

eman la zabal zazu



Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea

Escuela Universitaria de
Ingeniería Técnica Industrial de Bilbao
Grado en Ingeniería Mecánica
Trabajo Fin De Grado
2015 / 2016



*PROYECTO DE DISEÑO Y CÁLCULO DE EXCAVADORA DE PALA
FRONTAL*

DOCUMENTO 3: MEMORIA

DATOS DEL ALUMNO/A

NOMBRE: UNAI

APELLIDOS: LAFRAGUA IPIÑA

FDO.:

FECHA: 06/04/2016

DATOS DEL DIRECTOR/A

NOMBRE: ITZIAR

APELLIDOS: MARTIJA LOPEZ

DEPARTAMENTO: MECÁNICA

FDO.:

FECHA: 06/04/2016

Índice

Página

3.1. Objeto.....	10
3.2. Alcance.....	11
3.3. Antecedentes.....	13
3.3.1. Introducción a las excavadoras	13
3.3.2. Historia	13
3.3.2.1. Historia antigua y construcción como necesidad	13
3.3.2.2. Máquinas antiguas	14
3.3.2.3. La Revolución industrial y la propulsión a vapor .	15
3.3.2.4. La vía férrea impulsa invenciones	16
3.3.2.5. Movilidad en el siglo XX	17
3.3.2.6. Neumática e hidráulicos	18
3.3.2.7. La construcción en el futuro	18
3.4. Normas y referencias.....	19
3.4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas	19
3.4.2. Bibliografía	20
3.4.2.1. Libros	20
3.4.2.2. Páginas Web	21
3.4.3. Programas de cálculo.....	21
3.5. Definiciones y abreviaturas.....	22
3.5.1. Definiciones.....	22
3.5.2. Abreviaturas	23
3.5.3. Símbolos y denominación	23
3.6. Requisitos de diseño	24
3.6.1. Requisitos definidos por la empresa minera	24
3.6.2. Zona de funcionamiento	25

3.7. Estudio de alternativas	26
3.7.1. Tipos excavadoras	26
3.7.1.1. Excavadora de empuje frontal	27
3.7.1.2. Retroexcavadora	27
3.7.1.3. Equipo de brazo telescópico	28
3.7.1.4. Equipo bivalva	28
3.7.2. Tipos cilindros hidráulicos	29
3.7.2.1. Cilindro hidráulico de simple efecto	30
3.7.2.2. Cilindro hidráulico de doble efecto	30
3.7.2.3. Cilindro hidráulico de buzo	31
3.7.2.4. Cilindro hidráulico telescópico	31
3.8. Solución adoptada	32
3.8.1. Marco teórico	32
3.8.1.1. Análisis cinemático	32
3.8.1.2. Análisis dinámico	35
3.8.1.3. Método de elementos finitos	38
3.8.1.3.1. Suposiciones del análisis estático lineal	39
3.8.1.4. Cálculo cilindros hidráulicos	42
3.8.2. Resultados finales	43
3.8.2.1. Longitudes elementos principales	43
3.8.2.2. Cálculos cinemático	51
3.8.2.2.1. Velocidades lineales y angulares del brazo alcance máximo	55
3.8.2.2.2. Aceleraciones lineales y angulares del brazo alcance máximo	57
3.8.2.2.3. Velocidades lineales y angulares del brazo posición suelo	61
3.8.2.2.4. Aceleraciones lineales y angulares del brazo posición suelo	63
3.8.2.3. Cálculos momentos de inercia	74
3.8.2.4. Cálculos fuerzas de inercia	91
3.8.2.4. Cálculos reacciones en uniones	102
3.8.2.5. Resistencia de materiales elementos pluma, brazo y cuchara mediante MEF	117
3.8.2.6. Resistencia de materiales cilindros hidráulicos.	134
3.8.2.7. Resistencia de materiales cilindros pasadores .	139
3.8.2.8. Cálculo sistemas hidráulico	143
3.9. Valoraciones generales	146

Índice de Figuras

Página

3.1. KOMATSU PC-3000.....	10
3.2. Elementos principales.....	11
3.3. Dragadora a vapor.....	15
3.4. Excavadora para construcción de ferrocarril.....	16
3.5. Denominación elementos pala excavadora	22
3.6. CATERPILLAR 745C.....	24
3.7. Cantera C.N. Nafarrondo.....	25
3.8. Excavadora hidráulica	26
3.9. Excavadora de empuje frontal	27
3.10. Retroexcavadora	27
3.11. Equipo de brazo telescópico.....	28
3.12. Equipo bivalva	28
3.13. Localización de los acelerómetros biaxiales en una mini excavadora TAKEUCHI	29
3.14. Cilindro hidráulico de simple efecto	30
3.15. Cilindro hidráulico de doble efecto	30
3.16. Cilindro hidráulico de buzo.....	31
3.17. Cilindro hidráulico telescópico	31
3.18. Vectores de velocidad pluma.....	33
3.19. Vectores de aceleración pluma.....	34
3.20. Ejemplo mallado pluma	38
3.21. Curva Tensión-Deformación	39
3.22. Origen de coordenadas	43
3.23. Dimensiones y ángulos de la cuchara	43
3.24. Boceto inicial	44
3.25. Esquema simplificado.....	45
3.26. Ángulos de la pala excavadora.....	45
3.27. Distancia de mayor alcance.....	46
3.28. Distancia desde unión pluma-brazo.....	46
3.29. Altura máxima.....	47
3.30. Posición descarga del material	48
3.31. Distancia cuchara I	49
3.32. Distancia cuchara II	49
3.33. Modelo de pala frontal	51
3.34. Pluma	52
3.35. Brazo	52

3.36. Cuchara.....	53
3.37. Ensamblaje.....	53
3.38. Alcance máximo	54
3.39. Carga del material	54
3.40. Descarga del material en camión	54
3.41. Descarga del material en suelo	54
3.42. Posición cuchara en suelo	55
3.43. Vectores de velocidad pluma.....	56
3.44. Vectores de aceleración pluma.....	57
3.45. Vectores de aceleración punto B	58
3.46. Vectores de aceleración punto O.....	59
3.47. Vectores de aceleración punto M	59
3.48. Velocidades pluma	60
3.49. Aceleraciones pluma	60
3.50. Velocidades y aceleraciones pala excavadora	60
3.51. Vectores de velocidad pluma.....	61
3.52. Vectores de aceleración pluma.....	63
3.53. Vectores de aceleración punto B	64
3.54. Vectores de aceleración punto O.....	65
3.55. Vectores de aceleración punto M	65
3.56. Velocidades pluma	66
3.57. Aceleraciones pluma	66
3.58. Velocidades y aceleraciones pala excavadora	66
3.59. Alcance máximo	67
3.60. Carga de material	68
3.61. Descarga de material en camión	69
3.62. Descarga de material en suelo	70
3.63. Posicionamiento cuchara en suelo	71
3.64. Alcance máximo	74
3.65. Alcance máximo. Pluma	74
3.66. Alcance máximo. Brazo	75
3.67. Alcance máximo. Cuchara.....	76
3.68. Carga de material	78
3.69. Carga de material. Pluma	78
3.70. Carga de material. Brazo.....	79
3.71. Carga de material. Cuchara.....	80
3.72. Descarga de material en camión	82
3.73. Descarga de material en camión. Pluma	82
3.74. Descarga de material en camión. Brazo	83
3.75. Descarga de material en camión. Cuchara	84
3.76. Descarga de material en suelo	85

3.77. Descarga de material en suelo. Pluma	85
3.78. Descarga de material en suelo. Brazo	86
3.79. Descarga de material en suelo. Cuchara	86
3.80. Posición cuchara suelo	88
3.81. Posición cuchara suelo. Pluma	88
3.82. Posición cuchara suelo. Brazo	89
3.83. Posición cuchara suelo. Cuchara	90
3.84. Fuerzas de inercia en cuchara para aceleraciones en alcance máximo	92
3.85. Fuerzas de inercia en brazo para aceleraciones en alcance máximo	92
3.86. Fuerzas de inercia en pluma para aceleraciones en alcance máximo	93
3.87. Fuerzas de inercia en cuchara para aceleraciones en carga de material	94
3.88. Fuerzas de inercia en brazo para aceleraciones en carga de material	94
3.89. Fuerzas de inercia en pluma para aceleraciones carga de material	95
3.90. Fuerzas de inercia en cuchara para aceleraciones en descarga de material en camión	96
3.91. Fuerzas de inercia en brazo para aceleraciones en descarga de material en camión	96
3.92. Fuerzas de inercia en pluma para aceleraciones descarga de material en camión	97
3.93. Fuerzas de inercia en cuchara para aceleraciones en descarga de material en suelo	98
3.94. Fuerzas de inercia en brazo para aceleraciones en descarga de material en suelo	98
3.95. Fuerzas de inercia en pluma para aceleraciones descarga de material en suelo	99
3.96. Fuerzas de inercia en cuchara para aceleraciones en posición cuchara suelo	100
3.97. Fuerzas de inercia en brazo para aceleraciones en posición cuchara suelo	101
3.98. Fuerzas de inercia en pluma para aceleraciones posición cuchara suelo	101
3.99. Reacciones cuchara	102
3.100. Reacciones brazo	103
3.101. Reacciones pluma	104
3.102. Esfuerzos en cuchara alcance máximo	106

3.103. Esfuerzos en brazo alcance máximo	106
3.104. Esfuerzos en pluma alcance máximo	107
3.105. Esfuerzos en cuchara carga del material	108
3.106. Esfuerzos en brazo carga del material.....	108
3.107. Esfuerzos en pluma carga del material.....	109
3.108. Esfuerzos en cuchara descarga del material en camión..	110
3.109. Esfuerzos en brazo descarga del material en camión.....	110
3.110. Esfuerzos en pluma descarga del material en camión.....	111
3.111. Esfuerzos en cuchara descarga del material en suelo.....	112
3.112. Esfuerzos en brazo descarga del material en suelo.....	112
3.113. Esfuerzos en pluma descarga del material en suelo.....	113
3.114. Esfuerzos en cuchara posición cuchara suelo	114
3.115. Esfuerzos en brazo posición cuchara suelo.....	115
3.116. Esfuerzos en pluma posición cuchara suelo	116
3.117. Tensión de Von Mises pluma en alcance máximo	118
3.118. Desplazamiento pluma en alcance máximo.....	118
3.119. Tensión de Von Mises pluma en carga material	119
3.120. Desplazamiento pluma en carga material	119
3.121. Tensión de Von Mises pluma en descarga material en camión.....	120
3.122. Desplazamiento pluma en descarga material en camión..	120
3.123. Tensión de Von Mises pluma en descarga material en suelo.....	121
3.124. Desplazamiento pluma en descarga material en suelo	121
3.125. Tensión de Von Mises pluma en posición cuchara suelo..	122
3.126. Desplazamiento pluma en posición cuchara suelo	122
3.127. Tensión de Von Mises brazo en alcance máximo	123
3.128. Desplazamiento brazo en alcance máximo.....	123
3.129. Tensión de Von Mises brazo en carga material	124
3.130. Desplazamiento brazo en carga material.....	124
3.131. Tensión de Von Mises brazo en descarga material en camión.....	125
3.132. Desplazamiento brazo en descarga material en camión..	125
3.133. Tensión de Von Mises brazo en descarga material en suelo.....	126
3.134. Desplazamiento brazo en descarga material en suelo.....	126
3.135. Tensión de Von Mises brazo en posición cuchara suelo..	127
3.136. Desplazamiento brazo en posición cuchara suelo	127
3.137. Tensión de Von Mises cuchara en alcance máximo	128
3.138. Desplazamiento cuchara en alcance máximo	128
3.139. Tensión de Von Mises cuchara en carga material	129

3.140. Desplazamiento cuchara en carga material	129
3.141. Tensión de Von Mises cuchara en descarga material en camión.....	130
3.142. Desplazamiento cuchara en descarga material en camión.....	130
3.143. Tensión de Von Mises cuchara en descarga material en suelo.....	131
3.144. Desplazamiento cuchara en descarga material en suelo.....	131
3.145. Tensión de Von Mises cuchara en posición cuchara suelo	132
3.146. Desplazamiento cuchara en posición cuchara suelo	132
3.147. Esfuerzo sobre pasadores	138
3.148. Diseño final.....	145

Índice de Tablas

Página

3.1. Simbología y denominación utilizada.....	23
3.2. Distancia entre puntos de la cuchara.....	44
3.3. Distancia entre puntos más representativos de la cuchara....	44
3.4. Grados de la pala excavadora	45
3.5. Longitudes de la pluma y el brazo	47
3.6. Requisitos y resultados del estudio dimensional.....	50
3.7. Velocidades lineales de alcance máximo	67
3.8. Velocidades angulares de alcance máximo	67
3.9. Aceleraciones lineales de alcance máximo.....	67
3.10. Aceleraciones angulares de alcance máximo	67
3.11. Velocidades lineales de carga de material.....	68
3.12. Velocidades angulares de carga de material	68
3.13. Aceleraciones lineales de carga de material.....	68
3.14. Aceleraciones angulares de carga de material	68
3.15. Velocidades lineales de descarga material en camión.....	69
3.16. Velocidades angulares de descarga material en camión	69
3.17. Aceleraciones lineales de descarga material en camión.....	69
3.18. Aceleraciones angulares de descarga material en camión ..	69
3.19. Velocidades lineales de descarga material en suelo.....	70
3.20. Velocidades angulares de descarga material en suelo	70
3.21. Aceleraciones lineales de descarga material en suelo.....	70
3.22. Aceleraciones angulares de descarga material en suelo	70
3.23. Velocidades lineales de posicionamiento cuchara en suelo.	71
3.24. Velocidades angulares de posicionamiento cuchara en suelo	71
3.25. Aceleraciones lineales de posicionamiento cuchara en suelo	71
3.26. Aceleraciones angulares de posicionamiento cuchara ensuelo	71
3.27. Aceleraciones lineales de alcance máximo en el c.d.g.	72
3.28. Aceleraciones angulares de alcance máximo en el c.d.g.....	72
3.29. Aceleraciones lineales de carga de material en el c.d.g.....	72
3.30. Aceleraciones angulares de carga de material en el c.d.g. ..	72
3.31. Aceleraciones lineales de descarga de material en camión en el c.d.g.....	73

3.32. Aceleraciones angulares de descarga de material en camión en el c.d.g.....	73
3.33. Aceleraciones lineales de descarga de material en suelo en el c.d.g.....	73
3.34. Aceleraciones angulares de descarga de material en suelo en el c.d.g.....	73
3.35. Aceleraciones lineales de posicionamiento cuchara en suelo en el c.d.g.....	73
3.36. Aceleraciones angulares de posicionamiento cuchara en suelo en el c.d.g.	73
3.37. Esfuerzos en cuchara alcance máximo	106
3.38. Esfuerzos en brazo alcance máximo	106
3.39. Esfuerzos en pluma alcance máximo	107
3.40. Esfuerzos en cuchara carga del material.....	108
3.41. Esfuerzos en brazo carga del material.....	108
3.42. Esfuerzos en pluma carga del material.....	109
3.43. Esfuerzos en cuchara descarga del material en camión	110
3.44. Esfuerzos en brazo descarga del material en camión.....	110
3.45. Esfuerzos en pluma descarga del material en camión	111
3.46. Esfuerzos en cuchara descarga del material en suelo	112
3.47. Esfuerzos en brazo descarga del material en suelo.....	112
3.48. Esfuerzos en pluma descarga del material en suelo	113
3.49. Esfuerzos en cuchara posición cuchara suelo	114
3.50. Esfuerzos en brazo posición cuchara suelo.....	115
3.51. Esfuerzos en pluma posición cuchara suelo	116
3.52. Resumen fuerzas en cilindros hidráulicos.....	133
3.53. Fuerzas más desfavorables.....	134
3.54. Longitudes de los cilindros hidráulicos desde un extremo al otro	134
3.55. Esfuerzos en pasadores	138
3.56. Esfuerzos más desfavorables para los diferentes diámetros de los pasadores	139

DOCUMENTO 3: Memoria

3.1. Objeto

Hoy en día, debido al repunte del sector de la construcción, una empresa de minería ha decidido realizar una inversión para aumentar la productividad de su cantera. Para ello, ha tomada la decisión de hacer la carga y descarga de la grava, en un ciclo menor de tiempo que el actual. La decisión adoptada para reducir dicho tiempo es la sustitución de la excavadora actual. Para ello, será necesaria su sustitución por una excavadora con una cuchara que pueda mover un mayor volumen de material que el actual.

El objetivo del proyecto es el diseño y cálculo de los elementos brazo, pluma y cuchara y demás accesorios de una excavadora de pala frontal para su uso en la cantera.



Figura 3.1. KOMATSU PC-3000

Por tanto, en el proyecto será necesario realizar un estudio cinemático de los elementos que componen la pala excavadora, para la posterior obtención de las fuerzas dinámicas y finalmente dimensionar los elementos y valorar los resultados obtenidos.

3.2. Alcance

Para el diseño y cálculo de la pala de la excavadora habrá que analizar en profundidad los elementos principales, los cuales son el brazo, pluma y cuchara y se pueden observar en la figura 3.2. Además de estos elementos principales, la pala también estará constituida de cilíndricos hidráulicos, pasadores, etc. los cuales también tendrán su correspondiente estudio en el proyecto.

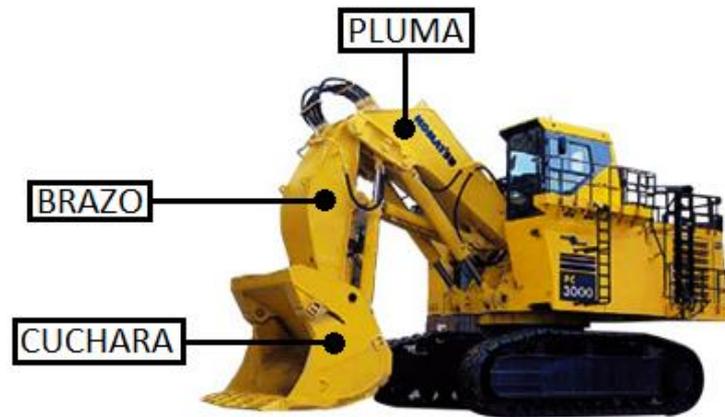


Figura 3.2. Elementos principales.

Para iniciar el proyecto se procederá a la obtención de las longitudes de los elementos que componen la pala excavadora. Debido a que es un sistema formado por grupos de elementos móviles de grandes dimensiones y por tanto grandes masas e inercias se hace imprescindible realizar un estudio dinámico de los diferentes sistemas que lo componen.

Es un conjunto mecánico de tres grados de libertad con tres conjuntos de actuadores hidráulicos. Dos actuadores son responsables de mover la pluma principal, que apoya en la cabina (considerada la bancada del conjunto del brazo de excavadora), otro actuador eleva la pluma o brazo secundario y los dos actuadores restantes son los responsables del posicionado de la cuchara.

Una vez conocidas las dimensiones básicas y basándonos en la topología anteriormente mencionada, se generara un modelo, gracias al cual se obtendrán los centros de gravedad, las masas y los momentos de inercia.

A continuación, se procederá a hacer un estudio cinemático de todos los elementos que componen la pala excavadora, excluyendo del estudio la superestructura donde se apoyan los diferentes elementos.

Una vez realizado el estudio cinemático, se hallaran las fuerzas dinámicas a las que se ve sometida la pala excavadora. Para ello será necesario obtener los momentos de inercia y las masas, los cuales se obtendrán mediante el modelizado correspondiente.

Finalmente, conocidos todos los esfuerzos, se procederá a hacer los cálculos pertinentes a resistencia del brazo, pluma y cuchara y demás accesorios. Indicar que para el estudio a resistencia el material a utilizar será acero estructural debido a su alta calidad y eficiencia.

Para los cilindros hidráulicos se hará también un estudio hidráulico para conocer el caudal a suministrar para soportar los esfuerzos a los que se ven sometidos. En el proyecto no se realizarán cálculos de índole electrónica y eléctrica del conjunto de la retroexcavadora. Indicar también que se crearan diferentes modelos para llegar al modelo óptimo. Para ello se utilizaran diversos programas como SolidWorks, Inspire, GIM, etc.

3.3. Antecedentes

3.3.1. Introducción a las excavadoras

La construcción forma gran parte de la historia de la humanidad. Bien sea en la construcción de refugios, transporte (como carreteras, ferrocarriles, y canales), arte, religión, resguardo (como represas y alcantarillas); la construcción siempre ha estado presente en el ser humano como instinto natural.

Típicamente existen tres tipos de construcción:

- Construcción de edificios.
- Construcción de carreteras.
- Construcción industrial.

3.3.2. Historia

La construcción siempre se ha manifestado en el interés humano. Evidencia de esto se puede encontrar en las pirámides Egipcias, en la Gran Muralla China, así como en las estructuras y las carreteras que se expanden a lo largo de Europa y las antiguas ciudades de Grecia e Italia.

Las herramientas y métodos utilizados para la construcción de estos milagros antropogénicos son primitivos, sin embargo estos son suficientes para comprobar su efectividad en la creación de carreteras y estructuras que se mantienen en pie hasta el día de hoy - asombrando civilizaciones modernas del mundo entero. Sin embargo, estas herramientas primitivas han sido mejoradas con el paso del tiempo - característicamente durante períodos de alta demanda y donde se requería de su uso inmediato, como en los tiempos de guerra y la época de la industrialización.

3.3.2.1. Historia antigua y la construcción como necesidad

Inicialmente, la construcción de simples proyectos como una estructura o una carretera requerían por lo mínimo cierto nivel de excavación. Las primeras herramientas utilizadas para excavar fueron las palas y los picos. Las cuales removían tierra para después depositarla en vagones o canastas (baskets) atadas a caballos. Caballos halando carruajes de madera y oxploughs pueden ser encontrados hasta 5 200 años atrás – desde el período del Antiguo Egipto. Su uso dio el nacimiento de conceptos para equipos modernos como la conformadora y la escrepa.

Otros tipos de herramientas se destacaron en diferentes proyectos de construcción a través del tiempo. A mediados del tercer siglo A.C. (B.C), las terrazas de la ciudad Tell-Helaf, Mesopotamia, fueron construidas en varias capas con el fin de evitar los peligros de una inundación. Este mismo método fue utilizado en la construcción de represas y canales en Egipto en el 3200 A.C., con el propósito de

irrigar las tierras. Dibujos antiguos retratan al Faraón Serek excavando canales de irrigación con un pico en la mano.

Distintas religiones también parecían llamar la atención del ser humano en el área de la construcción. Un ejemplo de esto sucedió cuando grandes bloques de piedra fueron montados unos encima de otros en el 3 000 A.C. para crear la cumbre conocida como el Monte de Kncknarea, situada cerca de la ciudad de Siglo en Irlanda. Esta estructura fue construida con el fin de que las misas pudieran rendir homenaje a Dios.

El acceso al transporte también fue uno de los factores principales en la necesidad de construir. Los canales fueron construidos para mejorar rutas y para acortar rutas de barcos que transportaban productos de ciudad a ciudad. En el 1250 A.C., un canal fue construido entre el Río Nilo y el Mar Rojo para permitir el fácil acceso de barcos. Aunque se obstruyó en el siglo precedente a su construcción, la construcción del canal de Egipto instigó en las civilizaciones en la necesidad de prepararse para el crecimiento de ciudades, poblaciones, y mercados.

El surgir de civilizaciones trajo ciudades y pueblos que fueron construidos con infraestructuras navegables usando carreteras y caminos. Incluso el caballo más antiguo, el cual halaba el “buggy,” usaba caminos para el transporte de mercancía. El camino más antiguo fue construido en el 2700 A.C., en el Reino Inglés de Wessex. El camino se extiende 1.9 millas (3 km) desde el Río Avon hasta Heel Stone – cerca de Stonehedge. El camino inglés existe hasta el día de hoy – se dice que el mismo podría ser el origen de la palabra “avenida”.

Las carreteras se convirtieron en una gran parte del mundo de la construcción y en un método crucial para la cartografía mundial. Las nuevas naciones se tomaron esto muy en serio; como los Romanos, quienes construyeron un sistema de carreteras tan extenso que podría dar dos vueltas a la línea Ecuatorial.

La construcción fue un factor común en muchas de las civilizaciones viejas del mundo. Su importancia, no fue únicamente para la supervivencia del ser humano, sino también para la religión, el transporte, el progreso y el crecimiento de la humanidad en general.

3.3.2.2. Máquinas antiguas

Las máquinas más antiguas incluyeron los arados, las conformadoras, las escrepas, y las excavadoras. El arado fue un artefacto usado en la construcción de carreteras. Las primeras conformadoras y escrepas aparecieron a finales del Siglo XIX. Diferentes tipos de estas máquinas fueron patentadas por sus inventores. Los Americanos George Hendricks y Dudley Marvin, quienes inventaron dos conformadoras individuales, fueron de los primeros en patentar sus inventos. Durante la Revolución Industrial, estas máquinas eran simplemente propulsadas por motores a vapor, que fue una característica común en artefactos de esa época.

El primer tipo de maquina excavadora fue desarrollada en el siglo XVIII y fue conocida como la draga flotante. Aunque esta máquina fue usada en el agua en un comienzo, su desarrollo marcó el comienzo de la maquinaria avanzada. La dragadora flotante consistió de una cadena conectada a un cucharón que era dirigido por fuerza animal o humana. Al comienzo, obreros ingeniosos usaron hasta el viento para ayudar a levantar barro de la superficie a ser excavada. El dispositivo de draga más antigua apareció en 1776 y fue usada para el trabajo de excavación en el Puerto de Sunderland en Inglaterra. Máquinas dragadoras fueron usadas con regularidad pero fue su uso sobre la tierra el cual realmente cambió la industria.

