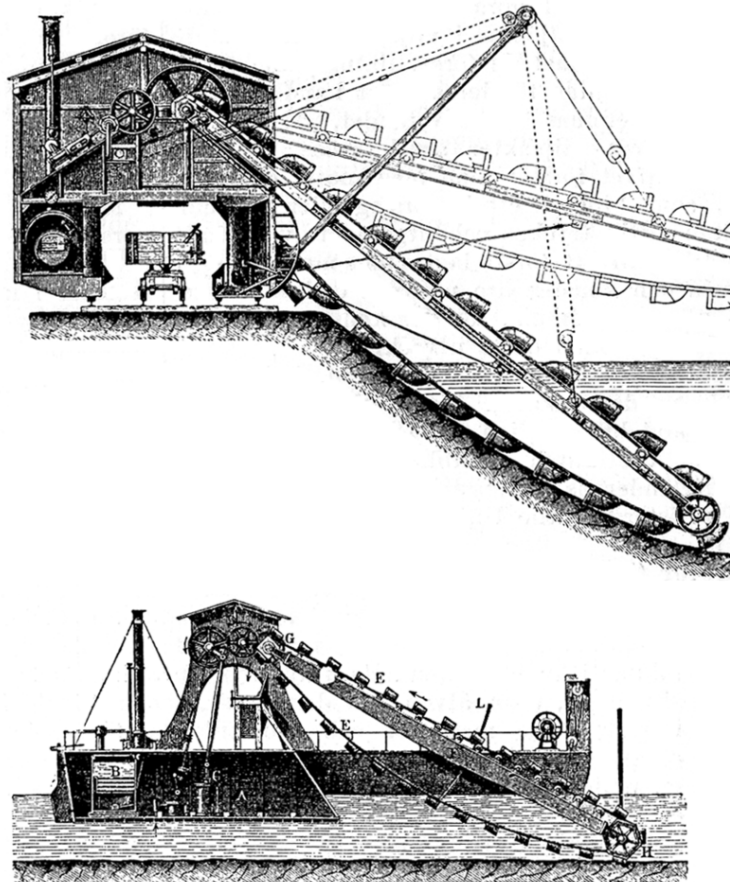


Figura 2.1: Draga

Habría que esperar unas décadas más hasta ver la primera excavadora que utilizaba un brazo articulado, siendo esta la excavadora a vapor de Otis, que se denominó *pala Otis*, patentando su invención en 1835, manteniendo así el dominio de las excavadoras durante más de 40 años. En la Figura (2.2), podemos apreciar a una pala de Otis. Esta excavadora supuso un gran avance en el desarrollo de la industria minera y de la construcción de la época.



Figura 2.2: Otis

(21)

Hubo que esperar hasta que quedase libre la patente de Otis para que, en 1883 apareciesen las denominadas *palas Bucyrus*, que opera de forma parecida a la *pala Otis*, en la Figura (2.3) se puede ver una *pala Bucyrus*. Este tipo de maquinaria está hecha para ir sobre raíles, hechas con una estructura de madera o de acero, para poder soportar tanto al brazo, como a la cuchara.

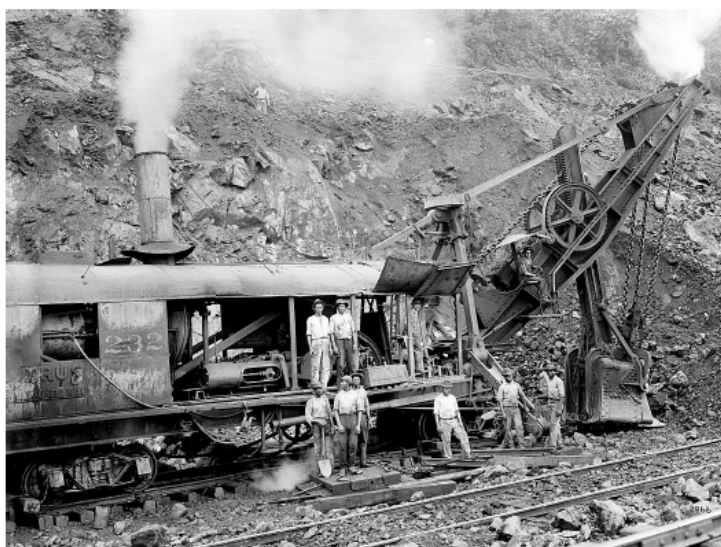


Figura 2.3: Pala Bucyrus

(21)

Hubo que esperar hasta que apareciese el *Teorema de Pascal*, el cual nos dice que la presión aplicada en un fluido incompresible se propaga de forma uniforme, para que se utilizase esta tecnología para proporcionar fuerzas para accionar diferentes mecanismos. Desde que en 1948 se diseñase una de las primeras excavadoras hidráulicas, estas han ido evolucionando de forma muy considerable hasta nuestros días.

2.2. Partes de una excavadora

En la introducción a esta memoria, se ha dicho los distintos tipos de excavadoras que había, por lo que en este apartado, profundizaremos en los componentes de las excavadoras, ya que ambos tipos poseen los mismos componentes, solo cambia la disposición de los mismos.

Una excavadora esta constituida por los siguientes grupos de elementos, los cuales iremos detallando en profundidad en el apartado correspondiente. En la siguiente Figura (2.4), se muestran las partes:



Figura 2.4: Partes de una excavadora

2.2.1. Superestructura

La superestructura de una excavadora cumple múltiples tareas, ya que en ella se encuentran los siguientes elementos:

- **El bastidor:** es el componente que se encarga de transmitir las cargas que sufre la máquina al tren de rodaje. En las excavadora que están montadas sobre neumáticos, el chasis debe de incorporar unos estabilizadores. En la Figura (2.5), podemos ver la forma que tiene este componente.

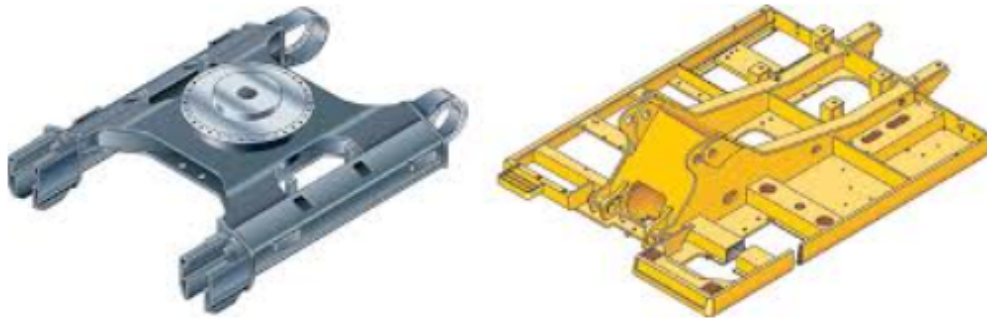


Figura 2.5: Bastidor

- **Corona de giro:** este componentes va incorporado al bastidor, permitiendo a la excavadora rotar sobre si misma, dotándola de una gran maniobrabilidad, pero teniendo en cuenta que, solo la poseen las excavadoras que están montadas sobre orugas. En la Figura (2.6), podemos ver el aspecto de la corona giratoria.



Figura 2.6: Corona de giro

- **Motor:** las excavadoras suelen tener un motor diésel en la parte posterior, siendo este el encargado de, no solo mover a la máquina, si no que acciona también a el sistema hidráulico y los sistemas auxiliares. El motor suele trabajar en régimen con las bombas.

- **Sistema hidráulico:** es el encargado de accionar todos los actuadores hidráulicos, ya sean los cilindros encargados de mover el mecanismo de trabajo, o para accionar el motor de giro encargado de rotar la máquina.
- **Cabina:** es el habitáculo donde el operario utiliza la máquina, estando insonorizada, ya que el funcionamiento de la máquina genera mucho ruido. En la cabina, se encuentran los controles y el panel de instrumentos.

2.2.2. Chasis de traslación

Las excavadoras tienen dos sistemas de desplazamiento bien diferenciados, cada uno con sus particularidades, los cuales son:

- **Orugas:** este sistema se compone de un cinturón flexible con una serie de eslabones rígidos unidos entre sí. Estos eslabones se encargan de distribuir las cargas, procedentes del bastidor, con una superficie mayor a la empleada con neumáticos, haciendo de esta forma que se reduzca de forma considerable la presión ejercida sobre la misma.



Figura 2.7: Retroexcavadora con ruedas oruga

- **Neumáticos:** este tipo de sistema se compone de 4 neumáticos. Este tipo de sistema nos permite que la máquina pueda desplazarse a mayor velocidad, pero con varios inconvenientes, como el mencionado anteriormente, haciendo que la máquina soporte mayores esfuerzos debido a las reacciones con el suelo, debe de llevar incorporado unos estabilizadores y por último, la máquina pierde maniobrabilidad, ya que no puede llevar incorporado la corona de giro. En la Figura (2.8), podemos ver como una retroexcavadora con neumáticos lleva incorporado unos estabilizadores.



Figura 2.8: Retroexcavadora con neumáticos

2.2.3. Brazo articulado

Los componentes que forman a el equipo de trabajo de la retroexcavadora, son los que más nos conciernen en este proyecto técnico, ya que se basa en el diseño de estos componentes. El equipo de trabajo esta compuesto por los siguientes elementos, que se muestran en la Figura (2.9) y que se comentarán en este apartado.

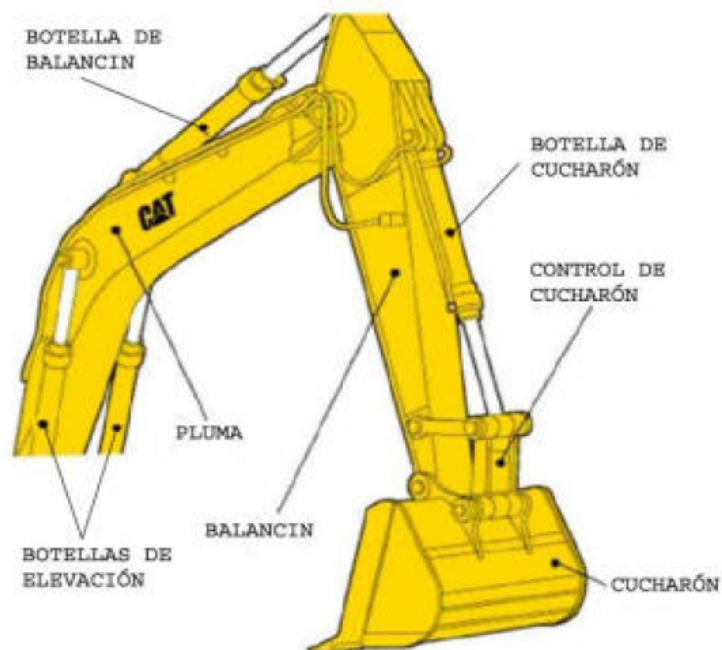


Figura 2.9: Partes del brazo articulado

- **Pluma y brazo:** estos elementos son los encargados de soportar las tensiones generadas durante la excavación y de transmitir los pares de fuerza necesarios para poder realizar las tarea necesarias. Los elementos que se encargan de proporcionar las fuerzas necesaria para que este mecanismo sea capaz de transmitir los pares, son los cilindros oleohidráulicos, que son accionados por las bombas oleohidráulicas, que se encuentran ubicadas en la superestructura, como ya habíamos comentado previamente. En la Figura (2.10), podemos ver un brazo articulado con un martillo hidráulico



Figura 2.10: Brazo articulado con martillo hidráulico

- **Cuchara:** las retroexcavadoras pueden usar muchas herramientas diferentes, como podría ser un martillo hidráulico, como podemos ver en la Figura (2.10), pero en este trabajo nos centraremos en la herramienta más usual y la que nos afecta, que es la cuchara. La cuchara es el elemento que dota a la máquina de capacidad para poder extraer tierra u otro tipo de materias. La cuchara esta compuesta de varios elementos, los cuales podemos ver en la Figura (2.11).

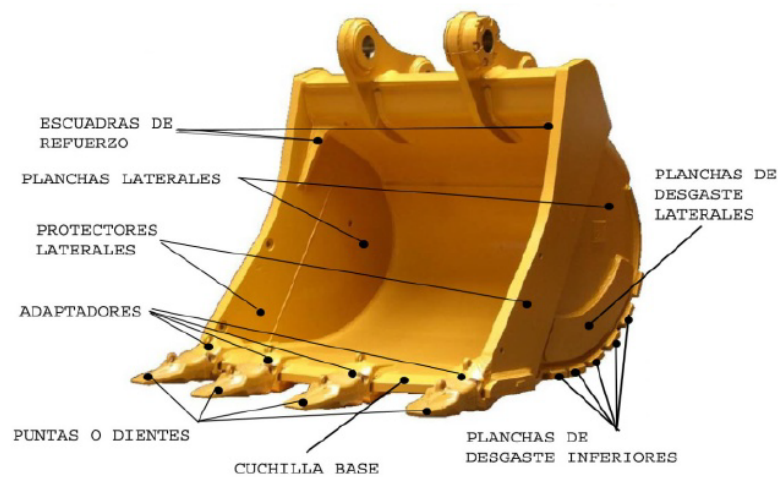


Figura 2.11: Elementos de una cuchara

20

En función del tipo de trabajo para el que vaya a estar destinada la máquina utilizaremos unos cucharones u otros, por ejemplo, si queremos usarla para cargar rocas grandes, se suele usar cucharas con protectores en los laterales, como en la Figura (2.12) permitiendo que la roca se pose sobre estos con mayor facilidad, también se utilizan estos protectores laterales para aumentar la vida útil de la cuchara, ya que es la parte que más sufre.



Figura 2.12: Cuchara con protectores laterales

20

Otro elemento que puede variar son las cuchillas base, ya que, dependiendo del terreno donde se vaya a realizar alguna zanja, se utilizan cuchillas rectas para uso general y cuchillas oblicuas si es para roca. En la Figura (2.13), podemos ver de forma gráfica los dos tipos de cuchillas base.

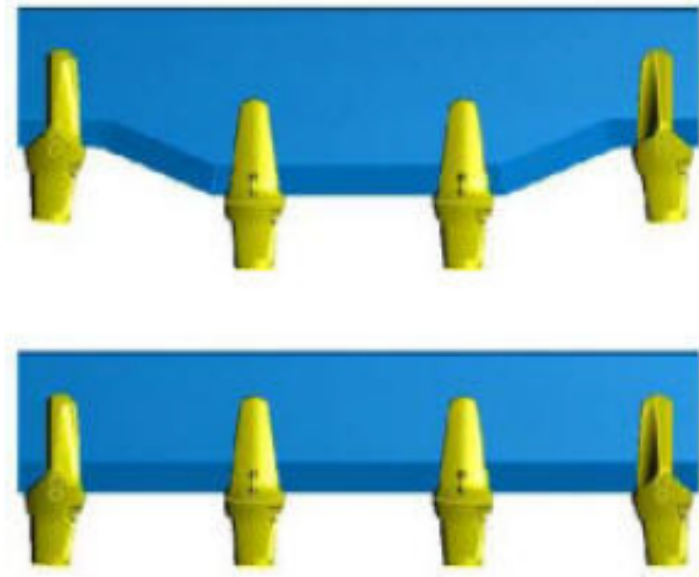


Figura 2.13: Tipos de cuchillas

20

Proceso de diseño

3.1. Normativa

Dentro de todo diseño dentro del campo de la ingeniería, hemos de tener en cuenta la normativa aplicable, pro lo que, en este aparatado vamos a exponer la normativa que nos repercute en nuestro proyecto.

- **UNE 115430:1999** Maquinaria para movimiento de tierras. Dispositivo para control de bajada de la pluma en excavadoras y retrocargadoras hidráulicas
- **UNE 115443:2003** Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Terminología y especificaciones comerciales.
- **UNE-ISO 6015:2006** Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Método de ensayo para la medida de las fuerzas del útil.

3.2. Requisitos de diseño

Como ya hemos dicho anteriormente, nuestra máquina esta preparada para trabajar con una carga de 29000 *kg*, pero no hemos justificado el porqué de esta elección. La idea de que la máquina trabaje con esa capacidad de carga estriba fundamentalmente en nuestra concepción de las dimensiones de la retroexcavadora, teniendo en cuenta que queríamos una máquina que fuese mediana. Para la realización de esta tarea, hemos estado viendo diferentes catálogos ([2], [11] y [10]), determinado así que, una retroexcavadora con capacidad de carga de 29000 *kg* era la idónea para la tarea que estábamos buscando.

Como la retroexcavadora realiza sus movimientos a partir de los actuadores oleohidráulicos, nuestra variable que debemos establecer se corresponderá con la velocidad de desplazamiento de estos; como la velocidad será variable en función de como el usuario pretenda utilizar la máquina, estableceremos que la velocidad máxima de operación será de $0,2 \frac{m}{s}$, escogido por ser la velocidad máxima de actuación para la subida y la bajada de la pluma, según [12].

Unos de los requisitos que implantaremos será el rango de trabajo, para ello, nos hemos fijado en el catálogo de **Volvo** [10], y hemos decidido que la máquina que la máquina tendrá los siguientes rangos de operación. En la Figura (3.1), nos indica que significa cada valor de la tabla.

RANGOS DE TRABAJO	mm
A. Alcance máx. de excavación	10340
B. Alcance máx. de excavación sobre suelo	10160
C. Profundidad máx. de excavación	7060
D. Profundidad máx. de excavación (nivel 2,44 m)	6855
E. Profundidad máx. de excavación vertical	5520
F. Altura máx. de corte	9685
G. Altura máx. de volteo	6710
H. Radio mín. de giro delantero	3890

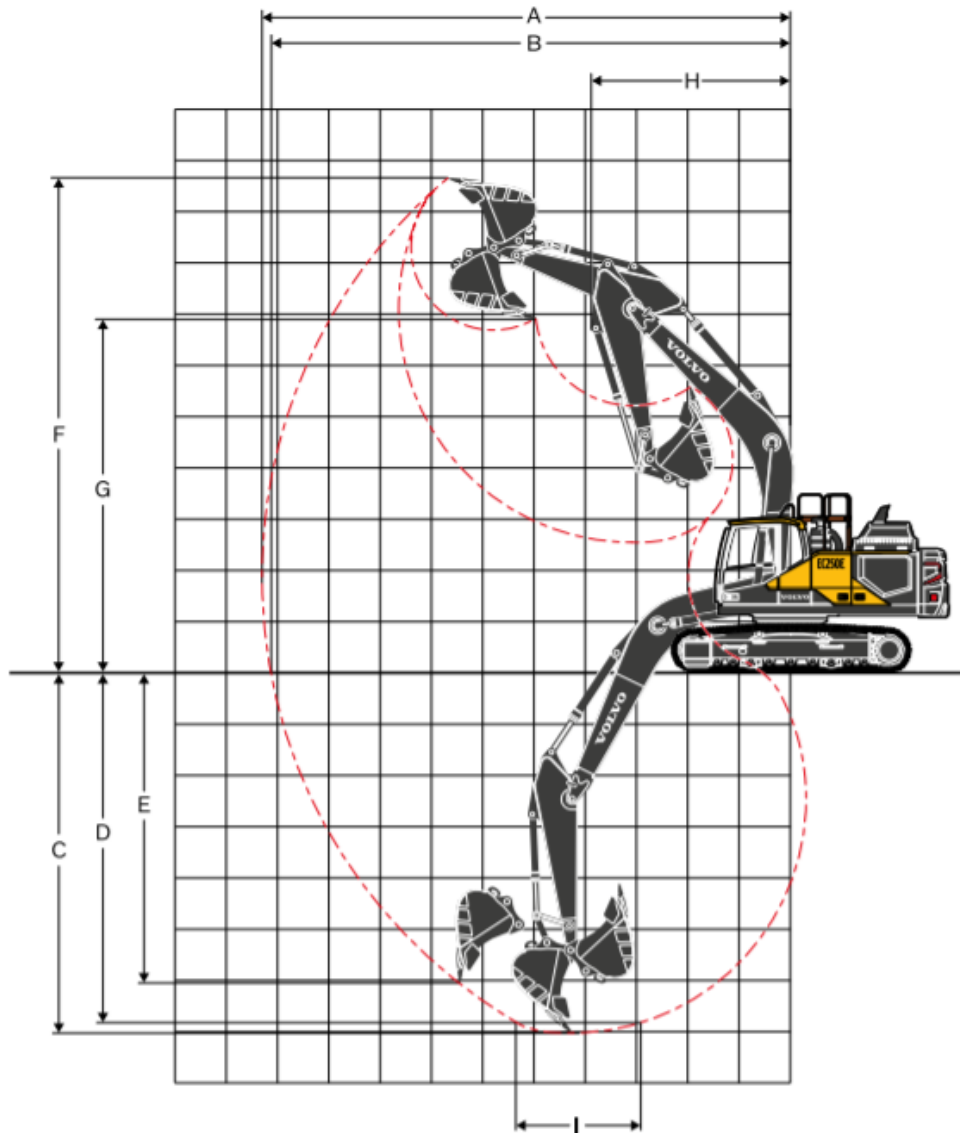


Figura 3.1: Rango de operación de la retroexcavadora

10

3.3. Dimensiones generales

Lo primero que tenemos que hacer es determinar las distancias que tendrán los distintos eslabones que componen nuestra máquina, que dichas partes han sido ya mencionadas en apartados anteriores.

Para eso, hemos tenido que mirar en catálogos de distintas empresas encargadas de diseñar maquinaria de obra pública, por lo que hemos estado viendo máquinas que tengan una capacidad de carga parecida a la de nuestro problema, ya que nuestra máquina esta destinada a una capacidad de carga de 29000 kg , por lo que viendo en los catálogos pertinentes ([11], [10] y [2]), hemos determinado que nuestra retroexcavadora tendrá las siguientes dimensiones:

- Pluma: 6 m
- Brazo: $2,97\text{ m}$
- Cuchara: $1,63\text{ m}$

Teniendo las dimensiones de los eslabones principales, debemos de seguir definiendo los siguientes componentes de la máquina, para que así nos cumpla una de las restricciones que habíamos puesto, que es el rango de trabajo. Para ello, lo que hemos realizado ha sido seguir mirando en los catálogos para tener una idea de como podrían ser estos elementos, y para los actuadores obtenemos que sus carreras se corresponden con:

- Actuador pluma: 1792 mm
- Actuador brazo: 2118 mm
- Actuador Cuchara: 1457 mm

Con estas medidas, solo nos queda definir las dimensiones de los eslabones del tren de viraje, las cuales, para que cumplan con el requisito de diseño del rango de trabajo, son las siguientes:

- Eslabón 1: 770 mm
- Eslabón 2: 800 mm

Con todas estas dimensiones definidas, hemos resuelto el problema de posición de la máquina, por lo que estas variables ya conocidas serán las que usaremos para los análisis posteriores.

3.4. Análisis cinemático

En este análisis, lo realizamos para conocer las posiciones, velocidades y aceleraciones de la máquina, ya que necesitamos conocer las aceleraciones de la máquina para poder conocer las fuerzas que se realizan en los pares cinemáticos. Lo que hacemos es realizar este análisis para una trayectoria usual de trabajo, para ello, hemos trabajado tanto con métodos tradicionales, como sería el análisis vectorial (**Anejo III**) y también con métodos más modernos, como es el análisis por métodos numéricos para el cual, hemos hecho uso de Matlab, donde no solo hemos obtenido las variables cinemáticas necesarias, si no que, hemos desarrollado una pequeña simulación del movimiento de la máquina. En el **Anejo IV** podemos ver el código de matlab utilizado.

Como hemos dicho en el apartado **Requisitos de diseño**, la velocidad de los actuadores es constante, por lo que su aceleración es nula y por tanto, obtenemos la máxima velocidad de operación, siendo esta de $0,2 \frac{m}{s}$, por lo que obtendremos las curvas de aceleraciones máximas, siendo éstas las más interesantes, donde su interés estriba en el análisis posterior de las fuerzas de inercia, ya que estas son una función que depende de la aceleración, por lo que, obteniendo las aceleraciones máximas, obtenemos las máximas fuerzas de inercia en los eslabones y en los pares cinemáticos. En la Figura (3.2), podemos ver el esquema general de eslabones de la máquina.

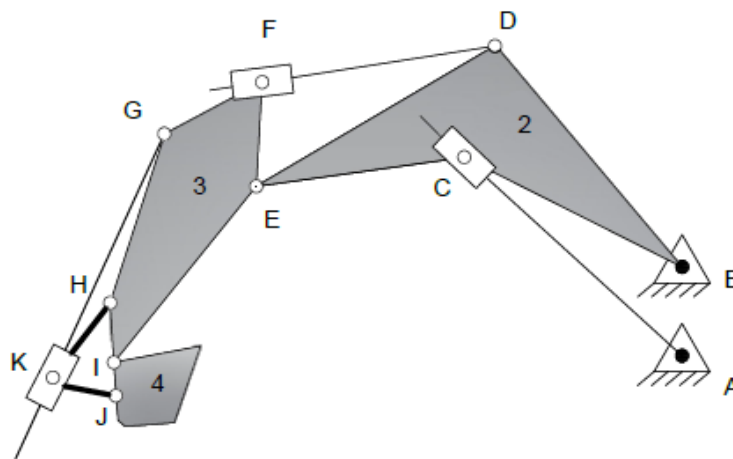


Figura 3.2: Esquema de la máquina

En Figura (3.3) podemos ver las curvas de aceleraciones en los puntos más interesantes, donde podemos apreciar que las aceleraciones máximas se encuentran ubicadas en el extremo de la máquina, algo que es lo más coherente al tratarse de una cadena cinemática abierta y teniendo en cuenta la teoría de velocidades relativas de la mecánica del sólido rígido.

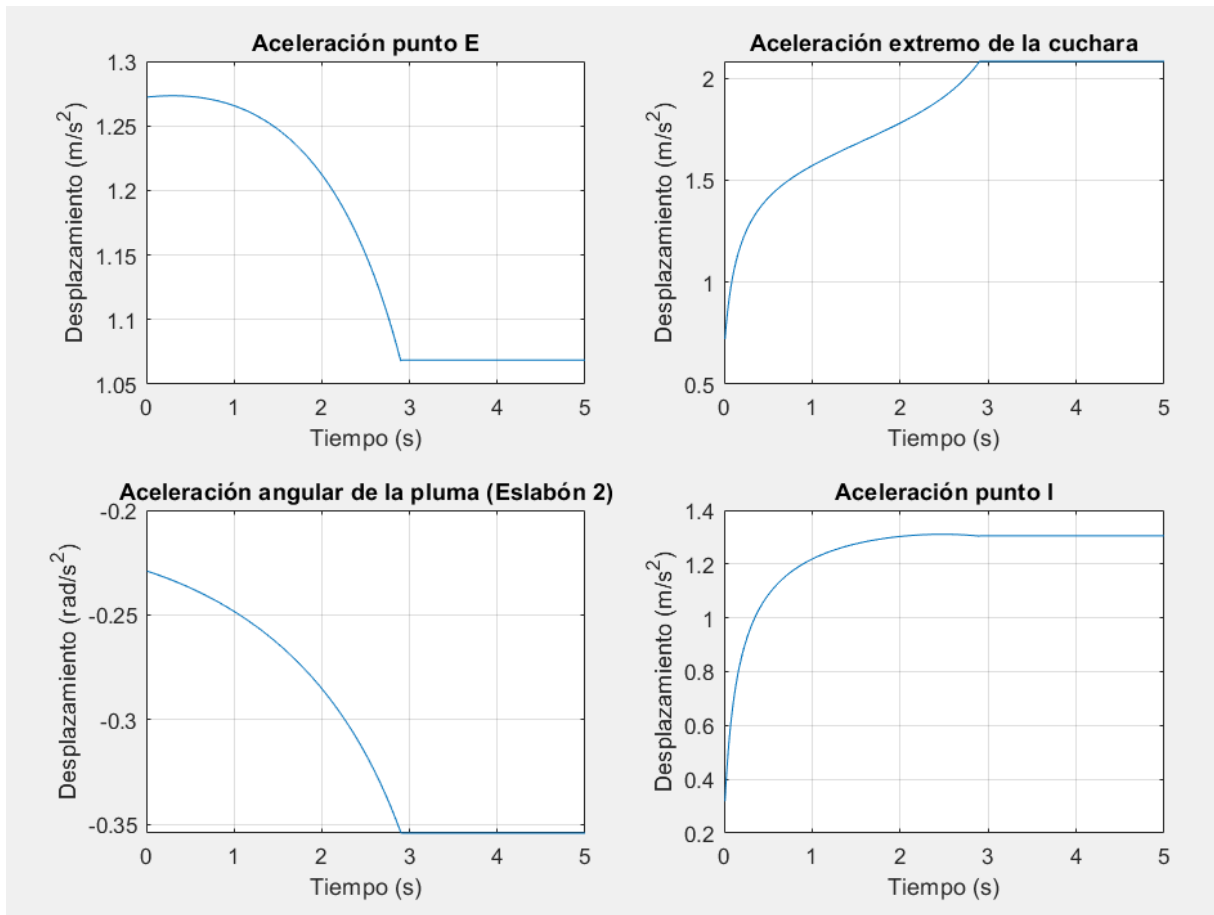


Figura 3.3: Curvas de aceleraciones

Con estas curvas, podemos llegar a la conclusión de que la máquina no posee ningún comportamiento anómalo y que tiene aceleraciones bajas, donde su importancia no solo estriba en que las fuerzas de inercia serán bajas, si no que, al ser estas aceleraciones bajas, el operario que utilice dicha máquina podría trabajar sin sufrir efectos secundarios en su salud, ya que estas estas aceleraciones generarían grandes fuerzas de inercia en el operario y estas suponen grandes inconvenientes para el cuerpo humano.