3.3.2.3. La Revolución Industrial y la propulsión a vapor

La revolución industrial tuvo un enorme impacto en la industria de la construcción, particularmente con la invención de la propulsión a vapor. En el siglo XVIII, la propulsión a vapor motivó el desarrollo de la construcción de ferrocarriles. El ferrocarril fue visto como una forma primordial de transportar productos entre fábricas y empresas. Los ferrocarriles eran bastante más rápidos que los canales, que fueron usados antes que los mismos.

El primer motor a vapor automotor fue inventado en 1765 en Inglaterra por James Watt, y fue usado en la minería. Mientras que el vapor era usado para operar la dragadora, un artefacto de excavación usado en el agua, este no se convirtió en un rasgo del equipo usado en tierra hasta entre 1850 y 1900 - época en la cual el ferrocarril estaba siendo construido.

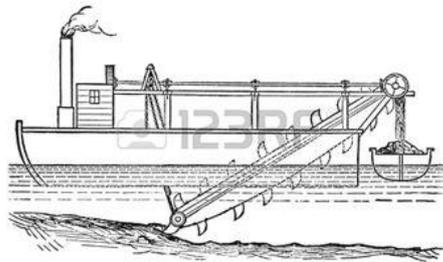


Figura 3.3. Dragadora a vapor.

La construcción de vías férreas no era una tarea para tomar a la ligera: montañas tenían que nivelarse; pasajes para los ríos tenían que hacerse; rocas fueron taladradas y destruidas; y valles fueron llenados para poder preparar los cimientos de las vías. Este proyecto de construcción fue uno de los más grandes en todo el mundo. Comenzado en 1825, tomó cerca de 60 años en terminar, 18,641 millas (30,000 Km) de vía férrea. Una gran parte de la vía férrea fue construida sin ningún equipo moderno, como la vía que se encontraba entre Liverpool y Manchester. Así mismo fue construida la vía de Londres a Birmingham, que tuvo 11.7 millones de yardas cúbicas (9 millones de metros cúbicos) de tierra extraída. En el año 1850, las vías férreas que se extendían a lo largo del mundo alcanzaban distancias de 385,250 millas (620,000 Km.). Después de 23 años de construcción, la

extensión de las vías alcanzó el doble, con 684,000 millas (1 100 000 Km.), debido en parte a la invención de nueva maquinaria.

Un hombre llamado Otis S. William, comprendió claramente las dificultades que surgirían de un proyecto de semejante magnitud. Para poder rebajar los costos de excavación y poder estar de acuerdo al horario previsto, Otis diseñó una excavadora de cucharón-individual llamada la Pala Otis para su empresa contratista, Carmichael & Fairbanks.



Figura 3.4. Excavadora para construcción de ferrocarril.

Otis utilizó la invención del motor a vapor, que había estado disponible desde el 1800 y pensó que podría funcionar con un cucharón y un brazo articulado. Montado en las vías férreas, y consistiendo de un resinero de una yarda cúbica (0.8- m3) y con un balanceo parcial; fue el primer equipo de excavación de tierra en aparecer. Otis patentó su invención el año 1835, una decisión que mantuvo alejados a otros fabricantes de desarrollar esta valiosa máquina durante más de 40 años.

En 1913, otros fabricantes como Osgood Dredge Co., Vulcan, y Bucyrus Foundry & Manufacturing, produjeron una maquina similar a la Pala Otis. Para este tiempo, las maquinas excavadoras habían alcanzado gran popularidad.

3.3.2.4. La vía férrea impulsa invenciones

Las primeras palas fueron inicialmente hechas para poder montarlas en las vías férreas y tuvieron características similares a la pala creada por Otis. Estos modelos fueron hechos de madera o de acero estructural, usados para soportar la cuchara como también el brazo de la máquina. La invención de Otis se mantuvo casi igual por más o menos 100 años. Después de este tiempo, los fabricantes comenzaron a usar nuevos diseños y a crear nuevas configuraciones para adaptar a la máquina.

La excavación era ahora el proceso principal de la construcción. Con el poder del vapor, tiempo, costo y la mano de obra asociada con este trabajo fueron eliminados del proceso. Grandes proyectos fueron realizados y gracias a la excavadora se completaron en tiempo récord. Uno de los proyectos de mayor magnitud a finales del siglo XIX fue el canal de Manchester en Inglaterra. En 1887, cincuenta y ocho palas a vapor Ruston y dieciocho excavadoras clamshell, entre otros tipos de excavadoras, fueron empleados para remover 54 millones de yardas cúbicas (41 millones m³) de tierra durante el curso de seis años.

El éxito del uso de vapor en excavadoras condujo a otros tipos de máquinas con propulsión a vapor. Tractores a ruedas, que reemplazaron los caballos y mulas, fueron capaces de halar escrepas y conformadoras. Justo después del siglo XX, un tractor sobre orugas con propulsión a vapor fue inventado, y fue un éxito con los contratistas de la industria. El tractor sobre orugas hizo su primera aparición en la industria en 1713, producido por Frenchman M. D'Hermand. Este fue un tráiler que usaba animales como propulsión. En 1770, el artefacto cambió a la propulsión a vapor gracias a Richard Edgeworth. El tractor sobre orugas se convirtió en una máquina después que el inventor Benjamín Holt diseñara una máquina con más ruedas, y eventualmente, con cadenas que permitirían su movimiento sobre superficies suaves.

Este tractor sobre orugas elaborado por Holt fue mejorado bajo la producción de R. Hornsby & Sons, una compañía fabricante con sede en Grantham, Inglaterra. En vez de vapor, el tractor sobre orugas usaba aceite como combustible para generar energía. En muy poco tiempo, el vapor se convirtió en combustible del pasado, mientras más y más fabricantes empezaron a desarrollar máquinas impulsadas por motores a aceite y gas. Los motores diésel muy pronto se volvieron la norma.

3.3.2.5. Movilidad en el siglo XX

El siglo XX fue una era en la que innovación y tecnología dominaban la industria. Ahora que las máquinas eran desarrolladas para cumplir bastantes tareas y tenían una fuente de propulsión eficiente, los fabricantes empezaron a concentrar su atención en buscar formas de mejorarlas. Una manera de hacer esto fue en la industria de transporte.

Inicialmente, estas máquinas fueron montadas a las vías férreas, o consistieron de ruedas de acero o hierro. Para los años 30, las máquinas eran producidas con aumento de velocidad, permitiendo a los contratistas moverlas con más facilidad y frecuencia. Mientras que las máquinas se volvieron más avanzadas, también incrementaron en peso, volviéndose más complicado transportarlas de lugar a lugar. Tráileres de gran capacidad fueron usados para estos propósitos, pero el bulldózer tuvo que ser adaptado para poder moverlo en el emplazamiento con pequeña maniobrabilidad. El uso del equipo sobre ruedas incrementó para moverlos con más facilidad, dándole más velocidad, más movilidad, y para evitar los problemas de transporte.

3.3.2.6. Neumática e hidráulicos

Después de la Segunda Guerra Mundial, la industria de la construcción experimentó otro cambio. Una regla creada por Blaise Pascal en el siglo XVII indicó que cuando la presión es aplicada a un líquido, es empujado uniformemente en todo su alrededor. Utilizando esta regla en una serie de pistones de un cilindro, el aceite puede ser usado para empujar los pistones hacia arriba y abajo, creando una fuerza que podría ser aplicada a la maquinaria. Aunque el uso de la hidráulica apareció tiempo atrás (hasta en el siglo XVII) este uso no tomó parte en la construcción de máquinas hasta después de la Segunda Guerra Mundial.

Equipos para la construcción de edificios que eran operados por hidráulicos tuvieron y todavía tienen muchos beneficios: la maniobrabilidad de maquinaria ha incrementado exponencialmente. El brazo de una excavadora puede moverse con precisión y exactitud. El movimiento que facilitan los hidráulicos es mucho más suave para operar que las máquinas precedentes a la excavadora. Una de las primeras máquinas hidráulicas fue la excavadora hidráulica, producida por Carlo y Mario Bruneri en 1948, cuando montaron una excavadora hidráulica sobre ruedas. No mucho tiempo después, otros prototipos continuaron siendo producidos y consecuentemente la tecnología hidráulica comenzó a ser una característica de muchas máquinas, incluyendo grúas y escrementos.

La neumática, que sigue un mecanismo similar a la hidráulica, utiliza aire comprimido en vez de aceite.

3.3.2.7. La construcción en el futuro

Aunque la construcción ha cambiado los métodos y la maquinaria, el propósito permanece igual. Desde el comienzo de los tiempos, la humanidad ha seguido inherentemente expandiéndose hacia una civilización compuesta por estructuras y carreteras. Sea cual sea el caso del uso de la construcción, como refugio y habitación, transporte, prevención de inundación o irrigación, carreteras, ferrocarriles, o por cualquier otro propósito, la construcción significa lo mismo para nuestra civilización hoy en día que para las civilizaciones siglos y siglos atrás.

3.4. Normas y referencias.

3.4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas.

Normas UNE:

- UNE 115401:2003 Maquinaria para movimiento de tierras. Tractores. Terminología y especificaciones comerciales.
- UNE 115235:2003 Maquinaria para movimiento de tierras. Hojas de empuje de tractores de cadenas y de ruedas. Evaluación volumétrica.
- UNE 115235:2003 Maquinaria para movimiento de tierras. Cargadoras. Terminología y especificaciones comerciales.
- UNE 115417:1989 Maquinaria para movimiento de tierras. Cucharas de las cargadoras y excavadoras de carga frontal.
- UNE 115407:2001 Maquinaria para movimiento de tierras. Cargadoras. Terminología y especificaciones comerciales.
- UNE 115449:2004 Maquinaria para movimiento de tierras. Retrocargadoras. Terminología y especificaciones comerciales.
- UNE-ISO 14397-1:2008 Maquinaria para movimiento de tierras. Cargadoras y retrocargadoras. Parte 1: cálculo de la capacidad nominal de trabajo y método de ensayo para verificar la carga de vuelco calculada.
- UNE 115419:1990 Maquinaria para movimiento de tierras. Determinación de la velocidad de traslación.
- UNE 115433:1996 Maquinaria para movimiento de tierras. Unidades para expresar las dimensiones, rendimientos y capacidades y las tolerancias en su medición.
- UNE 115231:2001 Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Ensayos de laboratorio y requisitos de comportamiento para estructuras de protección del operador
- UNE-ISO 10567:2009 Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Capacidad de elevación.
- UNE 115443:2003 Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Terminología y especificaciones comerciales.
- UNE 115430:1999 Maquinaria para movimiento de tierras. Dispositivo para control de bajada de la pluma en excavadoras y retrocargadoras hidráulicas

- UNE 115448:2006 Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras de cable. Terminología y especificaciones comerciales.
- UNE 115234:2003 Maquinaria para movimiento de tierras. Productividad de las máquinas. Vocabulario, símbolos y unidades
- UNE-EN ISO 3320:2013. *Fluid power systems and components. Cylinder bores and piston rod diameters and area ratios. Metric series.*

Códigos Técnicos e Instrucciones:

- Instrucción de Acero Estructural, EAE

3.4.2. Bibliografía.

3.4.2.1. Libros.

-Cinemática:

- Alfonso Hernández. *Cinemática de mecanismos. Análisis y diseño.* Edición revisada. Bilbao: Editorial Síntesis, 2004. ISBN: 978-84-995847-3-7
- Martija, I. *Apuntes de diseño de cinemática y dinámica de máquinas.*

-Dibujo técnico:

- Urraza, G. y otros. *Expresión gráfica en la Ingeniería. Dibujo de Ingeniería Industrial.* Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial de Bilbao.

-Diseño de máquinas:

- Navalpotro, S., Abasolo M. *Apuntes de diseño de máquinas.*

-Oficina técnica:

- Doria, J. *Apuntes de gestión de proyectos.*

-Resistencia de materiales:

- James M. Gere. *Timoshenko: Resistencia de materiales.* 3^o edición. Madrid: Ediciones Paraninfo, 2002. ISBN: 9788497320658
- Izquierdo, B. *Apuntes de resistencia de materiales.*

3.4.2.1. Páginas Web.

- Komatsu. Disponible en: <http://www.komatsu.eu/>
- Caterpillar. Disponible en: http://www.cat.com/es_ES.html
- ADDI. Disponible en: <https://addi.ehu.es/>
- Roemheld, Hilma-stark. *Cosas interesantes a conocer sobre los cilindros hidráulicos.* Disponible en: http://www.roemheld-gruppe.de/fileadmin/user_upload/downloads/technische_informationen/Wissenswertes_Hydraulikzylinder_es_0212.pdf

3.4.3. Programas de cálculo

Para la realización del modelizado de los elementos de la pala excavadora, se ha utilizado el software “SolidWorks”.

Para la realización de los cálculos cinemáticos, se ha utilizado el software “GIM”.

Para la realización de los cálculos de resistencia del material, se han utilizado diversos software, entre ellos el “SolidWorks Simulation” e “Inspire”.

Para la realización de los planos, se han utilizado el software “AutoCad 2010”

Finalmente, para la redacción del documento se ha utilizado el software “Microsoft Word 2010”.

3.5. Definiciones y abreviaturas.

3.5.1. Definiciones.

En este proyecto el objetivo es el diseño de un brazo de excavadora. Para ello será necesario el conocimiento de los diferentes nombres de los elementos que componen la pala excavadora, los cuales se pueden observar en la *figura 3.5*.

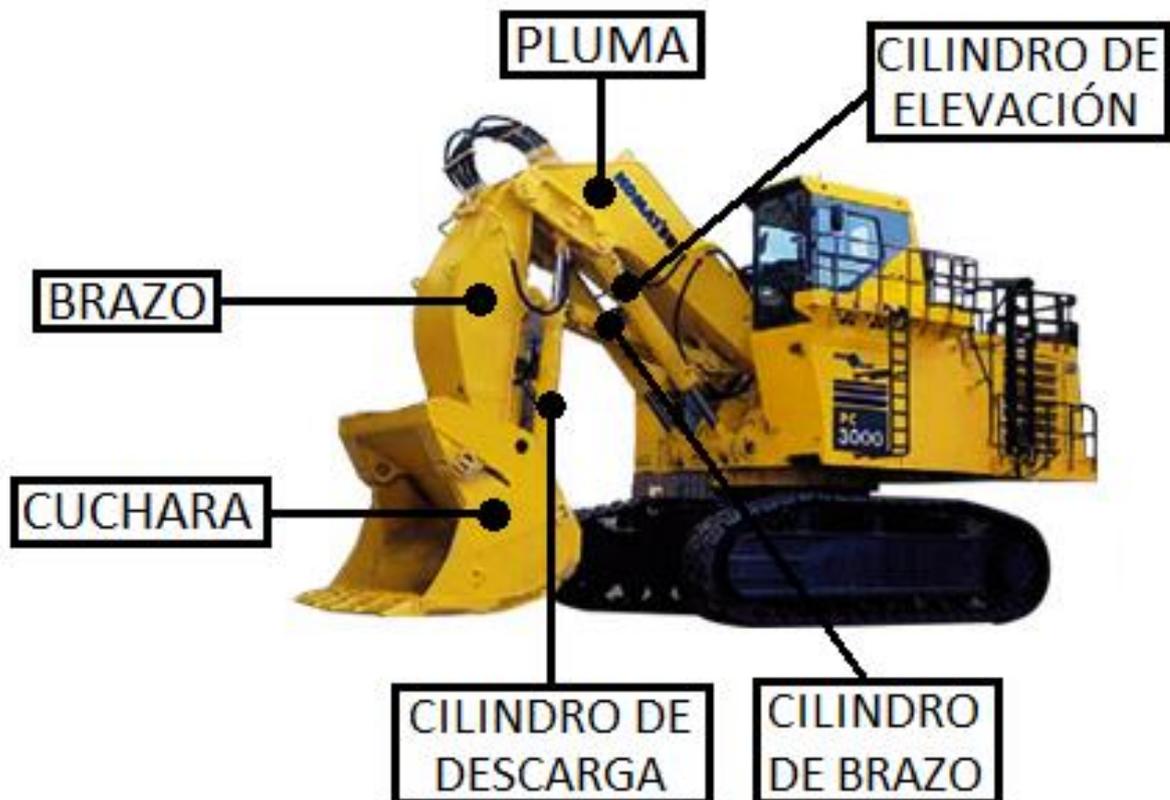


Figura 3.5. Denominación elementos de pala excavadora.

1- Pluma: Es un elemento acodado de sección variable articulado en la parte delantera del tractor a la derecha de la cabina del operador. Puede ser de una pieza o de dos piezas. La de una sola pieza tiene longitud constante, y la de dos piezas tiene tres alternativas de variar su longitud.

2- Brazo: Es un elemento, también de sección variable, articulado en la punta de la pluma en uno de sus extremos y en el otro se articula el cucharón.

3- Cilindros de elevación: Son dos cilindros hidráulicos apoyados en el tractor con conexión en el codo de la pluma y los cuales sirven para elevar o bajar la misma.

4- Cilindro del brazo: Es un cilindro hidráulico apoyado en la pluma y conectado en el extremo anterior del brazo. Sirve para controlar los movimientos del brazo.

5- Cilindros de descarga: Son dos cilindros hidráulicos apoyados en el brazo y conectado en el vértice de la cuchara. Son los cilindros encargados de controlar los movimientos del cucharón.

6- Cucharón: Es el recipiente en el cual se deposita el material excavado. Está provisto de dientes en su borde para facilitar el arranque de los materiales.

7- Sistema hidráulico: Es el conjunto de circuitos hidráulicos que controlan el movimiento de todos los cilindros antes descritos.

3.5.2. Abreviaturas.

AENOR (Agencia Española de Normalización)

UNE (Una Norma Española)

ELU (Estados Límite Últimos)

MEF (Método de Elementos Finitos)

UNE (Una Norma Española)

C.D.G. (Centro de gravedad)

3.5.3. Símbolos y denominación.

Tabla 3.1. Simbología y denominación utilizada.

SÍMBOLO	UNIDADES	DENOMINACIÓN
v	m/s	Velocidad lineal
ω	rad/s	Velocidad angular
a	m/s ²	Aceleración lineal
α	rad/s ²	Aceleración angular
F_{in}	N	Fuerza de inercia
H_{gz}	Nm	Momento cinético
I_m	kgm ²	Momento de inercia de masa
I_a	M ⁴	Momento de inercia de área
E	N/m ²	Módulo de Young
P	Pa	Presión
F	N	Fuerza
σ	MPa	Tensión normal
ζ	MPa	Tensión corte
A	m ²	Área
d	m	diámetro
Q	m ³ /s	Caudal

3.6. Requisitos de diseño.

3.6.1. Requisitos definidos por la empresa minera.

Para el estudio y cálculo de los elementos de la excavadora de pala frontal habrá que partir de unas condiciones dadas. La empresa minera ha facilitado las longitudes mínimas, por lo que a partir de dichas medidas habrá que calcular las longitudes de los elementos principales de la pala excavadora para que la carga y descarga del material sea óptima. A continuación se indican las longitudes mínimas a cumplir, las cuales están dadas en metros:

- Altura de carga: (+ de 10.3, + de 10)
- Altura máxima: (+ de 11.5, 13.5)
- Apoyo fijo del brazo: (0, 5.3)
- Distancia de mayor alcance de la cuchara: (14.7, 3.5)

También habrá que tener en cuenta la capacidad de los camiones utilizados para el transporte de la grava. La marca utilizada es Caterpillar y el modelo es el 745C, la cual tiene una capacidad de caja a ras de 18.5 m^3 .



Figura 3.6. CATERPILLAR 745C.

Finalmente, para los cálculos de dinámica y resistencia del material, se debe de conocer el peso específico del material a cargar y descargar. El material es grava, cuyo peso específico ha sido facilitado por la empresa minera y tiene un valor de 1700 kg/m^3 .

3.6.2. Zona de funcionamiento.

La zona de funcionamiento de la excavadora de pala central, es en la cantera C.M. Nafarrondo situada en Orozko.



Figura 3.7. *Cantera C.M. Nafarrondo.*

El modelo de excavadora a utilizar será sobre orugas. Esto se debe a que, desde un inicio, la excavadora es concebida para trabajar en estación; de aquí que la palanca sea su componente principal, mientras que el chasis que la sostiene sirve solamente para controlarla y trasladarla.

El carro de traslación, por lo tanto, no forma parte del ciclo de trabajo. Y es por ello que una excavadora de orugas puede resultar más útil que una de ruedas.

Aparte de su función primaria, una excavadora de orugas es capaz, además, de subir pendientes hasta del 30% en suelo firme o en terreno seco.

En resumen, las excavadoras de orugas tienen mayor tracción y mejor maniobrabilidad para terrenos muy difíciles y por este motivo se ha decidido por optar por este tipo de excavadora.

3.7. Estudio de alternativas.

3.7.1. Tipos excavadoras

Una excavadora hidráulica es un equipo de excavación y carga, pero gracias a sus numerosos accesorios también puede ser usada por ejemplo para el corte de acero, el rompimiento de concreto, el taladro de hoyos en la tierra.



Figura 3.8. Excavadora hidráulica.

Las excavadoras cuentan con tres partes principales, la cuales se describen brevemente a continuación:

-Unidad de propulsión: esta parte es la excavadora que permite su desplazamiento hacia la zona de trabajo, sirve de base para la estructura superior. Se puede encontrar dos formas de locomoción: mediante ruedas o mediante orugas.

-Unidad giratoria: esta parte de la excavadora incluye una cabina giratoria y todo el sistema de control (motores, sistema hidráulico, etc.)

-Estructura manipuladora: Esta máquina hidráulica móvil tiene una estructura de manipulación compuesta por la pluma (Boom), el brazo (Stick) y un cucharón (bucket). El brazo (también llamado balancín) y la pluma son los eslabones principales y el cucharón es el efector final móvil de la máquina. El cucharón es el recipiente en el cual se deposita el material. Está provisto de dientes en su borde para facilitar el arranque de los materiales

3.7.1.1. Excavadora de empuje frontal.

Los dientes orientados al exterior, y para el arranque, el cazo se mueve alejándose y elevándose a un plano superior. Las aplicaciones son las siguientes:

- Excavación de bancos en altura (por encima del plano de apoyo).
- Carga en frente de cantera después de la voladura.



Figura 3.9. Excavadora de empuje frontal.

3.7.1.2. Retroexcavadora.

El cazo tiene los dientes orientados hacia la máquina. El arranque se produce acercándose a la máquina y si está el frente en un plano inferior de abajo hacia arriba. Las aplicaciones son las siguientes:

- Excavaciones por debajo del plano de apoyo de la máquina.
- Zanjas.
- Excavación de cimientos para edificios, etc.



Figura 3.10. Retroexcavadora.

3.7.1.3. Equipo de brazo telescópico.

En la punta del brazo lleva articulado el cazo que puede realizar todos los movimientos de la mano del hombre. Las aplicaciones son las siguientes:

- En lugares inaccesibles para la excavadora hidráulica convencional (rincones de obra, con obstáculos de árboles, etc.)

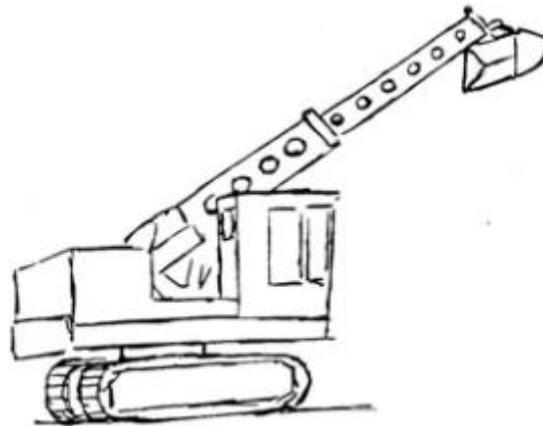


Figura 3.11. Equipo de brazo telescópico.

3.7.1.4. Equipo bivalva.

Cuchara prensil compuesta por dos mandíbulas de acero que se articulan entre si accionadas por cilindros hidráulicos y que pueden cerrarse para cargar los materiales excavados. Las aplicaciones son las siguientes:

- Movimiento de tierra con problemas de poco espacio para maniobras.
- Para alcanzar profundidades mayores (con alargadores) que las obtenidas con retro.



Figura 3.12. Equipo bivalva.

3.7.2. Tipos cilindros hidráulicos

El movimiento de la estructura manipuladora se logra al combinar tres o más cilindros hidráulicos. El operador en la cabina controla cada cilindro por separado logrando así el movimiento deseado. A continuación describimos cada uno de los cilindros.

-*Cilindros de elevación*: Son dos cilindros hidráulicos apoyados en el tractor con conexión en el codo de la pluma. Estos cilindros permiten elevar o bajar la pluma.

-*Cilindro del brazo*: Es un cilindro hidráulico apoyado en la pluma y conectado en el extremo anterior del brazo. Este cilindro permite controlar los movimientos del brazo.

-*El cilindro del cucharón*: Es un cilindro hidráulico apoyado en el brazo y conectado con el cucharón. Este cilindro es encargado de controlar los movimientos del cucharón.

Para la estimación del ángulo de la articulación del brazo dos acelerómetros biaxiales son montados en los eslabones pluma y brazo. En la *figura 3.13* se puede observar la localización de los acelerómetros.