Una vez mostradas las curvas de aceleraciones, pasaremos a mostrar una imagen de la simulación de la máquina, que corresponde con la Figura (3.4). Esta simulación ha sido desarrollada para poder visualizar el comportamiento de la máquina para una trayectoria dada, en la cual vemos que la máquina se comporta como esperamos. De color rojo vemos los actuadores y de color verde el resto de elementos. En el **Anejo IV**, se muestra el código creado en Matlab, para todo lo comentado en este apartado.

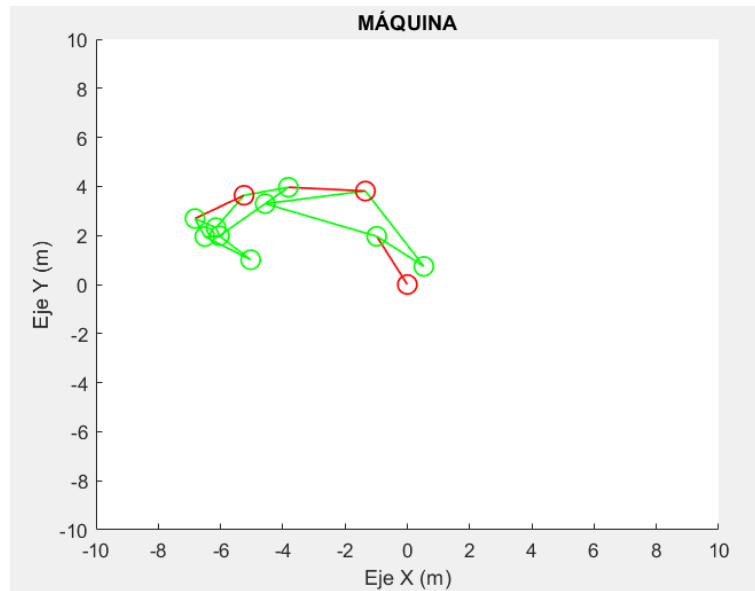


Figura 3.4: Captura de la simulación del movimiento de la máquina

3.5. Análisis dinámico

Este análisis lo realizamos para conocer las fuerzas que actúan sobre la máquina, ya que, a partir de las fuerzas máximas obtenidas en este análisis, realizaremos el cálculo mecánico de los elementos. Para este análisis hemos tenido en cuenta dos situaciones de trabajo, cuando la máquina esta trabajando con el requisito que habíamos impuesto de trabajar con 29000 y cuando la máquina se dispone a realizar una zanja, haciendo que los cilindros trabajen a máxima presión. Cada uno de estas situaciones se comentarán por separado. En la Figura (3.5), se muestra la posición inicial para ambos casos, mostrando los ángulos que irán variando a lo largo de cada trayectoria. Los eslabones **AC**, **FD** y **GK** corresponden con los actuadores.

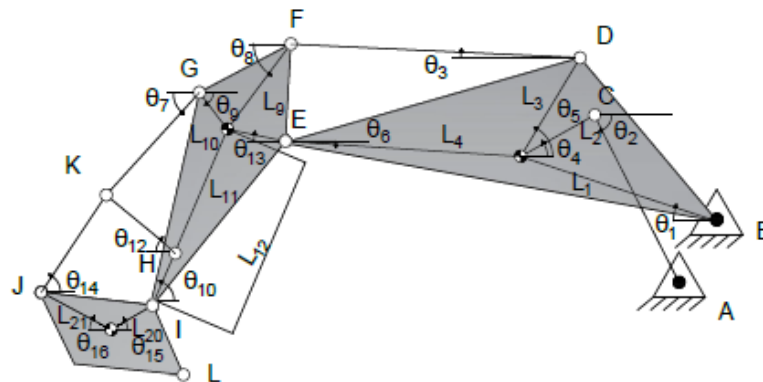


Figura 3.5: Posición inicial de la máquina con todos los ángulos que varían

3.5.1. Movimiento de carga

En esta situación, la máquina describe una trayectoria que parte de una posición inicial, la mostrada en la Figura (3.5), cuando el brazo empieza a recogerse, hasta acabar en la posición que se muestra en la Figura (3.6). Esta trayectoria corresponde a un ciclo de trabajo usual de la máquina, por lo que es de gran interés estudiar el comportamiento de la máquina en esta situación.

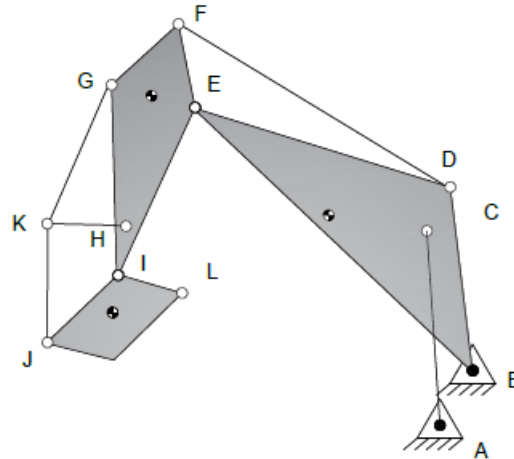


Figura 3.6: Posición final de la máquina en movimiento de carga

Para realizar este análisis, lo primero que hemos realizado ha sido plantear las ecuaciones de equilibrio dinámico, para, posteriormente, crear un código de Matlab (**Anejo V**), para obtener todas las fuerzas a lo largo de la trayectoria, teniendo así una curva por cada fuerza.

En la Figura (3.7), podemos ver la evolución que posee la punta de la cuchara (punto **L**) a lo largo de la trayectoria, teniendo en cuenta que el eje de referencia lo tenemos en **B**, que correspondería con el bastidor de la máquina. Para ello, hemos tenido que realizar una ecuación vectorial que nos describa la trayectoria de ese punto, mientras varían todos los ángulos del mecanismo, dicha ecuación, tiene la siguiente forma:

$$\vec{BL} = \vec{BE} + \vec{EI} + \vec{IL}$$

En la Figura (3.8), se aprecia con claridad la tendencia de las fuerzas a ir atenuándose conforme el brazo se recoge y que, cuando el brazo se aleja, las fuerzas van aumentando su valor (en módulo), algo que es lógico, ya que, cuanto mayor sea la distancia a el bastidor, mayores momentos se producirán y como consecuencia, se producirán mayores fuerzas en los pares y en los apoyos. También hay que tener en cuenta que, para esta situación, se debe de tener en cuenta la distribución de pesos de la superestructura, y como las reacciones verticales que genera esta trayectoria serían distribuidas a lo largo de las orugas, que sería la gran encargada de equilibrar la carga y dar la estabilidad a la máquina o en caso de llevar neumáticos, la estabilidad la proporcionarían lo

estabilizadores, sea cual fuere el sistema de desplazamiento que tenga la máquina, se reducirían de forma considerable las fuerzas en cada par y otro aspecto muy importante a tener en cuenta es que los actuadores no deben de trabajar a más carga de la máxima.

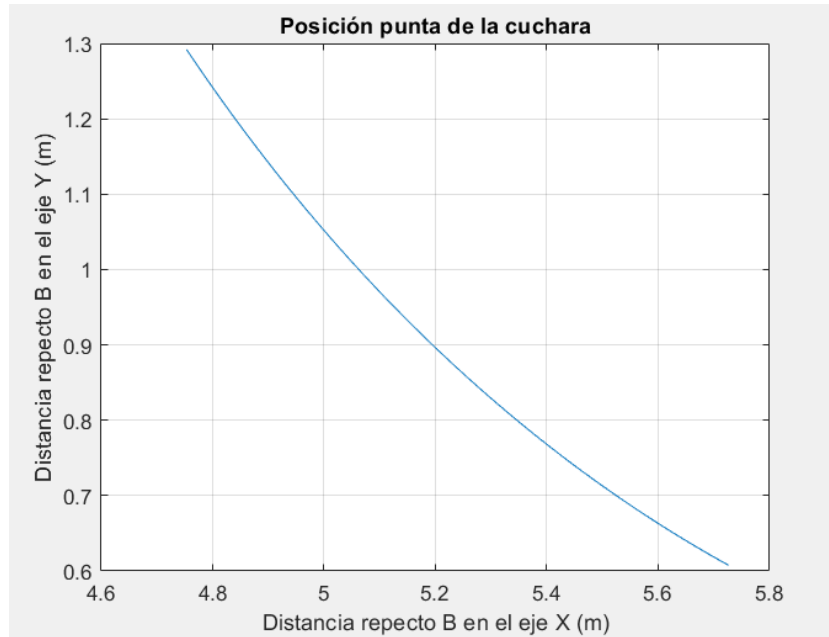


Figura 3.7: Gráfica de la posición de la punta de la cuchara

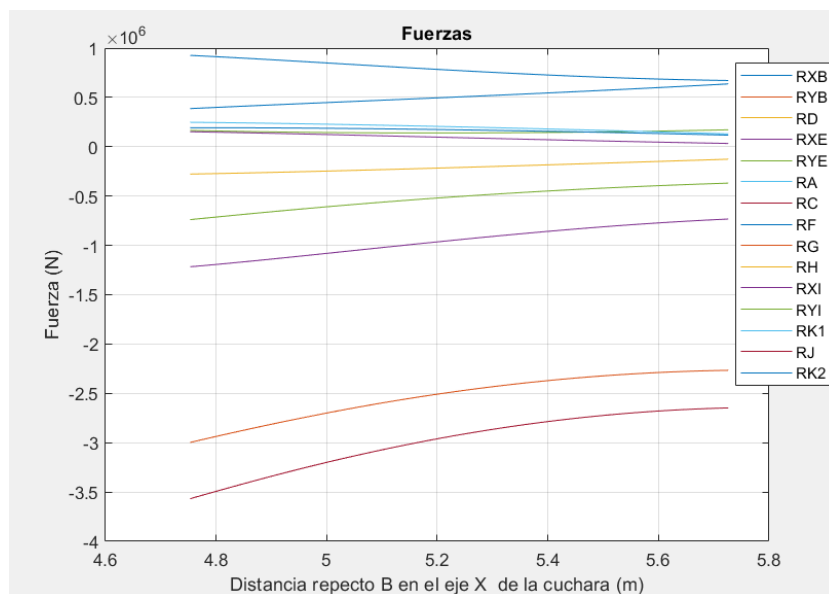


Figura 3.8: Gráfica de la evolución de las fuerzas en función de la posición horizontal de la punta de la cuchara

3.5.2. Excavación

En esta situación, la máquina describe una trayectoria que parte de una posición inicial, la mostrada en la Figura (3.5), y el brazo empieza a extenderse, hasta acabar en la posición que se muestra en la Figura (3.9). Esta situación es para la cuál, este tipo de máquinas son desarrolladas, por lo que es de especial interés su estudio.

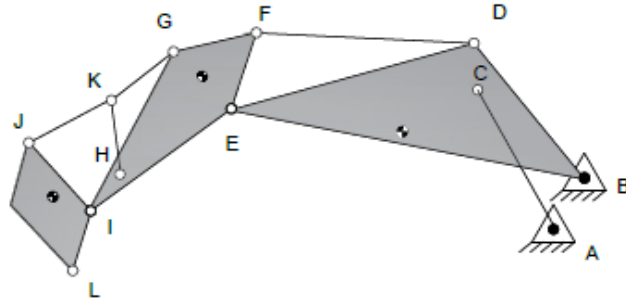


Figura 3.9: Posición final de la máquina en excavación

Para realizar este análisis, lo primero que hemos realizado ha sido plantear las ecuaciones de equilibrio dinámico, para, posteriormente, crear un código de Matlab (**Anejo VI**), para obtener todas las fuerzas a lo largo de la trayectoria.

Lo primero que cambia de esta situación a la anterior es que aparecen las reacciones del suelo, las cuáles, nosotros calcularemos para el caso de máxima fuerza en los actuadores, ya que estas reacciones varían en función de la capacidad portante del terreno, por lo que, haciendo el estudio de la forma que lo realizamos en este proyecto, obtendremos las máximas que podría aguantar la máquina.

Lo segundo que cambia es que, en la situación que estamos estudiando, la máquina está intentando realizar una zanja, por lo que, la máquina se mantiene estática, es decir, no tenemos aceleraciones concatenadas al flujo de trabajo de la máquina, así que, en este caso, no tenemos fuerzas de inercia.

Aclaradas las diferencias de una situación a la otra, en la Figura (3.10), podemos ver la evolución de la punta de la cuchara a lo largo de la trayectoria, viendo que lo que hace la máquina es ir desplazándose a lo largo del eje X y disminuyendo en el eje Y. Esta trayectoria es elegida porque, al trabajar la máquina en planos mas bajos y alejados, se generarán mayores esfuerzos. Como en la situación anterior, aquí también hemos tenido que definir una ecuación vectorial que nos describa la trayectoria, la cuál tiene la siguiente forma:

$$\vec{BL} = \vec{BE} + \vec{EI} + \vec{IL}$$

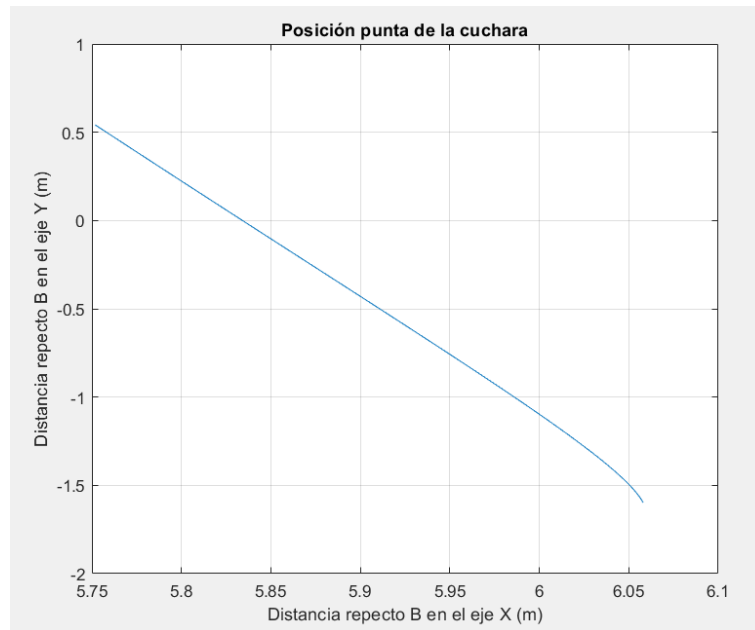


Figura 3.10: Gráfica de la evolución de la punta de la cuchara a lo largo de la trayectoria

En la Figura (3.11), podemos ver la evolución de las fuerzas en los pares a lo largo de la trayectoria, donde se obtienen valores que por lo general, van en aumento conforme nos alejamos en el eje X, aumentando las reacciones verticales, esto es lo que debe de suceder, ya que, la máquina se encuentra en la posición en la que se realiza mayor par cuanto más se aleja del bastidor, por lo que se generan más fuerzas en los pares y en los apoyos. También podemos apreciar que, tanto la reacción **RA**, como las fuerzas en los pares **RD** y **RK1** se mantienen constantes en el tiempo, algo que debe de cumplirse, ya que, a estas fuerzas le corresponden los valores de las fuerzas de los actuadores que, como hemos dicho anteriormente, trabajan a máxima presión, por lo que, se está obteniendo la máxima fuerza.

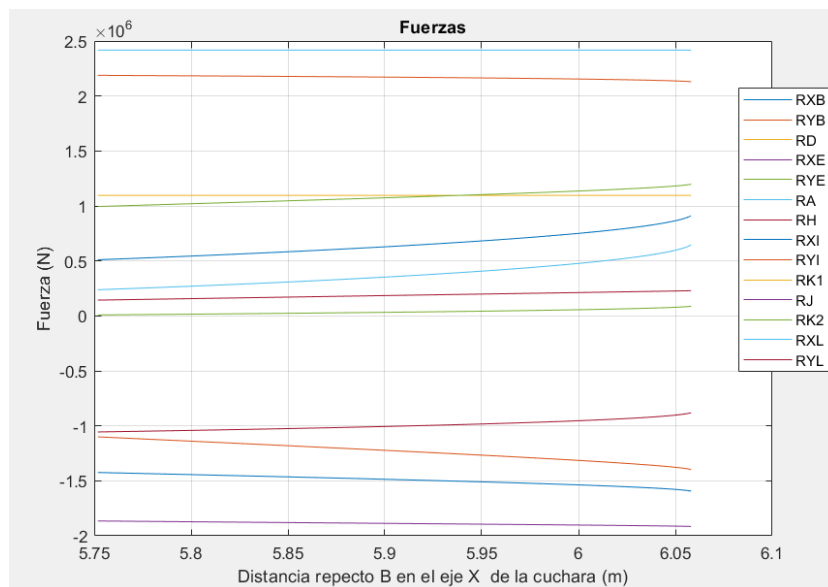


Figura 3.11: Gráfica de la evolución de las fuerzas a lo largo de la posición horizontal de la punta de la cuchara

3.5.3. Análisis de resultados

Analizando las curvas, se puede apreciar que las fuerzas, en ambas situaciones son parecidas, por lo que, viendo que, para la situación de excavar, la máquina debe de trabajar a máxima potencia, la situación más desfavorable se corresponde con la misma. Una vez determinada la situación más desfavorable, debemos de ver cuales son las fuerzas máximas, donde para realizar esta tarea, nos fijamos en la Figura (3.11) y llegamos a la conclusión de que las mayores fuerzas se encuentran localizadas en la posición final, por lo que estas serán las que se considerarán en estudios posteriores.

Un aspecto importante que no se esta teniendo en cuenta es el efecto que realiza la superestructura y el sistema de desplazamiento, que juega un papel muy importante en esta situación, ya que son los encargados de estabilizar la máquina, pero que no es objeto de estudio en este proyecto. Otro aspecto muy importante a tener en cuenta es que, los actuadores levantan la carga sin ningún problema, ya que, los encargados de mantenerla en el aire son los actuadores de la pluma (fuerza **RC**) y esta supera los 29000 *kg* con creces, el cuál, era uno de los requisitos principales que habíamos impuesto.

3.6. Diseño de detalle

Una vez realizados halladas las variables cinemáticas y dinámicas de la máquina, debemos proceder a el análisis de esfuerzos y al diseño de todos los elementos que la componen. Para esta parte, trabajamos con Solidworks, un software 3D paramétrico muy utilizado en los diseño de máquinas, ya que nos permite realizar tanto los diseños CAD, como la simulación de los mismos. Para las simulaciones lo que hemos hecho ha sido fijar todos los pares y ver el comportamiento que tiene la máquina en cada situación y ante estas simulaciones, sacar las conclusiones requeridas. En la Figura (3.6), podemos apreciar el aspecto que tendrá la máquina una vez realizado todo el diseño de detalle, pero para poder llegar hasta este resultado, hemos tenido que utilizar todos nuestros conocimientos para poder realizar tan ardua tarea, para ello, en los apartados posteriores se irá narrando todos los proceso de diseño de cada elemento de la máquina, tanto de los elementos principales como de los secundarios.

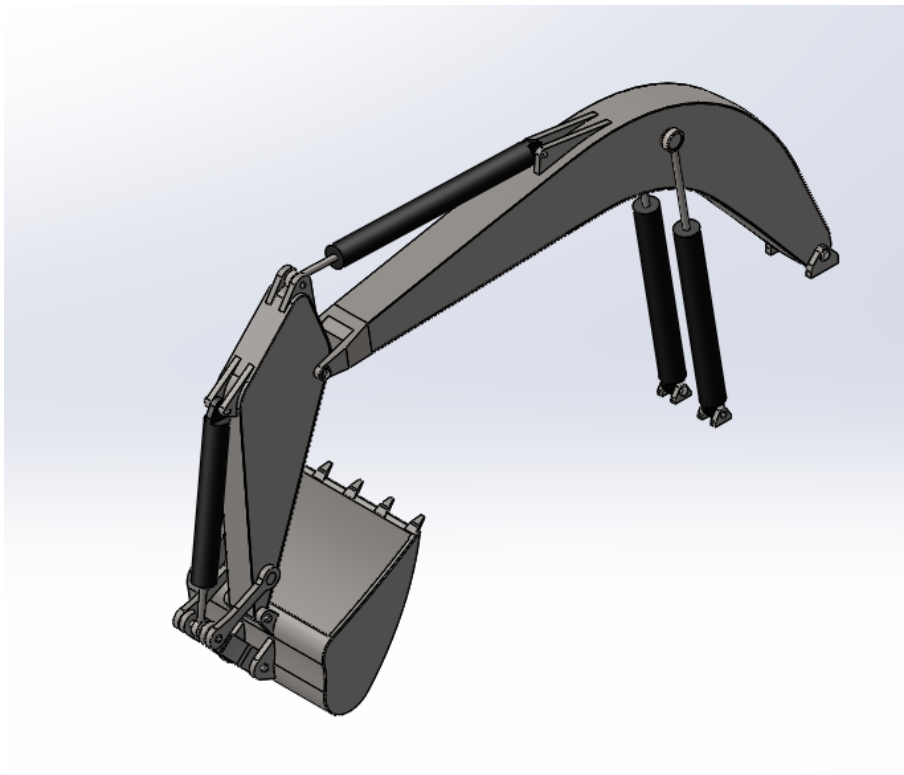


Figura 3.12: Retroexcavadora resultado final

3.6.1. Diseño preliminar

3.6.1.1. Pluma

Este elemento, como hemos descrito en la sección **Partes de una excavadora**, se corresponde con la pieza encargada de aguantar la carga, en la Figura (3.13) vemos el aspecto que tiene la pluma en nuestra máquina. Este componente está hecho de **Acero AISI 1020**, que tiene un límite elástico de 351 MPa , de forma que es adecuado para nuestro caso. Esta pieza tiene 4 partes claramente diferenciables, que son las siguientes:

- Cuerpo.
- Salientes para los actuadores de la pluma.
- Soporte para el actuador del brazo.
- Elemento de unión entre brazo y pluma.

Partimos de un cuerpo que es hueco y está formado por chapas de 30 mm , donde en el pasador inferior, se ha revestido para poder dar consistencia a ese pasador. Los demás elementos son soldados al cuerpo. También, lo que hemos realizado ha sido introducir unas placas deflectoras internas para así prolongar la durabilidad de la pieza.

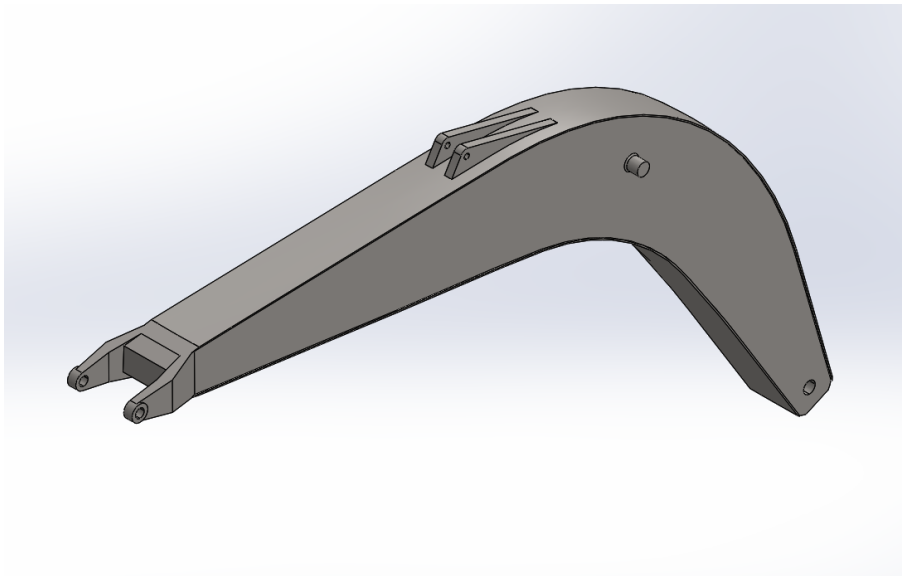


Figura 3.13: Diseño preliminar de la pluma

Una vez con el diseño CAD del elemento y con las sollicitaciones concatenadas a cada par, debemos de proceder al análisis MEF, para poder ver así si el diseño es correcto o no. En la Figura (3.14), donde podemos ver como se distribuyen las tensiones a lo largo del sólido y las fuerzas que actúan sobre él. Debemos de tener en cuenta que estas fuerzas han sido obtenidas para la situación más desfavorable y que, en el caso de las fuerzas en los actuadores, estas tienen la dirección que es más desfavorable para la máquina. Se aprecia con facilidad que las tensiones se generan en los salientes superan el límite elástico, algo que es lo más normal, debido a que al haber un cambio de sección brusco, se producen elevados factores de concentraciones de tensiones y por lo tanto, aumenta de forma considerable las tensiones que se realizan en ese elemento.

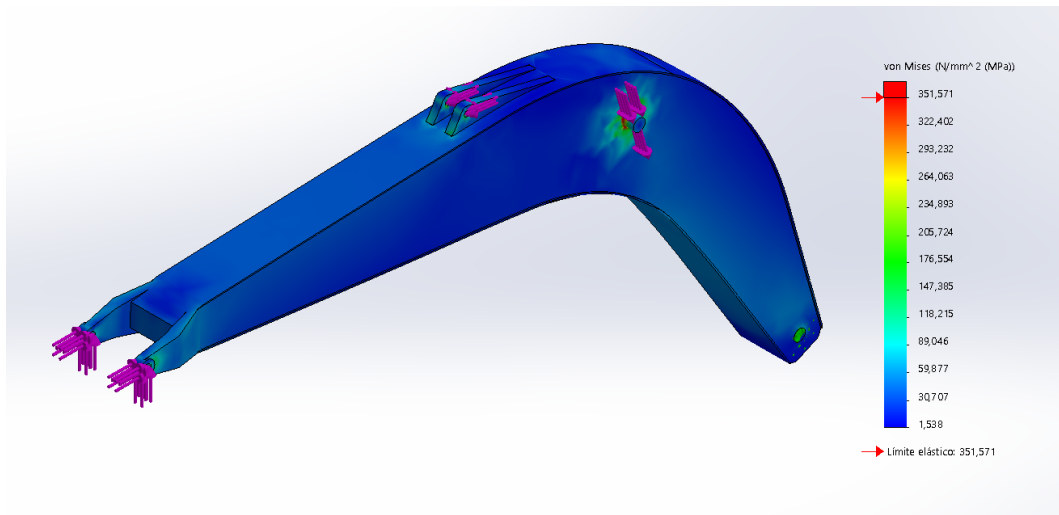


Figura 3.14: Simulación del diseño preliminar de la pluma

3.6.1.2. Brazo

Este elemento tiene como función transmitir la fuerza a la cuchara y es el elemento que más esfuerzos sufre, siendo de especial atención su diseño. En la Figura (3.15) podemos ver el diseño preliminar de dicho elemento. Este componente está hecho de **Acero AISI 1020**, que tiene un límite elástico de 351 MPa , de forma que es adecuado para nuestro caso. En este elemento, podemos apreciar 3 elementos claramente diferenciables, que son:

- Cuerpo.
- Soportes para actuadores.
- Salientes para el tren de viraje.

Partimos del diseño de un cuerpo que es hueco, formado por chapas de 30 mm , con revestimientos en los lugares de los pasadores, para dar consistencia a dicho pasador. Los demás elementos son soldados al cuerpo. También, lo que hemos realizado ha sido introducir unas placas deflectoras internas para así prolongar la durabilidad de la pieza.

En la Figura (3.16) podemos ver como se distribuyen las tensiones a lo largo de la pieza, y las fuerzas que actúan sobre él. Debemos de tener en cuenta que estas fuerzas han sido obtenidas para la situación más desfavorable y que, en el caso de las fuerzas en los actuadores, estas tienen la dirección que es más desfavorable para la máquina. Se ve con claridad que la pieza sufre más tensiones en los soportes de los actuadores y en los pasadores, pero sin llegar al límite elástico, donde si se pasa este límite es en el saliente del eslabón 1, donde, como en la pluma, es de esperar que aparezca en esta parte, ya que, como hemos dicho anteriormente, en esta parte sufre un cambio de sección donde las concentraciones de tensiones incrementan de forma considerable las tensiones en esa parte.

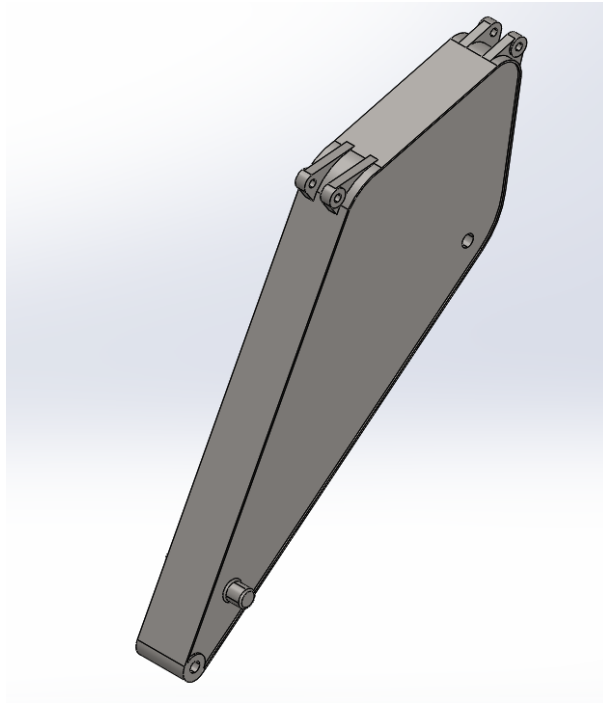


Figura 3.15: Diseño preliminar del brazo

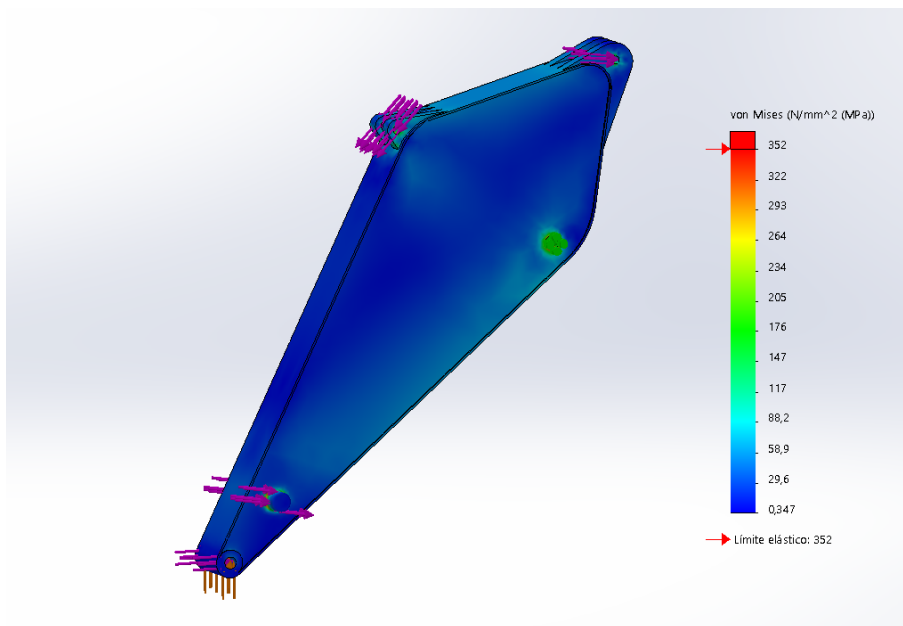


Figura 3.16: Simulación del diseño preliminar del brazo

3.6.1.3. Cuchara

Como habíamos comentado en la sección **Partes de una excavadora**, la máquina podía tener distintas herramientas, pero que nosotros utilizaríamos la herramienta más usual, que es la cuchara, que es la encargada de realizar la zanja. El diseño CAD de este elemento lo podemos ver en la Figura (3.17). Este componente está hecho de **Acero AISI 1020**, que tiene un límite elástico de 351 MPa , de forma que es adecuado para nuestro caso. Para la cuchara diferenciamos 3 partes, las cuales son:

- Cuerpo.
- Cuchillas.
- Soportes para actuador y para unión con el brazo.

Partimos de un cuerpo que está formado por chapas de 30, con los demás componentes soldados al cuerpo.

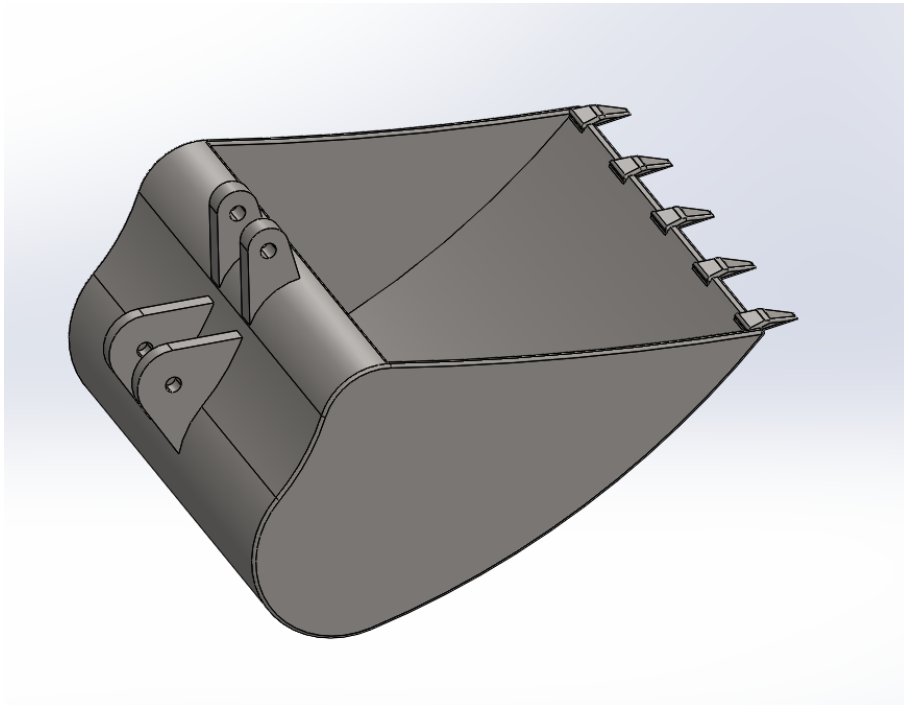


Figura 3.17: Simulación del diseño preliminar del brazo

Para la cuchara, debemos tener en cuenta que, no solo tiene que soportar las fuerzas realizadas durante la excavación, sino que debemos tener siempre presentes que la máquina debe trabajar para una carga de 29000 kg , así que, como la cuchara es el elemento que va a aguantar dicha carga, debemos realizar su respectiva simulación, para ver si es capaz de soportar los esfuerzos asociados a cada situación.

En la Figura (3.18), podemos ver cómo se distribuyen las tensiones a lo largo de la cuchara y el efecto que tiene la carga sobre la cuchara, donde se puede ver que, en la zona donde las tensiones superan el límite elástico se corresponde con la chapa que hay debajo del soporte que se une al brazo y con la parte de abajo de los soportes.

En la Figura (3.19), vemos las fuerzas que actúan sobre la cuchara, donde se ven las direcciones de las fuerzas en el caso más desfavorable y se ve como se distribuyen las tensiones a lo largo de la cuchara, donde, la parte donde las tensiones pasan el límite elástico son en los soportes. También se aprecia que las cuchillas sufren un poco.

Viendo ambas simulaciones, se ve que la cuchara sufre más cuando es sometida a la carga, generando tensiones más elevadas a lo largo de la misma, sobretodo, en la chapa a la que van soldados los soportes.

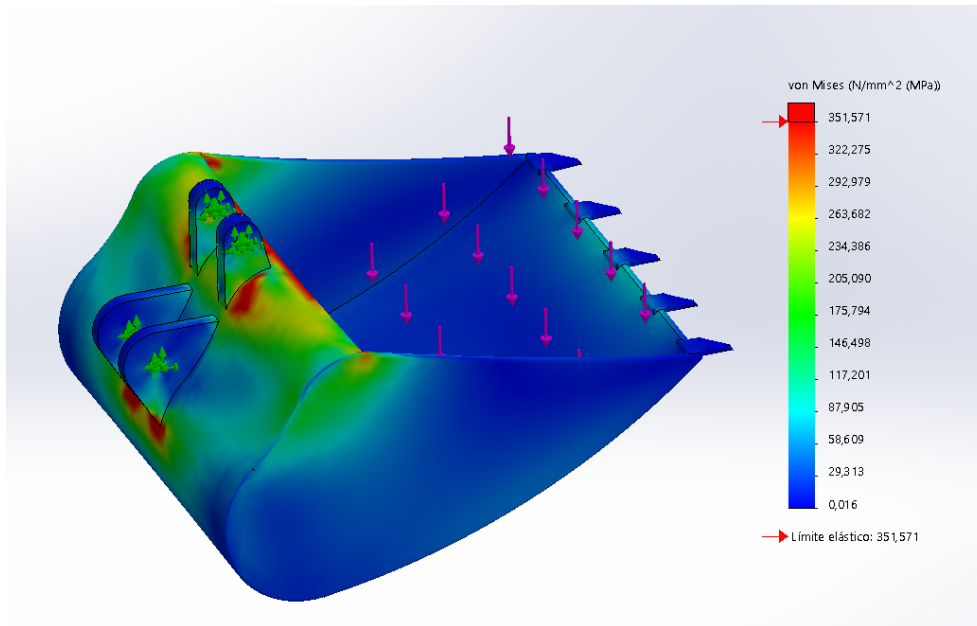


Figura 3.18: Simulación del diseño preliminar de la cuchara con carga

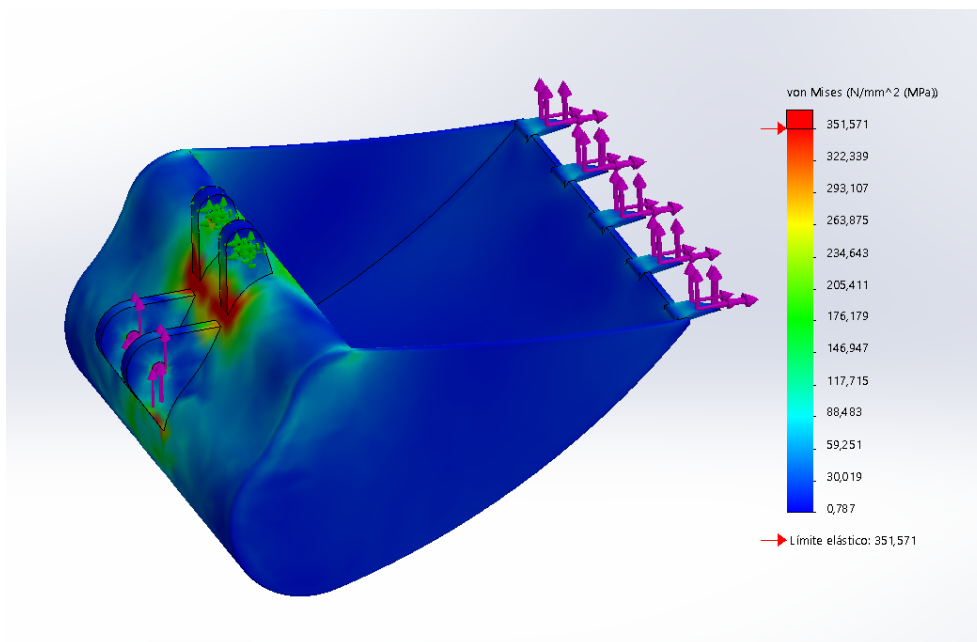


Figura 3.19: Simulación del diseño preliminar del cuchara con las fuerzas

3.6.1.4. Eslabón 1

Este elemento es uno de los componentes del tren de viraje de la cuchara, el cual, va unido a el brazo y a el otro elemento que conforma el tren de viraje (eslabón 2), que hablaremos de el en el siguiente apartado. Este componente esta hecho de **Acero AISI 1020**, que tiene un límite elástico de $351 MPa$, de forma que es adecuado para nuestro caso. El diseño CAD de este componente se muestra en la Figura (3.20)

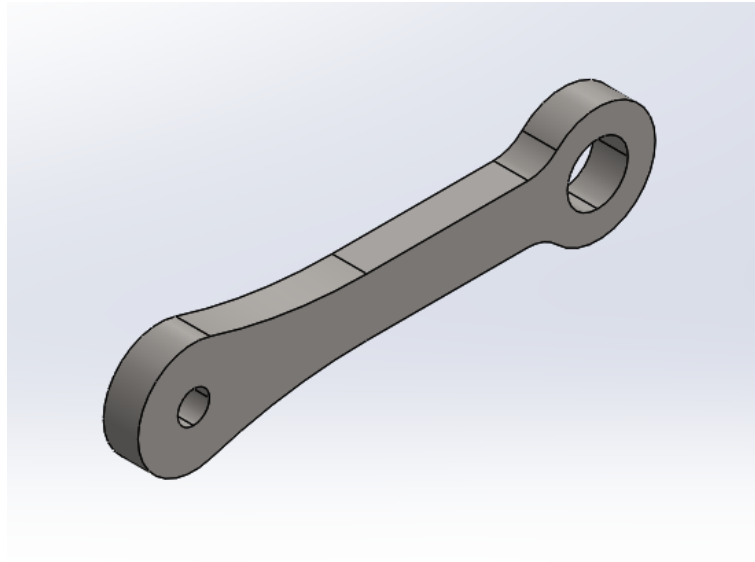


Figura 3.20: Diseño CAD eslabón 1

Para este elemento, al ser un caso sencillo, lo que hemos hecho ha sido obtener los esfuerzos axiales que debe de soportar, ya que la barra es biarticulada, por lo que no tiene ni flectores ni cortantes. Para ello, hemos partido de un diseño preliminar y hemos comprobado si la pieza era capaz de soportar los esfuerzos. Para todo esto, debemos de tener en cuenta que:

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

Siendo:

- σ = tensión producida por el axil.
- N = esfuerzo axil.
- A = sección resistente.

En la Figura (3.21), podemos ver las fuerzas que actúan sobre el, por lo que, teniendo en cuenta estas fuerzas, obtenemos un axil constante a lo largo de la barra, con el valor de la fuerza RH, pero debemos de realizar dos comprobaciones, una en la sección media y otra en el extremo, ya que cambia su geometría y, por lo tanto, cambia el valor de la tensión normal que este ejerce sobre la pieza. La sección media es rectangular, siendo de $60 \times 107 mm$, así que, realizamos cálculos:

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{1,1488 \cdot 10^6}{60 \cdot 107} = 179 MPa$$

Una vez calculada la tensión producida en esta sección, pasamos a calcular la tensión generada en el extremo más desfavorable, teniendo en cuenta que en esta situación, viendo en la Figura (3.20), se ve con claridad que es un círculo hueco, por lo que, teniendo en cuenta los diámetros de las circunferencia que forma este círculo hueco y el espesor, podemos calcular la tensión que se genera. El diámetro exterior es de 210 mm , el interior de 150 mm y el espesor es de 30 mm , por lo que, con estos datos, calculamos la tensión como:

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{1,1488 \cdot 10^6}{60 \cdot (210 - 150)} = 320\text{ MPa}$$

Viendo los resultados obtenidos para ambas secciones y comparándolo con la tensión admisible del material, podemos decir que el componente soporta las tensiones producidas por los esfuerzos, por lo que el diseño es válido.

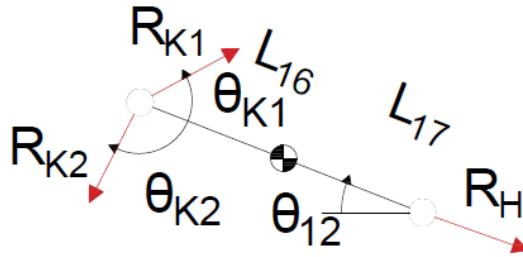


Figura 3.21: Diagrama sólido libre del eslabón 1

3.6.1.5. Eslabón 2

Este elemento forma parte del tren de viraje de la cuchara, junto con el eslabón dos, este elemento es compuesto del mismo material que el eslabón 1, que se corresponde con el Acero AISI 1020, que, como en los demás elementos, se adapta a nuestros requerimientos. Partimos de un diseño que tiene una forma peculiar, ya que en un extremo debe de unirse a la cuchara, que corresponde con la parte ancha, y por el otro extremo debe servir de unión para el eslabón 1 y el actuador de la cuchara, de ahí que tenga esa forma. En la Figura (3.22), podemos ver el diseño CAD de este componente.

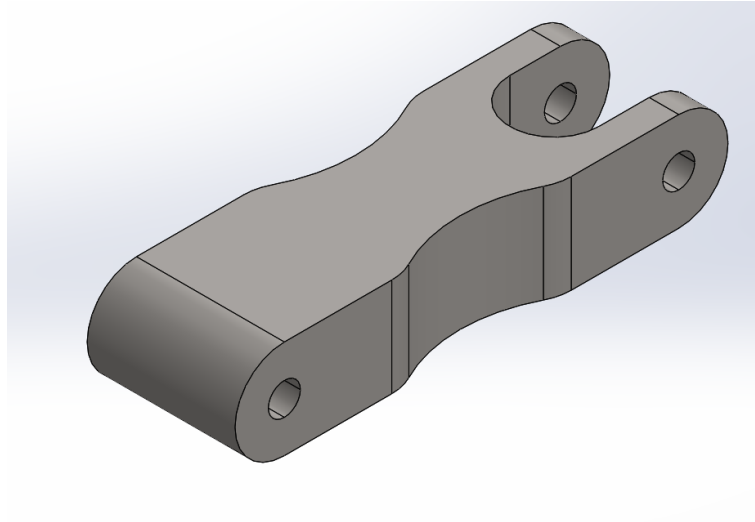


Figura 3.22: Diseño CAD eslabón 2

En la Figura (3.23) podemos ver el comportamiento que tiene la pieza frente a las solicitaciones, y podemos decir que la pieza soporta los esfuerzos, por lo que podemos dar por válida la pieza.

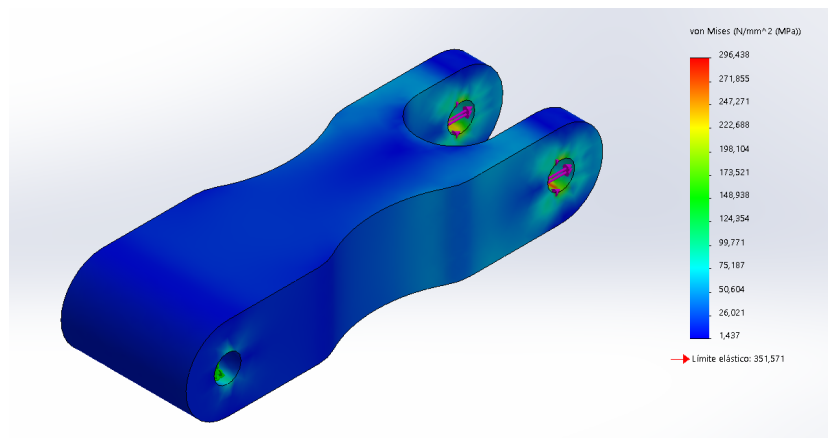


Figura 3.23: Simulación del eslabón 2

3.6.2. Diseño final

Una vez visto el diseño preliminar que hemos realizado, debemos de realizar las modificaciones necesarias en nuestros componentes para corregir los errores que habíamos detectado. Viendo las distintas simulaciones mostradas en el apartado de **Diseño preliminar**, hemos podido ver que las piezas que no cumplen son la pluma, la cuchara y el brazo, por lo que estos serán los elementos que serán cambiados.

3.6.2.1. Brazo

Viendo que el brazo, sufría grandes tensiones en los salientes que tiene para el eslabón 1 del tren de viraje y también sufría en el pasador que conecta a la pluma con el brazo, por lo que, teniendo en cuenta esto, lo que hemos realizado ha sido aumentar el redondeo en el saliente, aumentando también la sección de dicho elemento y también hemos aumentado la sección del taladro. Una vez realizadas estos cambios, en la Figura (3.24) podemos ver le diseño final del brazo y en la Figura (3.25) la simulación.

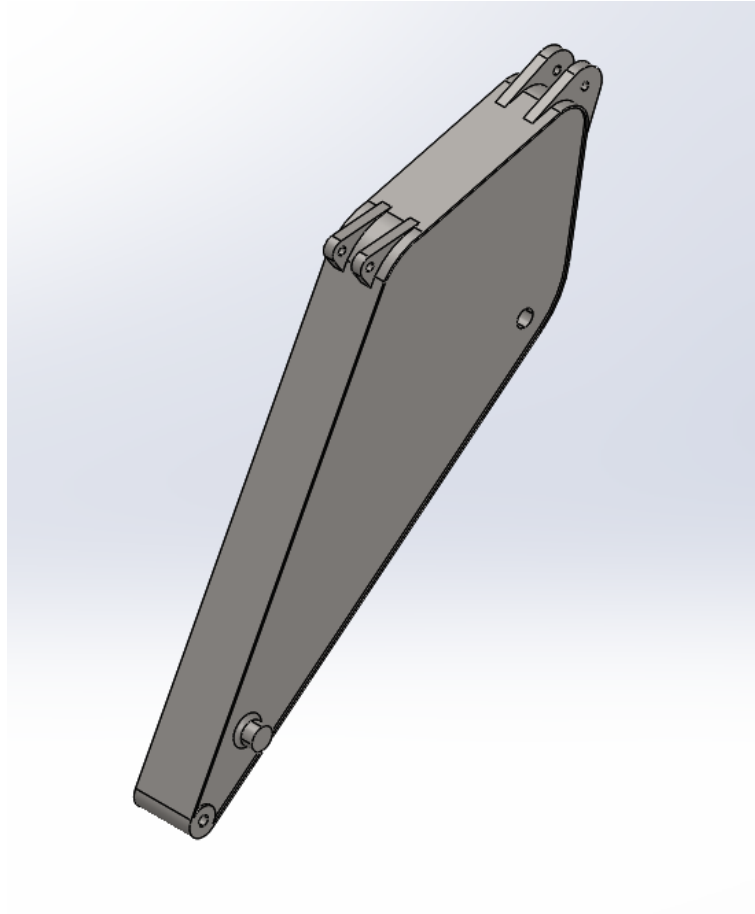


Figura 3.24: Diseño final del brazo

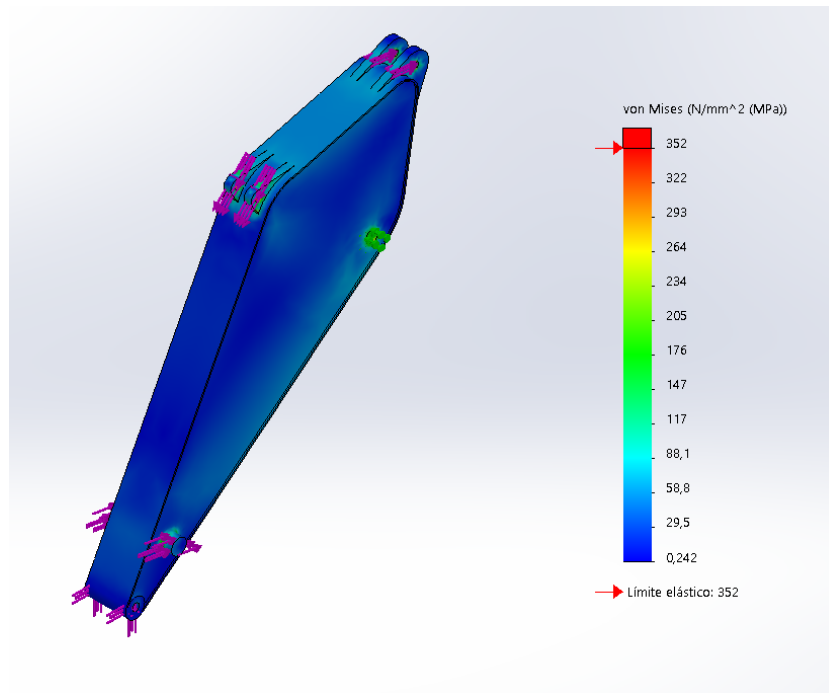


Figura 3.25: Simulación del diseño final del brazo

3.6.2.2. Cuchara

Viendo que la cuchara, sufría grandes tensiones entre los salientes que esta tiene para el eslabón 2 y para la unión con el brazo y que, también sufría la chapa superior, lo que hemos realizado ha sido aumentar el espesor de la chapa a 55 *mm*. Una vez realizados estos cambios, en la Figura (3.26) podemos ver el aspecto final que tiene la cuchara, en la Figura (3.27) podemos ver la simulación para las fuerzas actuantes y en la Figura (3.28) vemos la simulación para la carga.

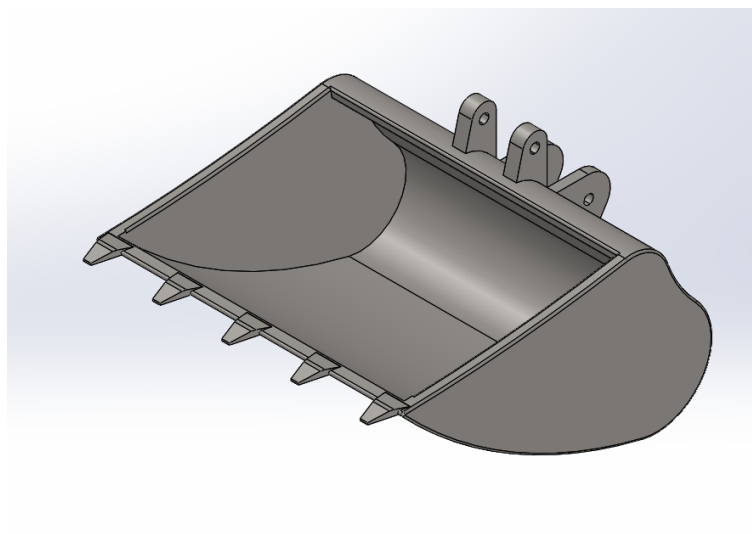


Figura 3.26: Diseño final de la cuchara

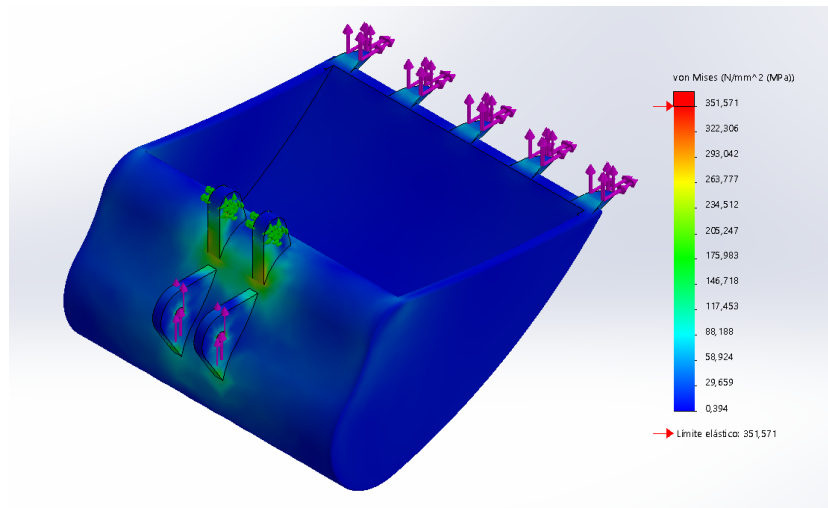


Figura 3.27: Simulación del diseño final de la cuchara para las fuerzas actuantes

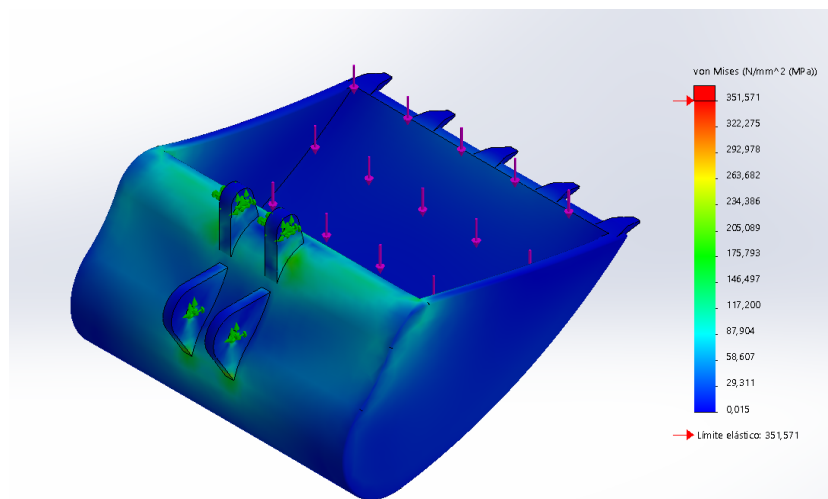


Figura 3.28: Simulación del diseño final de la cuchara para la carga

3.6.2.3. Pluma

Viendo que la pluma, sufría grandes tensiones en los salientes que esta tiene para los actuadores, por lo que, teniendo en cuenta esto, lo que hemos realizado ha sido aumentar el redondeo en el saliente, así como le hemos aumentado también la sección de dicho componente. Otro cambio que hemos realizado ha sido la modificación de la parte que pega a la bancada, reduciendo su sección, para evitar contactos con la misma y perjudicar el funcionamiento natural de la máquina. Una vez realizadas estos cambios, en la Figura (3.29) y en la Figura (3.30) se pueden ver tanto el diseño CAD como la simulación del mismo.

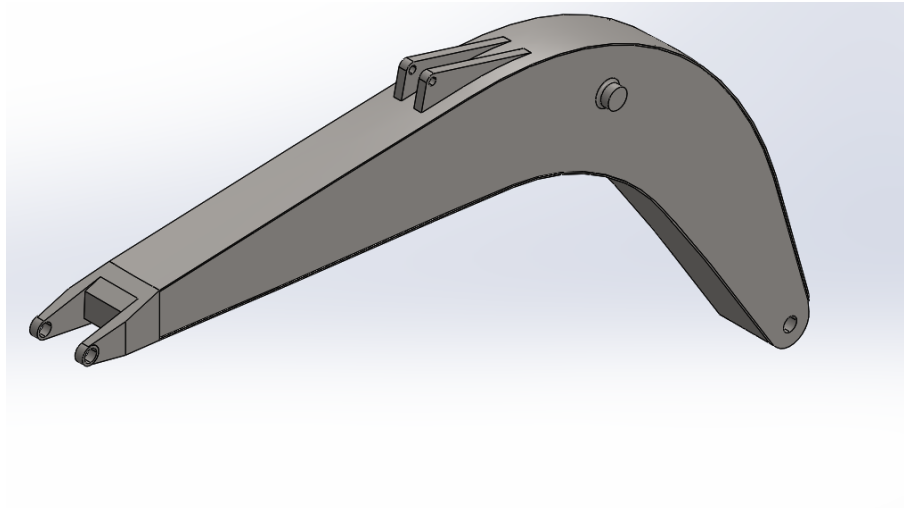


Figura 3.29: Diseño final de la pluma

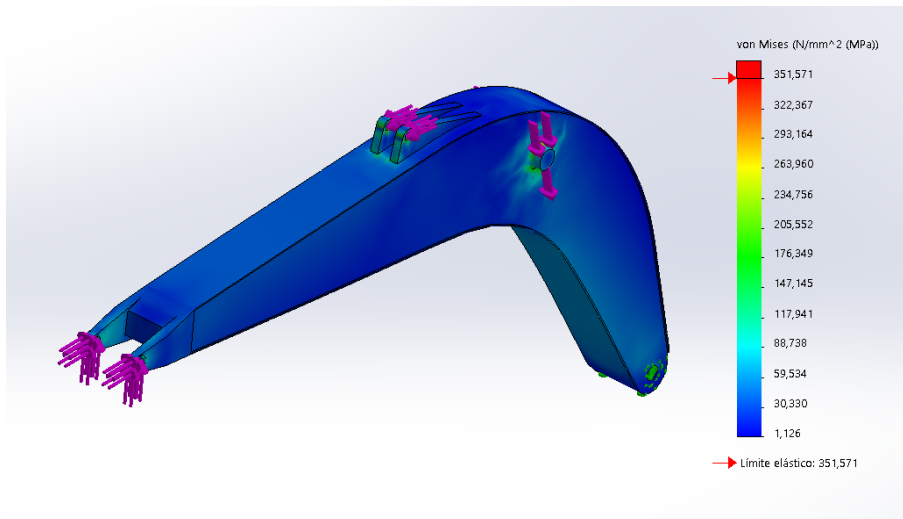


Figura 3.30: Simulación del diseño final de la pluma

3.6.2.4. Cojinetes de deslizamiento

Para la selección de los cojinetes, hemos utilizado el catálogo de GGB [3], en el cual, nos muestra una gran variedad de cojinetes. Nosotros hemos utilizado el que se muestra en la Figura (3.31), que se corresponde con el **DP4**.