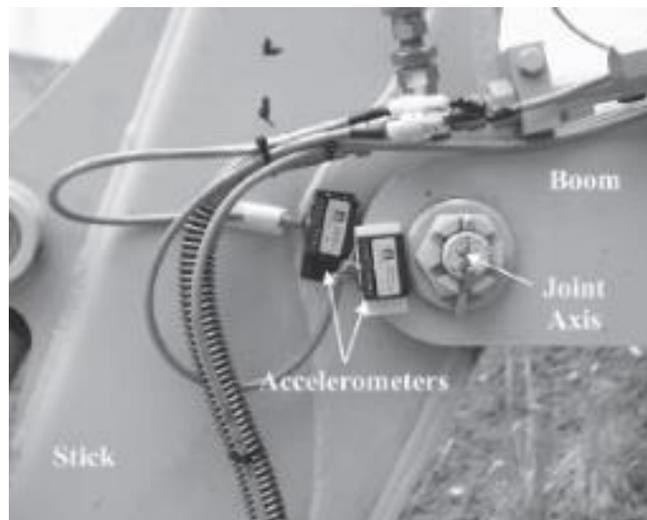


Figura 3.13. Localización de los acelerómetros biaxiales en una mini excavadora takeuchi

3.7.2.1. Cilindro Simple efecto.

Es un tipo de cilindros que hidráulicamente solo se moverá en un sentido, y el movimiento opuesto lo realiza por un medio mecánico, como puede ser un muelle, o por la ley de la gravedad. A simple vista se pueden identificar al tener solo una conexión hidráulica.



Figura 3.14. Cilindro hidráulico de simple efecto.

3.7.2.2. Cilindro de doble efecto.

Es un tipo de cilindros que genera movimiento en los dos sentidos por medio de la energía hidráulica. Tienen dos conexiones hidráulicas, una de ellas para extraer el pistón y la otra para contraer el pistón por medio de los componentes del circuito hidráulico.



Figura 3.15. Cilindro hidráulico de doble efecto.

3.7.2.3. Cilindro de buzo.

Es un tipo de cilindro que solo tiene una cámara, funciona como cilindro de simple efecto y retorna normalmente por la gravedad o al actuar sobre algún elemento mecánico como una palanca, etc. Suelen ser de este tipo los gatos, elevadores.



Figura 3.16. Cilindro hidráulico de buzo

3.7.2.4. Cilindro Telescópico.

Es un tipo de cilindro hidráulico que puede ser de simple o doble efecto y que su principal característica es que se expande y contrae por medio de vástagos que van por tramos que uno está dentro del otro. Es útil para funciones que necesitan gran recorrido de vástago en comparación del tamaño del cilindro. Es utilizado en grúas, en ascensores accionados hidráulicamente, etc.



Figura 3.17. Cilindro hidráulico telescópico.

3.8. Solución adoptada.

3.8.1. Marco teórico.

3.8.1.1. Análisis cinemático.

El análisis cinemático constituye una etapa fundamental dentro del proceso de diseño de un mecanismo. De hecho, la síntesis dimensional se apoya en el análisis cinemático, sobre todo como herramienta de comprobación. Por otro lado, la obtención de fuerzas de inercia, necesarias para la realización del análisis dinámico, requiere el conocimiento de las aceleraciones, las cuales solo estarán disponibles una vez realizado el correspondiente análisis cinemático.

En general, los problemas que se resuelve el análisis cinemático de mecanismos se reducen a tres:

- Problemas de posición.
- Cálculo de velocidades y aceleraciones.
- Análisis en posiciones sucesivas.

El problema de posición directo consiste en obtener la posición de todos los elementos del mecanismo, del cual se conocen todas sus dimensiones, la posición del elemento fijo y las posiciones de los elementos de entrada (definidas por los grados de libertad del mecanismo). Lógicamente, ésta es la primera tarea que hay que realizar antes de enfrentarse a cualquier tipo de análisis. Pese a la aparente sencillez que parece desprenderse de su enunciado es un problema de difícil resolución debido al carácter no lineal del mismo, lo cual indica que el problema tiene múltiples soluciones.

El siguiente problema de análisis cinemático, y que evidentemente requiere la resolución previa del problema de posición, es el del cálculo de velocidades y aceleraciones. Dado que éste es un problema lineal, su resolución será más sencilla que la de los anteriores. El cálculo de velocidades y aceleraciones consiste en conocida la posición de un mecanismo, y para una(s) velocidad(es) y aceleración(es) del (de los) elemento(s) de entrada, calcular las velocidades y aceleraciones de los restantes elementos y puntos del mecanismo. Constituye el paso inmediato anterior al análisis dinámico de mecanismos. En este capítulo se expondrán tanto métodos gráficos como analíticos para el análisis de velocidades y aceleraciones. Los métodos gráficos son, básicamente, de utilidad docente y se aplican a una posición concreta, es decir, no genérica, del mecanismo.

El último de los problemas de análisis cinemático puede considerarse una combinación del problema de desplazamientos finitos y el cálculo de velocidades y aceleraciones. En efecto, el análisis en posiciones sucesivas consiste en calcular las posiciones, velocidades y aceleraciones a lo largo de un ciclo de desplazamiento del (de los) elemento(s) de entrada del mecanismo. Los métodos analíticos son los más adecuados para la resolución de este problema ya que se adecuan fácilmente a su implementación en computador. De este modo, el comportamiento del mecanismo

puede estudiarse a través de la representación de sus variables cinemáticas a lo largo de un ciclo del movimiento.

Para la resolución de velocidades y aceleraciones se aplicara el método gráfico el cual se denomina “Metodo de Hall y Ault o del punto auxiliar”.

-Velocidades:

$$\vec{V}_N = \vec{V}_{arr} + \vec{V}_{rel}$$

?
?
M

⊥ AN
⊥ LN
∥ LN

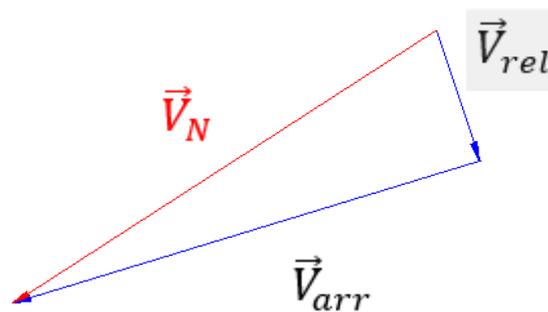
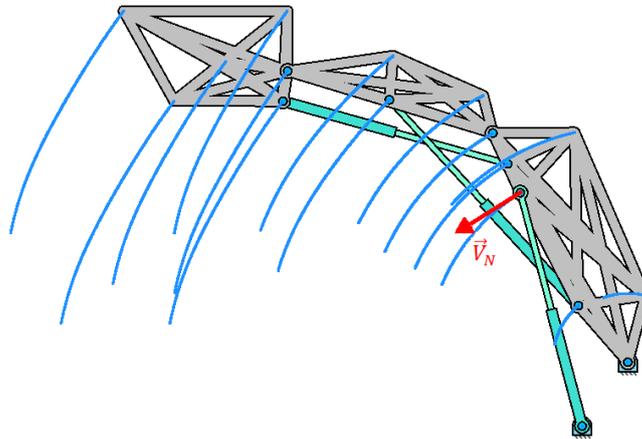


Figura 18. Vectores de velocidad pluma.

-Aceleraciones:

$$\begin{matrix} \omega_2^2 \cdot \overline{AN} & ? & 0 & \omega_3^2 \cdot \overline{NL} & ? & 0 & 2 \cdot \omega_3 \wedge \vec{v}_{rel} \\ \vec{a}_{NN} + \vec{a}_{NT} & = & \vec{a}_L + \vec{a}_{NLN} + \vec{a}_{NLT} & + & \vec{a}_{rel} + \vec{a}_{cor} \\ \parallel \overline{AN} & \perp \overline{AN} & 0 & \parallel \overline{NL} & \perp \overline{NL} & 0 & \perp \overline{NL} \end{matrix}$$

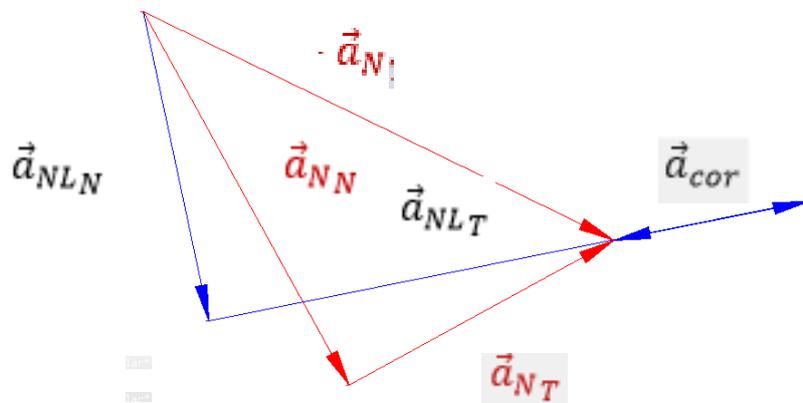
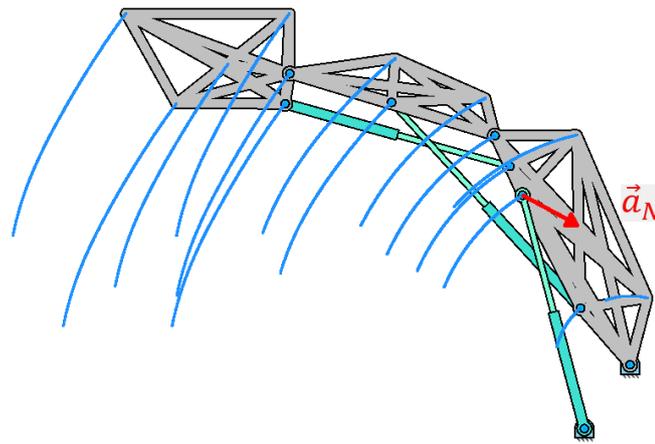


Figura 19. Vectores de aceleración pluma.

3.8.1.2. Análisis dinámico.

La cinemática de mecanismos estudia el movimiento de los diferentes elementos sin tener en cuenta las acciones que lo provocan. En cuanto a la síntesis dimensional de mecanismos, los parámetros de la función objetivo son también requisito de tipo cinemático donde no aparecen en ningún momento variables como las fuerzas resistentes que deben de vencer los elementos de salida o las acciones motoras (fuerzas o momentos) que deben suministrar a los elementos de entrada.

Sin embargo, a la hora de abordar el estudio de un sistema mecánico desde el punto de vista dinámico, aparece una nueva magnitud, la masa, que interviene en variables vectoriales como fuerzas o momentos y que en el análisis cinemático no se había tenido en cuenta. De esta manera, se puede abordar completamente el problema de la dinámica de maquinaria o dinámica del sólido rígido. Asimismo, el análisis dinámico de un mecanismo, incluye el cálculo de las reacciones que aparecen en los pares cinemáticos que unen sus elementos. Por lo tanto, sirve como base para el cálculo resistente que permitirá la obtención de las dimensiones secundarias (geometría y dimensiones de las secciones) de dichos elementos.

A continuación se exponen los teoremas y principios para su aplicación en el análisis de sistemas mecánicos, en los cuales el efecto de las fuerzas de inercia no es despreciable.

-Teoremas fundamentales de la dinámica:

1. La segunda ley de Newton:

La segunda ley de Newton establece que: “La resultante de las fuerzas exteriores que actúan sobre un sólido rígido origina una variación de su cantidad de movimiento”. Suponiendo, de acuerdo con la Mecánica Clásica, que la masa se mantiene constante a lo largo del tiempo, la resultante de las N fuerzas exteriores es igual al producto de la masa del sólido por la aceleración del centro de gravedad:

$$\sum_{i=1}^N F_{ext}^i = \frac{dp}{dt} = \frac{d}{dt} \cdot (m \cdot v_G) = m \cdot a_G$$

Donde a_G es la aceleración de su centro de gravedad y p la cantidad de movimiento sólido.

2. El teorema del Momento Cinético:

“El momento de las fuerzas exteriores que actúan sobre un sólido rígido respecto de un punto cualquiera O , es igual a la derivada respecto del tiempo del momento cinético respecto a ese punto, más el producto vectorial de dicho punto por la cantidad de movimiento del sólido”.

$$N_O = \frac{dH_O}{dt} + v_O \wedge p$$

Donde N_O es el momento de fuerzas exteriores respecto del punto O , H_O el momento cinético respecto de O y v_O la velocidad de dicho punto. El momento cinético H_O es igual al momento respecto de O que originan los vectores aplicados en los puntos A de que consta el sólido, definidos como el producto diferencial de masa de cada punto por su velocidad. Es decir:

$$H_O = \int OA \wedge dm \cdot v_A = \rho \int_{vol} OA \wedge v_A dvol$$

Que para el caso de un sólido rígido plano con movimiento plano, de masas M , momento de inercia respecto al punto O , I_O , velocidad angular ω , se convierte en:

$$H_O = M \cdot OG \wedge v_O + I_O \omega$$

En el caso de que O sea fijo o coincida con el centro de masas G del sólido rígido, el término $v_O \wedge p$ se anula. En este último caso, la ecuación se transforma en:

$$N_G = \frac{dH_G}{dt}$$

Dado que el sistema tiene movimiento plano, la velocidad angular ω es siempre constante en dirección y perpendicular al plano que lo contiene. En este caso:

$$H_G = I_G \cdot \omega$$

Y por lo tanto:

$$N_G = I_G \cdot \alpha$$

Por lo que los elementos de nuestra pala excavadora tendrán las siguientes fuerzas de inercias.

- Cuchara:

$$F_{in} = -m_{ct} \cdot a$$

$$N_G = I_G \cdot \alpha$$

- Brazo:

$$F_{in} = -m_{ct} \cdot a$$

$$N_G = I_G \cdot \alpha$$

- Pluma:

$$F_{in} = -m_{ct} \cdot a$$

$$N_G = I_G \cdot \alpha$$

Para la obtención de las fuerzas de inercia es necesario el conocimiento del momento de inercia de los diferentes elementos. Es decir, para sistemas discretos el momento de inercia se define como:

$$I = \sum_1^N m_i \cdot r_i^2$$

Donde r_i es la distancia de la partícula al eje de rotación.

Los cuerpos reales están formados por tal cantidad de pequeñas partículas que se les suponen continuos. El momento de inercia de cuerpos reales continuos donde se supone una distribución continua de masa es:

$$I = \int_M r^2 dm$$

Si la distribución de masa es continua y volumétrica:

$$I = \int_v r^2 \rho dv$$

Donde dm es un elemento de masa situado a una distancia r del eje de rotación.

3.8.1.3. Método de Elementos Finitos.

Tradicionalmente el proceso de un producto se ha basado en un “intuitivo” diseño conceptual e innumerables ensayos en prototipos. Se partía de un diseño conceptual a partir del cual se desarrollaba un diseño detallado. A continuación se construía uno o varios prototipos, que se ensayaban repetidamente simulando las condiciones de servicio a las que la pieza o elemento iba a estar sometida durante su vida útil.

Actualmente el proceso o desarrollo de un producto trata de minimizar el conocimiento del producto y el coste de desarrollo del mismo con el objetivo de reducir gastos y tiempo de desarrollo, y asimismo generar productos mejores.

La herramienta básica para ello es el análisis por ordenador, que permite entender el comportamiento del producto con mayor rapidez y versatilidad y menos coste que los ensayos de prototipos en los que se basaba el modelo tradicional. En efecto, se pueden estudiar muchos casos de carga, probar diseños alternativos, etcétera de una manera ágil y económica en términos de tiempo y dinero.

Por los motivos que se han expuesto en el párrafo anterior, se ha decidido utilizar el software “SolidWorks Simulation” para el estudio a resistencia de los elementos de la pala excavadora. “SolidWorks Simulation” emplea El Método de los Elementos Finitos (MEF) el cual es un método numérico empleado en la resolución de ecuaciones diferenciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería como análisis de tensiones o análisis estático. El método se basa en dividir el cuerpo o geometría a validar en múltiples partes de pequeño tamaño denominados “Elementos”. Los elementos comparten entre ellos puntos comunes de intersección denominados “Nodos”.

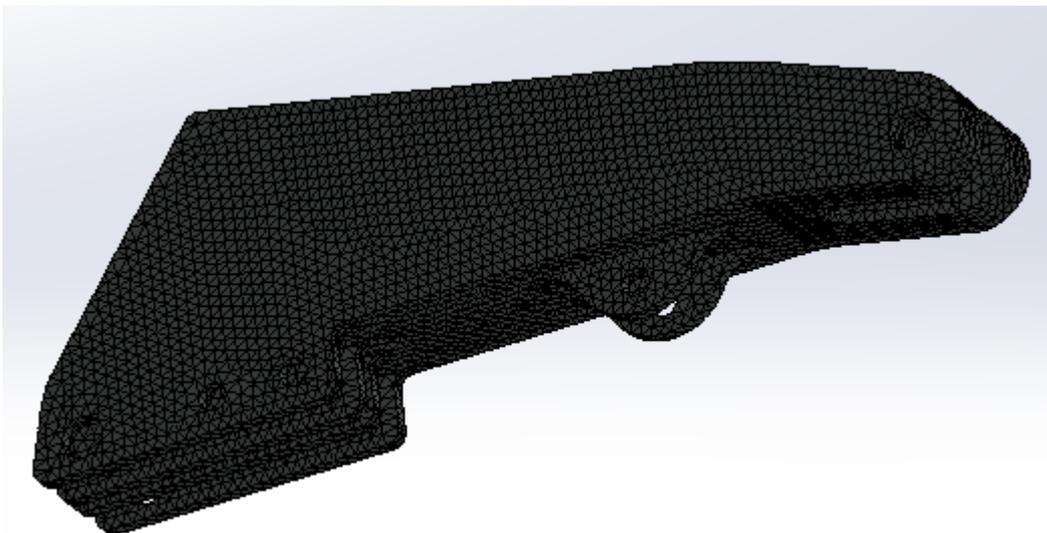


Figura 3.20. Ejemplo mallado pluma.

Los programas basados en MEF formulan ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento de cada uno de los Elementos teniendo en cuenta su conectividad con los demás elementos a través de los nodos. Las ecuaciones matemáticas empleadas definen los desplazamientos de cada uno de los nodos en las direcciones Y, X y Z en función de la carga, las restricciones de movimiento y las propiedades mecánicas del material empleado. El desplazamiento de cada uno de los nodos permite al programa calcular las deformaciones y las tensiones resultantes. Finalmente, post-proceso representa el modelo tridimensional con una gama de colores que indican las tensiones y deformaciones sufridas bajo las condiciones de contorno definidas (restricciones, material y cargas).

3.8.1.3.1. Suposiciones del análisis estático lineal

El análisis estático lineal efectuado por "SolidWorks Simulation" realiza tres suposiciones que debe conocer y tener en cuenta a la hora de realizar el ensayo y validar su modelo: Linealidad, Elasticidad y suposición estática.

-Suposición de linealidad:

La respuesta del modelo es proporcional a la carga aplicada. El incremento de la carga incrementa los desplazamientos, deformaciones unitarias y tensiones de forma proporcional.

Esta simplificación no debe importar cuando se ensaye el modelo bajo tensiones que se encuentren en el intervalo lineal de la curva tensión-deformación, *figura 3.21.*, es decir, en la zona elástica. En esta zona, las deformaciones son proporcionales a la tensión aplicada según el Modulo de elasticidad o Modulo de Young del material seleccionado y por lo tanto, el comportamiento puede ser representativo. Sin embargo, el empleo de tensiones superiores a la del Límite elástico requiere el uso de aplicaciones no lineales que tenga en cuenta las posibles deformaciones plásticas del material.

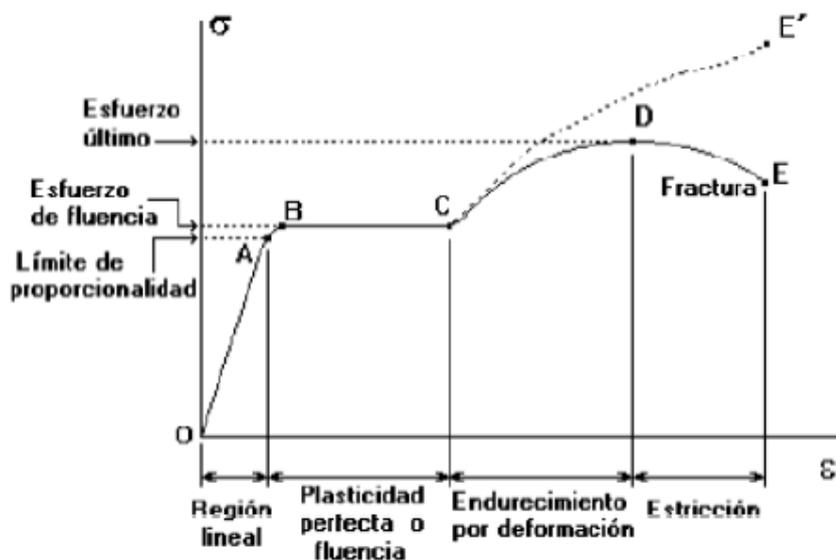


Figura 3.21. Curva Tensión-Deformación

-Suposición de elasticidad:

Los cálculos realizados suponen que las tensiones aplicadas se encuentran dentro de la zona de elasticidad de material empleado y que la eliminación o el cese de tensiones provocan la recuperación de las dimensiones iniciales del modelo ensayado. La suposición de elasticidad excluye los comportamientos debidos a deformaciones plásticas permanentes.

En el caso de que su modelo vaya a estar sometido a tensiones superiores a la del Límite elástico y prevea que va a sufrir deformaciones plásticas permanentes deberá utilizar aplicaciones de Análisis no lineal.

-Suposición estática:

El modelo ensayado debe soportar las cargas aplicadas de forma lenta y gradual hasta alcanzar la magnitud definida. En los casos en que el modelo deba soportar las cargas de forma repentina las deformaciones unitarias y las tensiones sufridas serán mayores y deberá usar aplicaciones de Análisis Dinámico.

-Características de material:

Suposición Isotrópica del material: Los materiales pueden ser Isotrópicos, Anisotropicos o Ortotropicos en función del comportamiento mecánico del modelo en las diferentes direcciones del espacio.

Cuando las propiedades mecánicas son las mismas en todas las direcciones del espacio se dice que el comportamiento es Isotrópico (acero). Los materiales Anisotropicos tienen diferente comportamiento mecánico en las diferentes direcciones del espacio mientras que los Ortotropicos tienen propiedades mecánicas únicas y diferentes por cada una de las direcciones por cada una de las direcciones (madera, muchos cristales y metales laminados).

“SolidWorks Simulation” emplea el Modulo Elástico, el Coeficiente de Poisson y el Limite elástico en la realización del análisis de esfuerzo. Los materiales Isotrópicos son definidos con el Modulo de Elasticidad y el Coeficiente de Poisson.

El Modulo Elásticos es la relación entre el esfuerzo (σ) y deformación (ϵ) cuando esta es únicamente elástica. Es una medida de la rigidez del material. También se conoce como Modulo de Young (E). En las curvas tensión deformación es la pendiente de la zona elástica. La expresión que la define es:

$$\sigma = E \cdot \epsilon$$

Donde σ es la tensión cuyas unidades son el Mega Pascal (MPa), ϵ es la deformación (adimensional, cm/cm o m/m) y E es el Modulo Elástico o Modulo de Young (MPa o GPa).

El Coeficiente de Poisson es la relación negativa de las deformaciones laterales y axiales que resultan de aplicar un esfuerzo axial en la deformación elástica. Relaciona la deformación elástica longitudinal producida por una tensión de tracción o compresión, con la deformación que se produce en la dirección perpendicular a la aplicación de la carga.

Cuando un sólido está sometido a un esfuerzo en la dirección X el Coeficiente de Poisson definido por “SolidWorks Simulation” relaciona la división de la tensión lateral en la dirección Y con la tensión longitudinal en la dirección X. Los coeficientes son adimensionales.

El Limite Elástico es el esfuerzo requerido para producir deformación plástica muy pequeña del orden de 0,002. En un diagrama de tracción (Tensiones-Deformaciones), el Límite elástico divide la gráfica en deformaciones elásticas y deformaciones plásticas o permanentes.

“SolidWorks Simulation” emplea el Limite Elástico en el cálculo de la distribución del Factor de seguridad y supone que el material empieza a ser flexible cuando la tensión equivalente o tensión de Von Mises alcanza este valor.

-Criterio de máxima tensión de Von Mises:

El criterio de máxima tensión de Von Mises se basa en la teoría de la energía de distorsión máxima. En términos de las tensiones principales, S_1 , S_2 , S_3 , la tensión de Von Mises se expresa:

$$S_{VonMises} = \sqrt{((S_1 - S_2)^2 + (S_2 - S_3)^2 + (S_1 - S_3)^2)/2}$$

La teoría describe como un material dúctil empieza a ceder cuando la tensión de Von Mises supera el Límite de tensión (en la mayoría de los casos se emplea el Limite elástico como límite de tensión). El Límite elástico es una propiedad que depende de la temperatura por lo que es importante que considere la temperatura a la que se encontrara el modelo a ensayar.

$$S_{VonMises} \geq S_{limite}$$

3.8.1.4. Cálculo cilindros hidráulicos.

Para dimensionamiento del cilindro hidráulico es necesario el conocimiento de la fuerza que debe de soportar, la cual se ha calculado en los apartados anteriores. Las medidas de los cilindros hidráulicos han sido predimensionadas al inicio del proyecto y se comprobara si dichas dimensiones son correctas y por lo tanto admisibles para el diseño final.

Para obtener la fuerza máxima que podrá aplicar el cilindro hidráulica se aplicara la formula siguiente:

$$F_{cil} = A \cdot P = \left(\left(\frac{d}{2} \right)^2 \cdot \pi \right) \cdot (P \cdot 100\,000) \cdot \mu$$

dónde:

d: Diámetro interior del cilindro en m.

P: Presión de trabajo en bar.

μ : Rendimiento del cilindro (0.95)

F_{cil} = Fuerza desarrollada por el cilindro.

-Cálculo diámetro del vástago:

El vástago de un cilindro trabaja siempre a tracción, compresión pandeo: la consideración de compresión o pandeo dependerá del diámetro del vástago y de la longitud del mismo.

En caso de que pueda existir una posibilidad de pandeo, se empleara la expresión de Euler para estudiar si pandea el elemento. Sera necesario para evitar la deformación e incluso la rotura del vástago. Los casos más desfavorables son aquellos en los que el cilindro trabaja a compresión y la distancia entre la punta del vástago y el apoyo del cilindro es considerable.

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot C_s}$$

dónde:

F_p : Carga axial de pandeo en N.

M: Modulo de elasticidad del material del vástago en N/cm². En el acero se puede considerar 2.1 x 10⁶ N/cm².

I: Momento de inercia de la sección del vástago en cm⁴.

L_p : Longitud de pandeo en cm. .

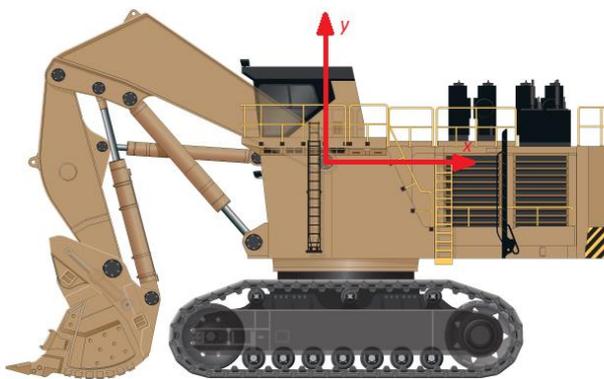
C_s : Coeficiente de seguridad.

3.8.2. Resultados finales.

3.8.2.1. Longitudes elementos principales.

Con los requisitos impuestos por la empresa constructora, se va a proceder a crear una serie de ecuaciones para la obtención de las longitudes de los diferentes elementos de nuestra excavadora.

Lo primero para la resolución de las longitudes, será indicar un origen de coordenadas, el cual será el punto de corte entre la vertical del apoyo de la pluma y el suelo. Los requisitos exigidos por la empresa constructora son los siguientes, cuyas unidades serán en metros:



- Altura de carga: (+ de 10.3, + de 10)
- Altura máxima: (+ de 11.5, 13.5)
- Apoyo fijo del brazo: (0, 5.3)
- Distancia de mayor alcance de la cuchara: (14.7, 3.5)

Figura 3.22. Origen de coordenadas

Aparte de los requisitos exigidos por la empresa, debido a la geometría de la máquina, la pluma no puede realizar un ángulo mayor de 80° .

Por requisito de la empresa minera la cuchara debe de tener las siguientes dimensiones y ángulos, las cuales se muestran en la *Figura 3.23*.

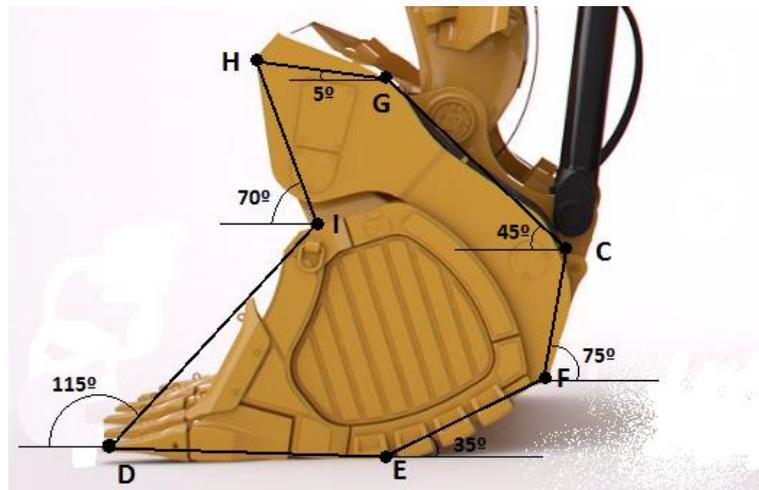


Figura 3.23. Dimensiones y ángulos de la cuchara

Distancias de los puntos de la cuchara:

Tabla 3.2. Distancias entre puntos de la cuchara

Vector	Distancia
DE	2255 mm
EF	1535 mm
FC	780 mm
CG	2245 mm
GH	1555 mm
HI	1220 mm
IG	2440 mm

Para facilitar los cálculos, únicamente se utilizarán los puntos más representativos de la pala, los cuales serán mostrados en la siguiente tabla:

Tabla 3.3. Distancias entre puntos más representativos de la cuchara

Vector	Distancia
DC	4110 mm
HD	3335 mm
CH	3460 mm

Una vez conocidos todos los requisitos de la empresa constructora, se procede a realizar un boceto inicial, indicando los puntos principales, los cuales se pueden observar en la *Figura 3.24*. El boceto inicial se puede simplificar en el esquema que se muestra en la *Figura 3.25*.

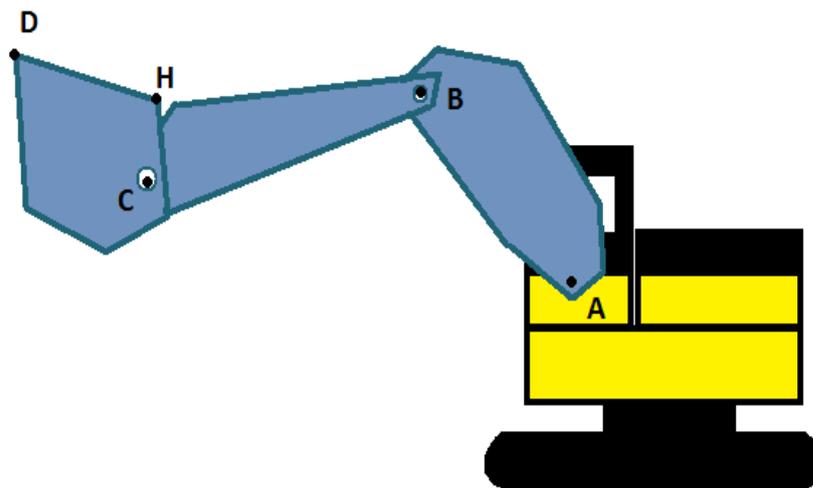


Figura 3.24. Boceto inicial

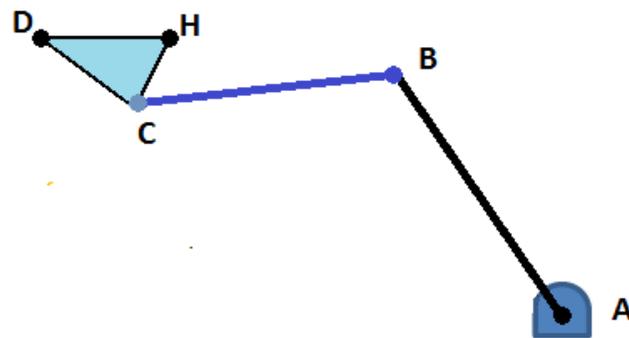


Figura 3.25. Esquema simplificado

Una vez nombrados los puntos principales, se procederá a la obtención de la longitud de la pluma (L_{ab}) y del brazo (L_{bc}). Para ello hay que tener en cuenta, que el punto de mayor alcance se lograra cuando el punto A y el punto D estén lo más alejado posible el uno del otro. Para ello, el vector DC debe de estar alineado con A, cumpliendo los ángulos mostrados en la *Figura 3.26.*, los cuales han sido impuestos e indicados en la *Tabla 3.4.*. Como se puede observar en la *Figura 3.26.*, la linealidad entre A, C y D no se mantiene, ya que entre la pluma y el brazo hay un ángulo.

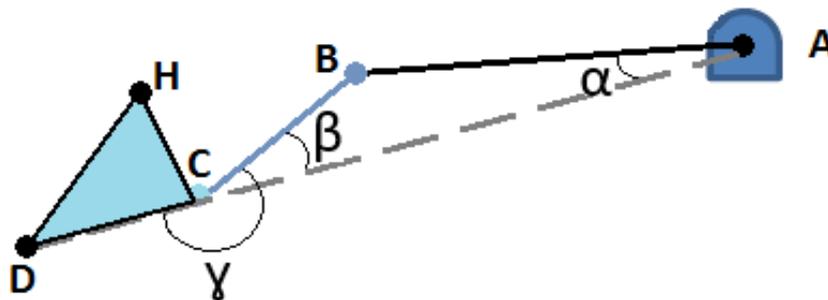


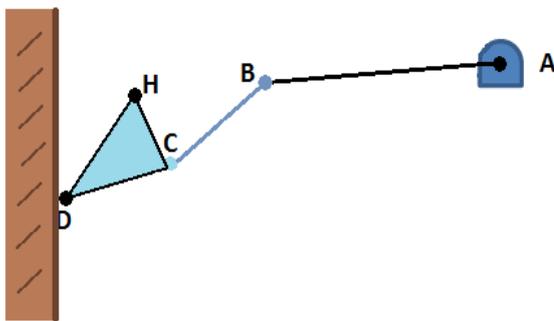
Figura 3.26. Ángulos de la pala excavadora.

Tabla 3.4. Grados de la pala excavadora.

Denominación	Grados
β	25°
α	20°
γ	205°

Una vez conocidos todos los requisitos dimensionales y geométricos, procedemos a la resolución de la longitud total de la pala excavadora. Conociendo las coordenadas del punto A (0, 5.3) y las coordenadas del punto de mayor alcance de la cuchara (14.7, 3.5) podemos obtener la longitud máxima de la pala.

$$L_T = DC + CB \cdot \cos \beta + BA \cdot \cos \alpha$$



Punto 1 = Punto A (0, 5.3)
Punto 2 = Punto D (14.7, 3.5)

$$L_T = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}$$

$$L_T = \sqrt{(14.7 - 0)^2 + (3.5 - 5.3)^2}$$

$$L_T = 14.81 \text{ m}$$

Figura 3.27. Distancia de mayor alcance.

Una vez conocida la longitud total y los ángulos de la pala excavadora, se procede a sacar la longitud de la pluma y del brazo. Para ello, la distancia desde la unión de la pluma y el brazo, hasta el vector AD, será la misma, tal y como se muestra en la *Figura 3.28*.

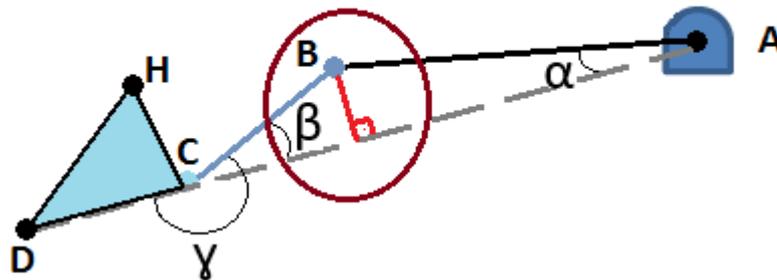


Figura 3.28. Distancia desde unión pluma-brazo.

$$BC \cdot \sin 25 = AB \sin 20$$

$$BC = \frac{AB \cdot \sin 20}{\sin 25}$$

Despejamos en la ecuación de longitud total:

$$14.81 = 4.11 + \frac{AB \cdot \sin 20}{\sin 25} + AB \cdot \cos 20$$

$$AB = 6,118 \text{ m}$$

Una vez obtenida la longitud de la pluma, se procede a obtener la longitud del brazo:

$$BC = \frac{6.118 \cdot \sin 20}{\sin 25} = 4.95 \text{ m}$$

Aplicamos un margen de error en las longitudes obtenidas de la pluma y del brazo, siendo las longitudes finales las que se pueden observar en la *Tabla 3.5*.

Tabla 3.5. Longitudes de la pluma y el brazo.

Elemento	Vector	Distancia (m)
Pluma	AB	6,2
Brazo	BC	4,975

Para alcanzar la altura máxima del brazo (BC) debe de estar alineada con el punto D (11.35, 13.5), el cual es un requisito impuesto por la empresa constructora. Para ello, la pluma en ese instante, se le ha impuesto un ángulo de 30° con la vertical, como se muestra en la *Figura 3.29*. Por tanto, conocidos los puntos A (0, 5.3) y D (11.5, 13.5) estudiamos las posiciones vectorialmente.

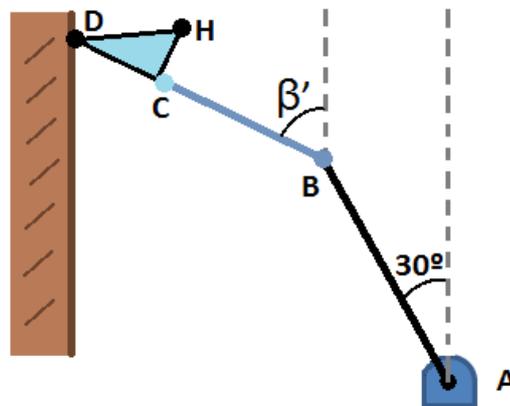


Figura 3.29. Altura máxima.

$$\vec{D} = \vec{A} + \vec{AB} + \vec{BC} + \vec{CD}$$

$$\begin{Bmatrix} x \\ 13.5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 5.3 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} AB_x \\ AB_y \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} BC_x \\ BC_y \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} CD_x \\ CD_y \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} x \\ 13.5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 5.3 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 6.2 \cdot \sin 30 \\ 6.2 \cdot \cos 30 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 4.975 \cdot \sin \beta' \\ 4.975 \cdot \cos \beta' \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 4.11 \cdot \sin \beta' \\ 4.11 \cdot \sin \beta' \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$$(2)$$

Tras obtener dos ecuaciones con dos incógnitas, procedemos a su resolución:

$$(2) \longrightarrow 13.5 = 5.3 + 6.2 \cdot \cos 30 + 4.975 \cdot \cos \beta' + 4.11 \cdot \cos \beta'$$

$$13.5 - 5.3 - 6.2 \cdot \cos 30 = 4.975 \cdot \cos \beta' + 4.11 \cdot \cos \beta'$$

$$2.831 = 9.085 \cdot \cos \beta'$$

$$\beta' = \cos^{-1} \left(\frac{2.831}{9.085} \right) = 71.84^\circ$$

$$(1) \longrightarrow x = 6.2 \cdot \sin 30 + 4.975 \cdot \sin 71.84 + 4.11 \cdot \sin 71.84 = 11.73 \text{ m}$$

Podemos confirmar que la altura máxima cumple con los requisitos impuestos por la empresa constructora.

El siguiente paso es comprobar si la descarga del material cumple con los requisitos. En el momento de la descarga del material, la pluma formara un ángulo de 65° con la vertical y la cuchara deberá de formar con el brazo un ángulo de 55° para poder proceder a la descarga, tal y como se puede ver en la *Figura 3.30*. El vector DH será paralelo al eje de abscisas, por lo que el lateral de la cuchara formara con la horizontal un ángulo de 115° debido a la forma de la cuchara. Por tanto, conocidos los anteriores ángulos, el ángulo β'' será de 10° .

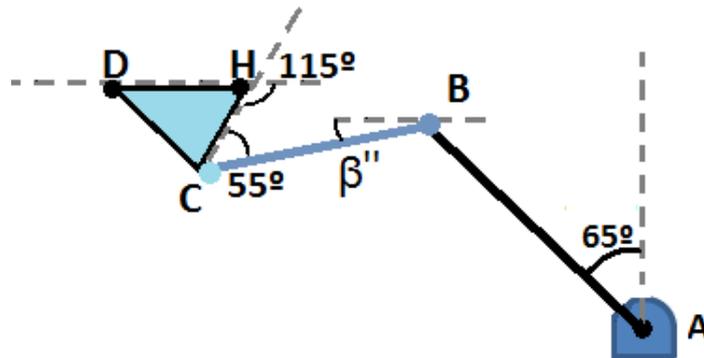
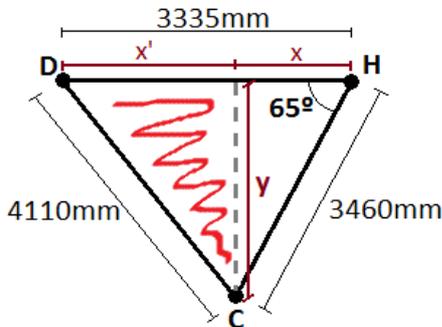


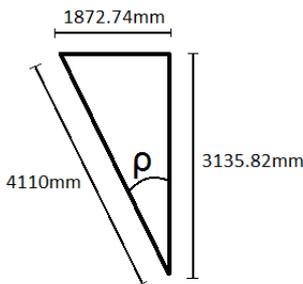
Figura 3.30. Posición descarga de material.

Para proceder a obtener la altura de carga, antes de plantear la ecuación vectorial, se calculan los datos necesarios para la resolución de ecuación vectorial.



$$\begin{aligned}\sin 65 &= \frac{y}{3460} \\ y &= 3460 \cdot \sin 65 = 3135.82 \text{ mm} \\ \cos 65 &= \frac{x}{3460} \\ x &= 3460 \cdot \cos 65 = 1462.86 \text{ mm} \\ x + x' &= 3335 \\ x' &= 3335 - x = 3335 - 1462.86 = 1872.74 \text{ mm}\end{aligned}$$

Figura 3.31. Distancias cuchara I.



$$\begin{aligned}\sin \rho &= \frac{1872.74}{4110} \\ \rho &= \arcsin\left(\frac{1872.74}{4110}\right) = 27.1^\circ\end{aligned}$$

Figura 3.32. Distancias cuchara II.

Una vez obtenidos los datos necesarios, se plantea la ecuación vectorial:

$$\vec{D} = \vec{A} + \vec{AB} + \vec{BC} + \vec{CD}$$

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 5.3 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} AB_x \\ AB_y \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} BC_x \\ BC_y \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} CD_x \\ CD_y \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 5.3 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 6.2 \cdot \sin 65 \\ 6.2 \cdot \cos 65 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 4.975 \cdot \cos 10 \\ -4.975 \cdot \sin 10 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 4.11 \cdot \sin 27.1 \\ 4.11 \cdot \cos 27.1 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 12.39 \text{ m} \\ 10.71 \text{ m} \end{Bmatrix}$$

Una vez obtenidos todos los resultados del estudio dimensional, se observa que se cumple con los requisitos impuestos por la empresa constructora, los cuales podemos comparar en la *Tabla 3.6*.

Tabla 3.6. *Requisitos y resultados del estudio dimensional.*

	Requisitos (m)	Resultados (m)
Altura de carga	(+ de 10.3, + de 10)	(12.39, 10.71)
Altura máxima	(+ de 11.5, 13.5)	(11.73, 13.5)
Apoyo fijo del brazo	(0, 5.3)	(0, 5.3)
Distancia de mayor alcance de la cuchara	(14.7, 3.5)	(14.7, 3.5)

3.8.2.2. Análisis cinemático.

Conocidas los puntos que la pala excavadora debe ser capaz de alcanzar, mediante los programas “SolidWorks” y “GIM” y aplicando la técnica de cinemática inversa, se podrá obtener los movimientos que la pluma, brazo y cuchara deben de realizar para lograr que los actuadores se ubiquen en una posición concreta. Para ello, mediante el programa “SolidWorks” se ha generado un modelo. Una vez conocidas las coordenadas de los puntos de los elementos de la pala excavadora, se ha procedido a realizar un modelo a escala 1:10, ya que a escala real la visualización del modelo no era adecuada. La posición inicial representada ha sido la de altura máxima, y a través de dicha posición se obtendrán el resto de posiciones para su posterior estudio.

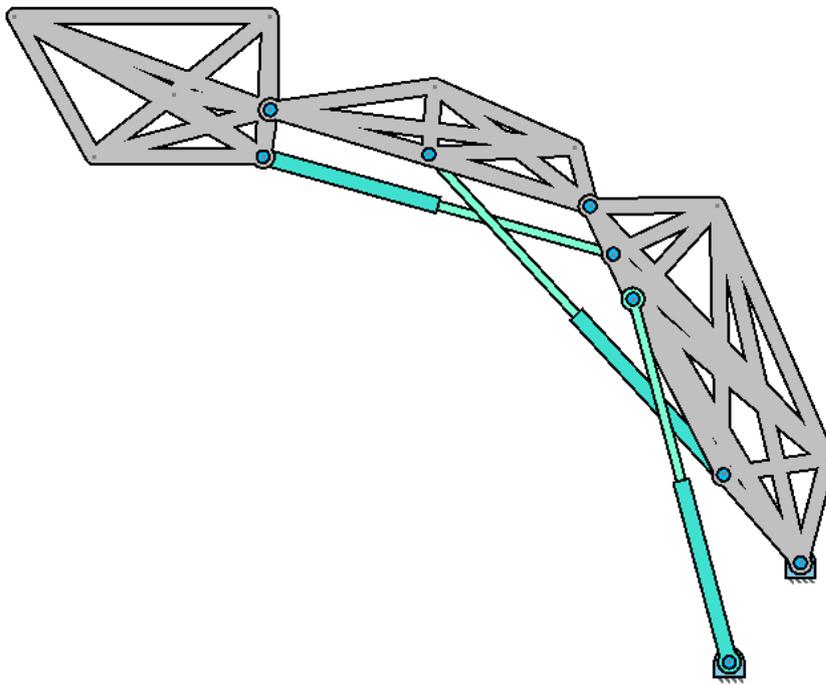


Figura 3.33. Modelo de la pala frontal.

Inicialmente se han generado mediante el programa “SolidWorks” los elementos que componen nuestra pala, respetando en todo momento las dimensiones obtenidas en el apartado anterior. El programa “SolidWorks” facilitara distintos tipos de datos, los cuales serán necesarios su conocimiento para cálculos posteriores, por ejemplo, centro de gravedad, masas, momentos de inercia, etc.

Debido a diversas iteraciones del diseño de los elementos de la pala excavadora se ha optado por un acero estructural S235JR por su alta resistencia y fiabilidad.

Pluma:

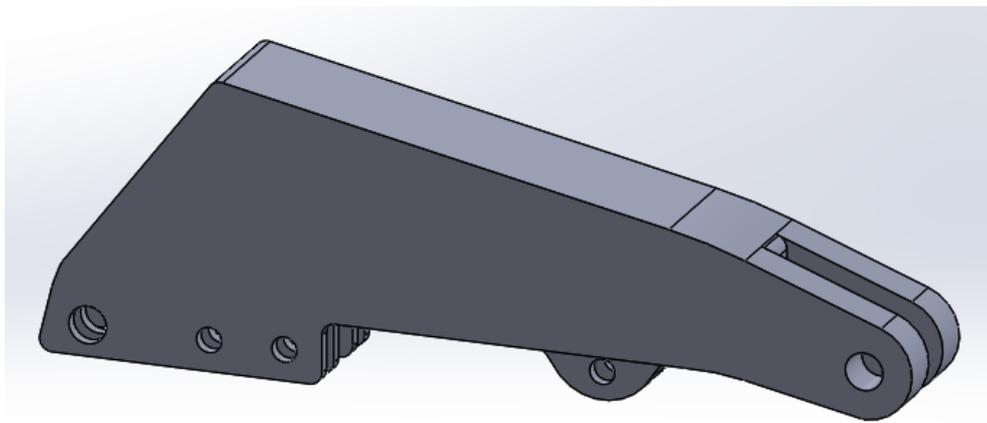


Figura 3.34. Pluma.

Brazo:

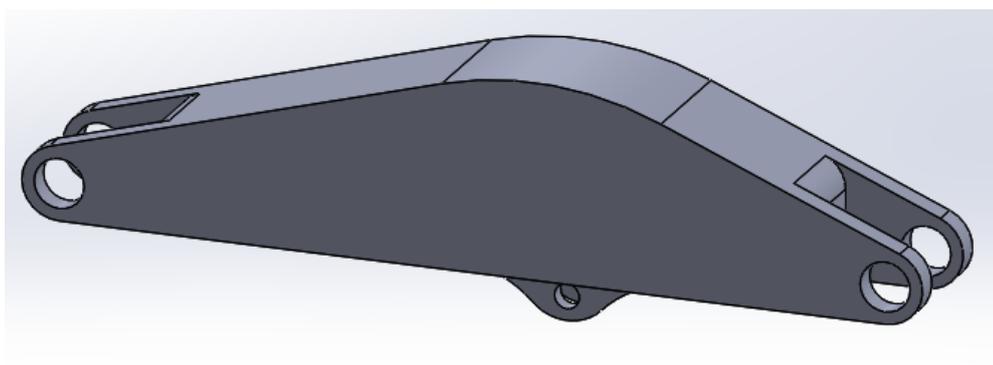


Figura 3.35. Brazo.

Cuchara:

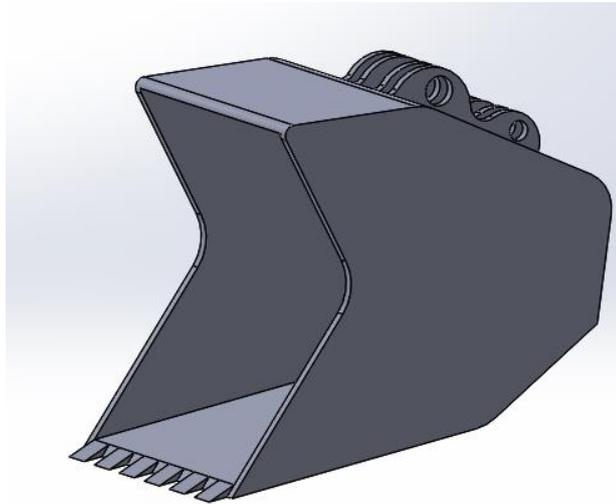


Figura 3.36. Cuchara.

Una vez que tenemos todos los elementos, se hace el ensamblaje para comprobar que los elementos están correctamente dimensionados y que no existan incongruencias. En la *Figura 3.37.*, se puede observar el ensamblaje, en el cual se ha creado una base para facilitar su montaje.