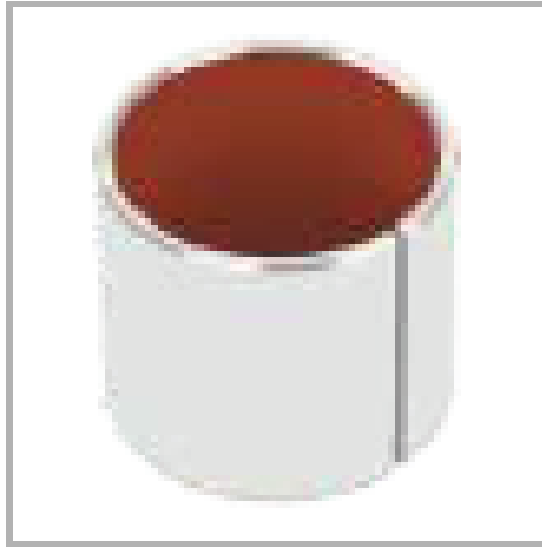


Figura 3.31: Cojinete seleccionado

Hemos escogido este cojinete por la gran versatilidad que tiene, ya que es muy utilizado en una gran cantidad de aplicaciones, entre ellas, la que nos concierne a nosotros, que es para maquinaria de construcción. El cojinete tiene una muy buena resistencia al desgaste y baja fricción para una gran variedad de cargas y de velocidades en aplicaciones en seco.

En la siguiente tabla, mostraremos las principales características técnicas del cojinete, para más información, mirar en el catálogo [3]

Propiedades del cojinete	
<i>Carga máxima (MPa)</i>	250
<i>Coefficiente de fricción en seco</i>	0.04 - 0.25
<i>Velocidad de deslizamiento máxima (m/s)</i>	2.5

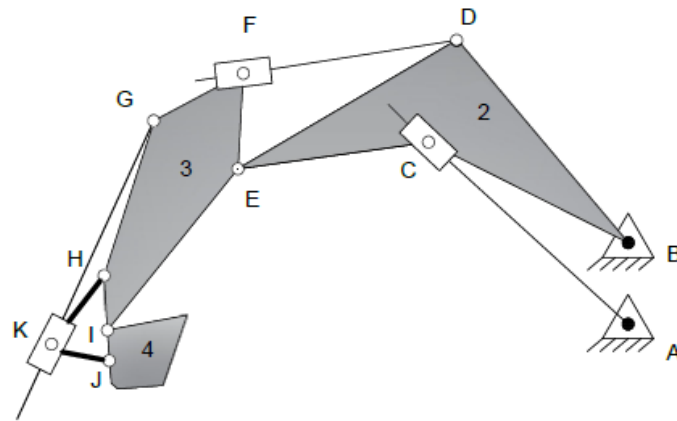


Figura 3.32: Esquema de la máquina para determinar posiciones de los cojinetes

Para dimensionar los cojinetes, debemos de tener en cuenta su área media de presión, la carga que actúa sobre el y la presión máxima. Para determinar el área media, debemos de realizar el siguiente cálculo:

$$A_{media} = D_i \cdot B$$

Siendo:

- A_{media} : Área media del cojinete.
- D_i : Diámetro interno
- B : Ancho del cojinete.

Una vez obtenida el área media, determinamos la tensión que ejerce la carga para dicho área, si no la cumple, iteramos hasta que cumpla. La expresión para calcular la tensión es la siguiente:

$$\sigma = \frac{F}{A_{media}}$$

Una vez dimensionado cojinete que vamos a utilizar, mostraremos una tabla con las distintas dimensiones que tendrán en nuestra máquina según la posición y el número de casquillos que se requieran. Las posiciones se ven en la Figura (3.32).

Posición	Nº Cojinetes	Diámetro interior	Diámetro exterior	Ancho
A	3	55	60	55
B	2	100	105	60
C	2	150	155	60
D	3	50	55	60
E	2	90	95	60
F	3	50	55	60
G	3	50	55	60
H	2	110	115	60
I	2	65	70	70
J	2	65	70	60
K	5	60	65	60

3.6.2.5. Bulones

Para el dimensionado de los bulones, lo que hemos realizado ha sido un dimensionado de una viga biapoyada, por lo cuál, en nuestro caso, teniendo en cuenta que tenemos una carga distribuida, la situación que tenemos, se muestra en la Figura (3.33)

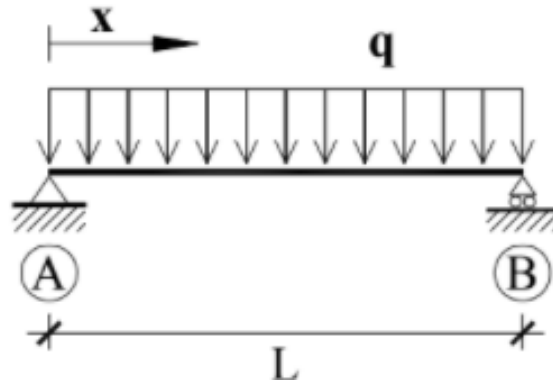


Figura 3.33: Esquema de viga biapoyada con carga distribuida

Teniendo en cuenta esta situación, el flector máximo se produce en el centro de la viga, obteniendo la siguiente expresión:

$$M_{mx} = \frac{q \cdot L^2}{8}$$

Con esto, tenemos el flector máximo, pero nosotros debemos de dimensionar la viga, para ello, teniendo en cuenta que, los diámetro de la viga nos van a venir condicionados por los diámetro de los casquillos, que son más restrictivos que los bulones, lo que vamos a hacer es comprobar que el bulón no entra en fluencia. Para ello, debemos de hacer uso de la ley de Navier, la cual expresa lo siguiente:

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot y$$

Siendo:

- M : Momento flector
- I : Momento inercia segundo de área
- y : Distancia respecto a la fibra neutra

Como nosotros estamos trabajando con secciones circulares, tendremos el siguiente momento de inercia:

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$$

Sabiendo que la distancia a la fibra neutra es el radio del bulón y con el momento de inercia, sustituyendo en la ley de Navier, obtenemos:

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot y = \frac{M}{\frac{\pi \cdot D^4}{64}} \cdot \frac{D}{2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot D^3}$$

Con esta expresión, determinamos si la tensión que genera el flector es mayor que el límite elástico. El material que hemos escogido para esta aplicación ha sido el **Acero Aleado DIN 1.6523**, ya que tiene un límite elástico lo suficientemente elevado, que es de 590 MPa . Si no se cumpliese, deberíamos de iterar. En la siguiente tabla, se mostrarán las dimensiones de los bulones y su posición, que vendrá determinada según la Figura (3.32). Todos los diámetros están normalizados.

Posición	Diámetro	Longitud
A	55	250
B	100	580
D	50	260
E	90	560
F	50	260
G	50	260
I	65	490
J	65	470
K	60	460

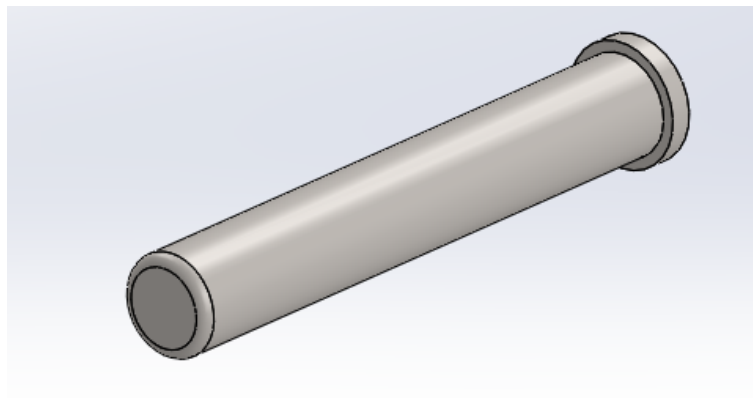


Figura 3.34: Bulón

Para que el bulón no se desplace de manera axial, estos son mecanizados con un cambio de sección en un extremo y en el otro, pondremos un anillo de retención. La forma que tendrían los distintos bulones, se puede apreciar en la Figura (3.34)

3.6.2.6. Anillos de retención

Para la selección de los anillos de retención, los hemos mirado en el catálogo de **Rotor Clip** [9], teniendo en cuenta que los anillos de retención escogidos son DSH-DIN 471, donde el anillo se escoge en función del eje. En la Figura (3.35), podemos ver el aspecto que tiene este elemento. Mostraremos una tabla con los anillos escogidos:

Posición	Diámetro Interior	Espesor	Sección mayor
A	55	2	6,9
B	100	3	9,6
D	50	2	7,2
E	90	3	8,8
F	50	2	7,2
G	50	2	7,2
I	65	2,5	7,8
J	65	2,5	7,8
K	60	2	7,4



Figura 3.35: Anillo de retención DIN 471

3.6.2.7. Sistema oleohidráulico

Para poder utilizar la máquina, debemos de utilizar un sistema oleohidráulico, por lo tanto, tenemos que realizar un circuito oleohidráulico, donde en la Figura (3.6.2.7) podemos ver el circuito que tendrá nuestra máquina.

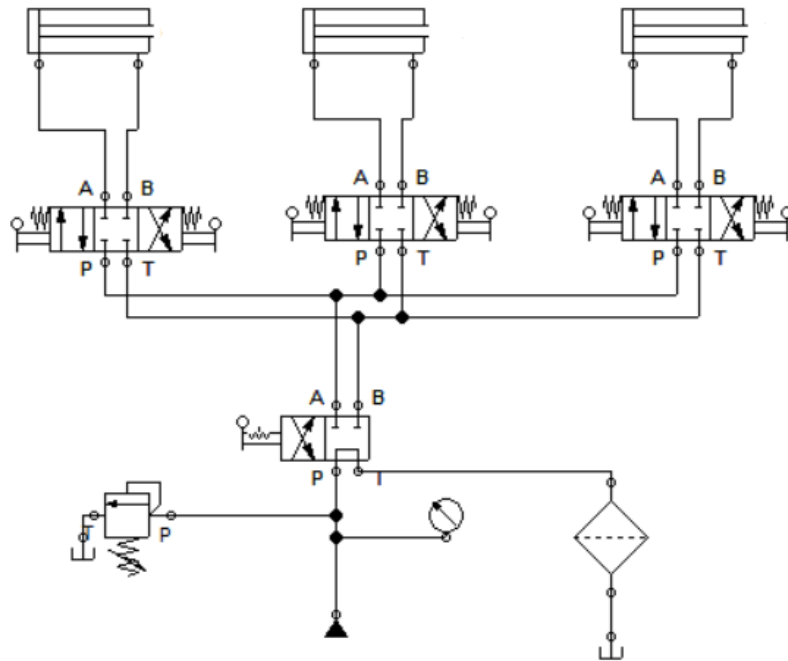


Figura 3.36: Esquema oleohidráulico de la máquina

Los elementos que necesitamos son los siguientes:

- 3 cilindros de doble efecto. Para dimensionar estos componentes, debido a las condiciones especiales de trabajo que poseen, sobretodo, por la gran carrera que poseen, estos elementos serán fabricados a medida por el fabricante (6). En nuestra máquina, tenemos 3 tipos de actuadores diferentes, para la pluma, para el brazo y para la cuchara, cada uno con sus características, pero tienen en común que todos trabajan a 350 *bar* en presión máxima. Los datos de carrera y de presión de trabajo los hemos obtenido de (2).

- Actuador de la pluma

La principal función de este componente es la de mantener estable a la pluma y a la carga, donde este elemento tiene las siguientes características:

- Diámetro: 210 *mm*
- Carrera: 1792 *mm*

En la Figura (3.37), podemos ver el modelo CAD del actuador de la pluma que hemos usado para nuestro ensamblaje.

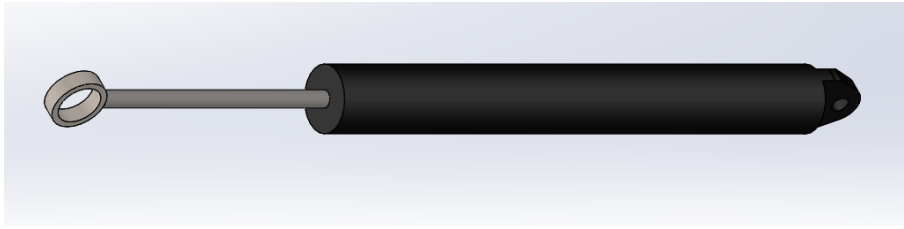


Figura 3.37: Actuador de la pluma

- Actuador del brazo

La principal función de este componente es la de mover al brazo y proporcionar fuerza en la excavación, donde este elemento tiene las siguientes características:

- Diámetro: 200 *mm*
- Carrera: 2118 *mm*

En la Figura (3.38), podemos ver el modelo CAD del actuador que hemos usado para nuestro ensamblaje:



Figura 3.38: Actuador del brazo

- Actuador de la cuchara

La principal función de este componente es la de mover al brazo y proporcionar fuerza en la excavación, donde este elemento tiene las siguientes características:

- Diámetro: 200 *mm*
- Carrera: 1457 *mm*

En la Figura (3.39), podemos ver el modelo CAD del actuador que hemos usado para el ensamblaje:



Figura 3.39: Actuador de la cuchara

- 1 bomba. Para dimensionar este elemento, lo primero que debemos hacer es obtener el caudal máxima que requerimos, ya que sabemos que la presión de trabajo máxima es de 350 bar. Sabiendo que:

$$Q = v \cdot A$$

Siendo:

- Q: Caudal.
- v: velocidad del pistón.
- A: Área pistón

Como sabemos que la velocidad máxima de operación de los cilindros es de $0,2 \text{ m/s}$ y sabemos los calibres, por lo que:

$$Q_T = Q_p + Q_b + Q_c = v \cdot A_p + v \cdot A_b + v \cdot A_c$$

Como los calibres del actuador del brazo y de la cuchara son iguales:

$$Q_T = v \cdot (2 \cdot A_p + A_c) = 0,2 \cdot \left(\frac{\pi}{2} \cdot (200 \cdot 10^{-3})^2 + \frac{\pi}{4} \cdot (210 \cdot 10^{-3})^2 \right) = 0,195 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 195 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

Teniendo este caudal y con la presión máxima de trabajo, buscamos en diferentes catálogos, y encontramos en el catálogo de Hidráulica Rogimar [5] el modelos MAP50, el cual, podemos ver en la Figura (3.43) el aspecto que tiene y en la Figura (3.41) apreciamos las especificaciones técnicas del producto



Figura 3.40: Bomba MAP50

Displacement,	cm ³ /rev [in ³ /rev]	36,16+49.94 [2.21+3.05]
Max. Speed,	RPM	4000
Max. Torque,	Nm [lb-in]	278 [2460]
Max. Output,	kW [HP]	76 [102]
Max. Pressure Drop,	bar [PSI]	350 [5080]
Max. Oil Flow,	lpm [GPM]	180 [47.5]
Min. Speed,	RPM	500
Pressure fluid		Mineral based- HLP(DIN 51524) or HM(ISO 6743/4)
Temperature range,	°C [°F]	-40+82 [-40+180]
Optimal Viscosity range,	mm ² /s [SUS]	12+60 [70+278]
Filtration		ISO code 18/16/13 (Min. recommended fluid filtration of 10 micron)

Figura 3.41: Especificaciones técnicas de la bomba MAP50

- Tuberías flexibles. Para el dimensionado de este elemento, debemos de tener en cuenta la presión máxima de trabajo y los metros de tubería necesarios. La distancia que requerimos debe ser la suma de todas las longitudes, tanto en avance como e retorno, que teniendo en cuenta que tiene una longitud similar:

$$L_T = 2 \cdot L_A = L_p + L_b + L_c$$

Siendo

$$L_A = L_p + L_b + L_c = 4 + 7 + 13 = 24 \text{ m}$$

Por lo que la longitud total es:

$$L_T = 2 \cdot L_A = 2 \cdot 24 = 48 \text{ m}$$

Una vez que hemos determinado la longitud, debemos de obtener el diámetro de la tubería, para ello, teniendo en cuenta que la máquina puede trabajar a una presión máxima de 350 *bar*, debemos de garantizar que la tubería nos soporte estos esfuerzos, por lo que, viendo en diferentes catálogos, encontramos en el catálogo de Hansa Flex [4] la tubería flexible que cumple con nuestros requerimientos, que se corresponde con el modelos HD 525. En la Figura (3.42) podemos ver la forma que tiene y en la Figura (??) se ven las especificaciones técnicas que tiene.

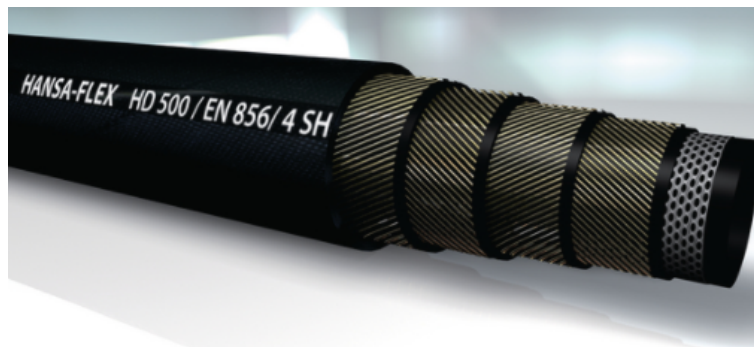


Figura 3.42: Tubería flexible modelo HD 525

DN*	25	Tamaño	16
Pulgadas	1"	Ø interior mín. mm)	25.5
Ø interior máx. mm)	26.4	Ø Inserción máx. mm)	36
Ø Inserción mín. mm)	34.4	Ø exterior máx. mm)	39.9
Ø exterior mín. mm)	37.5	Presión de servicio bar)	380
Presión de prueba bar)	760	Presión de rotura bar)	1520
Radio mín. de flexión mm)	340		

DN = diámetro nominal, ancho nominal
 DN* = diámetro nominal, ancho nominal

Figura 3.43: Especificaciones técnicas de la tubería flexible HD 525

- 1 depósito. Para el dimensionado de este componente, lo que necesitamos es el caudal útil que nos debe de proporcionar, por lo que, debemos de calcular el volumen máximo que tenemos, para ello, utilizamos los calibres y las carreras de los actuadores, por lo que:

$$\begin{aligned}
 V_T &= V_p + V_b + V_c \\
 &= A_p \cdot c_p + A_b \cdot c_b + A_c \cdot c_c \\
 &= \frac{\pi}{4} \cdot (200 \cdot 10^{-3}) \cdot 1,792 + \frac{\pi}{4} \cdot (200 \cdot 10^{-3}) \cdot 2,118 + \frac{\pi}{4} \cdot (210 \cdot 10^{-3}) \cdot 1,457 \\
 &= 0,843 \text{ m}^3 = 843 \text{ l}
 \end{aligned}$$

Viendo este volumen, buscamos en catálogos y encontramos en el catálogo de Hansa Flex [4] el modelo de depósito HK BSK 400, con un volumen útil de 376 l, por lo que necesitamos 3 de este modelo. En la Figura (3.45) podemos ver el aspecto que tiene este y en la Figura (3.44) podemos ver las especificaciones técnicas.

Designación	Volum en útil V [l]	Ø D1	Ø D2	S1	H2	L1	H1	B2	B1	B3	S2	L2	S3	L3
	(l)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
HK BSK 40	38	200	250	3	280	508	430	315	375	30	3	428	6	
HK BSK 63	59	248	324	3	410	508	560	315	375	30	3	428	6	
HK BSK 100	92	248	324	4	407	633	560	414	474	30	4	553	6	
HK BSK 160	152	248	324	4	410	810	560	544	604	30	4	730	6	
HK BSK 200	184	248	324	4	410	900	560	594	654	30	4	820	6	
HK BSK 250	235	248	324	4	430	1010	580	644	704	30	4	930	7	410
HK BSK 300	272	248	324	4	412	1208	580	654	714	30	4	1128	7	410
HK BSK 400	375	248	324	4	430	1514	580	689	749	30	7	1434	7	750

Figura 3.44: Especificaciones técnicas de los depósitos HK BSK



Figura 3.45: Depósito modelo HK BSK 400

- 3 válvulas 4/3 con accionamiento mediante palanca y retorno mediante resorte y 1 válvula 4/2 con accionamiento con palanca con retorno manual. Para esto, lo que utilizamos es un distribuidor oleohidráulico que nos incorpore todas las válvulas, así que buscamos buscamos en catálogos y encontramos en el catálogo Alternativa Agrícola [1], donde en la Figura (3.46) podemos ver el aspecto que tendrá.



Figura 3.46: Distribuidor oleohidráulico de Alternativa Agrícola

- 1 regulador de presión. Buscamos en catálogos y encontramos en el catálogo de Roemheld [8] el modelo C2.952, donde en la Figura (3.47) podemos ver el aspecto que tiene.



Figura 3.47: Regulador de presión C2.952

- 1 Manómetro. Buscamos en catálogos y encontramos en el catálogo de Provectus [7] un manómetro de alta presión, donde en la Figura (3.48) podemos ver el aspecto que tiene



Figura 3.48: Manómetro alta presión

- 1 filtro. Buscamos en catálogos y encontramos en el catálogo de Roemheld [8](#) un filtro de alta presión, donde en la Figura [3.49](#) podemos ver el aspecto que tiene

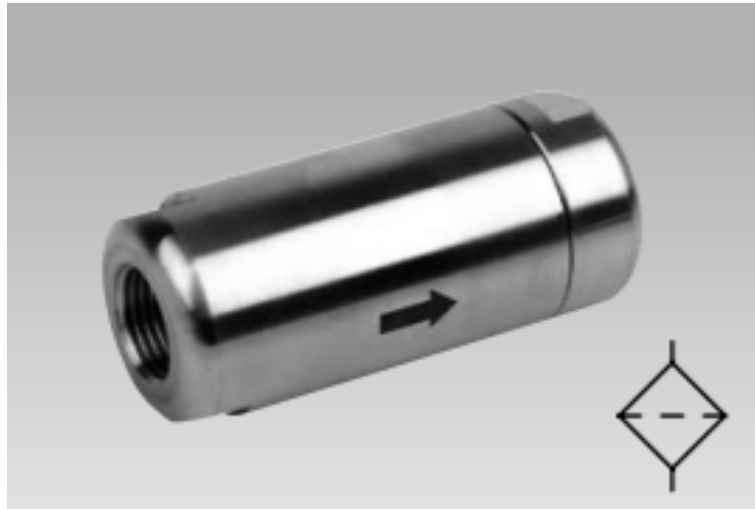


Figura 3.49: Filtro de alta presión

Resultados y discusiones

Este proyecto ha ido pasando por diferentes fases, ya que lo primero que hemos tenido que hacer ha sido establecer las dimensiones principales, ayudándonos de diferentes catálogos. Posteriormente, hemos tenido que realizar los análisis cinemáticos y dinámico para poder obtener las fuerzas que actúan sobre la máquina para así poder empezar con la fase de dimensionado de los elementos principales, que son:

- Pluma.
- Brazo.
- Cuchara.

Una vez dimensionado los elementos principales, tuvimos que dimensionar todos los elementos auxiliares, como los bulones o los cojinetes. Con estos elementos ya dimensionados, lo último que se hizo fue dimensionar todo el sistema de accionamiento. En la Figura (4) podemos ver el resultado final de este proyecto.

La máquina tiene por características principales su capacidad de carga, que es de 29000 *kg* , las dimensiones de los elementos principales son:

- Pluma: 6 *m*
- Brazo: 2,97 *m*
- Cuchara: 1,63 *m*

La máquina trabaja a una presión de 380 *bar*, teniendo cuatro actuadores, dos en la pluma, que se encargan de estabilizar la carga y los otros dos se encuentran en la cuchara y en el brazo y son los principales encargados de realizar las zanjas. Los actuadores de la pluma tiene las siguientes dimensiones principales:

- Diámetro: 210 *mm*
- Carrera: 1792 *mm*

El actuador del brazo tiene las siguientes dimensiones principales:

- Diámetro: 200 *mm*
- Carrera: 2118 *mm*

Y el actuador de la cuchara tiene las siguientes dimensiones principales:

- Diámetro: 200 *mm*
- Carrera: 1457 *mm*

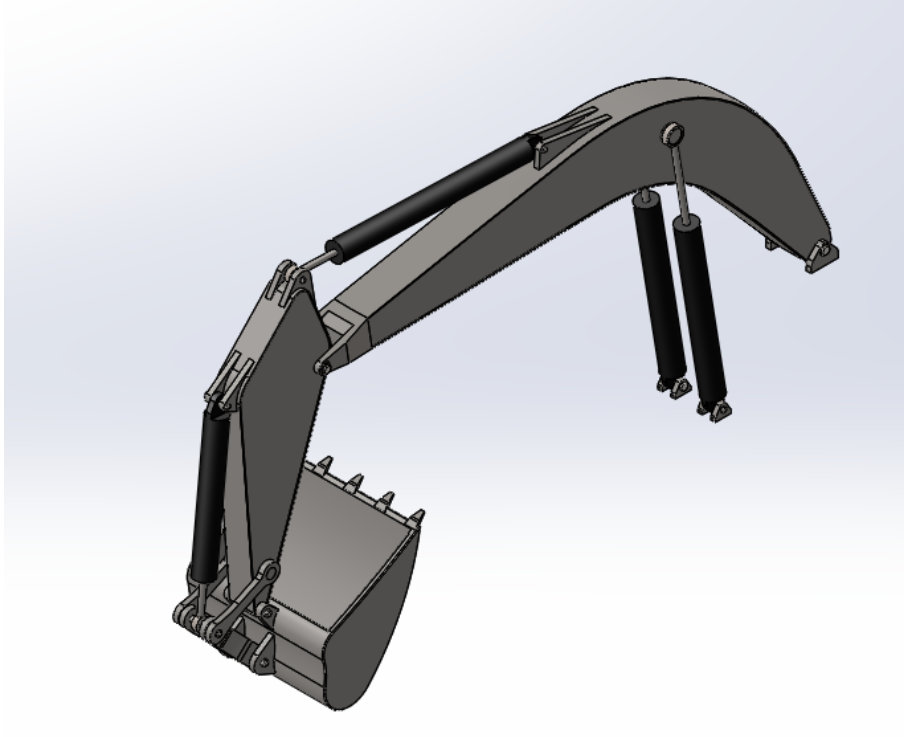


Figura 4.1: Retroexcavadora

Durante todo el desarrollo del proyecto, nos hemos encontrado con numerosos problemas, teniendo que actuar de forma creativa y rigurosa para poder solventar todas las dificultades, como el análisis cinemático, el cual, hemos resuelto mediante dos formas, una clásica, como es el análisis vectorial y otra más actual, como es mediante métodos numéricos. Otro de los problemas que nos ha surgido y que nos ha hecho poner a prueba nuestras capacidades más innovadoras, ha sido el de materializar la idea sobre el programa de diseño, siendo esta una tarea bastante interesante desde el punto de vista profesional, donde hemos tenido que realizar un estudio previo de catálogos de las principales empresas de diseño de este tipo de máquinas y una vez obtenida esa información, la hemos plasmado en el software de diseño, sometiendo nuestro diseño a las cargas de trabajo, para ver como se comporta la máquina y verificar el correcto diseño de la misma. También hemos tenido que ir dimensionando los diferentes elementos oleohidráulicos que forman parte de nuestra máquina, ya que, todos los mecanismos son accionados por actuadores, que son controlados por el usuario. Una vez realizado todos los diseños de cada componente, procedemos a realizar el ensamblaje de todos los elementos, para así poder tener lista la máquina. En la Figura (4) podemos ver el cuerpo de la máquina, ya terminada.

Nuestro diseño podría tener algunas mejoras en cuanto a fabricación de los componentes se refiere, profundizando más en la soldadura o en los mecanismos. También podríamos haber hecho un análisis más profundo en cuanto a la geometría de los dientes de la cuchara o una mejor optimización del material, reduciendo así su inercia y abaratando el coste que la máquina supondría e inclusive podríamos haber entrado en el dimensionado de todos los racores, pero debemos de tener en cuenta que esto es un proyecto académico, por lo que no hemos llegado a profundizar lo suficiente como podría ser en un diseño de una máquina real, pero hemos completado todos los objetivos todos los requisitos de diseño, tanto los impuestos por nosotros, como los que la normativa nos imponía.

Conclusiones

Viendo los objetivos que habíamos establecido en la sección de **Objetivos de trabajo**, de los cuales, el principal era el diseño de una retroexcavadora de 29000 *kg*, podemos decir que se cumple, ya que durante todo el proceso de diseño de la máquina, ha sido el objetivo principal. Luego para poder realizar el objetivo de realizar el diseño de la máquina, teníamos otros objetivos secundarios, como era el de definir y analizar la cinemática y la dinámica de la máquina, el cual, ha sido completado cuando he-cho establecido las dimensiones generales y en los análisis cinemático y dinámico, los cuales, nos han hecho tener que aplicar conocimientos sobre la teoría de máquinas y mecanismos, donde, estos análisis nos eran fundamentales para poder completar otro de los objetivos, que era el de calcular las cargas y dimensionar los elementos mecánicos, que ha sido uno de los objetivos más interesantes que hemos tenido que realizar, ya que teníamos que poner en practica toda nuestro ingenio para poder materializar algo intangible. El último de los objetivos secundarios y no menos importante, era el de calcular y dimensionar el sistema de accionamiento, siendo todo este sistema de accionamiento oleohidráulico, teniendo que dimensionar todos los elementos que este requería. Podemos decir que el diseño es satisfactorio y que nos ha servido para introducirnos en el campo del diseño de máquinas, haciendo que tengamos que integrar las competencias obtenidas en el grado.

Bibliografía

- [1] Catálogo Alternativa Agrícola.
- [2] Catálogo CAT.
- [3] Catálogo GGB Bearing Technology.
- [4] Catálogo Hansa Flex.
- [5] Catálogo Hidráulica Rogimar.
- [6] Catálogo Hylinders.
- [7] Catálogo Provectus.
- [8] Catálogo ROEMHELD.
- [9] Catálogo Rotor Clip.
- [10] Catálogo Volvo.
- [11] Catálogo Komatsu.
- [12] UNE 115430:1999 Maquinaria para movimiento de tierras. Dispositivo para control de bajada de la pluma en excavadoras y retrocargadoras hidráulicas.
- [13] UNE 115443:2003 Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Terminología y especificaciones comerciales.
- [14] UNE-ISO 6015:2006 Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Método de ensayo para la medida de las fuerzas del útil.
- [15] J. D. Abascal. *Teoría de Máquinas y Mecanismos*. Universidad de Sevilla, 2018.
- [16] A. Avello. *Teoría de máquinas*. Tecnun, 2014.
- [17] J. M. P. Borobia. *Elementos de máquinas y vibraciones*. Universidad pública de Navarra.
- [18] R. G. Budynas and J. Nisbett. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. McGraw Hill, 2019.
- [19] ESPAÑA. *Real Decreto 1644/2008 de 10 de octubre, por el que se establecen las normas para la comercialización y puesta en servicio de máquinas. Boletín Oficial del Estado, 11 de octubre de 2008, núm. 246, p 40995.*

- [20] J. A. A. Gómez. Diseño, cálculo y modelado de una mini excavadora. Master's thesis, Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial de Zaragoza.
- [21] A. L. Guinea. Proyecto de diseño y cálculo del brazo articulado de una pala excavadora. Master's thesis, Universidad del País Vasco, 2017.
- [22] R. L. Norton. *Diseño de Maquinaria*. McGraw Hill, 2020.
- [23] M. Vázquez. *Resistencia de materiales*. Noela, 1999.
- [24] M. Vázquez and E. López. *Mecánica para ingenieros, estática y dinámica*. Noela, 1998.

ANEJOS

Anejo I. Fases de realización y cronograma

Durante el desarrollo de este proyecto técnico, el cuál, ha requerido una duración de 360 h durante 15 semanas. Las fases siguen un flujo de trabajo secuencial, que corresponde con la metodología de trabajo que hemos llevado a cabo en este trabajo, teniendo en cuenta que, al tratarse del diseño de una máquina, cada vez que vemos desventajas en el modelo, debemos retroceder para solventar el problema. Las fases de realización del proyecto han sido las siguientes:

Fase	Actividad	Tiempo (h)
1	Investigación de antecedentes	30
2	Dimensiones generales	15
3	Análisis cinemático	45
4	Análisis dinámico	50
5	Diseño y dimensionado de los elementos	130
6	Realización de los planos	30
7	Redactar la memoria	60

Anejo II. Integración de las competencias

En este Anejo hablaremos sobre como se han integrado las competencias adquiridas en el grado con la realización de este trabajo técnico.

En este trabajo técnico, se aplican muchas competencias desarrolladas en las distintas asignaturas que el grado oferta, por lo que, iremos desglosando dichas competencias según la asignatura a la que este relacionada y como esta ha sido integrada en la realización de dicho trabajo. Las *competencias básicas* integradas han sido las siguientes

- **(CB1) Poseer y comprender conocimientos:** Esta competencia ha sido integrada en el trabajo autónomo realizado para poder comprender con claridad los distintos aspectos técnicos que han aparecido durante la realización del proyecto técnico.
- **(CB2) Aplicación de conocimientos:** Esta competencia ha sido integrada en todo el desarrollo del proyecto, ya que, para poder llevarlo a cabo, era necesario tener una buena base científico-tecnológica, obtenida mediante la realización del grado.

Las *competencias transversales de la Universidad de Almería* integradas son las siguientes:

- **(UAL1) Conocimientos básicos de la profesión:** Esta competencia ha sido integrada mediante la propia realización del proyecto, ya que se han tenido que aplicar los conocimientos básicos de un ingeniero técnico industrial, especializado en mecánica.
- **(UAL2) Habilidad en el uso de las TIC:** Esta competencia ha sido integrada mediante el uso de diferentes programas de diseño, de análisis y ofimáticos.
- **(UAL3) Capacidad para resolver problemas:** Esta competencia ha sido integrada durante el transcurso del proyecto, planteando problemas y resolviéndolos.
- **(UAL9) Capacidad para aprender a trabajar de forma autónoma:** Esta competencia ha sido integrada en todo el proyecto, ya que la realización del proyecto requería de trabajar de forma autónoma y con disciplina.

Las *competencias específicas* integradas han sido las siguientes:

- **(CT3) Conocimiento en materias básicas y tecnológicas, que les capacite para el aprendizaje de nuevos métodos y teorías, y les dote de versatilidad para adaptarse a nuevas situaciones:** Esta competencia ha sido integradas en la búsqueda de ideas para el diseño de la máquina, ya que, me ha proporcionado la capacidad autodidacta de adquirir nuevos conocimientos que me han sido cruciales para el desarrollo de este proyecto.
- **(CT4) Capacidad de resolver problemas con iniciativa, toma de decisiones, creatividad, razonamiento crítico y de comunicar y transmitir conocimientos, habilidades y destrezas en el campo de la Ingeniería Industrial:** Esta competencia ha sido integrada en el momento de tomar decisiones de diseño importantes en base a una solida base de conocimiento técnico.
- **(CT6) Capacidad para el manejo de especificaciones, reglamentos y normas de obligado cumplimiento:** Esta competencia ha sido desarrollada en el uso de normativa aplicable en el diseño de maquinaria de obra pública.
- **(CR17) Conocimiento de los principios de teoría de máquinas y mecanismos:** Esta competencia ha sido desarrollada mediante el análisis cinemático y dinámico de la máquina.
- **(CR18) Conocimiento y utilización de los principios de la resistencia de materiales:** Esta competencia ha sido integrada en el cálculo de los esfuerzos en los diferentes elementos de la máquina.
- **(CTEM1) Conocimientos y capacidades para aplicar las técnicas de ingeniería gráfica:** Esta competencia ha sido integrada en el uso de Solidwoks para la realización del diseño de la máquina.
- **(CTEM2) Conocimientos y capacidades para el cálculo, diseño y ensayo de máquinas:** Esta competencia ha sido desarrollada mediante el proceso de diseño de la máquina.
- **(CTEM4) Conocimientos y capacidades para aplicar los fundamentos de la elasticidad y resistencia de materiales al comportamiento de sólidos reales:** Esta competencia ha sido integrada en el cálculo de los esfuerzos en los diferentes elementos de la máquina.

Las asignatura en las que se han obtenido dichas competencias son las siguientes:

- Teoría de Máquinas y Mecanismos
- Cálculo y Diseño de Máquinas I
- Cálculo y Diseño de Máquinas II
- Resistencia de Materiales
- Diseño Asistido por Ordenador
- Elasticidad y Resistencia de Materiales

Anejo III. Análisis cinemático forma analítica

Los datos tomados en este Anejo, se basan en los datos de partida expuestos en el apartado **Dimensiones generales**. Dicho esto, mostraremos el esquema cinemático de la retroexcavadora en la Figura (5.1), del cual, obtendremos todas las variables cinemáticas.

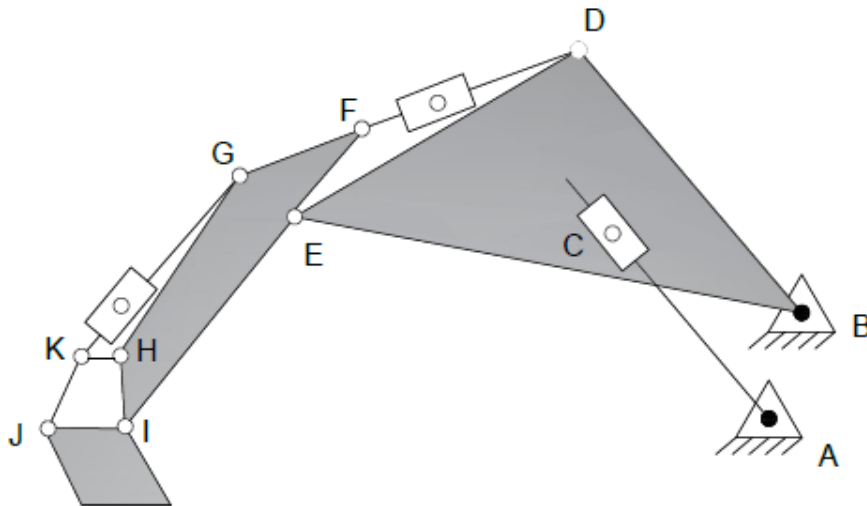


Figura 5.1: Esquema de eslabones de la retroexcavadora

En primer lugar, obtendremos las variables cinemáticas del conjunto de eslabones **D-C-B-A**. Para ello, obtendremos la velocidad del punto **C**, la cual, debe ser igual desde **A** como de **B**, por lo que dicho esto, comenzamos.

Empezaremos calculado la velocidad de **C** desde **B**:

$$\begin{aligned} \vec{V}_{C,B} &= \vec{V}_B^0 + \vec{\omega}_3 \times \vec{C}B \\ &= \vec{\omega}_3 \times (L_3 \cdot \cos(\theta_3)\vec{i} + L_3 \cdot \sin(\theta_3)\vec{j}) \end{aligned}$$

Ahora, la calcularemos desde **A**, teniendo en cuenta que el actuador tiene una velocidad

relativa.

$$V_{C,A}^{\vec{}} = \vec{V}_A^0 + \vec{\omega}_2 \times \vec{CA} + V_{rel}^{\vec{}}$$

$$= \vec{\omega}_2 \times (L_2 \cdot \cos(\theta_2)\vec{i} + L_2 \cdot \sen(\theta_2)\vec{j}) + \|V_{rel}\| \cdot \cos(\theta_2)\vec{i} + [tex]\|V_{rel}\|[/tex] \cdot \sen(\theta_2)\vec{j}$$

Con esto, igualamos y separamos en componentes \vec{i} y \vec{j} , teniendo así un sistema de ecuaciones con dos incógnitas, que se corresponde con las velocidades angulares de los eslabones.

Una vez obtenidas las velocidades angulares, procedemos a calcular las aceleraciones angulares. Procederemos de la misma forma que para la velocidad. Dicho esto, empezamos.

Empezamos calculado la aceleración de **C** desde **B**:

$$a_{C,B} = \vec{a}_B^0 + \alpha_3 \times \vec{BC} + \omega_3 \times (\omega_3 \times \vec{BC})$$

$$= \alpha_3 \times (L_3 \cdot \cos(\theta_3)\vec{i} + 4 \cdot \sen(\theta_3)\vec{j}) + \omega_3 \vec{k} \times [\omega_3 \vec{k} \times (4 \cdot \cos(\theta_3)\vec{i} + 4 \cdot \sen(\theta_3)\vec{j})]$$

Ahora, la calculamos desde A, teniendo en cuenta la aceleración de coriolis:

$$a_{C,A} = \vec{a}_A^0 + \alpha_2 \times \vec{AC} + \omega_2 \times (\omega_2 \times \vec{AC}) + 2 \cdot \omega_2 \times V_{rel}^{\vec{}}$$

$$= \alpha_2 \times (L_2 \cdot \cos(\theta_2)\vec{i} + L_2 \cdot \sen(\theta_2)\vec{j}) + \omega_2 \vec{k} \times [\omega_2 \vec{k} \times (L_2 \cdot \cos(\theta_2)\vec{i} + L_2 \cdot \sen(\theta_2)\vec{j})]$$

$$+ 2 \cdot \omega_2 \times (\|V_{rel}\| \cdot \cos(\theta_2)\vec{i} + \|V_{rel}\| \cdot \sen(\theta_2)\vec{j})$$

Con esto, igualamos y separamos en componentes \vec{i} y \vec{j} , teniendo así un sistema de ecuaciones con dos incógnitas, que se corresponde con las aceleraciones angulares de los eslabones.

Una vez resuelto las variables cinemáticas anteriores, obtendremos las variables cinemáticas del conjunto de eslabones **B-D-F-E**. Para ello, obtendremos la velocidad del punto **F**, la cual, debe ser igual desde **D** como de **E**, por lo que dicho esto, comenzamos.

Empezaremos calculado la velocidad de **F** desde **E**:

$$V_{F,E}^{\vec{}} = \vec{V}_E + \vec{\omega}_5 \times \vec{EF}$$

$$= \vec{\omega}_3 \vec{k} \times (L_{E5} \cdot \cos(\theta_{E5})\vec{i} + L_{E5} \cdot \sen(\theta_{E5})\vec{j}) + \vec{\omega}_5 \times (L_5 \cdot \cos(\theta_5)\vec{i} + L_5 \cdot \sen(\theta_5)\vec{j})$$

Ahora, la calcularemos desde **D**, teniendo en cuenta que el actuador tiene una velocidad relativa.

$$V_{F,D}^{\vec{}} = \vec{V}_D + \vec{\omega}_4 \times \vec{DF} + V_{rel}^{\vec{}}$$

$$= \vec{\omega}_3 \vec{k} \times (L_{D4} \cdot \cos(\theta_{D4})\vec{i} + L_{D4} \cdot \sen(\theta_{D4})\vec{j}) + \vec{\omega}_4 \times (L_4 \cdot \cos(\theta_4)\vec{i} + L_4 \cdot \sen(\theta_4)\vec{j})$$

$$+ \|V_{rel}\| \cdot \cos(\theta_4)\vec{i} + \|V_{rel}\| \cdot \sen(\theta_4)\vec{j}$$

Con esto, igualamos y separamos en componentes \vec{i} y \vec{j} , teniendo así un sistema de ecuaciones con dos incógnitas, que se corresponde con las velocidades angulares de los eslabones.

Una vez obtenidas las velocidades angulares, procedemos a calcular las aceleraciones angulares. Procederemos de la misma forma que para la velocidad. Dicho esto, empezamos.

Empezamos calculado la aceleración de **F** desde **E**:

$$\begin{aligned}
a_{F,E} &= \vec{a}_D + \alpha_5 \times \vec{F}E + \omega_5 \times (\omega_5 \times \vec{F}E) \\
&= \alpha_3 \times (L_{E5} \cdot \cos(\theta_{E5})\vec{i} + L_{E5} \cdot \sin(\theta_{E5})\vec{j}) + \omega_3 \vec{k} \times [\omega_3 \vec{k} \times (L_{E5} \cdot \cos(\theta_{E5})\vec{i} + L_{E5} \cdot \sin(\theta_{E5})\vec{j})] \\
&= \alpha_5 \times (L_5 \cdot \cos(\theta_5)\vec{i} + L_5 \cdot \sin(\theta_5)\vec{j}) + \omega_5 \vec{k} \times [\omega_5 \vec{k} \times (L_5 \cdot \cos(\theta_5)\vec{i} + L_5 \cdot \sin(\theta_5)\vec{j})] \\
&= -1,5\alpha_5\vec{i} - 0,08\alpha_5\vec{j} + 1,067\vec{i} - 21,62\vec{j}
\end{aligned}$$

Ahora, la calculamos desde A, teniendo en cuenta la aceleración de coriolis:

$$\begin{aligned}
a_{F,D} &= \vec{a}_D + \alpha_4 \times \vec{F}D + \omega_4 \times (\omega_5 \times \vec{F}D + 2 \cdot \omega_4 \times V_{rel}) \\
&= \alpha_3 \times (L_{D4} \cdot \cos(\theta_{D4})\vec{i} + L_{D4} \cdot \sin(\theta_{D4})\vec{j}) + \omega_3 \vec{k} \times [\omega_3 \vec{k} \times (L_{D4} \cdot \cos(\theta_{D4})\vec{i} + L_{D4} \cdot \sin(\theta_{D4})\vec{j})] \\
&= \alpha_4 \times (L_4 \cdot \cos(9)\vec{i} + L_4 \cdot \sin(9)\vec{j}) + \omega_4 \vec{k} \times [\omega_4 \vec{k} \times (L_4 \cdot \cos(9)\vec{i} + L_4 \cdot \sin(9)\vec{j})] \\
&\quad + 2 \cdot \omega_4 \times (\|V_{rel}\| \cdot \cos(\theta_4)\vec{i} + \|V_{rel}\| \cdot \sin(\theta_4)\vec{j})
\end{aligned}$$

Con esto, igualamos y separamos en componentes \vec{i} y \vec{j} , teniendo así un sistema de ecuaciones con dos incógnitas, que se corresponde con las aceleraciones angulares de los eslabones.

Una vez resuelto las variables cinemáticas anteriores, obtendremos las variables cinemáticas del conjunto de eslabones **G-K-H-E**. Para ello, obtendremos la velocidad del punto **K**, la cual, debe ser igual desde **G** como de **H**, por lo que dicho esto, comenzamos.

Empezaremos calculado la velocidad de **K** desde **H**:

$$\begin{aligned}
V_{K,H} &= \vec{V}_H + \vec{\omega}_7 \times \vec{K}H \\
&= \vec{\omega}_5 \vec{k} \times (L_{H7} \cdot \cos(\theta_{H7})\vec{i} + L_{H7} \cdot \sin(\theta_{H7})\vec{j}) + \vec{\omega}_7 \times (L_7 \cdot \cos(\theta_7)\vec{i} + L_7 \cdot \sin(\theta_7)\vec{j})
\end{aligned}$$

Ahora, la calcularemos desde **G**, teniendo en cuenta que el actuador se mueve con una velocidad de $0,24 \frac{m}{s}$

$$\begin{aligned}
V_{K,G} &= \vec{V}_G + \vec{\omega}_6 \times \vec{K}G + V_{rel} \\
&= \vec{\omega}_5 \vec{k} \times (L_{G6} \cdot \cos(\theta_{G6})\vec{i} + L_{G6} \cdot \sin(\theta_{G6})\vec{j}) + \vec{\omega}_6 \times (L_6 \cdot \cos(\theta_6)\vec{i} + L_6 \cdot \sin(\theta_6)\vec{j}) \\
&\quad + \|V_{rel}\| \cdot \cos(\theta_6)\vec{i} + \|V_{rel}\| \cdot \sin(\theta_6)\vec{j}
\end{aligned}$$

Con esto, igualamos y separamos en componentes \vec{i} y \vec{j} . Con esto, obtenemos el siguiente sistema de ecuaciones:

Con esto, igualamos y separamos en componentes \vec{i} y \vec{j} , teniendo así un sistema de ecuaciones con dos incógnitas, que se corresponde con las velocidades angulares de los eslabones.

Empezamos calculado la aceleración de **K** desde **H**:

$$\begin{aligned} a_{K,H} &= \vec{a}_H + \alpha_7 \times K\vec{H} + \omega_7 \times (\omega_7 \times K\vec{H}) \\ &= \alpha_5 \times (L_{H7} \cdot \cos(\theta_{H7})\vec{i} + L_{H7} \cdot \text{sen}(\theta_{H7})\vec{j}) + \omega_5\vec{k} \times [\omega_5\vec{k} \times (L_{H7} \cdot \cos(\theta_{H7})\vec{i} + L_{H7} \cdot \text{sen}(\theta_{H7})\vec{j})] \\ &= \alpha_7 \times (L_7 \cdot \cos(\theta_7)\vec{i} + L_7 \cdot \text{sen}(\theta_7)\vec{j}) + \omega_7\vec{k} \times [\omega_7\vec{k} \times (L_7 \cdot \cos(\theta_7)\vec{i} + L_7 \cdot \text{sen}(\theta_7)\vec{j})] \end{aligned}$$

Ahora, la calculamos desde **G**, teniendo en cuenta la aceleración de coriolis:

$$\begin{aligned} a_{K,G} &= \vec{a}_G + \alpha_6 \times F\vec{D} + \omega_6 \times (\omega_6 \times K\vec{G} + 2 \cdot \omega_6 \times V_{rel}) \\ &= \alpha_5 \times (L_{G6} \cdot \cos(\theta_{G6})\vec{i} + L_{G6} \cdot \text{sen}(\theta_{G6})\vec{j}) + \omega_5\vec{k} \times [\omega_5\vec{k} \times (L_{G6} \cdot \cos(\theta_{G6})\vec{i} + L_{G6} \cdot \text{sen}(\theta_{G6})\vec{j})] \\ &= \alpha_6 \times (L_6 \cdot \cos(\theta_6)\vec{i} + L_6 \cdot \text{sen}(\theta_6)\vec{j}) + \omega_6\vec{k} \times [\omega_6\vec{k} \times (L_6 \cdot \cos(\theta_6)\vec{i} + L_6 \cdot \text{sen}(\theta_6)\vec{j})] \\ &\quad + 2 \cdot \omega_6 \times (\|V_{rel}\| \cdot \cos(\theta_6)\vec{i} + \|V_{rel}\| \cdot \text{sen}(\theta_6)\vec{j}) \end{aligned}$$

Con esto, igualamos y separamos en componentes \vec{i} y \vec{j} , teniendo así un sistema de ecuaciones con dos incógnitas, que se corresponde con las aceleraciones angulares de los eslabones.

Una vez resuelto las variables cinemáticas anteriores, obtendremos las variables cinemáticas del conjunto de eslabones **I-K-J-E**. Para ello, obtendremos la velocidad del punto **K**, la cual, debe ser igual desde **GH** como de **J**, por lo que dicho esto, comenzamos.

Empezaremos calculado la velocidad de **K** desde **H**:

$$\begin{aligned} V_{K,H} &= \vec{V}_H + \vec{\omega}_7 \times K\vec{H} \\ &= \vec{\omega}_5\vec{k} \times (L_{10} \cdot \cos(\theta_{10})\vec{i} + L_{10} \cdot \text{sen}(\theta_{10})\vec{j}) + \vec{\omega}_7 \times (L_{11} \cdot \cos(\theta_{11})\vec{i} + L_{11} \cdot \text{sen}(\theta_{11})\vec{j}) \end{aligned}$$

Ahora, la calcularemos desde **J**:

$$\begin{aligned} V_{K,J} &= \vec{V}_J + \vec{\omega}_8 \times K\vec{J} \\ &= \vec{\omega}_8\vec{k} \times (L_8 \cdot \cos(\theta_8)\vec{i} + L_8 \cdot \text{sen}(\theta_8)\vec{j}) + \vec{\omega}_9 \times (L_9 \cdot \cos(\theta_9)\vec{i} + L_9 \cdot \text{sen}(\theta_9)\vec{j}) \end{aligned}$$

Con esto, igualamos y separamos en componentes \vec{i} y \vec{j} , teniendo así un sistema de ecuaciones con dos incógnitas, que se corresponde con las velocidades angulares de los eslabones. Una vez obtenidas las velocidades angulares, procedemos a calcular las aceleraciones angulares. Procederemos de la misma forma que para la velocidad. Dicho esto, empezamos.

Empezamos calculado la aceleración de **K** desde **H**:

$$\begin{aligned}
 a_{K,H} &= \vec{a}_H + \alpha_7 \times \vec{KH} + \omega_7 \times (\omega_7 \times \vec{KH}) \\
 &= \alpha_5 \times (L_{10} \cdot \cos(\theta_{10})\vec{i} + L_{10} \cdot \text{sen}(\theta_{10})\vec{j}) + \omega_5\vec{k} \times [\omega_5\vec{k} \times (L_{10} \cdot \cos(\theta_{10})\vec{i} + L_{10} \cdot \text{sen}(\theta_{10})\vec{j})] \\
 &= \alpha_7 \times (L_{11} \cdot \cos(\theta_{11})\vec{i} + L_{11} \cdot \text{sen}(\theta_{11})\vec{j}) + \omega_7\vec{k} \times [\omega_7\vec{k} \times (L_{11} \cdot \cos(\theta_{11})\vec{i} + L_{11} \cdot \text{sen}(\theta_{11})\vec{j})]
 \end{aligned}$$

Ahora calcularemos la aceleración de **K** desde **J**:

$$\begin{aligned}
 a_{K,J} &= \vec{a}_J + \alpha_8 \times \vec{KJ} + \omega_8 \times (\omega_8 \times \vec{KJ}) \\
 &= \alpha_8 \times (L_8 \cdot \cos(\theta_8)\vec{i} + L_8 \cdot \text{sen}(\theta_8)\vec{j}) + \omega_8\vec{k} \times [\omega_8\vec{k} \times (L_8 \cdot \cos(\theta_8)\vec{i} + L_8 \cdot \text{sen}(\theta_8)\vec{j})] \\
 &= \alpha_9 \times (L_9 \cdot \cos(\theta_9)\vec{i} + L_9 \cdot \text{sen}(\theta_9)\vec{j}) + \omega_9\vec{k} \times [\omega_9\vec{k} \times (L_9 \cdot \cos(\theta_9)\vec{i} + L_9 \cdot \text{sen}(\theta_9)\vec{j})]
 \end{aligned}$$

Con esto, igualamos y separamos en componentes \vec{i} y \vec{j} , teniendo así un sistema de ecuaciones con dos incógnitas, que se corresponde con las aceleraciones angulares de los eslabones.

Anejo IV. Análisis cinemático por métodos numéricos

En este anejo mostraremos el código de Matlab creado para calcular todas las variables cinemáticas de la máquina, obteniendo gráficas de los puntos más característicos, como una simulación del movimiento de la misma. El esquema representativo de dicho análisis, se corresponde con la Figura(5.2), siendo el punto B nuestra referencia.