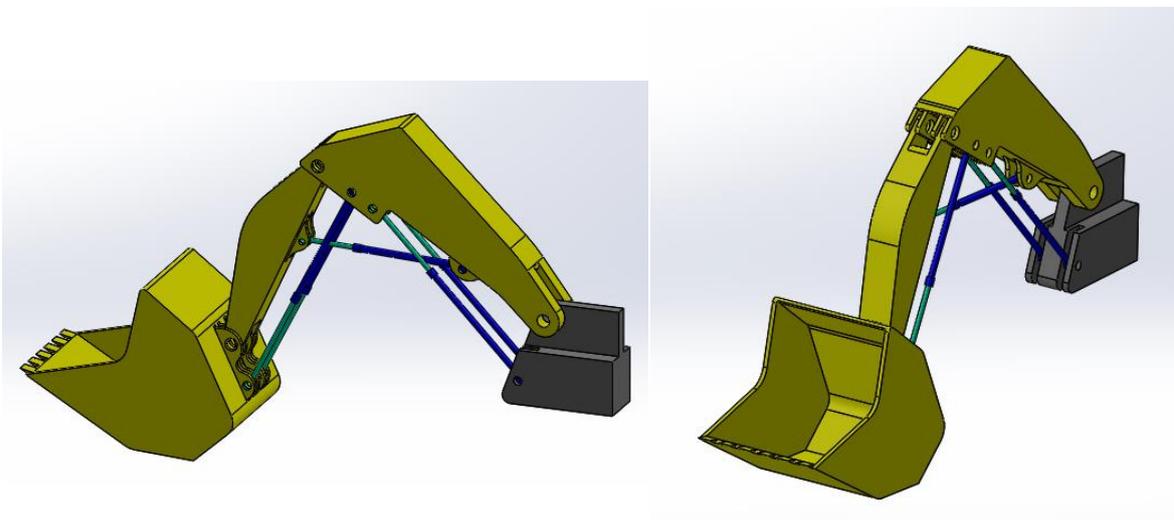


Figura 3.37. Ensamblaje.

Una vez obtenidas las coordenadas de los centros de gravedad de nuestros elementos, se procede a obtener los movimientos que nuestra pala excavadora debe de realizar para lo cual se genera un modelo mediante el programa "GIM". Indicar que se estudiarán 5 tipos de movimientos que son los mencionados a continuación:

- Alcance máximo
- Carga del material.
- Descarga del material en camión.
- Descarga del material en suelo.
- Posicionamiento de la cuchara en el suelo.

Para ello, en las siguientes imágenes se observarán las posiciones finales de los movimientos, en los cuales se ha respetado en todo momento los ángulos y longitudes calculados anteriormente, que cada elemento debe de tener.

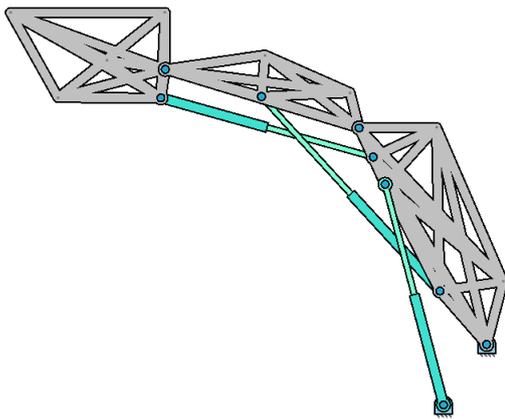


Figura 3.38. Alcance máximo.

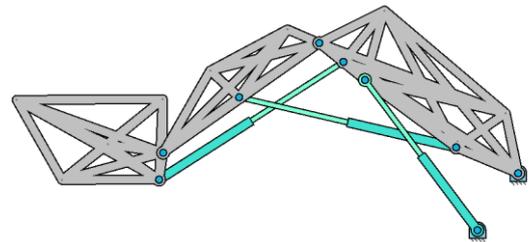


Figura 3.39 Carga del material.

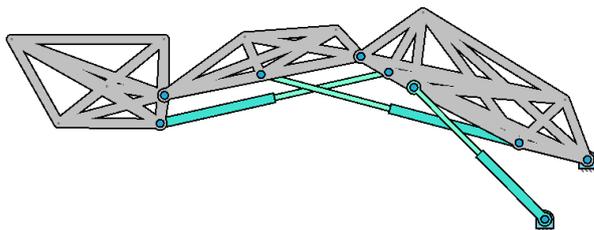


Figura 3.40. Descarga material en camión.

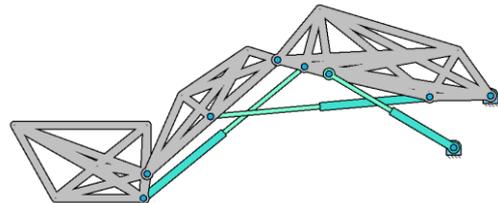


Figura 3.41. Descarga material en suelo.

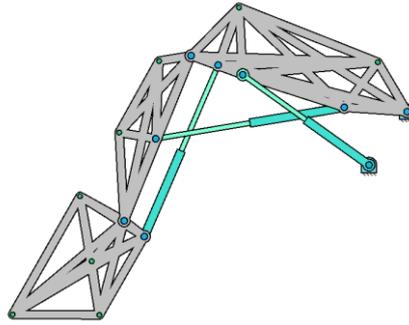


Figura 3.42. Posición cuchara en suelo.

Una vez obtenidas mediante el “GIM” las trayectorias de los movimientos, se procede a obtener las velocidades y aceleraciones que se generan en los 5 movimientos. Una vez obtenidas las velocidades y aceleraciones manualmente, se volcara dicha información en el programa “GIM” para poder observar cuáles son las mayores velocidades y aceleraciones de nuestro elemento a estudio, para posteriores cálculos dinámicos.

Los primeros movimientos en estudiar serán alcance máximo, descarga de material en camión, descarga de material en suelo y el posicionamiento de la cuchara en el suelo, y en los cuales la velocidad inicial es la misma. Para ello se procederá a hacer un cálculo manual de la velocidad y aceleración mediante la resolución gráfica.

3.8.2.2.1. Velocidades lineales y angulares del brazo alcance máximo.

Para el cálculo de la velocidad, la cual se lograra mediante la resolución gráfica, lo primero en hacer será descomponer la velocidad del punto N en una velocidad de arrastre y otra velocidad relativa, la cual es conocida y tiene un valor de 0.28 m/s, de tal forma y como se puede observar en la fórmula que se indica a continuación:

$$\begin{array}{ccc}
 ? & ? & 0.28 \\
 \\
 \vec{V}_N = \vec{V}_{arr} + \vec{V}_{rel} \\
 \\
 \perp \overline{AN} & \perp \overline{LN} & \parallel \overline{LN}
 \end{array}$$

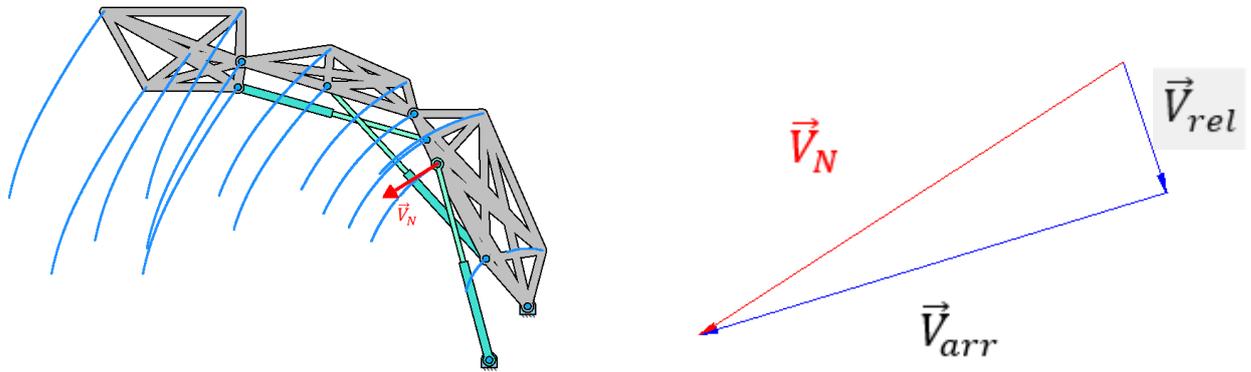


Figura 3.43. Vectores de velocidad pluma.

1.01 0.97 0.28

$$\vec{V}_N = \vec{V}_{arr} + \vec{V}_{rel}$$

$\perp \overline{AN}$ $\perp \overline{LN}$ $\parallel \overline{LN}$

Módulo de las velocidades:

$$\begin{aligned} V_{rel} &= 0.28 \text{ m/s} \\ V_N &\approx 1.01 \text{ m/s} \\ V_{arr} &\approx 0.97 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Distancias:

$$\begin{aligned} \overline{AB} &= 6.200 \text{ m} \\ \overline{AO} &= 5.235 \text{ m} \\ \overline{AN} &= 4.637 \text{ m} \\ \overline{AM} &= 2.232 \text{ m} \\ \overline{LN} &= 5.740 \text{ m} \end{aligned}$$

Tras la obtención de la velocidad del punto N, se procede a calcular las velocidades angulares de los elementos y las velocidades lineales de los puntos restantes del elemento del brazo.

-Velocidades angulares:

$$\omega_2 = \frac{V_N}{AN} = \frac{1.010}{4.637} = 0.218 \text{ rad/s}$$

$$\omega_3 = \omega_4 = \frac{V_{arr}}{LN} = \frac{0.970}{5.740} = 0.169 \text{ rad/s}$$

-Velocidades lineales:

$$V_B = \omega_2 \cdot \overline{AN} = 0.218 \cdot 6.200 = 1.35 \text{ m/s}$$

$$V_O = \omega_2 \cdot \overline{AO} = 0.218 \cdot 5.235 = 1.14 \text{ m/s}$$

$$V_M = \omega_2 \cdot \overline{AM} = 0.218 \cdot 2.232 = 0.49 \text{ m/s}$$

3.8.2.2.2. Aceleraciones lineales y angulares del brazo alcance máximo.

Se inicia el cálculo de la aceleración del punto N, para lo cual se tendrá que descomponer tal y como se puede observar en la formula mostrada a continuación y la resolución será gráficamente.

$$\omega_2^2 \cdot \overline{AN} \quad ? \quad 0 \quad \omega_3^2 \cdot \overline{NL} \quad ? \quad 0 \quad 2 \cdot \omega_3 \wedge \vec{v}_{rel}$$

$$\vec{a}_{NN} + \vec{a}_{NT} = \vec{a}_L + \vec{a}_{NLN} + \vec{a}_{NLT} + \vec{a}_{rel} + \vec{a}_{cor}$$

$$\parallel \overline{AN} \perp \overline{AN} \quad 0 \quad \parallel \overline{NL} \perp \overline{NL} \quad 0 \quad \perp \overline{NL}$$

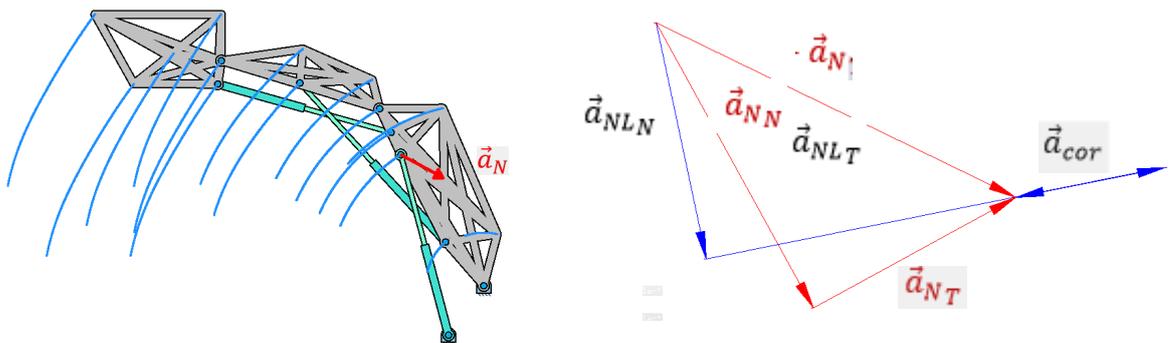


Figura 3.44. Vectores de aceleración pluma.

$$0.218 \quad 0.165 \quad 0 \quad 0.167 \quad 0.310 \quad 0 \quad 0.096$$

$$\vec{a}_{NN} + \vec{a}_{NT} = \vec{a}_L + \vec{a}_{NLN} + \vec{a}_{NLT} + \vec{a}_{rel} + \vec{a}_{cor}$$

$$\parallel \overline{AN} \perp \overline{AN} \quad 0 \quad \parallel \overline{NL} \perp \overline{NL} \quad 0 \quad \perp \overline{NL}$$

Módulo de la aceleración del punto N:

$$a_N \simeq 0.275 \text{ m/s}^2$$

Tras la obtención del punto N, se procede a calcular las aceleraciones angulares del elemento 2, 3 Y 4.

-Aceleraciones angulares:

$$\alpha_2 = \frac{a_{NT}}{AN} = \frac{0.164}{4.637} = 0.035 \text{ rad/s}^2$$

$$\alpha_3 = \alpha_4 = \frac{a_{NLT}}{LN} = \frac{0.31}{5.740} = 0.054 \text{ rad/s}^2$$

Tras la obtención de las aceleraciones angulares, se inicia el cálculo de las aceleraciones lineales de los puntos B, O y M, ya que pertenecen al elemento del brazo.

-Aceleraciones lineales:

Punto B:

$$? \quad \omega_2^2 \cdot \overline{AB} \quad \alpha_2 \cdot \overline{AB}$$

$$\vec{a}_B = \vec{a}_{BN} + \vec{a}_{BT} = 0.36 \text{ m/s}^2$$

$$? \quad \parallel \overline{AB} \perp \overline{AB}$$

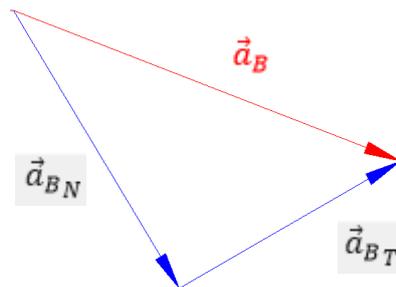


Figura 3.45. Vectores de aceleración punto B.

Punto O:

$$? \quad \omega_2^2 \cdot \overline{AO} \quad \alpha_2 \cdot \overline{AO}$$

$$\vec{a}_O = \vec{a}_{ON} + \vec{a}_{OT} = 0.30 \text{ m/s}^2$$

$$? \quad \parallel \overline{AO} \quad \perp \overline{AO}$$

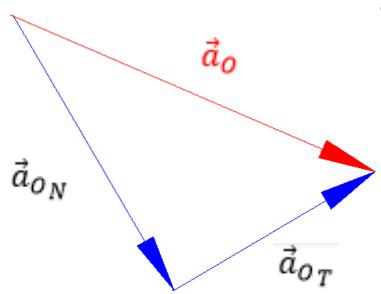


Figura 3.46. Vectores de aceleración punto O.

Punto M:

$$? \quad \omega_2^2 \cdot \overline{AM} \quad \alpha_2 \cdot \overline{AM}$$

$$\vec{a}_M = \vec{a}_{MN} + \vec{a}_{MT} = 0.13 \text{ m/s}^2$$

$$? \quad \parallel \overline{AM} \quad \perp \overline{AM}$$

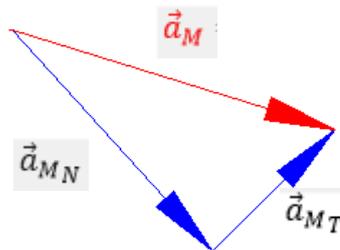


Figura 3.47. Vectores de aceleración punto M.

Una vez obtenidas las velocidades y aceleraciones, se vuelca dicha información en el programa “GIM”, de tal forma y como se muestra en la *Figura 3.48.* y *Figura 3.49.* Mediante el programa se obtendrá el resto de velocidades y aceleraciones de los puntos restantes para los movimientos a estudio.

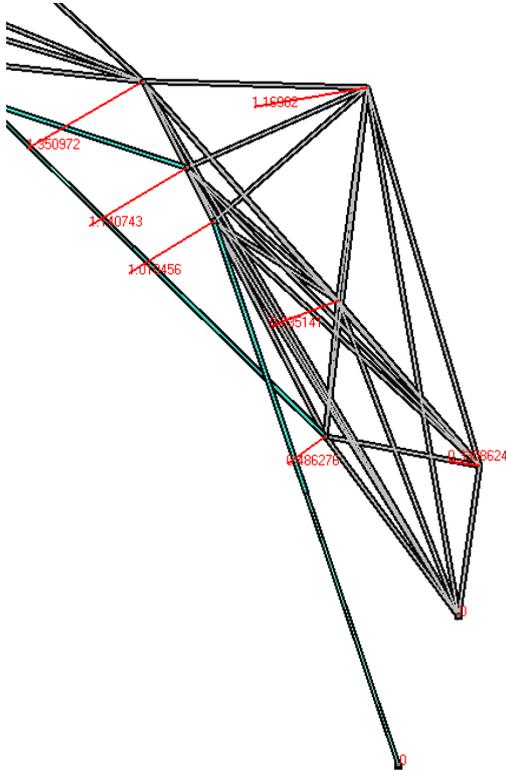


Figura 3.48 Velocidades pluma.

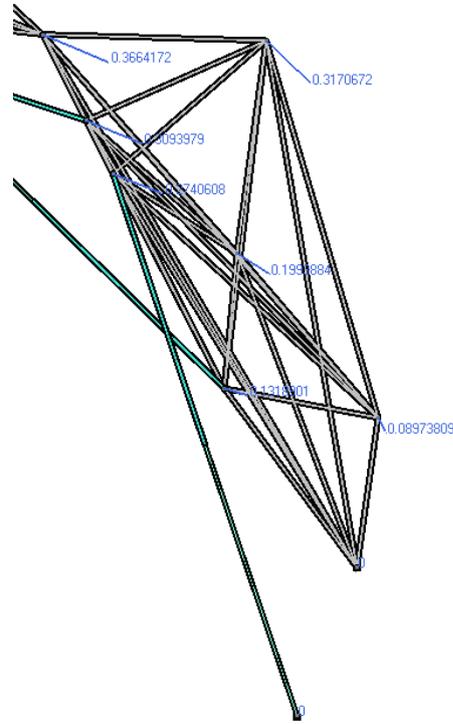


Figura 3.49. Aceleraciones pluma.

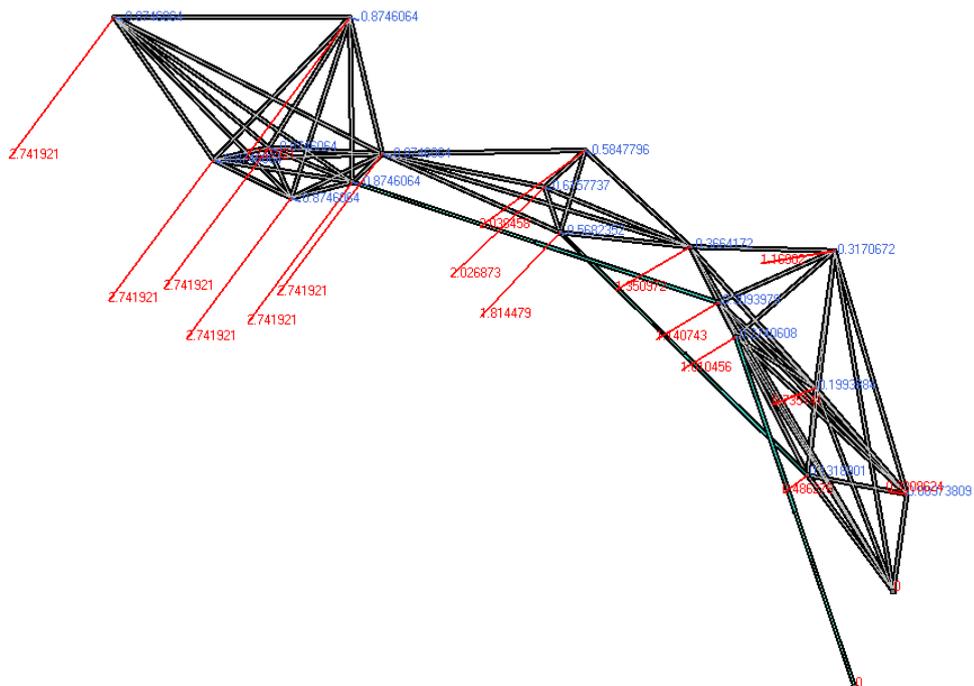


Figura 3.50. Velocidades y aceleraciones pala excavadora.

El último movimiento para el estudio es cuando se procede a recoger material. Para ello se procederá de la misma forma en la que se han resuelto las velocidades y aceleraciones anteriormente calculadas.

3.8.2.2.3. Velocidades lineales y angulares del brazo posición suelo.

Para la resolución de la velocidad, la cual se lograra mediante la resolución gráfica, lo primero en hacer será descomponer la velocidad del punto N en una velocidad de arrastre y otra velocidad relativa, la cual tiene un valor de 0.18 m/s, como se puede observar en la fórmula que se indica a continuación:

$$? \quad ? \quad 0.18$$

$$\vec{V}_N = \vec{V}_{arr} + \vec{V}_{rel}$$

$$\perp \overline{AN} \quad \perp \overline{LN} \quad \parallel \overline{LN}$$

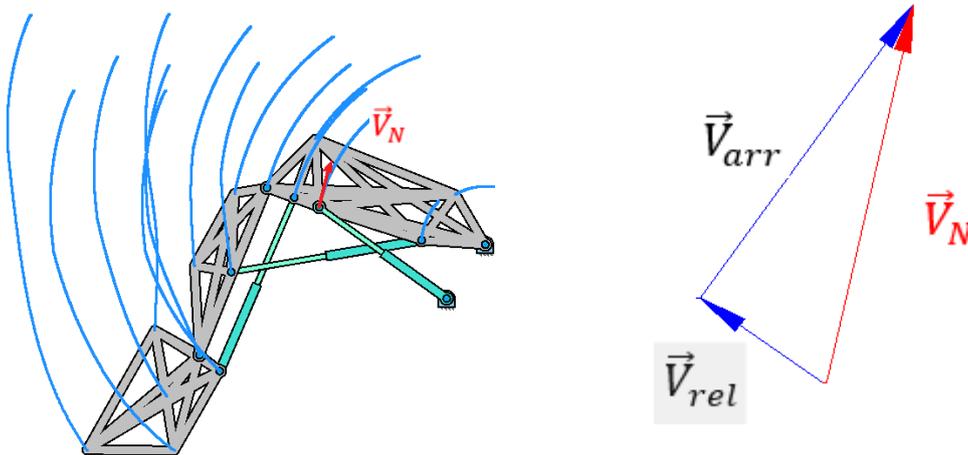


Figura 3.51. Vectores de velocidad pluma.

$$0.51 \quad 0.47 \quad 0.18$$

$$\vec{V}_N = \vec{V}_{arr} + \vec{V}_{rel}$$

$$\perp \overline{AN} \quad \perp \overline{LN} \quad \parallel \overline{LN}$$

Módulo de las velocidades:

$$\begin{aligned}V_{rel} &= 0.18 \text{ m/s} \\V_N &\approx 0.51 \text{ m/s} \\V_{arr} &\approx 0.47 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Distancias:

$$\begin{aligned}\overline{AB} &= 6.200 \text{ m} \\ \overline{AO} &= 5.235 \text{ m} \\ \overline{AN} &= 4.637 \text{ m} \\ \overline{AM} &= 2.232 \text{ m} \\ \overline{LN} &= 5.740 \text{ m}\end{aligned}$$

Tras la obtención de la velocidad del punto N, se procede a calcular las velocidades angulares de los elemento y calcular las velocidades lineales de los puntos restantes del elemento del brazo.

-Velocidades angulares:

$$\omega_2 = \frac{V_N}{\overline{AN}} = \frac{0.510}{4.637} = 0.110 \text{ rad/s}$$

$$\omega_3 = \omega_4 = \frac{V_{arr}}{\overline{LN}} = \frac{0.470}{5.740} = 0.082 \text{ rad/s}$$

-Velocidades lineales:

$$\begin{aligned}V_B &= \omega_2 \cdot \overline{AN} = 0.110 \cdot 6.200 = 0.682 \text{ m/s} \\ V_O &= \omega_2 \cdot \overline{AO} = 0.110 \cdot 5.235 = 0.576 \text{ m/s} \\ V_M &= \omega_2 \cdot \overline{AM} = 0.110 \cdot 2.232 = 0.245 \text{ m/s}\end{aligned}$$

3.8.2.2.4. Aceleraciones lineales y angulares del brazo posición suelo.

Se inicia el cálculo de la aceleración del punto N, para lo cual se tendrá que descomponer como se puede observar en la formula y la resolución será gráficamente.

$$\omega_2^2 \cdot \overline{AN} \quad ? \quad 0 \quad \omega_3^2 \cdot \overline{NL} \quad ? \quad 0 \quad 2 \cdot \omega_3 \wedge \vec{v}_{rel}$$

$$\vec{a}_{N_N} + \vec{a}_{N_T} = \vec{a}_L + \vec{a}_{NL_N} + \vec{a}_{NL_T} + \vec{a}_{rel} + \vec{a}_{cor}$$

$$\parallel \overline{AN} \perp \overline{AN} \quad 0 \quad \parallel \overline{NL} \perp \overline{NL} \quad 0 \quad \perp \overline{NL}$$

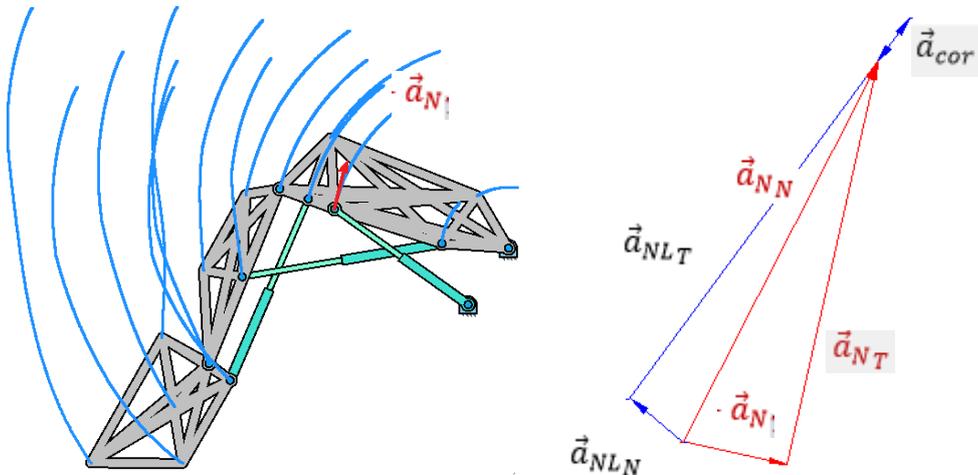


Figura 3.52. Vectores de aceleración pluma.

$$0.055 \quad 0.218 \quad 0 \quad 0.039 \quad 0.253 \quad 0 \quad 0.030$$

$$\vec{a}_{N_N} + \vec{a}_{N_T} = \vec{a}_L + \vec{a}_{NL_N} + \vec{a}_{NL_T} + \vec{a}_{rel} + \vec{a}_{cor}$$

$$\parallel \overline{AN} \perp \overline{AN} \quad 0 \quad \parallel \overline{NL} \perp \overline{NL} \quad 0 \quad \perp \overline{NL}$$

Módulo de la aceleración del punto N:

$$a_N \approx 0.225 \text{ m/s}^2$$

Tras la obtención del punto N, se procede a calcular las aceleraciones angulares del elemento 2, 3 Y 4.

-Aceleraciones angulares:

$$\alpha_2 = \frac{a_{NT}}{AN} = \frac{0.218}{4.637} = 0.047 \text{ rad/s}^2$$

$$\alpha_3 = \alpha_4 = \frac{a_{NL_T}}{LN} = \frac{0.253}{5.740} = 0.044 \text{ rad/s}^2$$

Tras la obtención de las aceleraciones angulares, se inicia el cálculo de las aceleraciones lineales de los puntos B, O y M, ya que pertenecen al elemento del brazo.

-Aceleraciones lineales:

Punto B:

$$? \quad \omega_2^2 \cdot \overline{AB} \quad \alpha_2 \cdot \overline{AB}$$

$$\vec{a}_B = \vec{a}_{BN} + \vec{a}_{BT} = 0.29 \text{ m/s}^2$$

$$? \quad \parallel \overline{AB} \quad \perp \overline{AB}$$

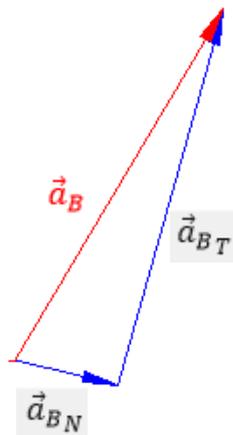


Figura 3.53. Vectores de aceleración punto B.

Punto O:

$$? \quad \omega_2^2 \cdot \overline{AO} \quad \alpha_2 \cdot \overline{AO}$$

$$\vec{a}_O = \vec{a}_{ON} + \vec{a}_{OT} = 0.25 \text{ m/s}^2$$

$$? \quad \parallel \overline{AO} \perp \overline{AO}$$

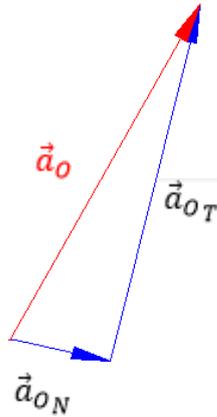


Figura 3.54. Vectores de aceleración punto O.

Punto M:

$$? \quad \omega_2^2 \cdot \overline{AM} \quad \alpha_2 \cdot \overline{AM}$$

$$\vec{a}_M = \vec{a}_{MN} + \vec{a}_{MT} = 0.12 \text{ m/s}^2$$

$$? \quad \parallel \overline{AM} \perp \overline{AM}$$

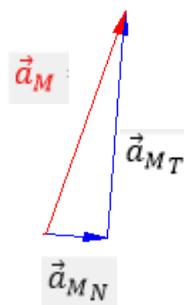


Figura 3.55. Vectores de aceleración punto M.

Finalmente, una vez que los modelos tienen las velocidades y aceleraciones, se procede a obtener las situaciones más críticas, las cuales se muestran a continuación.

-Alcance máximo:

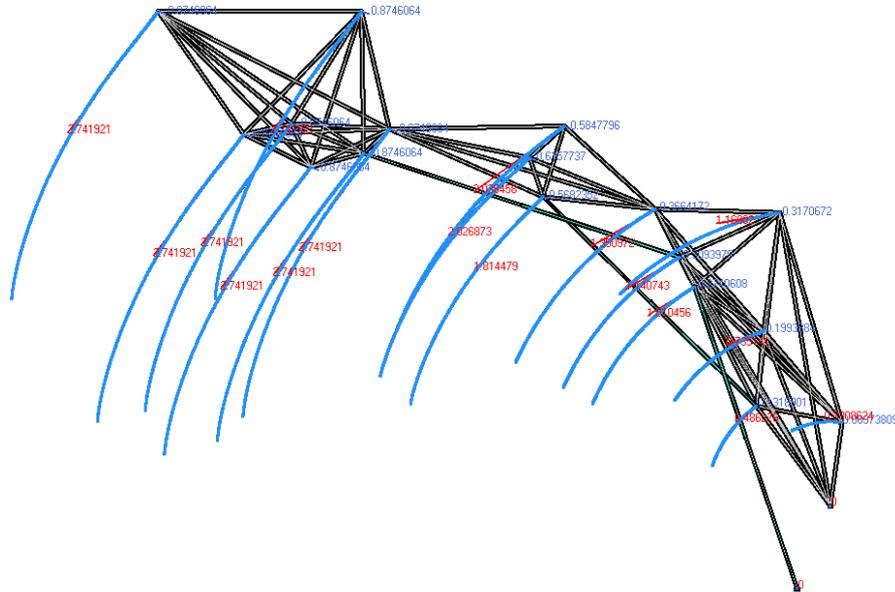


Figura 3.59. Alcance máximo.

Tabla 3.7. Velocidades lineales de alcance máximo.

PUNTOS	B	C	D	M	N	O	J	G	F	H
VELOCIDAD (m/s)	1.35	2.74	2.74	0.48	1.01	1.14	1.81	2.74	2.74	2.74

Tabla 3.8. Velocidades angulares de alcance máximo.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
VELOCIDAD (rad/s)	0.218	0.32	0

Tabla 3.9. Aceleraciones lineales de alcance máximo.

PUNTOS	B	C	D	M	N	O	J	G	F	H
ACELERACIÓN (m/s ²)	0.36	0.87	0.87	0.13	0.27	0.31	0.57	0.87	0.87	0.87

Tabla 3.10. Aceleraciones angulares de alcance máximo.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
ACELERACIÓN (rad/s ²)	0.03	0	0

-Carga del material:

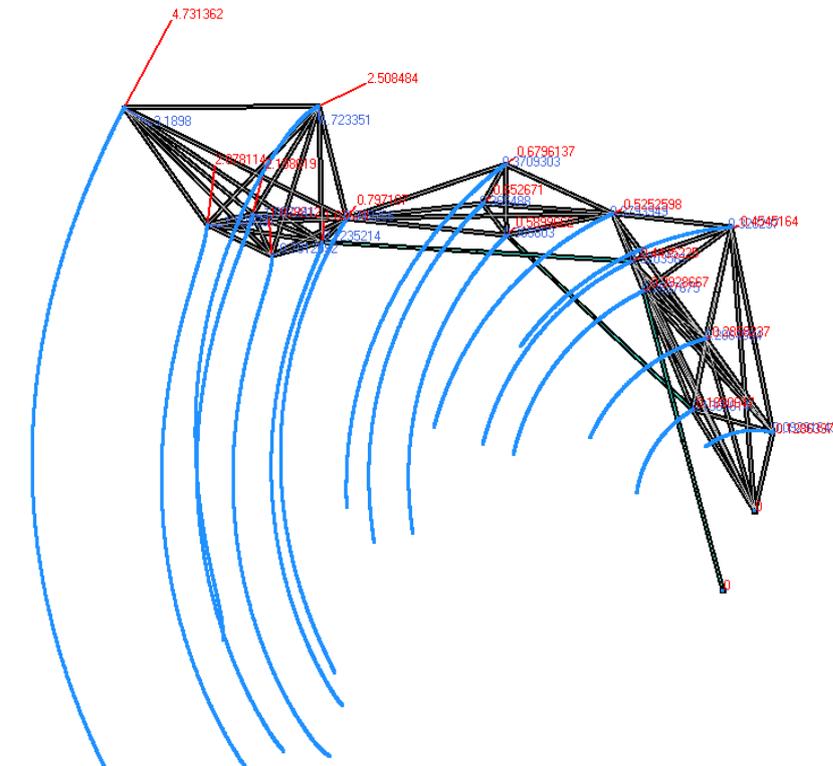


Figura 3.60. Carga de material.

Tabla 3.11. Velocidades lineales de carga de material.

PUNTOS	B	C	D	M	N	O	J	G	F	H
VELOCIDAD (m/s)	0.52	0.80	4.73	0.19	0.39	0.44	0.59	1.04	2.88	2.51

Tabla 3.12. Velocidades angulares de carga de material.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
VELOCIDAD (rad/s)	0.08	0.08	0.85

Tabla 3.13. Aceleraciones lineales de alcance máximo.

PUNTOS	B	C	D	M	N	O	J	G	F	H
ACELERACIÓN (m/s ²)	0.38	0.35	3.19	0.14	0.28	0.32	0.36	0.12	1.59	1.72

Tabla 3.14. Aceleraciones angulares de alcance máximo.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
ACELERACIÓN (rad/s ²)	0.06	0	0

-Descarga del material en camión:

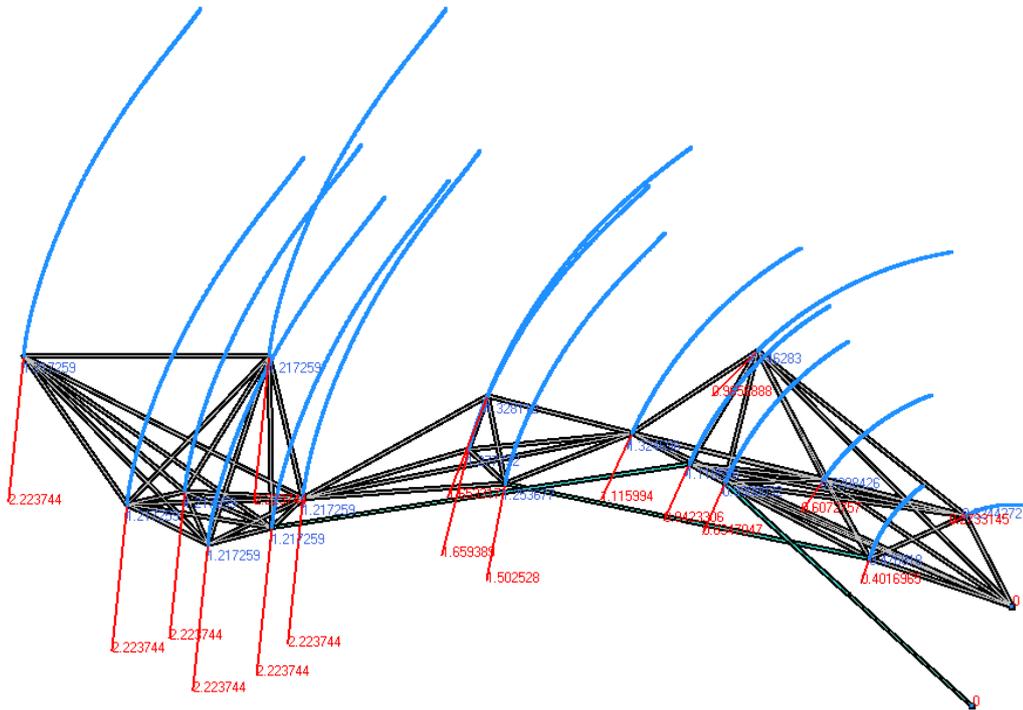


Figura 3.61. Descarga de material en camión.

Tabla 3.15. Velocidades lineales de descarga de material en camión.

PUNTOS	B	C	D	M	N	O	J	G	F	H
VELOCIDAD (m/s)	1.11	2.22	2.22	0.40	0.83	0.94	1.50	2.22	2.22	2.22

Tabla 3.16. Velocidades angulares de descarga de material en camión.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
VELOCIDAD (rad/s)	0.18	0.24	0

Tabla 3.17. Aceleraciones lineales de descarga de material en camión.

PUNTOS	B	C	D	M	N	O	J	G	F	H
ACELERACIÓN (m/s ²)	1.36	1.26	1.26	0.49	1.02	1.15	1.29	1.26	1.26	1.26

Tabla 3.18 Aceleraciones angulares de descarga de material en camión.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
ACELERACIÓN (rad/s ²)	0.22	0	0

-Descarga del material en suelo:

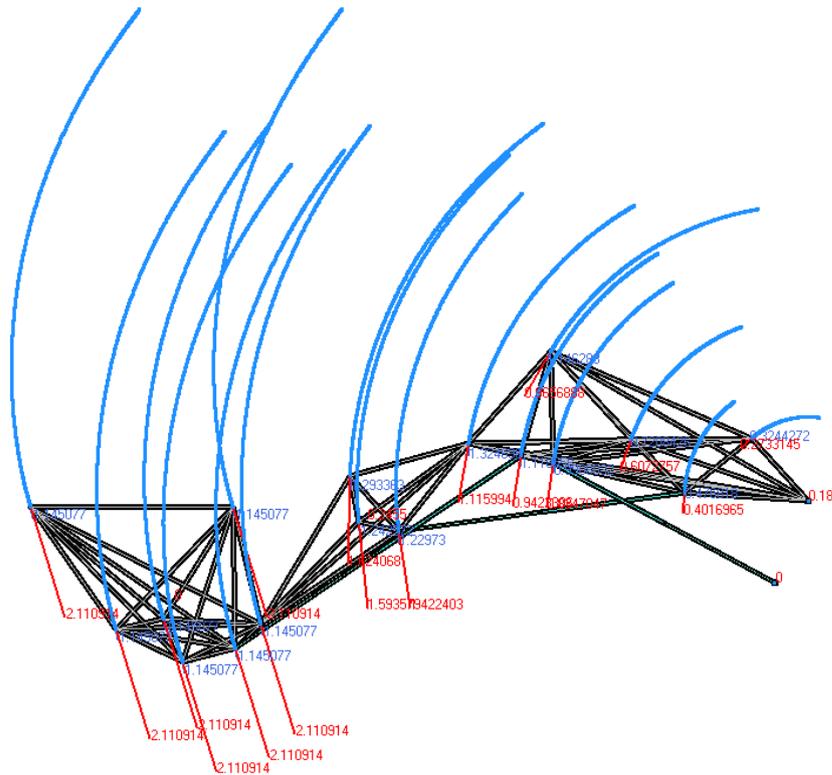


Figura 3.62. Descarga de material en suelo.

Tabla 3.19. Velocidades lineales de descarga de material en suelo.

PUNTOS	B	C	D	M	N	O	J	G	F	H
VELOCIDAD (m/s)	1.11	2.11	2.11	0.40	0.83	0.94	1.42	2.11	2.11	2.11

Tabla 3.20. Velocidades angulares de descarga de material en suelo.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
VELOCIDAD (rad/s)	0.18	0.24	0

Tabla 3.21. Aceleraciones lineales de descarga de material en suelo.

PUNTOS	B	C	D	M	N	O	J	G	F	H
ACELERACIÓN (m/s ²)	1.32	1.14	1.14	0.48	0.99	1.12	1.23	1.14	1.14	1.14

Tabla 3.22. Aceleraciones angulares de descarga de material en suelo.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
ACELERACIÓN (rad/s ²)	0.21	0	0

-Posicionamiento de la cuchara en el suelo:

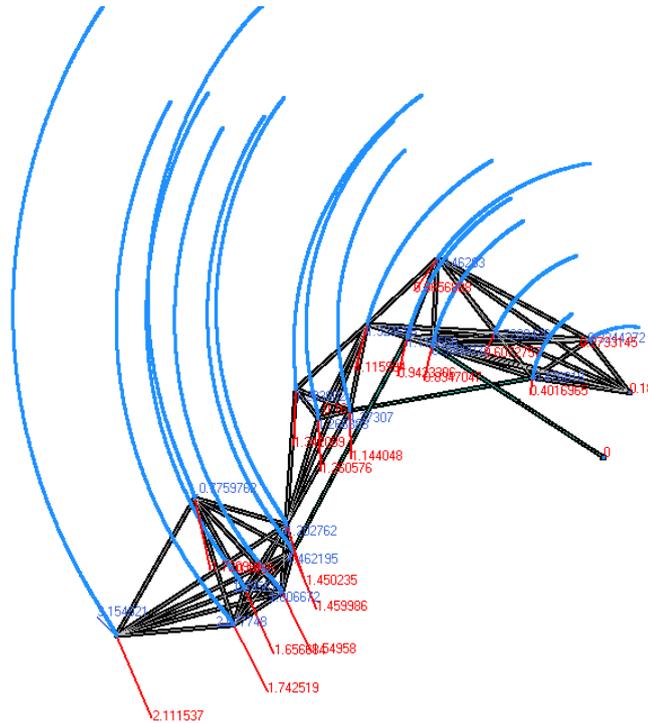


Figura 3.63. Posicionamiento cuchara en suelo.

Tabla 3.23. Velocidades lineales de posicionamiento cuchara en suelo.

PUNTOS	B	C	D	M	N	O	J	G	F	H
VELOCIDAD (m/s)	1.11	1.45	2.11	0.40	0.83	0.94	1.14	1.46	1.74	1.72

Tabla 3.24. Velocidades angulares de posicionamiento cuchara en suelo.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
VELOCIDAD (rad/s)	0.18	0.16	0.14

Tabla 3.25. Aceleraciones lineales de posicionamiento cuchara en suelo.

PUNTOS	B	C	D	M	N	O	J	G	F	H
ACELERACIÓN (m/s ²)	1.32	1.20	3.43	0.48	0.99	1.12	1.27	1.13	2.08	2.32

Tabla 3.26. Aceleraciones angulares de posicionamiento cuchara en suelo.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
ACELERACIÓN (rad/s ²)	0.21	0	0.51

Para finalizar el apartado de cálculo de velocidades y aceleraciones, en el modelo del programa "GIM" se ha introducido el centro de gravedad de cada elemento, el cual se ha obtenido gracias al programa "SolidWorks". Este punto es necesario para obtener la aceleración que se genera en el centro de gravedad y poder obtener la en cálculos posteriores la fuerza de inercia. A continuación se muestra las aceleraciones del brazo, pluma y cuchara para los 5 movimientos a estudio.

-Alcance máximo:

Tabla 3.27. Aceleraciones lineales de alcance máximo en el c.d.g.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
ACELERACIÓN (m/s ²)	0.17	0.64	0.87

Tabla 3.28. Aceleraciones angulares de alcance máximo en el c.d.g.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
ACELERACIÓN (rad/s ²)	0.03	0	0

- Carga del material:

Tabla 3.29. Aceleraciones lineales de carga material en el c.d.g.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
ACELERACIÓN (m/s ²)	0.17	0.36	0.98

Tabla 3.30. Aceleraciones angulares de carga material en el c.d.g.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
ACELERACIÓN (rad/s ²)	0.06	0	0

- Descarga del material en camión:

Tabla 3.31. Aceleraciones lineales de descarga material en el camión en el c.d.g.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
ACELERACIÓN (m/s ²)	0.64	1.31	1.26

Tabla 3.32. Aceleraciones angulares de descarga material en el camión en el c.d.g.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
ACELERACIÓN (rad/s ²)	0.22	0	0

- Descarga del material en suelo:

Tabla 3.33. Aceleraciones lineales de descarga de material en el suelo en el c.d.g.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
ACELERACIÓN (m/s ²)	0.62	1.23	1.14

Tabla 3.34. Aceleraciones angulares de descarga de material en el suelo en el c.d.g.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
ACELERACIÓN (rad/s ²)	0.21	0	0

- Posicionamiento de la cuchara en el suelo:

Tabla 3.35. Aceleraciones lineales de posicionamiento cuchara en suelo en el c.d.g.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
ACELERACIÓN (m/s ²)	0.62	1.26	1.75

Tabla 3.36. Aceleraciones angulares de posicionamiento cuchara en suelo en el c.d.g.

ELEMENTO	Pluma	Brazo	Cuchara
ACELERACIÓN (rad/s ²)	0.21	0	0.52

3.8.2.3. Cálculo de momentos de inercia

En este apartado se van a obtener los momentos de inercia, los cuales serán necesarios para cálculos posteriores, para la obtención de la fuerza de inercia y par giroscópico. Por ese motivo, será necesario obtener los respectivos datos del brazo, pluma y cuchara para las cinco posiciones a estudio. Debido a la complejidad para la obtención de estos datos mediante una resolución manual, se ha procedido a obtener dichos datos mediante el programa "SolidWorks". Se han generado los modelos para las cinco posiciones a estudio, respetando en todo momento los ángulos con los que se han estudiado en el apartado de velocidades.

-Alcance máximo:

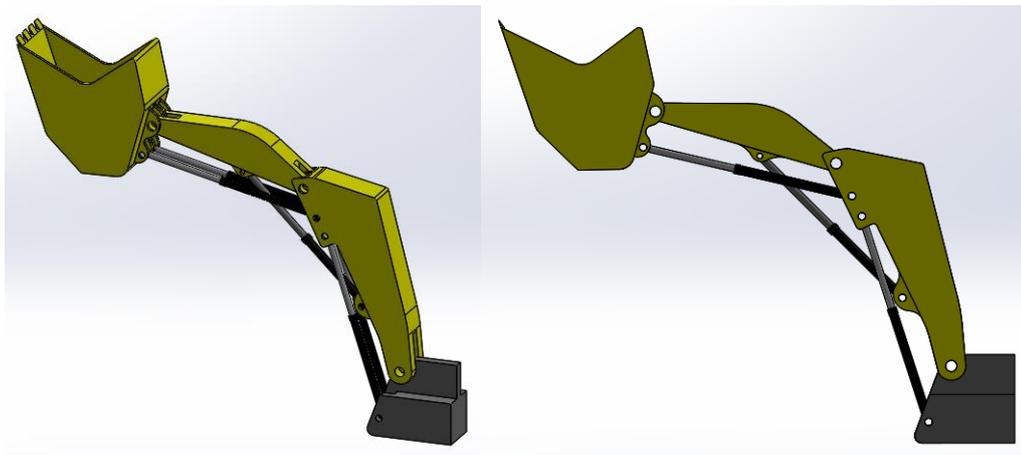


Figura 3.64. Alcance máximo.

- Pluma:

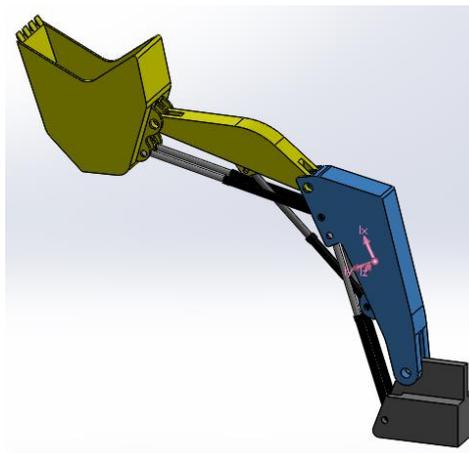


Figura 3.65. Alcance máximo. Pluma.

Masa = 25841844.28 gramos

Volumen = 3313056959.50 milímetros cúbicos

Área de superficie = 64129696.81 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

X = -221.50

Y = 3670.45

Z = 2648.63

Momentos de inercia: (gramos · milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

Lxx = 98366046870219.23

Lxy = -44423284346653.42

Lxz = -0.03

Lyx = -44423284346653.42

Lyy = 31526892951053.30

Lyz = 0.06

Lzx = -0.03

Lzy = 0.06

Lzz = 123928060613774.61

- Brazo:

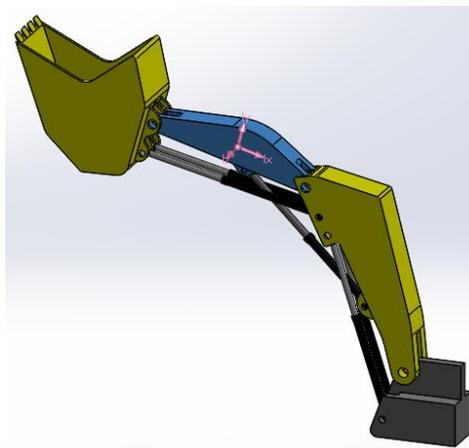


Figura 3.66. Alcance máximo. Brazo.