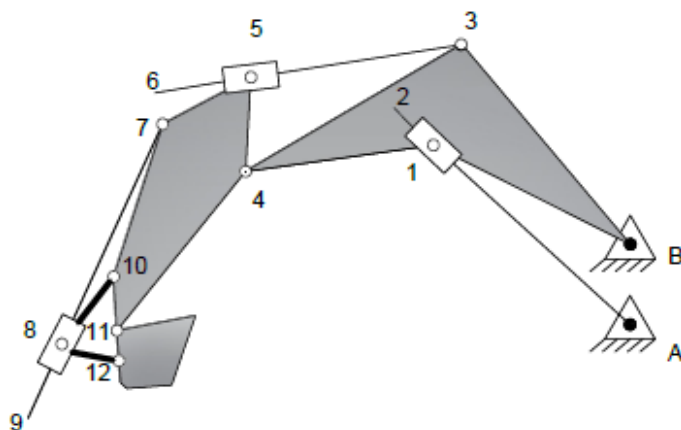


Figura 5.2: Esquema utilizado para análisis por métodos numéricos

```
1 clc
2 clear,
3 close all
4
5 %DEFINICION DE LA POSICION DE LA MAQUINA
6
7 xA=0; yA=0;
8 x1=-1.23; y1=1.58;
9 xB=0.53; yB=0.74; L2=3.6; LB1=1.95; theta2=deg2rad(127.93);
10 s1=2; vs1=0.2; vsA1=0; theta3B=deg2rad(135);
11 x4=-5.02; y4=2.03; x3=-2.02; y3=3.3; L4A=5.416; L43=3.26; L3B=3.6;
12 L4B=5.7; L41=3.82; s2=2.28; vs2=0.2; vsA2=0; L54=1; x5=-4.2; y5=2.6;
13 L63=4; x7=-5.64; y7=2.47; x10=-6.74; y10=1.32; L107=1.6; L75=1.46;
14 L104=1.6; L74=0.76; L105=2.85; x11=-6.69; y11=0.97; L114=1.97;
15 L1110=0.35; x8=-7.2; y8=1.95; s3=1.64; vsA3=0; vs3=0.2; L108=0.77;
16 L97=2; x12=-7.12; y12=1.2; L1312=1.75; x13=-6.2; y13=-0.342;
17 L115=2.97; L128=0.8; L1211=0.47; L1311=1.4; L31=1.88;
18
19 %VECTOR DE COORDENADAS
```

```

20 q=[x1,y1,x3,y3,x4,y4,x5,y5,x7,y7,x8,y8,x10,y10,x11,y11,x12,y12,x13,y13,theta3B,s1,s2,
    s3]; %a=24; g=3; m=21
21
22 %INTRODUCIMOS LOS PARAMETROS DE PARADA DEL BUCLE
23
24 duracion=5; At=0.01; npasos=duracion/At;
25
26 %CREAMOS EL BUCLE, AUMENTADO LA VELOCIDAD DE LOS ACTUADORES EN CADA ITERACION,
    TENIENDO EN
27 %CUENTA QUE DEPENDIENDO DE LA POSICION EN LA QUE SE ENCUENTRE, EL SENO Y EL
28 %COSENO PUEDE ANULARSE, POR LO QUE LE METEMOS UN CONDICIONAL PARA QUE ESTO
29 %NO OCURRA. PARA DETERMINAR LA POSICION, NECESITAMOS LAS RESTRICCIONES DE
30 %POSICION Y SU RESPECTIVO JACOBIANO. HAY QUE TENER EN CUENTA QUE
31 %NECESITAMOS LA VARIACION DE LA POSICION EN CADA COORDENADA PARA QUE EL
32 %PROGRAMA SIGA CON LAS ITERACIONES.
33 y13psave=zeros(npasos,1);
34 theta3Bpsave=zeros(npasos,1);
35 y11psave=zeros(npasos,1);
36 y4save=zeros(npasos,1);
37 tiemposave= zeros(npasos,1);
38 for i=1:npasos
39
40     s1=s1+0.002;
41     s2=s2+0.002;
42     s3=s3+0.002;
43
44     error=1000; niter=0;
45
46 while error>1e-6 && niter<10 && theta3B>deg2rad(90)
47
48     niter=niter+1;
49
50     if abs ( sin (theta3B))>0.7
51
52
53 %VECTOR DE ECUACIONES DE RESTRICCIONES
54 phi=[(x3-xB)^2+(y3-yB)^2-L3B^2;(x4-x3)^2+(y4-y3)^2-L43^2;
55 (x1-xB)^2+(y1-yB)^2-LB1^2;(x4-x1)^2+(y4-y1)^2-L41^2;
56 x3-xB-L3B*cos(theta3B);(x3-x1)^2+(y3-y1)^2-L31^2;
57 (x1-xA)^2+(y1-yA)^2-s1^2;(x5-x4)^2+(y5-y4)^2-L54^2;
58 (x5-x3)^2+(y5-y3)^2-s2^2;(x7-x5)^2+(y7-y5)^2-L75^2;
59 (x10-x5)^2+(y10-y5)^2-L105^2;(x7-x4)^2+(y7-y4)^2-L74^2;
60 (x10-x7)^2+(y10-y7)^2-L107^2;(x11-x10)^2+(y11-y10)^2-L1110^2;
61 (x8-x7)^2+(y8-y7)^2-s3^2;(x11-x5)^2+(y11-y5)^2-L115^2;
62 (x8-x10)^2+(y8-y10)^2-L108^2;(x8-x12)^2+(y8-y12)^2-L128^2;
63 (x12-x11)^2+(y12-y11)^2-L1211^2;(x13-x11)^2+(y13-y11)^2-L1311^2;
64 (x13-x12)^2+(y13-y12)^2-L1312^2];
65
66 %JACOBIANO DE VELOCIDADES
67
68 phiq=[0, 0, 2*(x3-xB), 2*(y3-yB), 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,
    0, 0, 0;
69     0, 0, 2*(x3-x4), 2*(y3-y4), 2*(x4-x3), 2*(y4-y3), 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,
    0, 0, 0, 0, 0, 0;
70     2*(x1-xB), 2*(y1-yB), 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0;
71     2*(x1-x4), 2*(y1-y4), 0, 0, 2*(x4-x1), 2*(y4-y1), 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,
    0, 0, 0, 0, 0, 0;
72     0, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, L3B*sin(theta3B),
    0, 0, 0;
73     2*(x1-x3), 2*(y1-y3), 2*(x3-x1), 2*(y3-y1), 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,
    0, 0, 0;
74     2*(x1-xA), 2*(y1-yA), 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,
    -2*s1, 0, 0;

```

```

264     0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 2*(x11p-x12p), 2*(y11p-y12p), 2*(
    x12p-x11p), 2*(y12p-y11p), 0, 0, 0, 0, 0, 0;
265     0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 2*(x11p-x13p), 2*(y11p-y13p), 0, 0,
    2*(x13p-x11p), 2*(y13p-y11p), 0, 0, 0, 0;
266     0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 2*(x12p-x13p), 2*(y12p-y13p),
    2*(x13p-x12p), 2*(y13p-y12p), 0, 0, 0, 0];
267
268
269 %REALIZAMOS EL PRODUCTO DEL JACOBIANO DE LAS ACELERACIONES CON LAS
270 %VELOCIDADES, ESTO NOS DARA UN VECTOR QUE SERA EL VECTOR DE SOLUCIONES PARA
271 %PODER CALCULAR LOS VALORES DE LA ACELERACION
272 phiqpqp= phiqp*qp;
273
274 ba=[-(phiqpqp); vsA1; vsA2; vsA3];
275
276 %RESOLVEMOS EL SISTEMAS, QUE NOS DA LAS ACELERACIONES
277 qpp= inv(phiq)*ba;
278
279 end
280 Aq=-phiq\[phi;0;0;0];
281
282
283 %ACTUALIZAMOS VARIABLES DE VELOCIDAD
284 x1=x1+Aq(1);
285 y1=y1+Aq(2);
286 x3=x3+Aq(3);
287 y3=y3+Aq(4);
288 x4=x4+Aq(5);
289 y4=y4+Aq(6);
290 x5=x5+Aq(7);
291 y5=y5+Aq(8);
292 x7=x7+Aq(9);
293 y7=y7+Aq(10);
294 x8=x8+Aq(11);
295 y8=y8+Aq(12);
296 x10=x10+Aq(13);
297 y10=y10+Aq(14);
298 x11=x11+Aq(15);
299 y11=y11+Aq(16);
300 x12=x12+Aq(17);
301 y12=y12+Aq(18);
302 x13=x13+Aq(19);
303 y13=y13+Aq(20);
304 theta3B=theta3B+Aq(21);
305 s1=s1+Aq(22);
306 s2=s2+Aq(23);
307 s3=s3+Aq(24);
308
309
310     end
311
312
313 clf
314 title ('MQUINA')
315 xlabel ('Eje X (m)')
316 ylabel ('Eje Y (m)')
317 line([x1,xA],[y1,yA], 'color','r','LineWidth',1, 'Marker','o','markers',10)
318 line([x4,x3],[y4,y3], 'color','g','LineWidth',1, 'Marker','o','markers',10)
319 line([x4,x1],[y4,y1], 'color','g','LineWidth',1, 'Marker','o','markers',10)
320 line([x3,xB],[y3,yB], 'color','g','LineWidth',1, 'Marker','o','markers',10)
321 line([x1,xB],[y1,yB], 'color','g','LineWidth',1, 'Marker','o','markers',10)
322 line([x7,x5],[y7,y5], 'color','g','LineWidth',1, 'Marker','o','markers',10)
323 line([x5,x3],[y5,y3], 'color','r','LineWidth',1, 'Marker','o','markers',10)
324 line([x10,x7],[y10,y7], 'color','g','LineWidth',1, 'Marker','o','markers',10)

```

```
325 line ([x11,x4],[y11,y4], 'color','g','LineWidth', 1, 'Marker', 'o','markers',10)
326 line ([x11,x10],[y11,y10], 'color','g','LineWidth', 1, 'Marker', 'o','markers',10)
327 line ([x5,x4],[y5,y4], 'color','g','LineWidth', 1, 'Marker', 'o','markers',10)
328 line ([x8,x7],[y8,y7], 'color','r','LineWidth', 1, 'Marker', 'o','markers',10)
329 line ([x8,x10],[y8,y10], 'color','g','LineWidth', 1, 'Marker', 'o','markers',10)
330 line ([x8,x12],[y8,y12], 'color','g','LineWidth', 1, 'Marker', 'o','markers',10)
331 line ([x12,x11],[y12,y11], 'color','g','LineWidth', 1, 'Marker', 'o','markers',10)
332 line ([x13,x11],[y13,y11], 'color','g','LineWidth', 1, 'Marker', 'o','markers',10)
333 line ([x13,x12],[y13,y12], 'color','g','LineWidth', 1, 'Marker', 'o','markers',10)
334
335
336
337 xlim([-10 10])
338 ylim([-10 10])
339 pause(1e-10)
340
341 y4psave(i)=y4p;
342 y13psave(i)=y13p;
343 theta3Bpsave(i)=theta3Bp;
344 y11psave(i)=y11p;
345
346
347 tiemposave(i)=i*At;
348
349
350
351
352 end
353 %REPRESENTAMOS UNAS GRAFICAS DE LAS ACELERACIONES DE LOS PUNTOS
354 %MAS CARACTERSTICOS
355
356
357 subplot(2,2,1)
358 plot(tiemposave,y4psave)
359 grid on
360 title('Aceleracin punto E')
361 xlabel('Tiempo (s)')
362 ylabel('Desplazamiento (m/s^2)')
363 subplot(2,2,2)
364 plot(tiemposave,y13psave)
365 grid on
366 title('Aceleracin extremo de la cuchara')
367 xlabel('Tiempo (s)')
368 ylabel('Desplazamiento (m/s^2)')
369 subplot(2,2,3)
370 plot(tiemposave,theta3Bpsave)
371 grid on
372 title('Aceleracin angular de la pluma (Eslabn 2)')
373 xlabel('Tiempo (s)')
374 ylabel('Desplazamiento (rad/s^2)')
375 subplot(2,2,4)
376 plot(tiemposave,y11psave)
377 grid on
378 title('Aceleracin punto I')
379 xlabel('Tiempo (s)')
380 ylabel('Desplazamiento (m/s^2)')
```

Anejo V. Análisis dinámico: Movimiento de carga

Antes de empezar con el análisis, decimos que las fuerzas de inercia no han sido incluido dentro de los diagramas de solido libre, pero si se han tenido en cuenta en el planteamiento de las ecuaciones, teniendo en cuenta que se oponen al movimiento, excepto la de los elementos con masas y momentos de inercia muy bajos con respecto a los componentes principales (pluma, brazo y cuchara).

Planteamiento ecuaciones

En la Figura (5.3) podemos ver la representación de esta posición, así como los diferentes pares cinemáticos y eslabones que se tendrán cuenta.

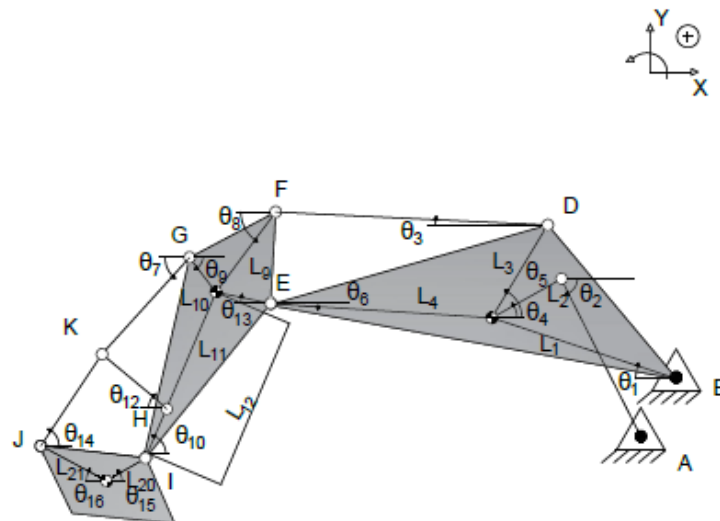


Figura 5.3: Esquema para la posición de movimiento de carga

A continuación, realizaremos todos los diagramas de sólido libre (D.S.L):

■ Eslabón BDEC (Pluma)

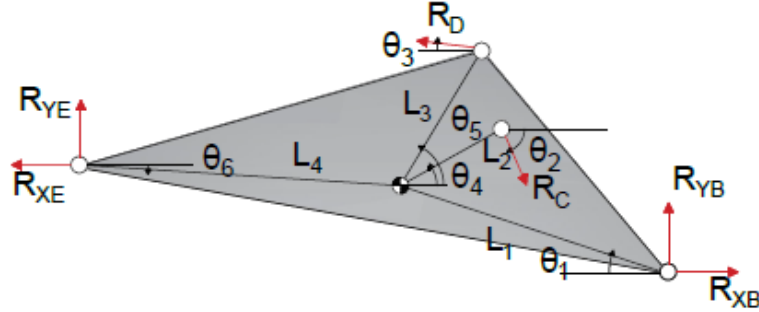


Figura 5.4: Diagrama sólido libre eslabón BDEC

Planteamos el equilibrio dinámico tanto de fuerzas lineales como de momentos, por lo que obtenemos:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{XB} + R_C \cdot \cos(\theta_2) - R_D \cdot \cos(\theta_3) - R_{XE} - m_p \cdot a_X = 0$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{YB} - R_C \cdot \sin(\theta_2) + R_D \cdot \sin(\theta_3) + R_{YE} - P_p - m_p \cdot a_Y = 0$$

$$\Sigma M_Z^{cdg} = 0$$

$$[R_{YB} \cdot L_1 \cdot \cos(\theta_1) + R_{XB} \cdot L_1 \cdot \sin(\theta_1)]$$

$$- [R_C \cdot \cos(\theta_2) \cdot L_2 \cdot \sin(\theta_4) + R_C \cdot \sin(\theta_2) \cdot L_2 \cdot \cos(\theta_4)]$$

$$+ [R_D \cdot \cos(\theta_3) \cdot L_3 \cdot \sin(\theta_5) + R_D \cdot \sin(\theta_3) \cdot L_3 \cdot \cos(\theta_5)]$$

$$[+R_{XE} \cdot L_4 \cdot \sin(\theta_6) - R_{YE} \cdot L_4 \cdot \cos(\theta_6)] - I_p \cdot \alpha$$

- Eslabón AC (Actuador pluma)

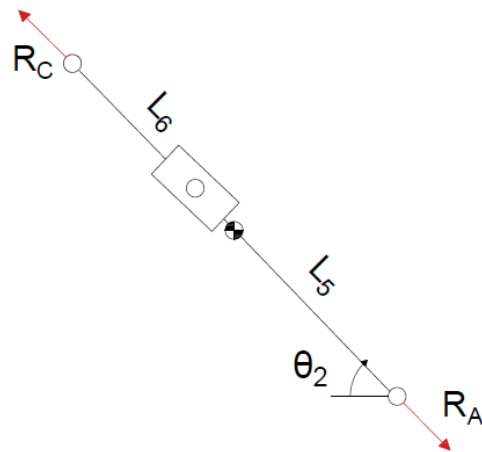


Figura 5.5: Diagrama sólido libre eslabón AC

Planteamos el equilibrio de fuerzas:

$$R_C = R_A$$

- Eslabón DF (Actuador brazo)

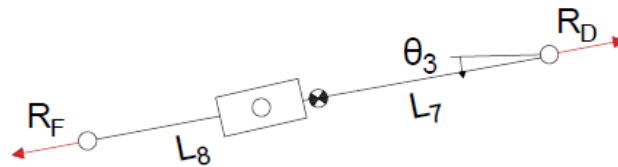


Figura 5.6: Diagrama sólido libre eslabón DF

Planteamos el equilibrio de fuerzas:

$$R_D = R_F$$

■ Eslabón FGHI E (Brazo)

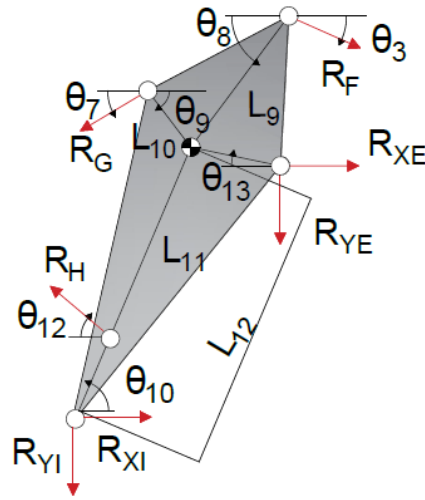


Figura 5.7: Diagrama sólido libre eslabón FGHI E

Planteamos el equilibrio dinámico tanto de fuerzas lineales como de momentos, por lo que obtenemos:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_F \cdot \cos(\theta_3) - R_G \cdot \cos(\theta_7) - R_H \cdot \cos(\theta_{12}) + R_{XE} + R_{XI} - m_b \cdot a_X = 0$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$-R_F \cdot \sin(\theta_3) - R_G \cdot \sin(\theta_7) + R_H \cdot \sin(\theta_{12}) - R_{YI} - R_{YE} - P_b - m_b \cdot a_Y = 0$$

$$\Sigma M_Z^{cdg} = 0$$

$$\begin{aligned} & [-R_F \cdot \cos(\theta_3) \cdot L_9 \cdot \sin(\theta_8) - R_F \cdot \sin(\theta_3) \cdot L_9 \cdot \cos(\theta_8)] \\ & + [R_G \cdot \sin(\theta_7) \cdot L_{10} \cdot \cos(\theta_9) + R_G \cdot \cos(\theta_7) \cdot L_{10} \cdot \sin(\theta_9)] \\ & + [-R_H \cdot \sin(\theta_{12}) \cdot L_{11} \cdot \cos(\theta_{10}) - R_H \cdot \cos(\theta_{12}) \cdot L_{11} \cdot \sin(\theta_{10})] \\ & + [R_{YI} \cdot \cos(\theta_{10}) \cdot L_{12} + R_{XI} \cdot \sin(\theta_{10}) \cdot L_{12}] \\ & + [R_{XE} \cdot L_{13} \cdot \sin(\theta_{13}) - R_{YE} \cdot L_{13} \cdot \cos(\theta_{13}) - I_b \cdot \alpha \end{aligned}$$

- Eslabón GK (Actuador cuchara)

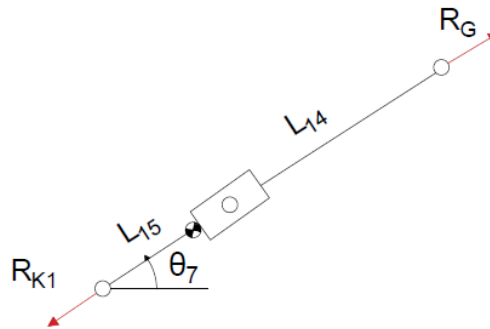


Figura 5.8: Diagrama sólido libre eslabón GK

Planteamos el equilibrio de fuerzas:

$$R_G = R_{K1}$$

- Eslabón HK (Eslabón 1)

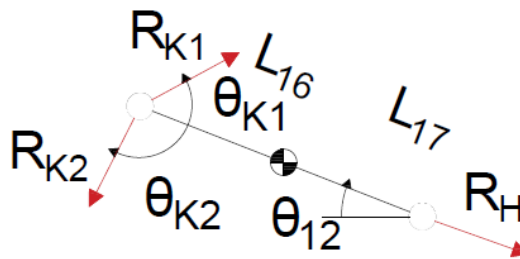


Figura 5.9: Diagrama sólido libre eslabón HK

Planteamos el equilibrio dinámico de las fuerzas en la dirección de la barra:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{K1} \cdot \cos(\theta_{K1}) + R_H + R_{K2} \cdot \cos(\theta_{K2}) = 0$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{K1} \cdot \sin(\theta_{K1}) - R_{K2} \cdot \sin(\theta_{K2}) = 0$$

■ Eslabón JK (Eslabón 2)

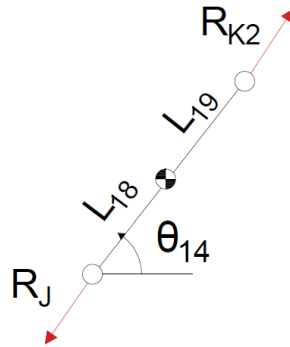


Figura 5.10: Diagrama sólido libre eslabón KJ

Planteamos el equilibrio de fuerzas:

$$R_J = R_{K2}$$

■ Eslabón IJ (Cuchara)

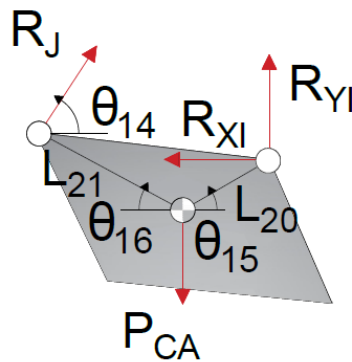


Figura 5.11: Diagrama sólido libre de la cuchara

Planteamos el equilibrio dinámico tanto de fuerzas lineales como de momentos,

por lo que obtenemos:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$+R_J \cdot \cos(\theta_{14}) - R_{XI} - (m_c + m_{ca}) \cdot a_X = 0$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_J \cdot \sin(\theta_{14}) + R_{YI} - (P_c + P_{ca}) - (m_c + m_{ca}) \cdot a_Y = 0$$

$$\Sigma M_Z^{cdg} = 0$$

$$[R_{XI} \cdot L_{20} \cdot \sin(\theta_{15}) + R_{YI} \cdot L_{20} \cdot \cos(\theta_{15})]$$

$$+[-R_J \cdot \sin(\theta_{14}) \cdot L_{21} \cdot \cos(\theta_{16}) - R_J \cdot \cos(\theta_{14}) \cdot L_{21} \cdot \sin(\theta_{16})] - (I_c + I_{ca}) \cdot \alpha$$


```

54     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1,0,0,cos(thetak1),0,cos(thetak2); %0 (16)
55     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,sin(thetak1),0,-sin(thetak2); %0 (17)
56     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,-1,1; %0 (ESLABON 2)
57     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,-1,0,0,cos(theta14),0; % (mC+mCA)*ax6 (22)
58     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1,0,sin(theta14),0; % (mC+mCA)*ay6+PC+PCA (23)
59     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,L20*sin(theta15),L20*cos(theta15),0,-sin(theta14)*L21*cos(
theta16)-cos(theta14)*L21*sin(theta16),0;]; % (IC+ICA)*alpha6 (24)]
60 %B=[mp*ax1;mp*ay1+Pp;Ip*alpha1;0;0;mB*ax4;mB*ay4+PB;IB*alpha4;0;0;0;0;(mC+mCA)*ax6;(
mC+mCA)*ay6+PC+PCA;(IC+ICA)*alpha6];% CON INERCIAS
61 %B=[0;Pp;0;0;0;0;PB;0;0;0;0;0;PC+PCA;0]; % SIN INERCIAS
62 B=[0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;PCA;0]; % SIN INERCIAS Y SIN PESOS PROPIOS
63 X=inv(A)*B;
64 %X=[RXB;RYB;RD;RXE;RYE;RC;RA;RF;RG;RH;RXI;RYI;RK1;RJ;RK2];
65 RXB=X(1);
66 RYB=X(2);
67 RD=X(3);
68 RXE=X(4);
69 RYE=X(5);
70 RC=X(6);
71 RA=X(7);
72 RF=X(8);
73 RG=X(9);
74 RH=X(10);
75 RXI=X(11);
76 RYI=X(12);
77 RK1=X(13);
78 RJ=X(14);
79 RK2=X(15);
80 XV=Lv1*cos(theta1)-Lv2*cos(theta2)-Lv3*cos(theta3); % ECUACION VECTORIAL X
81 YV=Lv1*sin(theta1)+Lv2*sin(theta2)+Lv3*sin(theta3); % ECUACION VECTORIAL Y
82 RXBsave(i)=RXB;
83 RYBsave(i)=RYB;
84 RDsave(i)=RD;
85 RXEsave(i)=RXE;
86 RYEsave(i)=RYE;
87 RCsave(i)=RC;
88 RAsave(i)=RA;
89 RFsave(i)=RF;
90 RGsave(i)=RG;
91 RHsave(i)=RH;
92 RXIsave(i)=RXI;
93 RYIsave(i)=RYI;
94 RK1save(i)=RK1;
95 RJsave(i)=RJ;
96 RK2save(i)=RK2;
97 theta1save(i)=theta1;
98 theta2save(i)=theta2;
99 theta3save(i)=theta3;
100 theta4save(i)=theta4;
101 theta5save(i)=theta5;
102 theta6save(i)=theta6;
103 theta7save(i)=theta7;
104 theta8save(i)=theta8;
105 theta9save(i)=theta9;
106 theta10save(i)=theta10;
107 theta12save(i)=theta12;
108 theta13save(i)=theta13;
109 theta14save(i)=theta14;
110 theta15save(i)=theta15;
111 theta16save(i)=theta16;
112 XVsave(i)=XV;
113 YVsave(i)=YV;
114 end
115 subplot(3,1,1)

```

```
116 plot(XVsave, YVsave)
117 grid on
118 title ('Posicin punta de la cuchara')
119 xlabel ('Distancia respecto B en el eje X (m)')
120 ylabel ('Distancia respecto B en el eje Y (m)')
121 subplot(3,1,2)
122 plot(XVsave, RXBsave, 'DisplayName', 'RXB')
123 hold on
124 plot(XVsave, RYBsave, 'DisplayName', 'RYB')
125 hold on
126 plot(XVsave, RDsave, 'DisplayName', 'RD')
127 hold on
128 plot(XVsave, RXEsave, 'DisplayName', 'RXE')
129 hold on
130 plot(XVsave, RYEsave, 'DisplayName', 'RYE')
131 hold on
132 plot(XVsave, RAsave, 'DisplayName', 'RA')
133 hold on
134 plot(XVsave, RCsave, 'DisplayName', 'RC')
135 hold on
136 plot(XVsave, RFsave, 'DisplayName', 'RF')
137 hold on
138 plot(XVsave, RGsave, 'DisplayName', 'RG')
139 hold on
140 plot(XVsave, RHsave, 'DisplayName', 'RH')
141 hold on
142 plot(XVsave, RXIsave, 'DisplayName', 'RXI')
143 hold on
144 plot(XVsave, RYIsave, 'DisplayName', 'RYI')
145 hold on
146 plot(XVsave, RK1save, 'DisplayName', 'RK1')
147 hold on
148 plot(XVsave, RJsave, 'DisplayName', 'RJ')
149 hold on
150 plot(XVsave, RK2save, 'DisplayName', 'RK2')
151 grid on
152 title ('Fuerzas')
153 xlabel ('Distancia respecto B en el eje X de la cuchara (m)')
154 ylabel ('Fuerza (N)')
155 legend
156 subplot(3,1,3)
157 plot(XVsave, theta1save, 'DisplayName', 'Theta1')
158 hold on
159 plot(XVsave, theta2save, 'DisplayName', 'Theta2')
160 hold on
161 plot(XVsave, theta3save, 'DisplayName', 'Theta3')
162 hold on
163 plot(XVsave, theta4save, 'DisplayName', 'Theta4')
164 hold on
165 plot(XVsave, theta5save, 'DisplayName', 'Theta5')
166 hold on
167 plot(XVsave, theta6save, 'DisplayName', 'Theta6')
168 hold on
169 plot(XVsave, theta7save, 'DisplayName', 'Theta7')
170 hold on
171 plot(XVsave, theta8save, 'DisplayName', 'Theta8')
172 hold on
173 plot(XVsave, theta9save, 'DisplayName', 'Theta9')
174 hold on
175 plot(XVsave, theta10save, 'DisplayName', 'Theta10')
176 hold on
177 plot(XVsave, theta12save, 'DisplayName', 'Theta12')
178 hold on
179 plot(XVsave, theta13save, 'DisplayName', 'Theta13')
```

```

180 hold on
181 plot(XVsave, theta14save, 'DisplayName', 'Theta14')
182 hold on
183 plot(XVsave, theta15save, 'DisplayName', 'Theta15')
184 hold on
185 plot(XVsave, theta16save, 'DisplayName', 'Theta16')
186 grid on
187 title ('Angulos girados')
188 xlabel ('Distancia respecto B en el eje X de la cuchara (m)')
189 ylabel (' ngulo (rad)')
190 legend

```

En la Figura (5.12) se puede ver la evolución de los ángulos a lo largo de la trayectoria.

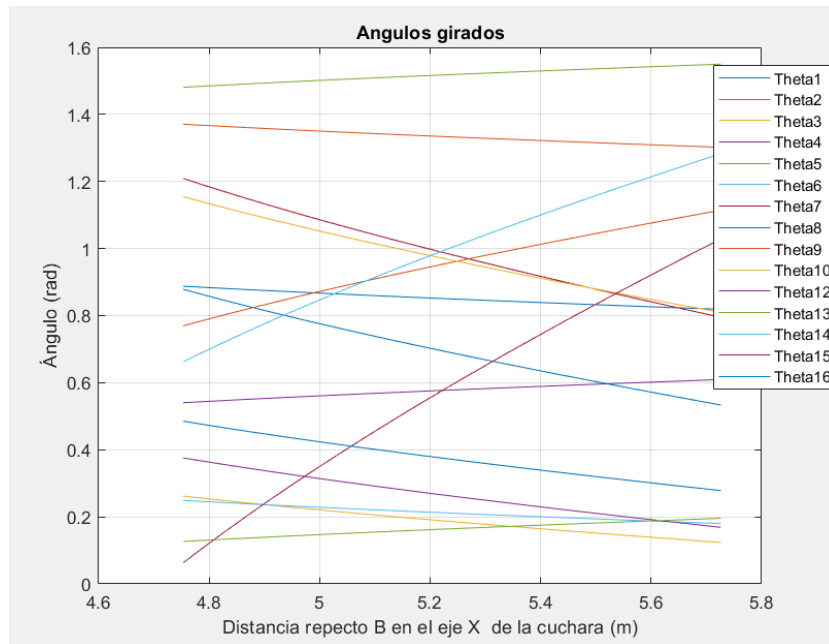


Figura 5.12: Gráfica de la evolución de los ángulos en función de la posición horizontal de la punta de la cuchara

Anejo VI. Análisis dinámico: Excavación

Antes de empezar con el análisis, decimos que las fuerzas de inercia no han sido incluido dentro de los diagramas de solido libre, pero si se han tenido en cuenta en el planteamiento de las ecuaciones, teniendo en cuenta que se oponen al movimiento, excepto la de los elementos con masas y momentos de inercia muy bajos con respecto a los componentes principales (pluma, brazo y cuchara).

Planteamiento ecuaciones

En la Figura (5) podemos ver la representación de esta posición, así como los diferentes pares cinemáticos y eslabones que se tendrán cuenta.