Masa = 7497178.90 gramos

Volumen = 961176782.21 milímetros cúbicos

Área de superficie = 32444541.66 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

$$\begin{aligned} X &= -4773.71 \\ Y &= 7176.43 \\ Z &= 2648.63 \end{aligned}$$

Momentos de inercia: (gramos · milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$$\begin{aligned} L_{xx} &= 2823248371352.39 & L_{xy} &= -5702239811529.71 \\ L_{xz} &= 1422.16 & L_{yy} &= 21119373022080.47 \\ L_{yx} &= -5702239811529.71 & L_{yz} &= 958.02 \\ L_{yz} &= 958.02 & L_{zx} &= 1422.16 \\ L_{zx} &= 1422.16 & L_{zy} &= 958.02 \\ L_{zz} &= 22836912340285.74 \end{aligned}$$

- Cuchara:

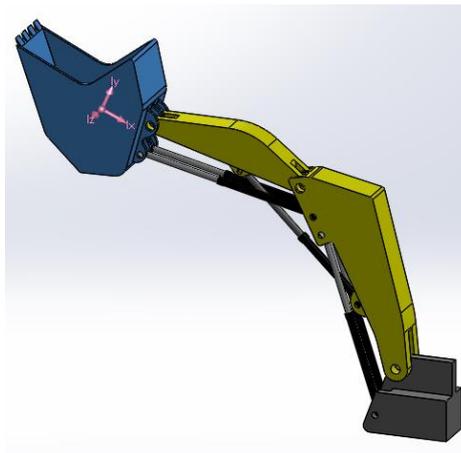


Figura 3.67. Alcance máximo. Cuchara.

Masa = 20606307.33 gramos

Volumen = 2641834272.54 milímetros cúbicos

Área de superficie = 76690674.39 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

$$\begin{aligned} X &= -8722.06 \\ Y &= 7827.24 \\ Z &= 2648.63 \end{aligned}$$

Momentos de inercia: (gramos · milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$$L_{xx} = 33566178550068.01$$

$$L_{xz} = -0.01$$

$$L_{yx} = -5204485627207.12$$

$$L_{yz} = 0.00$$

$$L_{zx} = -0.01$$

$$L_{zz} = 60609142717950.53$$

$$L_{xy} = -5204485627207.12$$

$$L_{yy} = 44654105536312.49$$

$$L_{zy} = 0.00$$

-Carga de material:

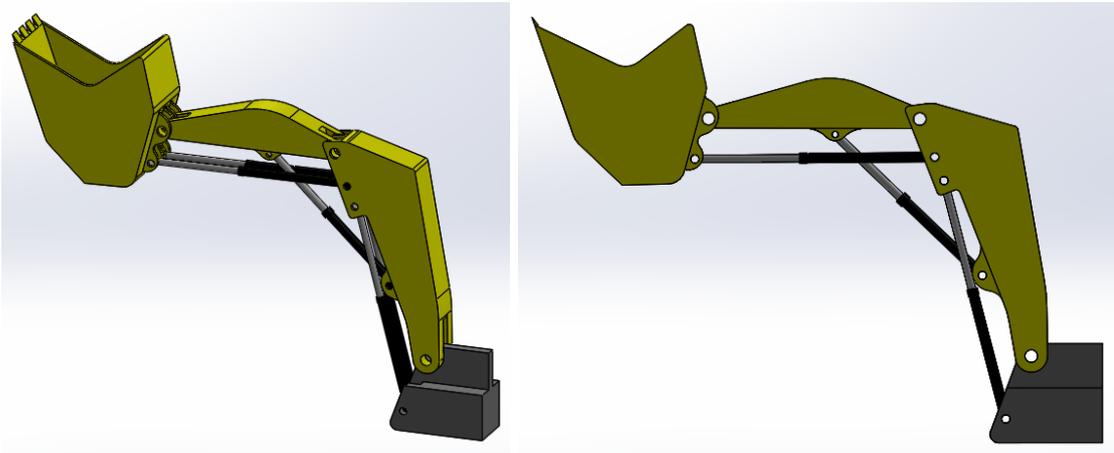


Figura 3.68. Carga de material.

- Pluma:

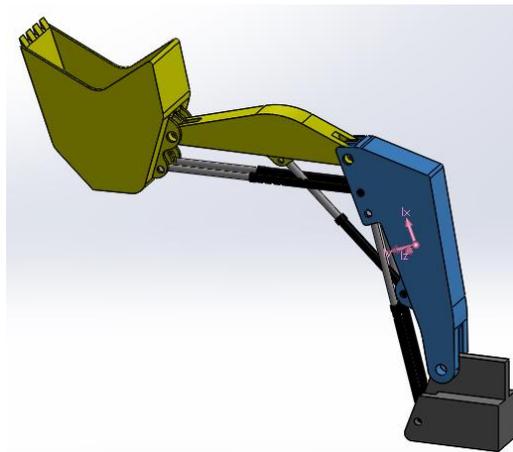


Figura 3.69. Carga de material. Pluma.

Masa = 25841844.28 gramos

Volumen = 3313056959.50 milímetros cúbicos

Área de superficie = 64129696.81 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

X = -8.73

Y = 3741.58

Z = 2648.63

Momentos de inercia: (gramos · milímetros cuadrados)
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$$L_{xx} = 104769402893609.28$$

$$L_{xz} = -0.03$$

$$L_{yx} = -38786986541039.12$$

$$L_{yz} = 0.06$$

$$L_{zx} = -0.03$$

$$L_{zz} = 123928060613774.61$$

$$L_{xy} = -38786986541039.12$$

$$L_{yy} = 25123536927663.23$$

$$L_{zy} = 0.06$$

- Brazo:

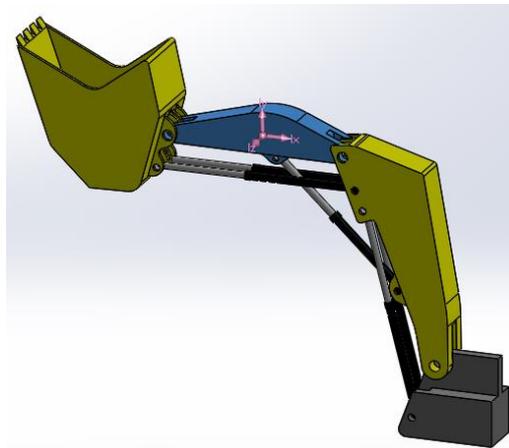


Figura 3.70. Carga de material. Brazo.

Masa = 7497178.90 gramos

Volumen = 961176782.21 milímetros cúbicos

Área de superficie = 32444541.66 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

$$X = -4483.95$$

$$Y = 6662.23$$

$$Z = 2648.63$$

Momentos de inercia: (gramos · milímetros cuadrados)
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$L_{xx} = 1191593585957.90$	$L_{xy} = 16798480859.73$
$L_{xz} = 1102.70$	
$L_{yx} = 16798480859.73$	$L_{yy} = 22751027807474.96$
$L_{yz} = 1313.16$	
$L_{zx} = 1102.70$	$L_{zy} = 1313.16$
$L_{zz} = 22836912340285.75$	

- Cuchara:

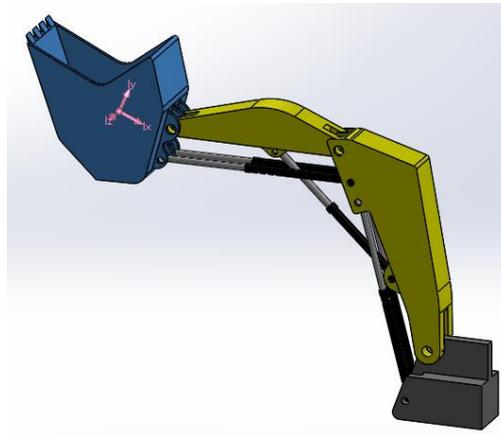


Figura 3.71. Carga de material. Cuchara.

Masa = 20606307.33 gramos

Volumen = 2641834272.54 milímetros cúbicos

Área de superficie = 76690674.39 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

$X = -8495.56$
$Y = 6663.70$
$Z = 2648.63$

Momentos de inercia: (gramos · milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$$L_{xx} = 33508093725716.65$$

$$L_{xz} = -0.01$$

$$L_{yx} = -5141911755910.33$$

$$L_{yz} = 0.00$$

$$L_{zx} = -0.01$$

$$L_{zz} = 60609142717950.53$$

$$L_{xy} = -5141911755910.33$$

$$L_{yy} = 44712190360663.85$$

$$L_{zy} = 0.00$$

-Descarga de material en camión:

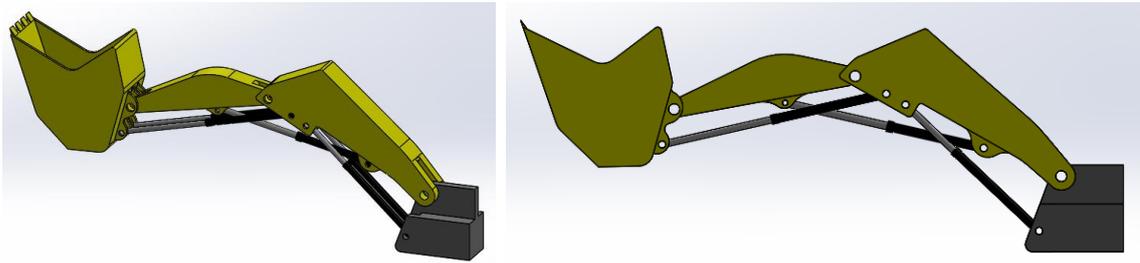


Figura 3.72. Descarga de materia en camión.

- Pluma:

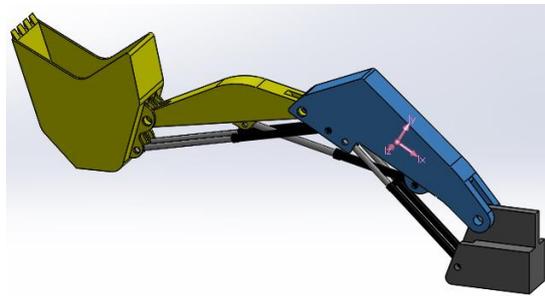


Figura 3.73. Descarga de material en camión. Pluma.

Masa = 25841844.28 gramos

Volumen = 3313056959.50 milímetros cúbicos

Área de superficie = 64129696.81 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

X = -1589.12

Y = 2603.89

Z = 2648.63

Momentos de inercia: (gramos · milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

Lxx = 35400382039442.08

Lxy = -47088480627524.86

Lxz = -0.06

Lyy = 94492557781830.47

Lyx = -47088480627524.86

Lyz = 0.03

Lzy = 0.03

Lzx = -0.06

Lzz = 123928060613774.61

- Brazo:

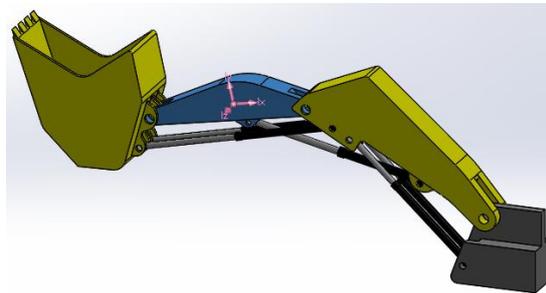


Figura 3.74. Descarga de material en camión. Brazo.

Masa = 7497178.90 gramos

Volumen = 961176782.21 milímetros cúbicos

Área de superficie = 32444541.66 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

$$X = -7405.18$$

$$Y = 3274.54$$

$$Z = 2648.63$$

Momentos de inercia: (gramos · milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$$L_{xx} = 1920672860053.85$$

$$L_{xz} = 843.58$$

$$L_{yx} = 3897083813980.13$$

$$L_{yz} = 1492.89$$

$$L_{zx} = 843.58$$

$$L_{zz} = 22836912340285.75$$

$$L_{xy} = 3897083813980.13$$

$$L_{yy} = 22021948533379.01$$

$$L_{zy} = 1492.89$$

- Cuchara:

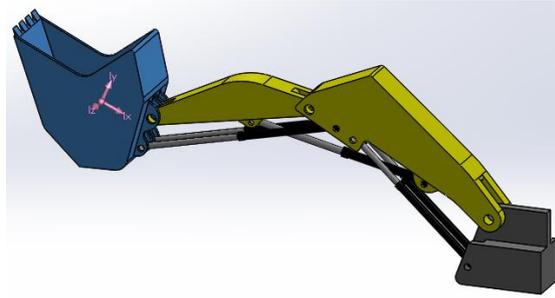


Figura 3.75. Descarga de material en camión. Cuchara.

Masa = 20606307.33 gramos

Volumen = 2641834272.54 milímetros cúbicos

Área de superficie = 76690674.39 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

X = -11359.62

Y = 2862.20

Z = 2648.63

Momentos de inercia: (gramos · milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

Lxx = 33548961322099.44

Lxy = -5186084346040.43

Lxz = -0.01

Lyx = -5186084346040.43

Lyy = 44671322764281.08

Lyz = 0.00

Lzx = -0.01

Lzy = 0.00

Lzz = 60609142717950.53

-Descarga de material en suelo:

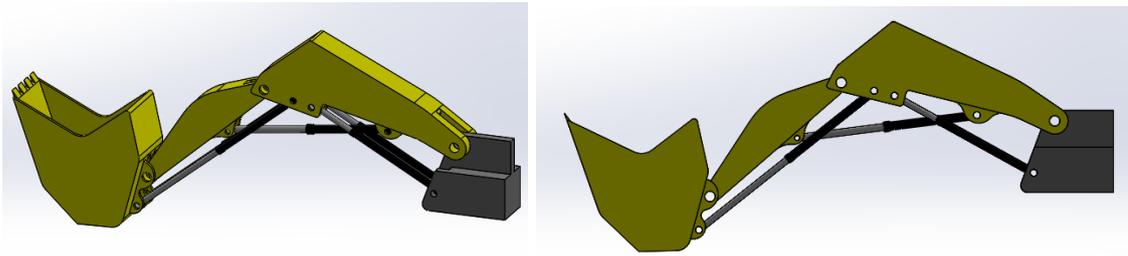


Figura 3.76. Descarga de materia en suelo.

- Pluma:

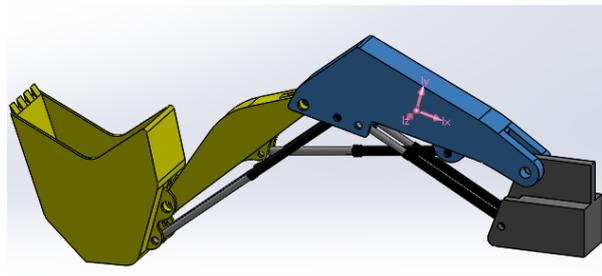


Figura 3.77. Descarga de material en suelo. Pluma.

Masa = 25841844.28 gramos

Volumen = 3313056959.50 milímetros cúbicos

Área de superficie = 64129696.81 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

X = -1952.63

Y = 1886.62

Z = 2648.63

Momentos de inercia: (gramos · milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

Lxx = 15091404343362.95

Lxy = -24592046551354.60

Lxz = -0.06

Lyx = -24592046551354.60

Lyy = 114801535477909.61

Lyz = 0.01

Lzx = -0.06

Lzy = 0.01

Lzz = 123928060613774.61

- Brazo:

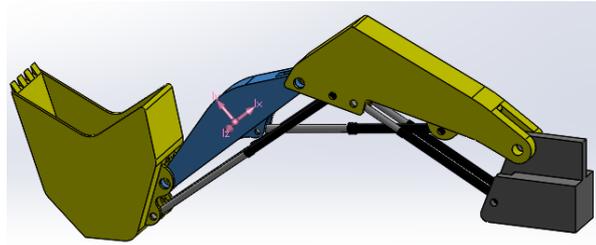


Figura 3.78. Descarga de material en suelo. Brazo.

Masa = 7497178.90 gramos

Volumen = 961176782.21 milímetros cúbicos

Área de superficie = 32444541.66 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

X = -7371.45

Y = 358.37

Z = 2648.63

Momentos de inercia: (gramos · milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

Lxx = 10561215489977.87

Lxy = 10687105065679.50

Lxz = -35.19

Lyx = 10687105065679.50

Lyy = 13381405903455.01

Lyz = 1714.38

Lzx = -35.19

Lzy = 1714.38

Lzz = 22836912340285.75

- Cuchara:

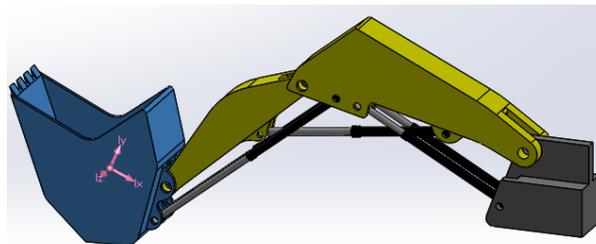


Figura 3.79. Descarga de material en suelo. Cuchara.

Masa = 20606307.33 gramos

Volumen = 2641834272.54 milímetros cúbicos

Área de superficie = 76690674.39 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

X = -10748.59

Y = -1138.32

Z = 2648.63

Momentos de inercia: (gramos · milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

Lxx = 33486089474052.50

Lxy = -5117834948144.84

Lxz = -0.01

Lyx = -5117834948144.84

Lyy = 44734194612328.02

Lyz = 0.00

Lzx = -0.01

Lzy = 0.00

Lzz = 60609142717950.53

-Posición cuchara en suelo:

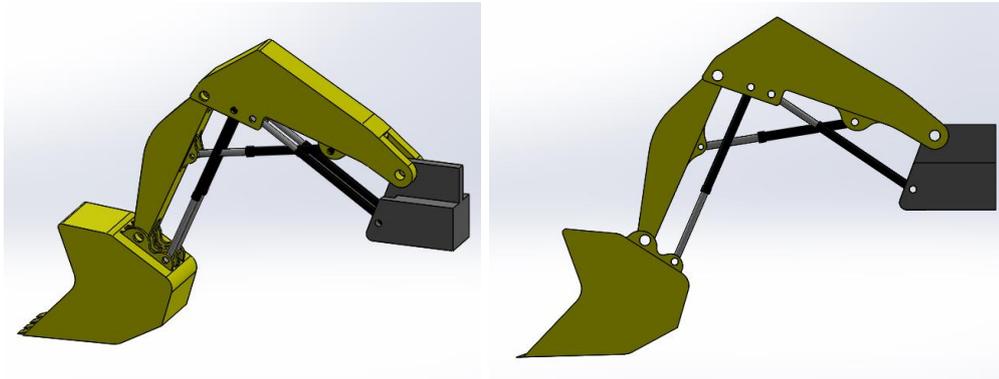


Figura 3.80. Posición cuchara en suelo.

- Pluma:

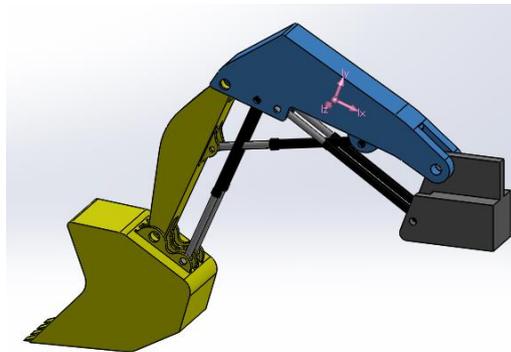


Figura 3.81. Posición cuchara en suelo. Pluma.

Masa = 25841844.28 gramos

Volumen = 3313056959.50 milímetros cúbicos

Área de superficie = 64129696.81 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

X = -1852.79

Y = 2138.49

Z = 2648.63

Momentos de inercia: (gramos · milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$$L_{xx} = 20483381429789.68$$

$$L_{xy} = -33366601251034.24$$

$$L_{xz} = -0.06$$

$$L_{yx} = -33366601251034.24$$

$$L_{yy} = 109409558391482.83$$

$$L_{yz} = 0.02$$

$$L_{zx} = -0.06$$

$$L_{zy} = 0.02$$

$$L_{zz} = 123928060613774.61$$

- Brazo:

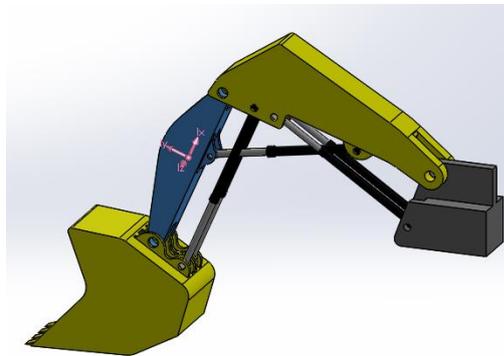


Figura 3.82. Posición cuchara en suelo. Brazo.

Masa = 7497178.90 gramos

Volumen = 961176782.21 milímetros cúbicos

Área de superficie = 32444541.66 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

$$X = -6329.48$$

$$Y = 191.80$$

$$Z = 2648.63$$

Momentos de inercia: (gramos · milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$$L_{xx} = 19321173045970.76$$

$$L_{xy} = 7885563177348.41$$

$$L_{xz} = -763.16$$

$$L_{yx} = 7885563177348.41$$

$$L_{yy} = 4621448347462.11$$

$$L_{yz} = 1535.55$$

$$L_{zx} = -763.16$$

$$L_{zy} = 1535.55$$

$$L_{zz} = 22836912340285.74$$

- Cuchara:

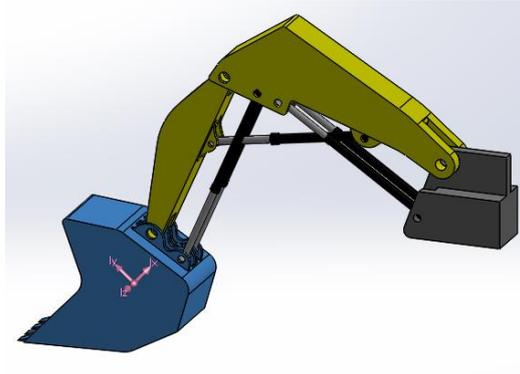


Figura 3.83. Posición cuchara en suelo. Cuchara.

Masa = 20606307.33 gramos

Volumen = 2641834272.54 milímetros cúbicos

Área de superficie = 76690674.39 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

X = -7769.46

Y = -3557.68

Z = 2648.63

Momentos de inercia: (gramos · milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

Lxx = 40743026497103.56

Lxy = 7426701166537.27

Lxz = 0.00

Lyx = 7426701166537.27

Lyy = 37477257589276.98

Lyz = -0.01

Lzx = 0.00

Lzy = -0.01

Lzz = 60609142717950.53

3.8.2.4. Cálculo fuerzas de inercia.

A continuación se va a proceder a obtener todas las fuerzas de inercia que se generan debidas a la aceleración sufrida por los elementos que componen la pala excavadora. En primer lugar, se procede a calcular el peso máximo que la cuchara puede elevar teniendo en cuenta su capacidad, la cual es de 11.32 m^3 . Como se ha explicado en el inicio del diseño de la excavadora, su función es la carga y descarga de grava, por lo que se conoce el peso específico, el cual ha sido facilitado por la empresa.

$$\text{-Grava: } q_t = 1700 \text{ kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ N} = 16677 \text{ N/m}^3$$

$$q_t = 16677 \text{ N/m}^3 \cdot 1.5 = 25015.5 \text{ N/m}^3$$

Por seguridad, se le aplica un coeficiente de seguridad ($C_S = 1.5$) por si se encuentra entre la grava algún material que no cumple el peso específico indicado anteriormente. La capacidad de carga de la cuchara diseñada es de 11.32 m^3 , por lo que se procede a obtener el peso total de material que puede albergar la cuchara.

$$q_t = 25015.5 \text{ N/m}^3 \cdot 11.32 \text{ m}^3 = 283175.46 \text{ N}$$

Se muestran los pesos de los elementos de la pala excavadora:

- Pluma: $q_p = 253508.49 \text{ N}$
- Brazo: $q_b = 73547.32 \text{ N}$
- Cuchara: $q_c = 202147.87 \text{ N}$
- Cuchara + Tierra: $q_{ct} = 485323.33 \text{ N}$

Una vez conocidos todos los pesos se procede a la obtención de todas las fuerzas dinámicas para las 5 posiciones a estudio.