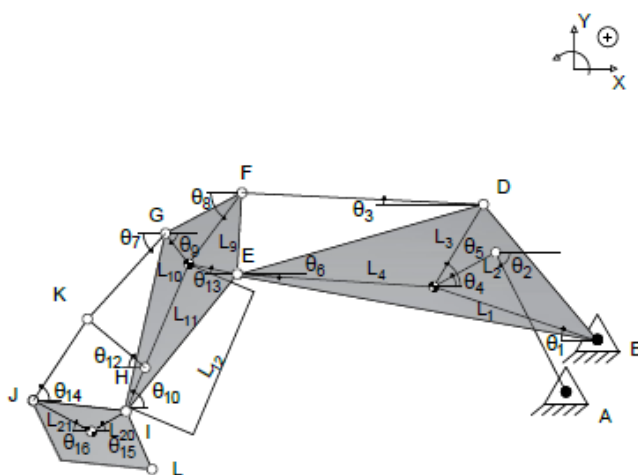


Figura 5.13: Esquema para la posición de excavación

En este caso, como se ha dicho previamente, los actuadores trabajaran a máxima presión, por lo que, lo primero que debemos de hacer es obtener el valor de estas fuerzas, ya que, serán dato en nuestro problema. Para ello, necesitamos saber la presión máxima que trabaja la máquina y el diámetro del pistón, ya que son las variables que necesitamos para poder hallar la fuerza. Dichas variables las hemos obtenido mirando

tanto en el catálogo de CAT ([2]), como en las curvas de la situación de movimiento de carga. Dichas variables son:

- Presión máxima: 350 bar.
- Diámetro pistón pluma (eslabón AC): 210 mm.
- Diámetro pistón brazo (eslabón DF): 200 mm.
- Diámetro pistón cuchara (eslabón GK): 200 mm.

Una vez conocidas dichas variables, obtenemos la fuerza que ejerce cada uno, mediante la siguiente expresión:

$$P = \frac{F}{S} \rightarrow F = P \cdot S$$

Las fuerzas que se obtienen corresponde a las siguientes reacciones:

- Fuerza pluma (R_C)
- Fuerza brazo (R_F)
- Fuerza cuchara (R_G)

Con estas fuerzas, como variables conocidas, se nos reduce el numero de variables en 3 menos, pero, en este caso, tenemos que en el punto **L**, nos aparecerán las reacciones que ejerce el suelo, por lo que tenemos 2 más, es decir, que en total tenemos 1 variable menos que en el caso anterior. Un aspecto a tener en cuenta en este análisis es que, la máquina, se mantiene estática, es decir, no aparecen las fuerzas de inercia. Una vez realizadas estas aclaraciones, comenzamos con el análisis.

A continuación, realizaremos todos los diagramas de sólido libre (D.S.L):

- **Eslabón BDEC (Pluma)**

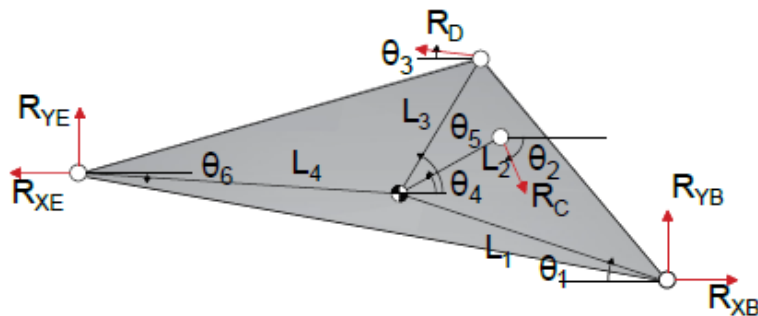


Figura 5.14: Diagrama sólido libre eslabón BDEC

Planteamos el equilibrio dinámico tanto de fuerzas lineales como de momentos, por lo que obtenemos:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{XB} + R_C \cdot \cos(\theta_2) - R_D \cdot \cos(\theta_3) - R_{XE} - m_p \cdot a_X = 0$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{YB} - R_C \cdot \sin(\theta_2) + R_D \cdot \sin(\theta_3) + R_{YE} - P_p - m_p \cdot a_Y = 0$$

$$\Sigma M_Z^{cdg} = 0$$

$$[R_{YB} \cdot L_1 \cdot \cos(\theta_1) + R_{XB} \cdot L_1 \cdot \sin(\theta_1)]$$

$$- [R_C \cdot \cos(\theta_2) \cdot L_2 \cdot \sin(\theta_4) + R_C \cdot \sin(\theta_2) \cdot L_2 \cdot \cos(\theta_4)]$$

$$+ [R_D \cdot \cos(\theta_3) \cdot L_3 \cdot \sin(\theta_5) + R_D \cdot \sin(\theta_3) \cdot L_3 \cdot \cos(\theta_5)]$$

$$[+R_{XE} \cdot L_4 \cdot \sin(\theta_6) - R_{YE} \cdot L_4 \cdot \cos(\theta_6)] - I_p \cdot \alpha$$

■ **Eslabón AC (Actuador pluma)**

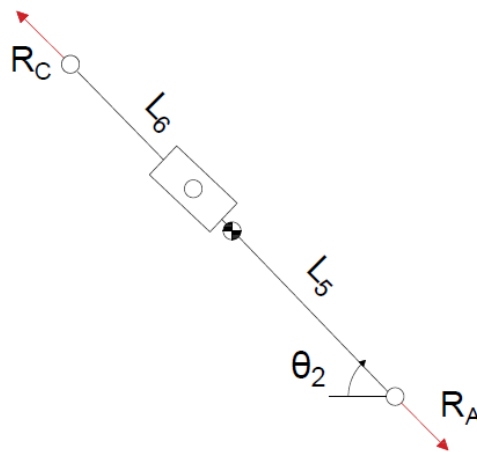


Figura 5.15: Diagrama sólido libre eslabón AC

Planteamos el equilibrio de fuerzas:

$$R_C = R_A$$

- Eslabón DF (Actuador brazo)

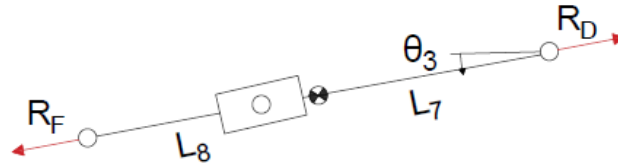


Figura 5.16: Diagrama sólido libre eslabón DF

Planteamos el equilibrio de fuerzas:

$$R_D = R_F$$

- Eslabón FGHIE (Brazo)

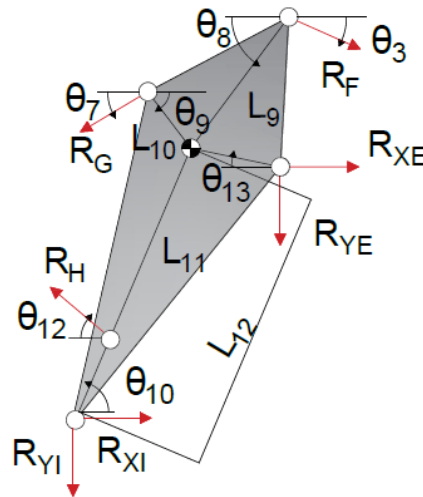


Figura 5.17: Diagrama sólido libre eslabón FGHIE

Planteamos el equilibrio dinámico tanto de fuerzas lineales como de momentos,

por lo que obtenemos:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_F \cdot \cos(\theta_3) - R_G \cdot \cos(\theta_7) - R_H \cdot \cos(\theta_{12}) + R_{XE} + R_{XI} - m_b \cdot a_X = 0$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$-R_F \cdot \sin(\theta_3) - R_G \cdot \sin(\theta_7) + R_H \cdot \sin(\theta_{12}) - R_{YI} - R_{YE} - P_b - m_b \cdot a_Y = 0$$

$$\Sigma M_Z^{cdg} = 0$$

$$\begin{aligned} & [-R_F \cdot \cos(\theta_3) \cdot L_9 \cdot \sin(\theta_8) - R_F \cdot \sin(\theta_3) \cdot L_9 \cdot \cos(\theta_8)] \\ & + [R_G \cdot \sin(\theta_7) \cdot L_{10} \cdot \cos(\theta_9) + R_G \cdot \cos(\theta_7) \cdot L_{10} \cdot \sin(\theta_9)] \\ & + [-R_H \cdot \sin(\theta_{12}) \cdot L_{11} \cdot \cos(\theta_{10}) - R_H \cdot \cos(\theta_{12}) \cdot L_{11} \cdot \sin(\theta_{10})] \\ & + [R_{YI} \cdot \cos(\theta_{10}) \cdot L_{12} + R_{XI} \cdot \sin(\theta_{10}) \cdot L_{12}] \\ & + [R_{XE} \cdot L_{13} \cdot \sin(\theta_{13}) - R_{YE} \cdot L_{13} \cdot \cos(\theta_{13}) - I_b \cdot \alpha \end{aligned}$$

■ **Eslabón GK (Actuador cuchara)**

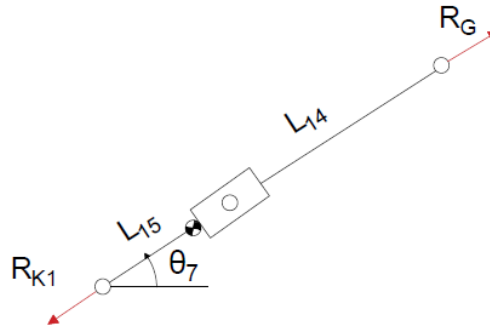


Figura 5.18: Diagrama sólido libre eslabón GK

Planteamos el equilibrio de fuerzas:

$$R_G = R_{K1}$$

■ Eslabón HK (Eslabón 1)

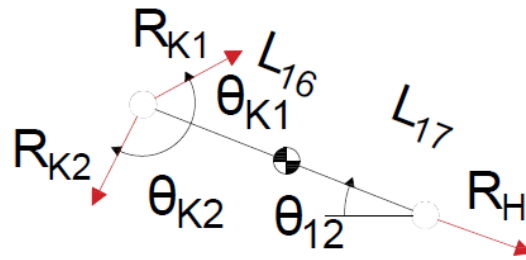


Figura 5.19: Diagrama sólido libre eslabón HK

Planteamos el equilibrio dinámico de las fuerzas en la dirección de la barra:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{K1} \cdot \cos(\theta_{K1}) + R_H + R_{K2} \cdot \cos(\theta_{K2}) = 0$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{K1} \cdot \sin(\theta_{K1}) - R_{K2} \cdot \sin(\theta_{K2}) = 0$$

■ Eslabón KJ (Eslabón 2)

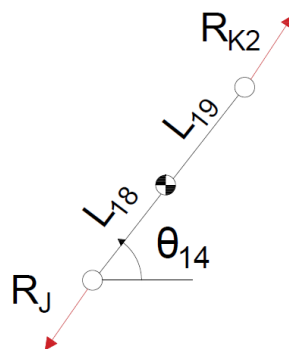


Figura 5.20: Diagrama sólido libre eslabón KJ

Planteamos el equilibrio de fuerzas:

$$R_J = R_{K2}$$

- Eslabón IJ (Cuchara)

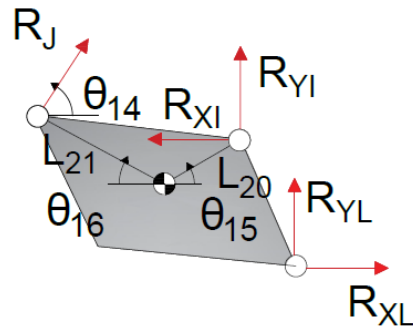


Figura 5.21: Diagrama sólido libre de la cuchara

Planteamos el equilibrio dinámico de fuerzas lineales como de momentos, por lo que obtenemos:

$$\Sigma F_X = 0$$

$$+R_J \cdot \cos(\theta_{14}) - R_{XI} + R_{XL} = 0$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_J \cdot \sin(\theta_{14}) + R_{YI} - (P_c + P_{ca}) + R_{YL} = 0$$


```

theta4)+sin(theta2)*L2*cos(theta4)) (3)
58 0,0,0,0,0,1,0,0,0,0,0,0,0,0; %RC (ACTUADOR 1)
59 0,0,1,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0; %RF (ACTUADOR 2)
60 0,0,0,1,0,0,-cos(theta12),1,0,0,0,0,0,0; %-RF*cos(theta3)+RG*cos(theta7) (10)
61 0,0,0,0,-1,0,sin(theta12),0,-1,0,0,0,0,0; %RF*sin(theta3)+RG*sin(theta7)+PB (11)
62 0,0,0,L13*sin(theta13),-L13*cos(theta13),0,-sin(theta12)*L11*cos(theta10)-cos(
theta12)*L11*sin(theta10),sin(theta10)*L12,cos(theta10)*L12,0,0,0,0,0; %(cos(
theta3)*L9*sin(theta8)+sin(theta3)*L9*cos(theta8))-(sin(theta7)*L10*cos(theta9)+
cos(theta7)*L10*sin(theta9)) (12)
63 0,0,0,0,0,0,0,0,0,1,0,0,0,0; %RG (ACTUADOR 3)
64 0,0,0,0,0,0,1,0,0,cos(thetak1),0,cos(thetak2),0,0; %0 (16)
65 0,0,0,0,0,0,0,0,0,sin(thetak1),0,-sin(thetak2),0,0; %0 (17)
66 0,0,0,0,0,0,0,0,0,-1,1,0,0; %0 (ESLABON 2)
67 0,0,0,0,0,0,0,-1,0,0,cos(theta14),0,1,0; %0 (22)
68 0,0,0,0,0,0,0,0,1,0,sin(theta14),0,0,1; %PC (23)
69 %B=[mp*ax1;mp*ay1+Pp;Ip*alpha1;0;0;mB*ax4;mB*ay4+PB;IB*alpha4;0;0;0;(mC+mCA)*
ax6;(mC+mCA)*ay6+PC+PCA;(IC+ICA)*alpha6];%CON INERCIAS
70 B=[-RC*cos(theta2);RC*sin(theta2)+Pp;RC*(cos(theta2)*L2*sin(theta4)+sin(theta2)*
L2*cos(theta4));RC;RF;-RF*cos(theta3)+RG*cos(theta7);-RF*sin(theta3)+RG*sin(theta7)
)+PB;-(cos(theta3)*L9*sin(theta8)+sin(theta3)*L9*cos(theta8))-(sin(theta7)*L10*
cos(theta9)+cos(theta7)*L10*sin(theta9));RG;0;0;0;0;PC]; %IN INERCIAS
71 %B=[-RC*cos(theta2);RC*sin(theta2);RC*(cos(theta2)*L2*sin(theta4)+sin(theta2)*L2
*cos(theta4));RC;RF;-RF*cos(theta3)+RG*cos(theta7);RF*sin(theta3)+RG*sin(theta7);
RF*(cos(theta3)*L9*sin(theta8)+sin(theta3)*L9*cos(theta8))-RG*(sin(theta7)*L10*cos
(theta9)+cos(theta7)*L10*sin(theta9));RG;0;0;0;0]; %IN INERCIAS Y SIN PESOS
PROPIOS
72 X=inv(A)*B;
73
74 %X=[RXB;RYB;RD;RXE;RYE;RA;RH;RXI;RYI;RK1;RJ;RK2;RXL;RYL];
75
76 RXB=X(1);
77 RYB=X(2);
78 RD=X(3);
79 RXE=X(4);
80 RYE=X(5);
81 RA=X(6);
82 RH=X(7);
83 RXI=X(8);
84 RYI=X(9);
85 RK1=X(10);
86 RJ=X(11);
87 RK2=X(12);
88 RXL=X(13);
89 RYL=X(14);
90 RXBsave(i)=RXB;
91 RYBsave(i)=RYB;
92 RDsave(i)=RD;
93 RXEsave(i)=RXE;
94 RYEsave(i)=RYE;
95 RAsave(i)=RA;
96 RHsave(i)=RH;
97 RXIsave(i)=RXI;
98 RYIsave(i)=RYI;
99 RK1save(i)=RK1;
100 RJsave(i)=RJ;
101 RK2save(i)=RK2;
102 RXLsave(i)=RXL;
103 RYLsave(i)=RYL;
104 theta1save(i)=theta1;
105 theta2save(i)=theta2;
106 theta3save(i)=theta3;
107 theta4save(i)=theta4;
108 theta5save(i)=theta5;
109 theta6save(i)=theta6;
110 theta7save(i)=theta7;

```

```

111 theta8save(i)=theta8;
112 theta9save(i)=theta9;
113 theta10save(i)=theta10;
114 theta11save(i)=theta11;
115 theta12save(i)=theta12;
116 theta13save(i)=theta13;
117 theta14save(i)=theta14;
118 theta15save(i)=theta15;
119 theta16save(i)=theta16;
120 XV=Lv1*cos(thetaav1)-Lv2*cos(thetaav2)-Lv3*cos(thetaav3); %ECUACION VECTORIAL X
121 YV=Lv1*sin(thetaav1)+Lv2*sin(thetaav2)+Lv3*sin(thetaav3); %ECUACION VECTORIAL Y
122 XVsave(i)=XV;
123 YVsave(i)=YV;
124 end
125 subplot(3,1,1)
126 plot(XVsave,YVsave)
127 grid on
128 title('Posicin punta de la cuchara')
129 xlabel('Distancia respecto B en el eje X (m)')
130 ylabel('Distancia respecto B en el eje Y (m)')
131 subplot(3,1,2)
132 plot(XVsave,RXBsave,'DisplayName','RXB')
133 hold on
134 plot(XVsave,RYBsave,'DisplayName','RYB')
135 hold on
136 plot(XVsave,RDsave,'DisplayName','RD')
137 hold on
138 plot(XVsave,RXEsave,'DisplayName','RXE')
139 hold on
140 plot(XVsave,RYEsave,'DisplayName','RYE')
141 hold on
142 plot(XVsave,RAsave,'DisplayName','RA')
143 hold on
144 plot(XVsave,RHsave,'DisplayName','RH')
145 hold on
146 plot(XVsave,RXIsave,'DisplayName','RXI')
147 hold on
148 plot(XVsave,RYIsave,'DisplayName','RYI')
149 hold on
150 plot(XVsave,RK1save,'DisplayName','RK1')
151 hold on
152 plot(XVsave,RJsave,'DisplayName','RJ')
153 hold on
154 plot(XVsave,RK2save,'DisplayName','RK2')
155 hold on
156 plot(XVsave,RXLsave,'DisplayName','RXL')
157 hold on
158 plot(XVsave,RYLsave,'DisplayName','RYL')
159 grid on
160 title('Fuerzas')
161 xlabel('Distancia respecto B en el eje X de la cuchara (m)')
162 ylabel('Fuerza (N)')
163 legend
164 subplot(3,1,3)
165 plot(XVsave,theta1save,'DisplayName','Theta1')
166 hold on
167 plot(XVsave,theta2save,'DisplayName','Theta2')
168 hold on
169 plot(XVsave,theta3save,'DisplayName','Theta3')
170 hold on
171 plot(XVsave,theta4save,'DisplayName','Theta4')
172 hold on
173 plot(XVsave,theta5save,'DisplayName','Theta5')
174 hold on

```

```
175 plot(XVsave, theta6save, 'DisplayName', 'Theta6')
176 hold on
177 plot(XVsave, theta7save, 'DisplayName', 'Theta7')
178 hold on
179 plot(XVsave, theta8save, 'DisplayName', 'Theta8')
180 hold on
181 plot(XVsave, theta9save, 'DisplayName', 'Theta9')
182 hold on
183 plot(XVsave, theta10save, 'DisplayName', 'Theta10')
184 hold on
185 plot(XVsave, theta12save, 'DisplayName', 'Theta12')
186 hold on
187 plot(XVsave, theta13save, 'DisplayName', 'Theta13')
188 hold on
189 plot(XVsave, theta14save, 'DisplayName', 'Theta14')
190 hold on
191 plot(XVsave, theta15save, 'DisplayName', 'Theta15')
192 hold on
193 plot(XVsave, theta16save, 'DisplayName', 'Theta16')
194 grid on
195 title('Angulos girados')
196 xlabel('Distancia respecto B en el eje X de la cuchara (m)')
197 ylabel('ngulo (rad)')
198 legend
```

En la Figura (5.12), vemos la evolución que tienen los ángulos a lo largo de la trayectoria, en función de la posición horizontal de la cuchara.

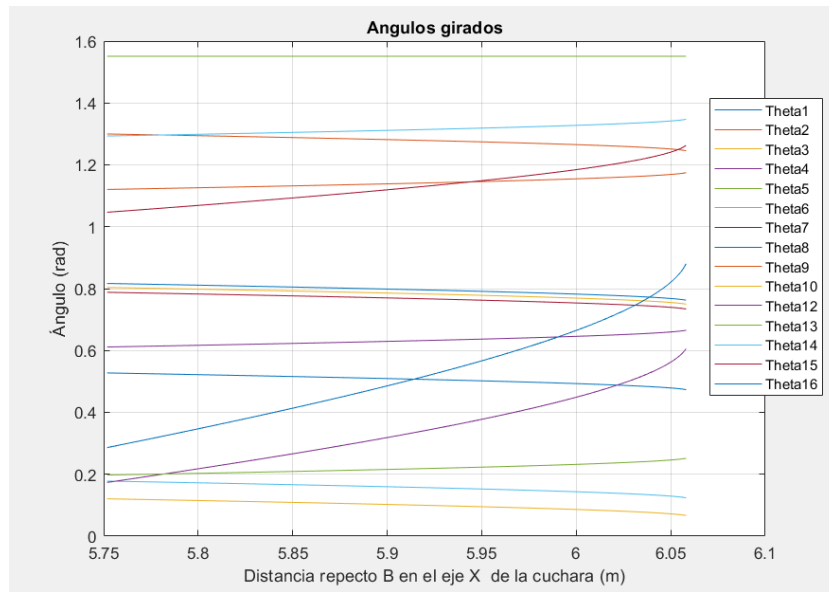
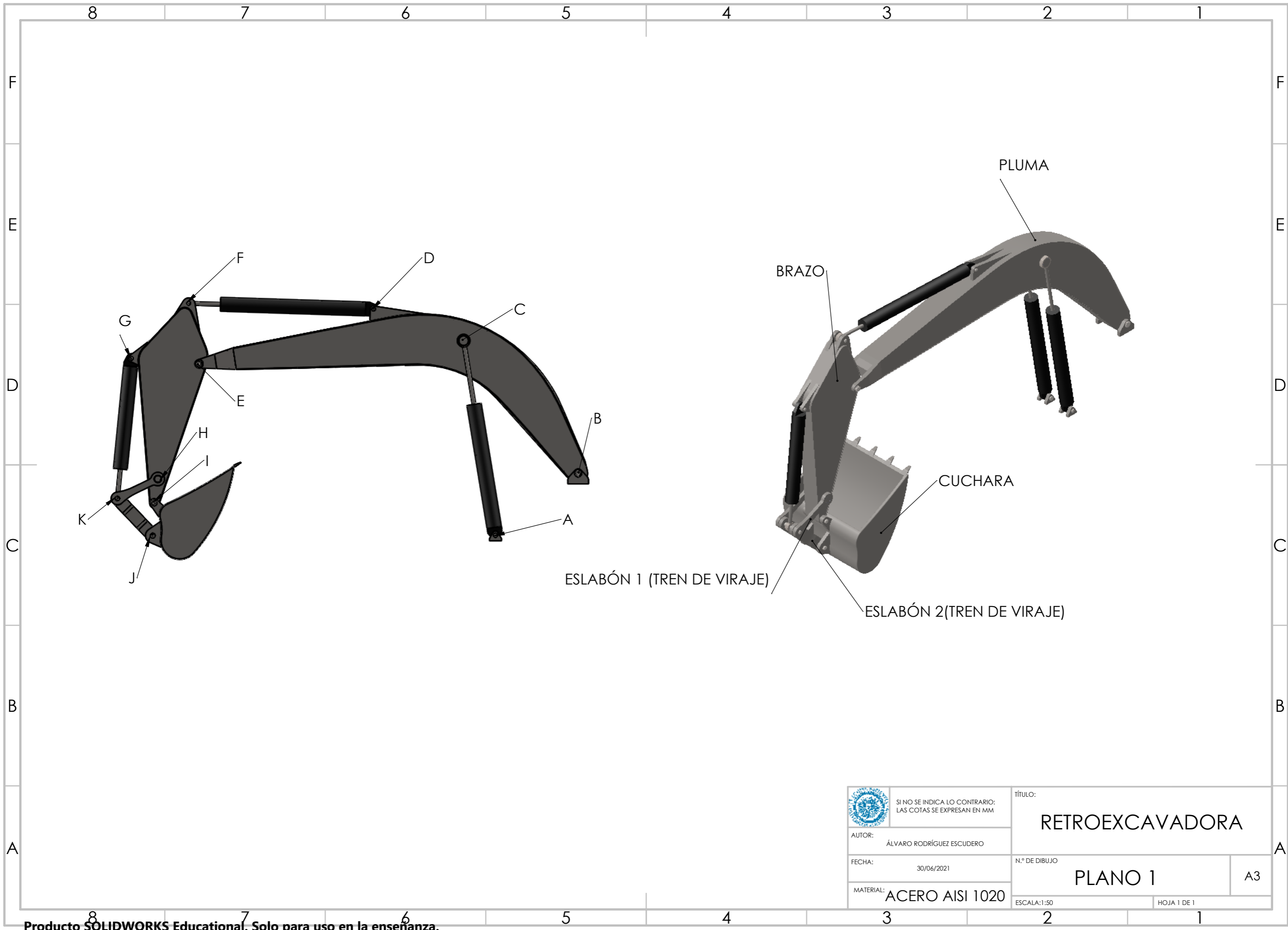



Figura 5.22: Gráfica de la evolución de los ángulos en función de la posición horizontal de la punta de la cuchara

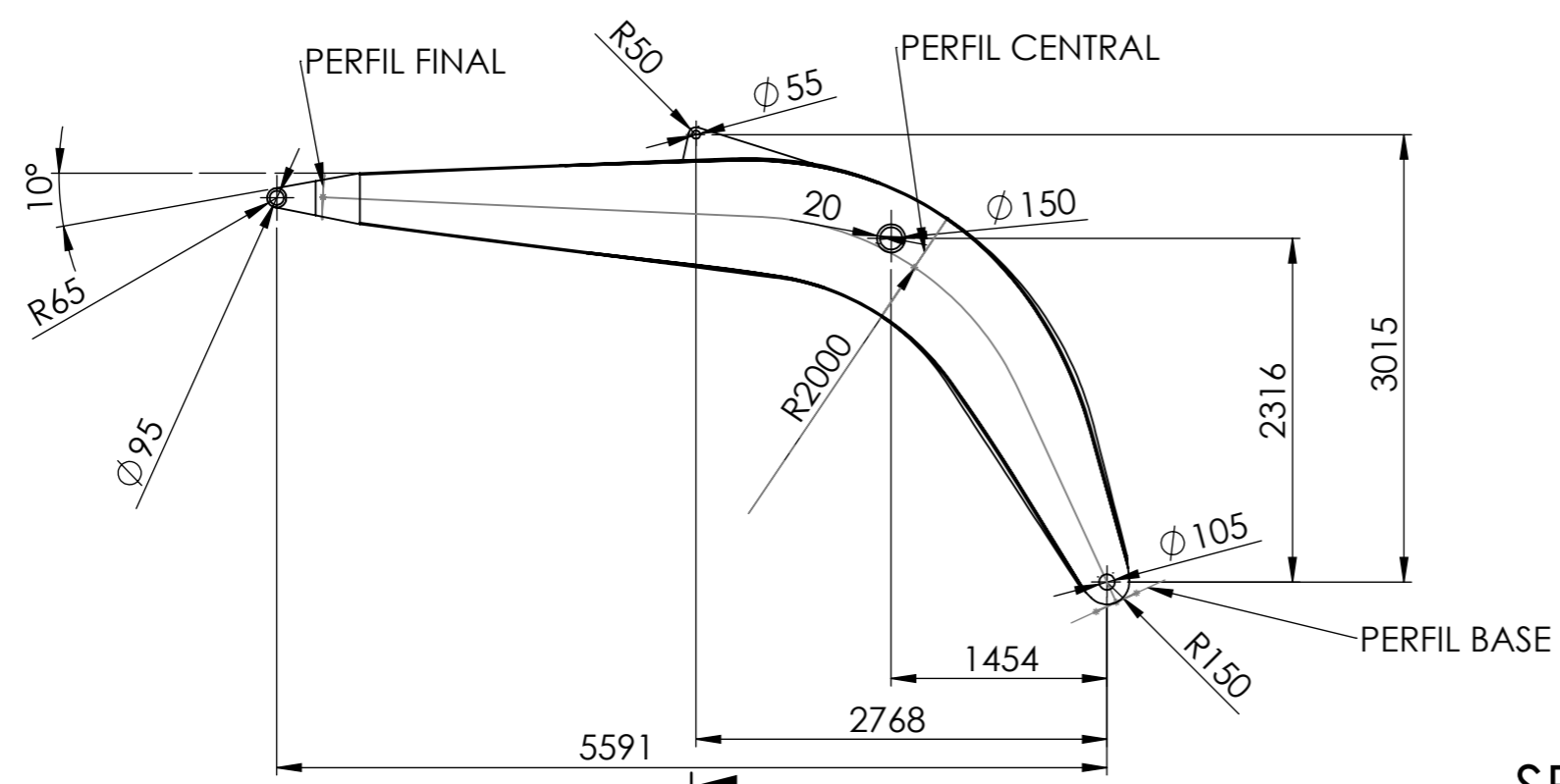
PLANOS



	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	TÍTULO: RETROEXCAVADORA	
	AUTOR: ÁLVARO RODRÍGUEZ ESCUDERO	N.º DE DIBUJO PLANO 1	
	FECHA: 30/06/2021	A3	
MATERIAL: ACERO AISI 1020	ESCALA: 1:50	HOJA 1 DE 1	

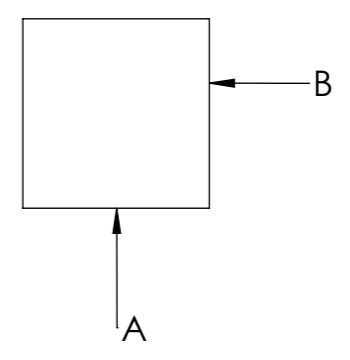
8 7 6 5 4 3 2 1

F
E
D
C
B
A

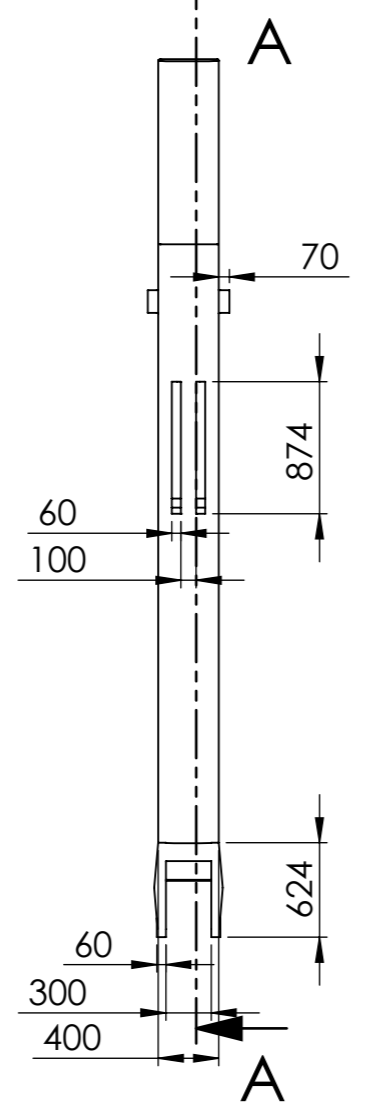
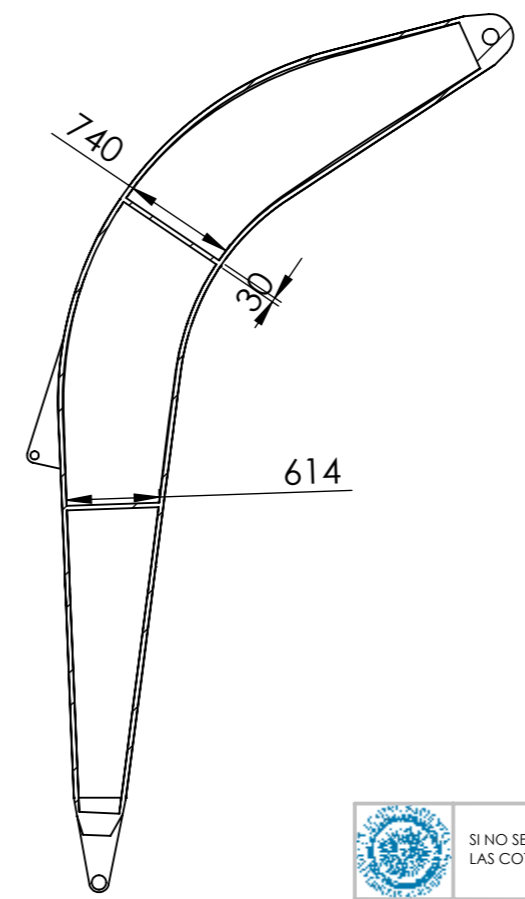



SECCIÓN DE LA PLUMA VARIABLE

PERFIL	A	B
BASE	400	300
CENTRAL	400	800
FINAL	400	300

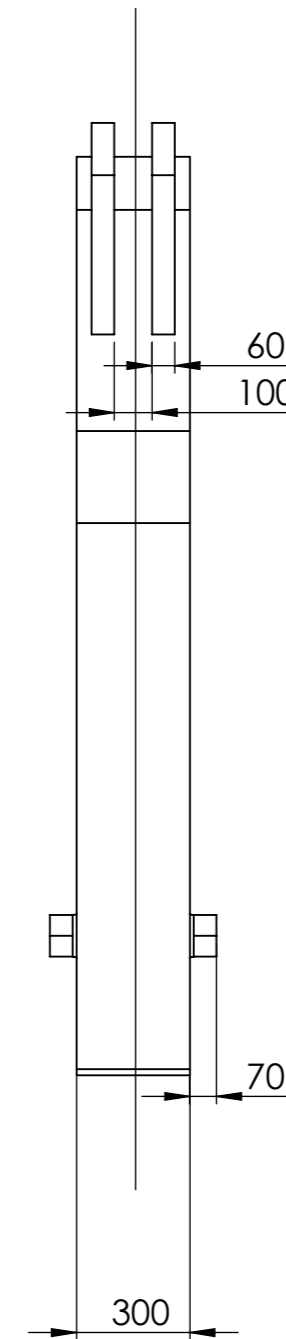
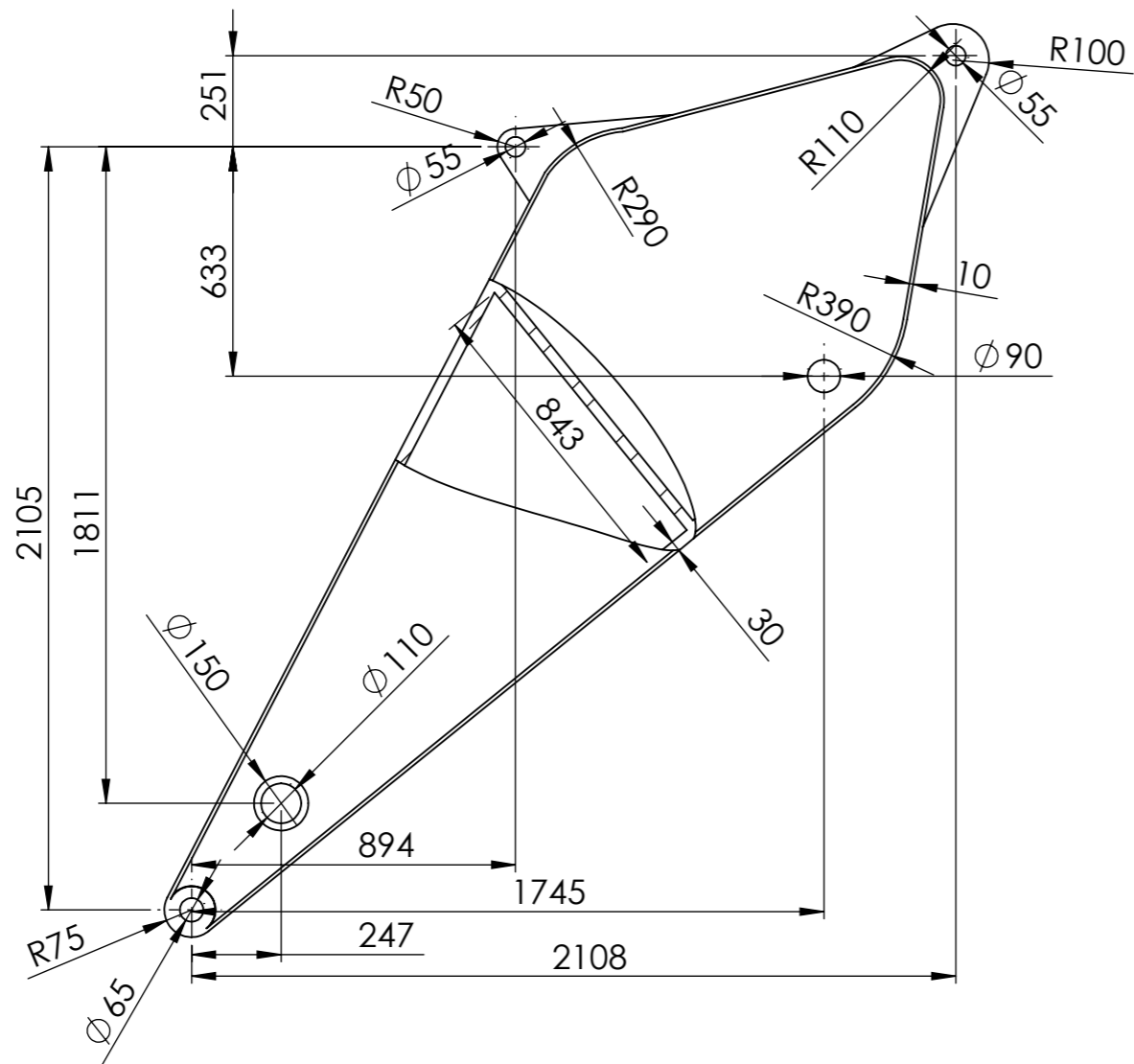



SECCIÓN A-A

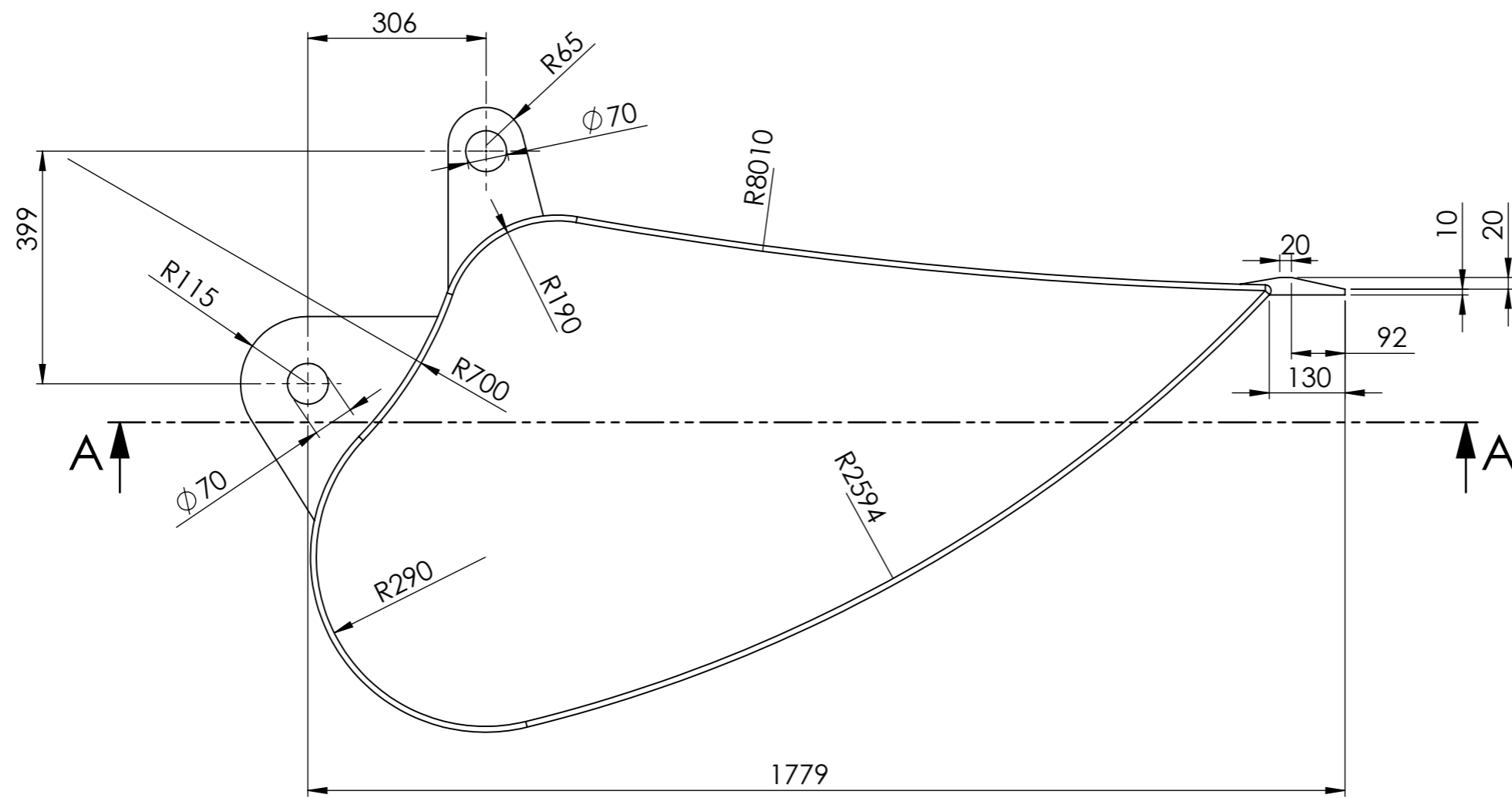


	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	TÍTULO:	
	AUTOR: ÁLVARO RODRÍGUEZ ESCUDERO	PLUMA	
	FECHA: 30/06/2021	N.º DE DIBUJO	A3
	MATERIAL: ACERO AISI 1020	PLANO 2	
ESCALA:1:100		HOJA 1 DE 1	

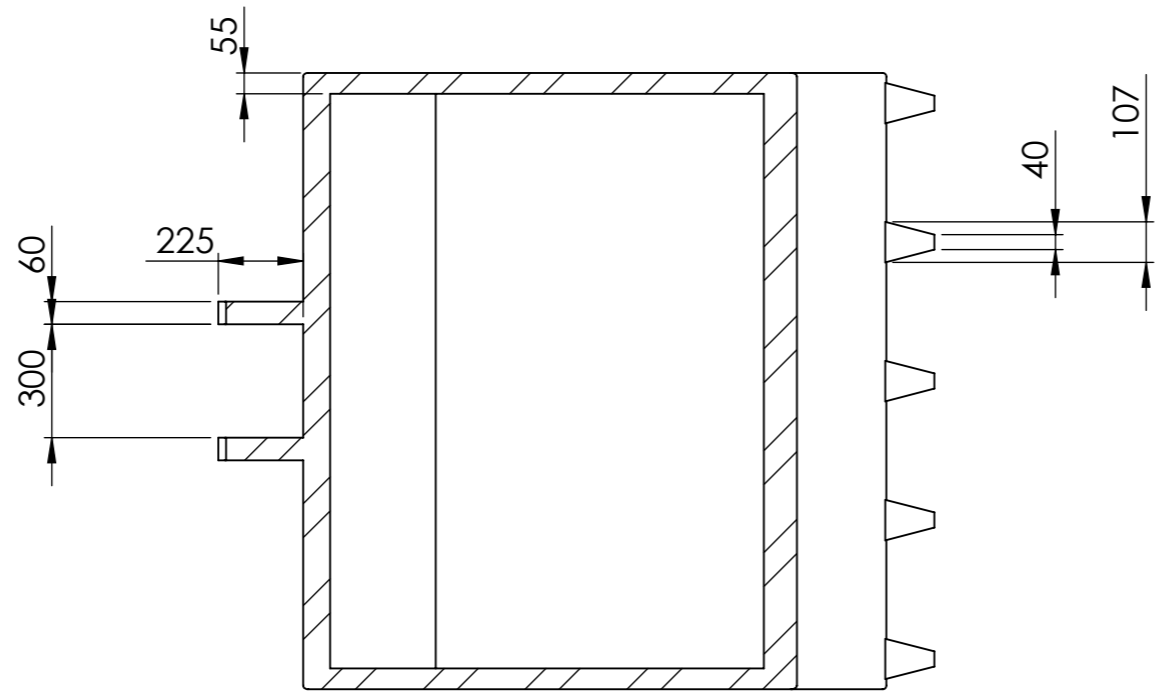
8 7 6 5 4 3 2 1




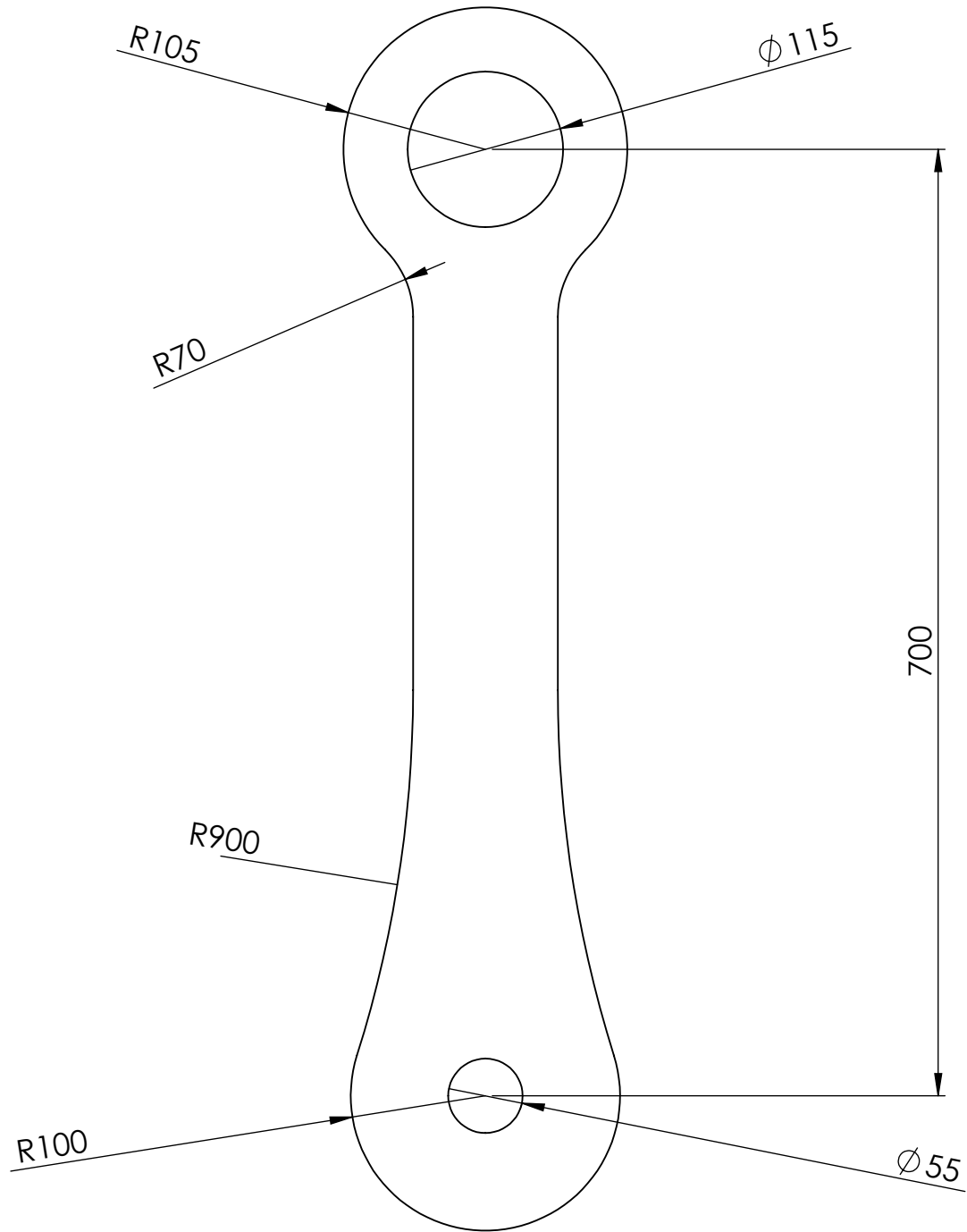
	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	TÍTULO:		
	AUTOR:	ÁLVARO RODRÍGUEZ ESCUDERO	BRAZO PLANO 3	
	FECHA:	30/06/2021		
MATERIAL:	ACERO AISI 1020	ESCALA: 1:20	HOJA 1 DE 1	



SECCIÓN A-A ESCALA 1:20



 SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	TÍTULO:		
	CUCHARA		
	AUTOR:	ÁLVARO RODRÍGUEZ ESCUDERO	
FECHA:	30/06/2021	N.º DE DIBUJO:	
MATERIAL:	ACERO AISI 1020	PLANO 4	A3
ESCALA: 1:10		HOJA 1 DE 1	



ESPESOR 60 mm



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

TÍTULO:

ESLABÓN 1

AUTOR:

ÁLVARO RODRÍGUEZ ESCUDERO

FECHA:

30/06/2021

N.º DE DIBUJO

PLANO 5

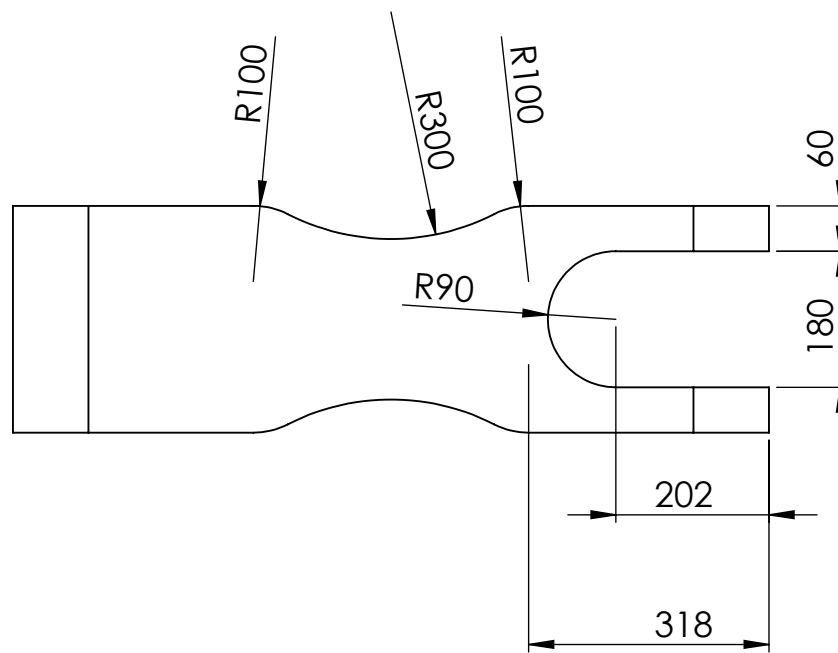
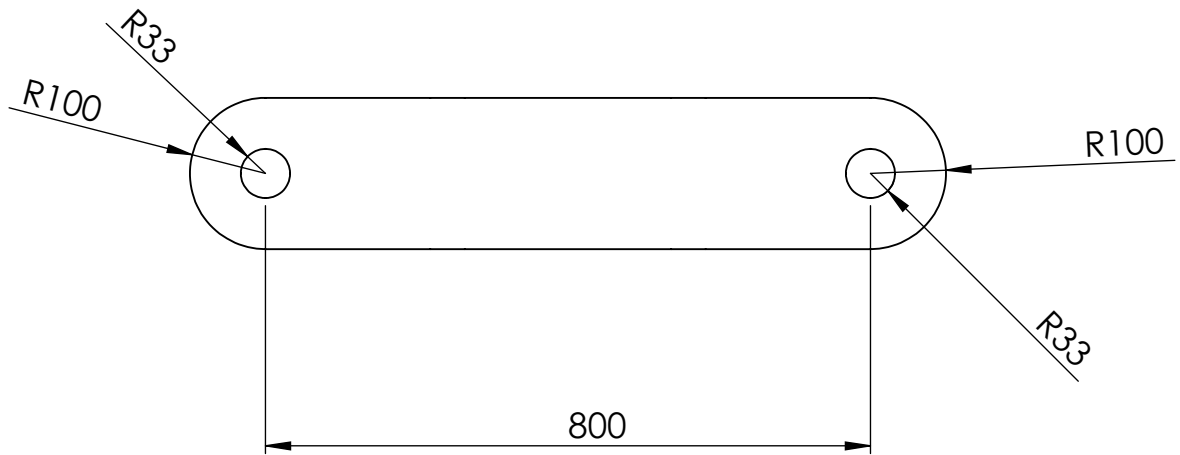
MATERIAL:

ACERO AISI 1020

A4

ESCALA:1:5

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

TÍTULO:

ESLABÓN 2

AUTOR: ÁLVARO RODRÍGUEZ ESCUDERO

FECHA: 30/06/2021

N.º DE DIBUJO

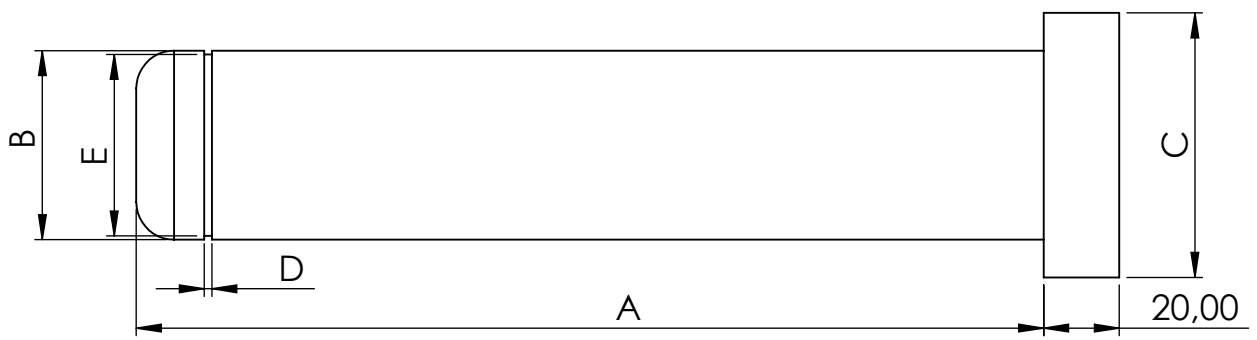
PLANO 6

A4

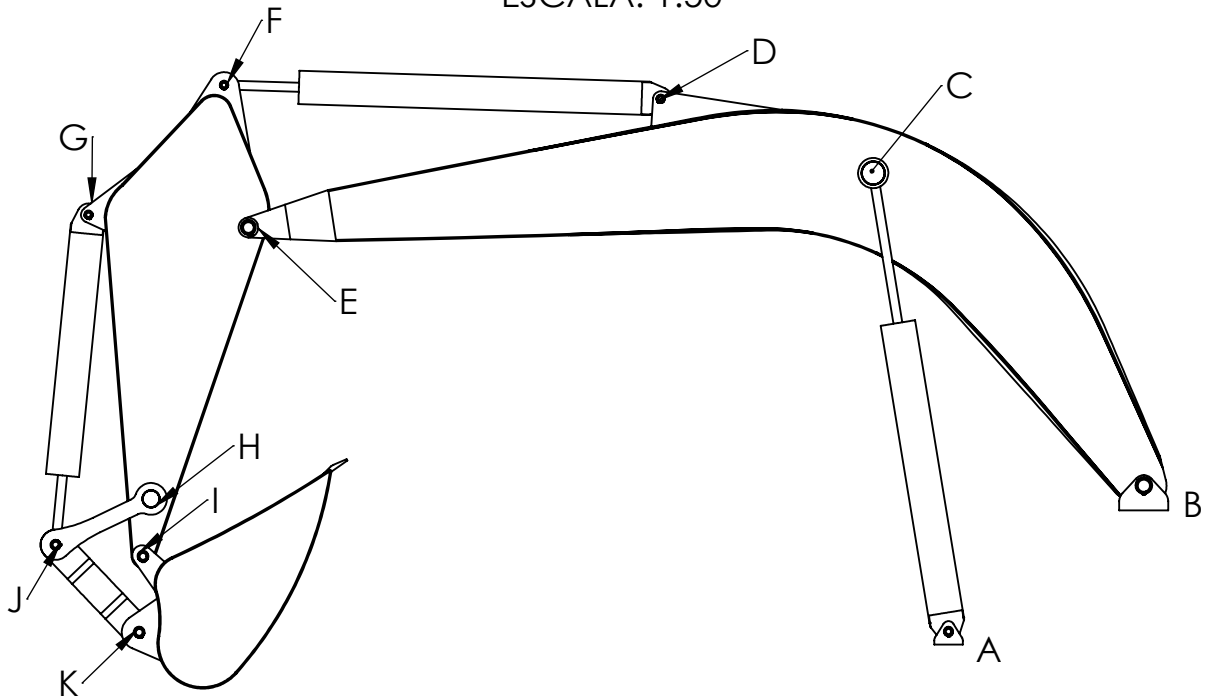
MATERIAL:
ACERO AISI 1020

ESCALA:1:5

HOJA 1 DE 1



VISTA LATERAL DE LA MÁQUINA
PARA SITUAR POSICIONES DE LOS BULONES
ESCALA: 1:50



POSICIÓN EN ESQUEMA	A	B	C	D	E
A	250	55	75	2	53
B	580	100	120	3	97
D	260	50	70	2	48
E	560	90	110	3	87
F	260	50	70	2	48
G	260	50	70	2	48
I	490	65	85	2.5	62.5
J	470	65	85	2.5	62.5
K	460	60	80	2	58



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

TÍTULO:

BULONES

AUTOR: ÁLVARO RODRÍGUEZ ESCUDERO

FECHA: 30/06/2021

N.º DE DIBUJO

PLANO 7

A4

MATERIAL: ACERO DIN 1.6523

ESCALA:1:2

HOJA 1 DE 1

En este proyecto se va a realizar el diseño de una máquina de obra pública, teniendo que definir los distintos requisitos de trabajo de la máquina, así como rango de operación como capacidad de carga, teniendo siempre en mente la normativa aplicable. Lo primero que hemos hecho ha sido definir las dimensiones de la máquina para el rango de operación, una vez realizado esto, procedemos a realizar un análisis cinemático, para conocer todas las variables cinemáticas de la máquina. Con este análisis hecho, lo siguiente que hacemos es un análisis dinámico, para conocer las fuerzas que actúan sobre la máquina. Con las fuerzas ya definidas, pasamos al diseño de los elementos requerimos. También hemos tenido que configurar el sistema oleohidráulico, teniendo que dimensionar todos los componentes que se requerían.

In this project, we are going to design a construction machine, where we have to define the different requirements of work, how the range of operation or ability of load. We have always had in our mind the rules. First, we have made the dimensional synthesis for we can know the dimensions of the components. The next work was the kinematics analysis, where we can know the velocities and the accelerations of the parts. With the kinematics variables known, we have made the dynamics analysis for we know the forces that work on our elements. The next work is the mechanical design of all components. The last work is the design of the hydraulic system which is very important on our machine because it works the machine.