-Alcance máximo:

- Cuchara:

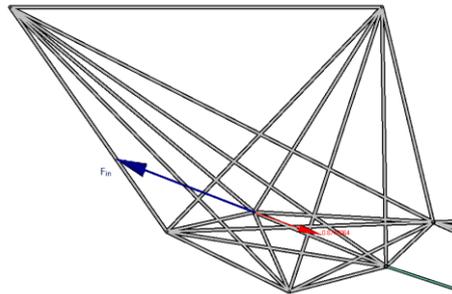


Figura 3.84. Fuerzas de inercia en cuchara para aceleraciones en alcance máximo.

$$F_{in} = -m_{ct} \cdot a = 485\,323.33 \cdot 0.87 = 422\,231.30\,N$$

$$F_{in\,x} = 398\,025.88\,N$$

$$F_{in\,y} = 140\,906.57\,N$$

$$H_{G\,z} = I_z \cdot \alpha = 0$$

- Brazo:

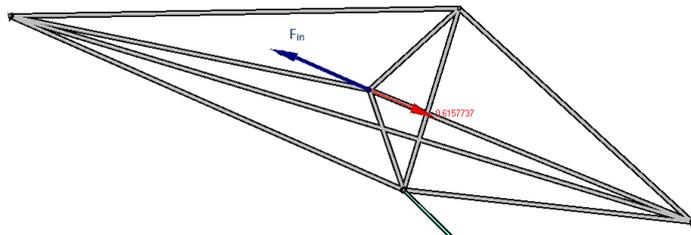


Figura 3.85. Fuerzas de inercia en brazo para aceleraciones en alcance máximo.

$$F_{in} = -m_b \cdot a = 73\,547.32 \cdot 0.64 = 47\,070.28\,N$$

$$F_{in\,x} = 43\,735.40\,N$$

$$F_{in\,y} = 17\,401.45\,N$$

$$H_{G\,z} = I_z \cdot \alpha = 0$$

- Pluma:

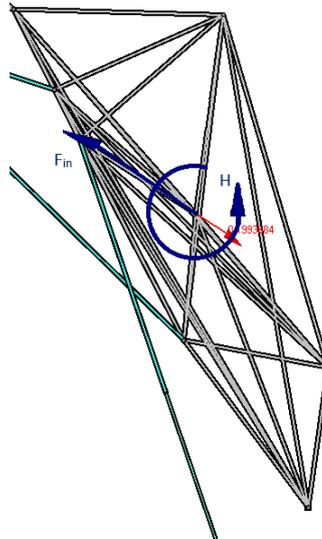


Figura 3.86. Fuerzas de inercia en pluma para aceleraciones en alcance máximo.

$$F_{in} = -m_p \cdot a = 253\,508.49 \cdot 0.17 = 43\,096.44 \text{ N}$$

$$F_{in\,x} = 36\,237.29 \text{ N}$$

$$F_{in\,y} = 23\,327.27 \text{ N}$$

$$H_{G_z} = I_z \cdot \alpha = 1\,215\,734.27 \cdot 0.03 = 36\,472.03 \text{ Nm}$$

$$I_z = 123\,928\,060\,613\,774.61 \text{ gr} \cdot \text{mm}^2 = 1\,215\,734.27 \text{ Nm}^2$$

-Carga de material:

- Cuchara:

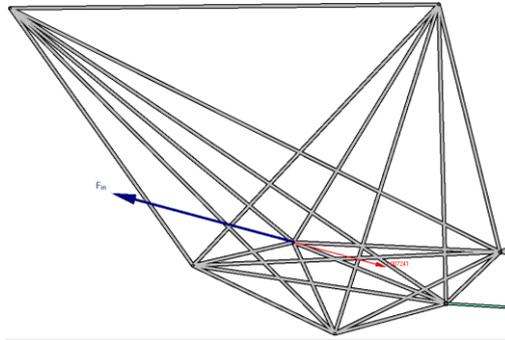


Figura 3.87. Fuerzas de inercia en cuchara para aceleraciones en carga de material.

$$F_{in} = -m_{ct} \cdot a = 485\,323.33 \cdot 0.98 = 475\,616.86 \text{ N}$$

$$F_{in\ x} = 443\,085.59 \text{ N}$$

$$F_{in\ y} = 172\,877.26 \text{ N}$$

$$H_{G\ z} = I_z \cdot \alpha = 0$$

- Brazo:

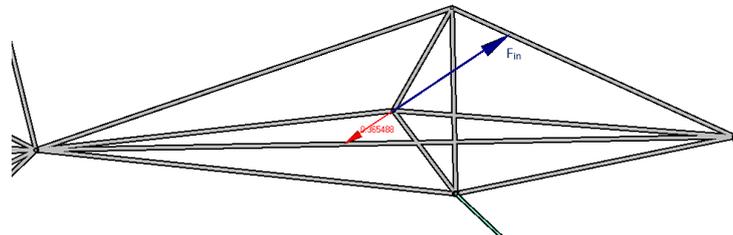


Figura 3.88. Fuerzas de inercia en brazo para aceleraciones en carga de material.

$$F_{in} = -m_b \cdot a = 73\,547.32 \cdot 0.36 = 26\,477.03 \text{ N}$$

$$F_{in\ x} = 22\,002.11 \text{ N}$$

$$F_{in\ y} = 14\,728.90 \text{ N}$$

$$H_{G\ z} = I_z \cdot \alpha = 0$$

- Pluma:

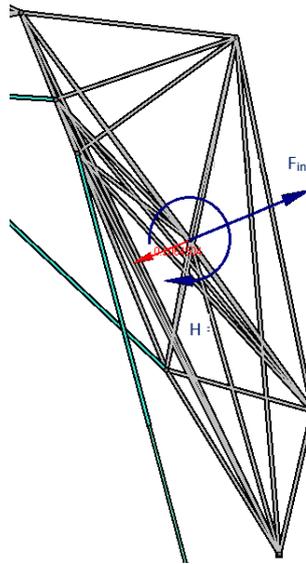


Figura 3.89. Fuerzas de inercia en pluma para aceleraciones en carga de material.

$$F_{in} = -m_p \cdot a = 253\,508.49 \cdot 0.17 = 43\,096.44 \text{ N}$$

$$F_{in\,x} = 39\,664.64 \text{ N}$$

$$F_{in\,y} = 16\,852.85 \text{ N}$$

$$H_{G\,z} = I_z \cdot \alpha = 1\,215\,734.27 \cdot 0.06 = 72\,944.06 \text{ Nm}$$

$$I_z = 123\,928\,060\,613\,774.61 \text{ gr} \cdot \text{mm}^2 = 1\,215\,734.27 \text{ Nm}^2$$

-Descarga material en camión:

- Cuchara:

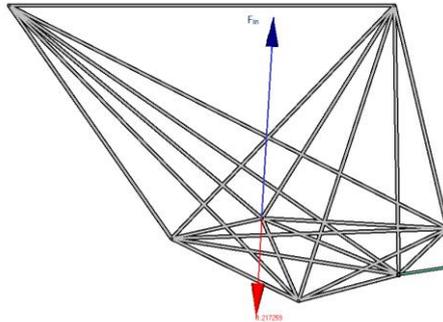


Figura 3.90. Fuerzas de inercia en cuchara para aceleraciones en descarga de material en camión.

$$F_{in} = -m_{ct} \cdot a = 485\,323.33 \cdot 1.26 = 611\,507.39\text{ N}$$

$$F_{in\,x} = 42\,271.95\text{ N}$$

$$F_{in\,y} = 610\,044.45\text{ N}$$

$$H_{G\,z} = I_z \cdot \alpha = 0$$

- Brazo:

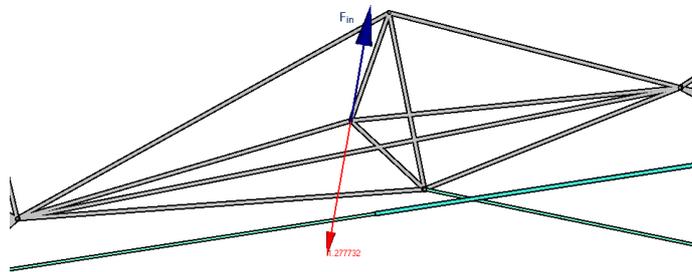


Figura 3.91. Fuerzas de inercia en brazo para aceleraciones en descarga de material en camión.

$$F_{in} = -m_b \cdot a = 73\,547.32 \cdot 1.31 = 96\,346.99\text{ N}$$

$$F_{in\,x} = 16\,517.74\text{ N}$$

$$F_{in\,y} = 94\,920.48\text{ N}$$

$$H_{G\,z} = I_z \cdot \alpha = 0$$

- Pluma:

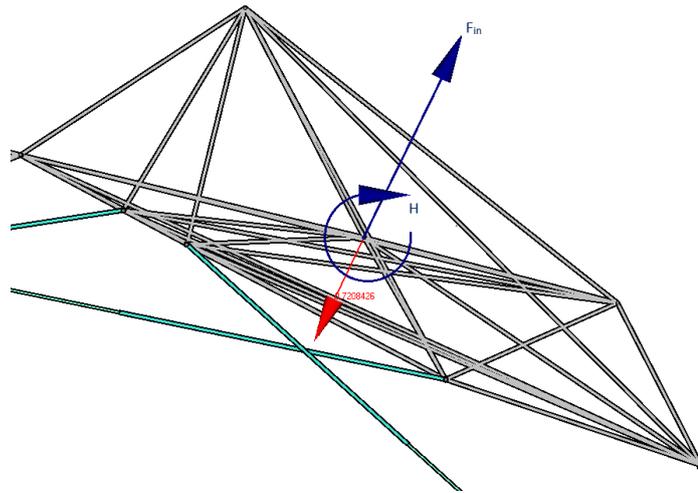


Figura 3.92. Fuerzas de inercia en pluma para aceleraciones en descarga de material en camión.

$$F_{in} = -m_p \cdot a = 253\,508.49 \cdot 0.64 = 162\,245.43 \text{ N}$$

$$F_{in\,x} = 70\,762.35 \text{ N}$$

$$F_{in\,y} = 146\,000.94 \text{ N}$$

$$H_{Gz} = I_z \cdot \alpha = 1\,215\,734.27 \cdot 0.22 = 267\,461.54 \text{ Nm}$$

$$I_z = 123\,928\,060\,613\,774.61 \text{ gr} \cdot \text{mm}^2 = 1\,215\,734.27 \text{ Nm}^2$$

-Descarga material en suelo:

- Cuchara:

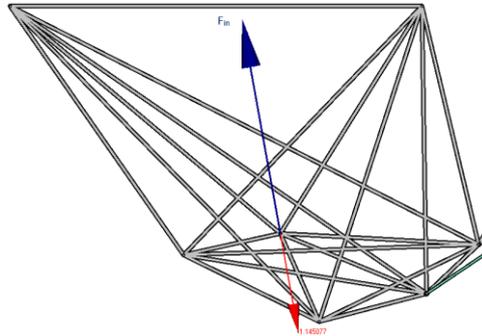


Figura 3.93. Fuerzas de inercia en cuchara para aceleraciones en descarga de material en suelo.

$$F_{in} = -m_{ct} \cdot a = 485\,323.33 \cdot 1.14 = 553\,268.60 \text{ N}$$

$$F_{in\ x} = 98\,529.11 \text{ N}$$

$$F_{in\ y} = 544\,424.63 \text{ N}$$

$$H_{G\ z} = I_z \cdot \alpha = 0$$

- Brazo:

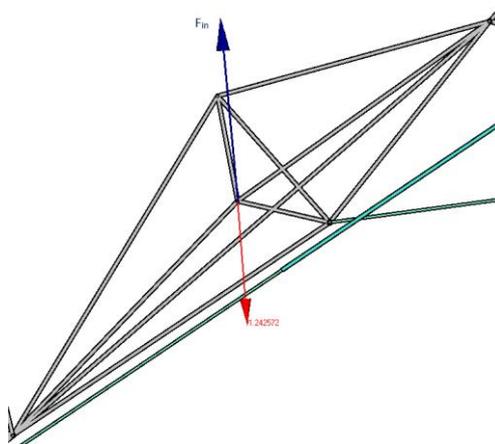


Figura 3.94. Fuerzas de inercia en brazo para aceleraciones en descarga de material en suelo.

$$F_{in} = -m_b \cdot a = 73\,547.32 \cdot 1.23 = 90\,463.20 \text{ N}$$

$$F_{in\ x} = 7\,492.79 \text{ N}$$

$$F_{in\ y} = 90\,152.33 \text{ N}$$

$$H_{G\ z} = I_z \cdot \alpha = 0$$

- Pluma:

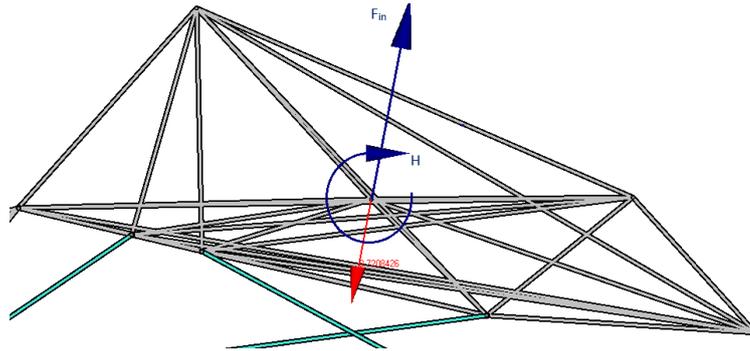


Figura 3.95. Fuerzas de inercia en pluma para aceleraciones en descarga de material en suelo.

$$F_{in} = -m_p \cdot a = 253\,508.49 \cdot 0.62 = 157\,175.26 \text{ N}$$

$$F_{in\,x} = 28\,895.07 \text{ N}$$

$$F_{in\,y} = 154\,496.38 \text{ N}$$

$$H_{Gz} = I_z \cdot \alpha = 1\,215\,734.27 \cdot 0.21 = 255\,304.20 \text{ Nm}$$

$$I_z = 123\,928\,060\,613\,774.61 \text{ gr} \cdot \text{mm}^2 = 1\,215\,734.27 \text{ Nm}^2$$

-Posición cuchara suelo:

- Cuchara:

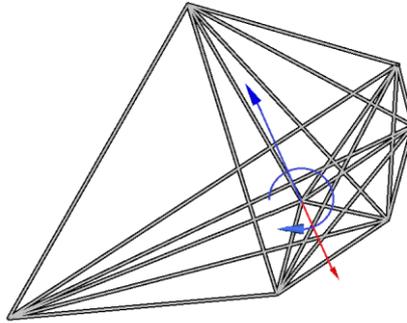


Figura 3.96. Fuerzas de inercia en cuchara para aceleraciones en posición cuchara suelo.

$$F_{in} = -m_c \cdot a = 202\,147.87 \cdot 1.75 = 353\,758.77 \text{ N}$$

$$F_{in\ x} = 130\,349.78 \text{ N}$$

$$F_{in\ y} = 328\,868.01 \text{ N}$$

$$H_{G\ z} = I_z \cdot \alpha = 594\,575.69 \cdot 0.52 = 309\,179.36 \text{ Nm}$$

$$I_z = 60\,609\,142\,717\,950.53 \text{ gr} \cdot \text{mm}^2 = 594\,575.69 \text{ Nm}^2$$

En posicionamiento de la cuchara en el suelo se supondrá que la cuchara no transportara en ningún momento grava, por lo que la masa será únicamente la del peso propio de la cuchara.

- Brazo:

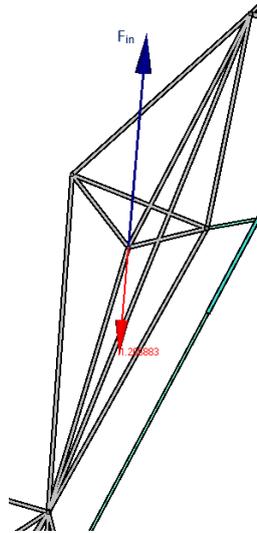


Figura 3.97. Fuerzas de inercia en brazo para aceleraciones en posición cuchara suelo.

$$F_{in} = -m_b \cdot a = 73\,547.32 \cdot 1.26 = 92\,669.62 \text{ N}$$

$$F_{in\,x} = 7\,982.35 \text{ N}$$

$$F_{in\,y} = 92\,325.16 \text{ N}$$

$$H_{G\,z} = I_z \cdot \alpha = 0$$

- Pluma:

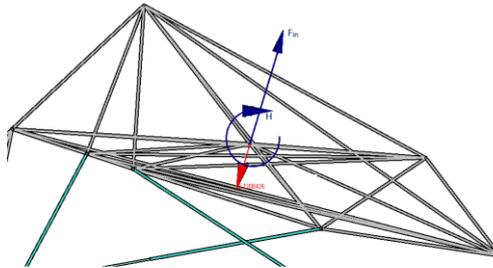


Figura 3.98. Fuerzas de inercia en pluma para aceleraciones en posición cuchara suelo.

$$F_{in} = -m_p \cdot a = 253\,508.49 \cdot 0.62 = 157\,175.26 \text{ N}$$

$$F_{in\,x} = 42\,250.37 \text{ N}$$

$$F_{in\,y} = 151\,390.10 \text{ N}$$

$$H_{G\,z} = I_z \cdot \alpha = 1\,215\,734.27 \cdot 0.21 = 255\,304.20 \text{ Nm}$$

$$I_z = 123\,928\,060\,613\,774.61 \text{ gr} \cdot \text{mm}^2 = 1\,215\,734.27 \text{ Nm}^2$$

3.8.2.4. Cálculo de reacciones en uniones.

Una vez conocidas todas las fuerzas a las que se ven sometidas, se hace un estudio estático para obtener las reacciones que se generan en cada articulación.

-Alcance máximo:

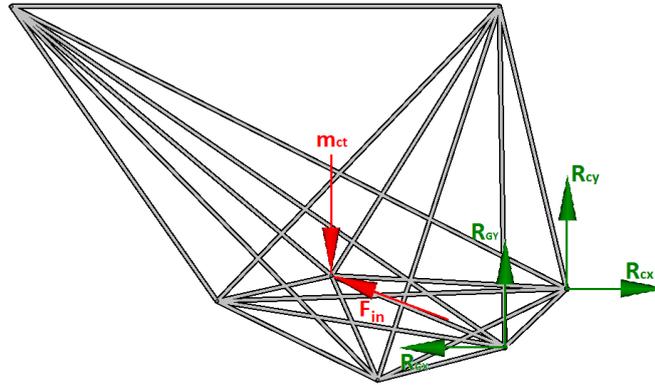


Figura 3.99. Reacciones en cuchara.

$$\sum F_X = 0 ; -F_{inx} + R_{CX} - R_{GX} = 0$$

$$\sum F_Y = 0 ; -m_{ct} + F_{iny} + R_{CY} + R_{GY} = 0$$

$$\sum M_C = 0 ; m_{ct} \cdot 1.639 - F_{iny} \cdot 1.639 + F_{inx} \cdot 0.094 - R_{GY} \cdot 0.460 - R_{GX} \cdot 0.438 = 0$$

El cilindro hidráulico de la cuchara se estudia como una barra biarticulada, por lo que existe una relación entre las incógnitas R_{GX} y R_{GY} , la cual es la siguiente:

$$\frac{R_{GX}}{R_{GY}} = \frac{5.653}{1.873}$$

$$R_{GX} = 3.018 \cdot R_{GY}$$

Una vez conocida la relación, se procede a la resolución de las incógnitas.

$$\sum M_C = 0 ; m_{ct} \cdot 1.639 - F_{iny} \cdot 1.639 + F_{inx} \cdot 0.094 - R_{GY} \cdot 0.460 - R_{GX} \cdot 0.438 = 0$$

$$m_{ct} \cdot 1.639 - F_{iny} \cdot 1.639 + F_{inx} \cdot 0.094 - R_{GY} \cdot 0.460 - R_{GY} \cdot 3.018 \cdot 0.438 = 0$$

$$1.782 \cdot R_{GY} = m_{ct} \cdot 1.639 - F_{iny} \cdot 1.639 + F_{inx} \cdot 0.094$$

$$R_{GY} = \frac{m_{ct} \cdot 1.639 - F_{iny} \cdot 1.639 + F_{inx} \cdot 0.094}{1.782}$$

$$R_{GY} = 337\,774.13\text{ N}$$

$$R_{GX} = 3.018 \cdot R_{CY} = 1\,019\,402.33\text{ N}$$

$$\sum F_X = 0; -F_{inx} + R_{CX} - R_{GX} = 0$$

$$R_{CX} = R_{GX} + F_{inx} = 1\,417\,428.21\text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0; -m_{ct} + F_{iny} + R_{CY} + R_{GY} = 0$$

$$R_{CY} = m_{ct} - F_{iny} - R_{GY} = -6\,642.63\text{ N}$$

-Brazo:

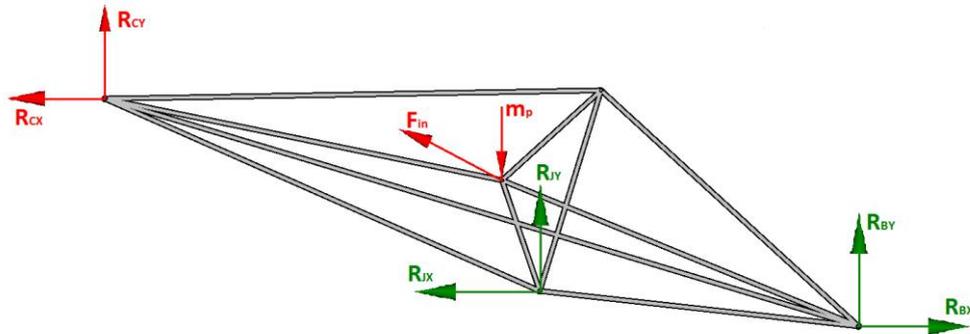


Figura 3.100. Reacciones en brazo.

$$\sum F_X = 0; -R_{CX} - R_{JX} - F_{inx} + R_{bx} = 0$$

$$\sum F_Y = 0; R_{CY} + R_{JY} + F_{iny} - m_b + R_{by} = 0$$

$$\begin{aligned} \sum M_B = 0; R_{CX} \cdot 1.446 - R_{CY} \cdot 4.76 + m_b \cdot 2.455 + F_{inx} \cdot 0.889 - F_{iny} \cdot 2.455 \\ + R_{JX} \cdot 0.224 - R_{JY} \cdot 2.014 = 0 \end{aligned}$$

El cilindro hidráulico de la cuchara se estudia como una barra biarticulada, por lo que existe una relación entre las incógnitas R_{GX} y R_{GY} , la cual es la siguiente:

$$\frac{R_{JX}}{R_{JY}} = \frac{3.824}{3.776}$$

$$R_{JX} = 1.013 \cdot R_{JY}$$

Una vez conocida la relación, se procede a la resolución de las incógnitas.

$$\sum M_C = 0 ; R_{CX} \cdot 1.446 - R_{CY} \cdot 4.76 + m_b \cdot 2.455 + F_{inX} \cdot 0.889 - F_{inY} \cdot 2.455 \\ = - R_{JY} \cdot 1.013 \cdot 0.224 + R_{JY} \cdot 2.014$$

$$R_{CX} \cdot 1.446 - R_{CY} \cdot 4.76 + m_b \cdot 2.455 + F_{inX} \cdot 0.889 - F_{inY} \cdot 2.455 = 1.787 \cdot R_{JY}$$

$$R_{JY} = \frac{R_{CX} \cdot 1.446 - R_{CY} \cdot 4.76 + m_b \cdot 2.455 + F_{inX} \cdot 0.889 - F_{inY} \cdot 2.455}{1.787}$$

$$R_{JY} = 1\,228\,148.38\text{ N}$$

$$R_{JX} = 1.013 \cdot R_{JY} = 1\,244\,114.31\text{ N}$$

$$\sum F_X = 0 ; -R_{CX} - R_{JX} - F_{inX} + R_{bx} = 0$$

$$R_{BX} = R_{CX} + R_{JX} + F_{inX} = 2\,705\,277.71\text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0 ; R_{CY} + R_{JY} + F_{inY} - m_P + R_{bY} = 0$$

$$R_{BY} = -R_{CY} - R_{JY} - F_{inY} + m_b = -1\,178\,645.14\text{ N}$$

-Pluma:

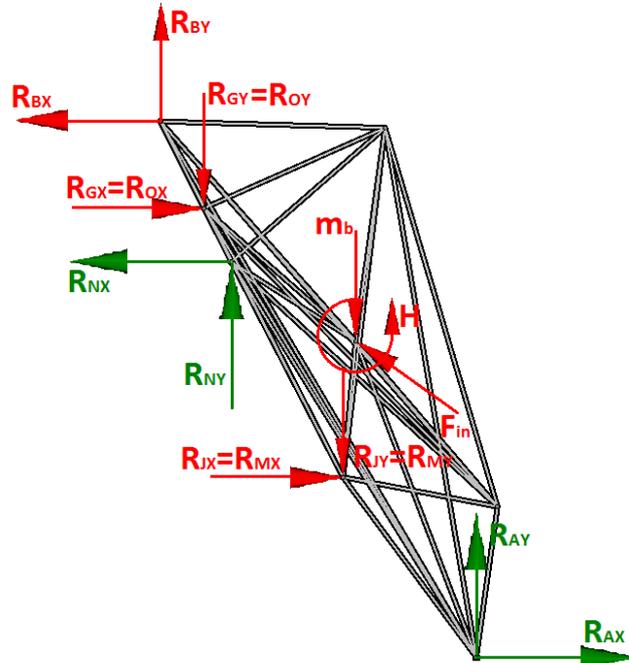


Figura 3.101. Reacciones en pluma.

$$\sum F_X = 0 ; -R_{BX} + R_{GX} - R_{NX} + R_{JX} + R_{AX} - F_{inX} = 0$$

$$\sum F_Y = 0 ; R_{BY} - R_{GY} + R_{NY} - R_{JY} + R_{AY} + F_{inY} - m_p = 0$$

$$\sum M_A = 0 ; R_{BX} \cdot 5.35 - R_{BY} \cdot 3.133 - R_{GX} \cdot 4.486 + R_{GY} \cdot 2.70 + R_{NX} \cdot 3.949 - R_{NY} \cdot 2.43 - R_{JX} \cdot 1.798 + R_{JY} \cdot 1.322 + H + m_p \cdot 1.032 + F_{inX} \cdot 2.733 - F_{inY} \cdot 1.032 = 0$$

El cilindro hidráulico de la cuchara se estudia como una barra biarticulada, por lo que existe una relación entre las incógnitas R_{GX} y R_{GY} , la cual es la siguiente:

$$\frac{R_{NX}}{R_{NY}} = \frac{1.834}{5.439}$$

$$R_{NX} = 0.337 \cdot R_{NY}$$

Una vez conocida la relación, se procede a la resolución de las incógnitas.

$$\sum M_B = 0 ; R_{BX} \cdot 5.35 - R_{BY} \cdot 3.133 - R_{GX} \cdot 4.486 + R_{GY} \cdot 2.70 - R_{JX} \cdot 1.798 + R_{JY} \cdot 1.322 + H + m_B \cdot 1.032 + F_{inX} \cdot 2.733 - F_{inY} \cdot 1.032 = -R_{NY} \cdot 0.337 \cdot 3.949 + R_{NY} \cdot 2.43$$

$$R_{NY} = \frac{R_{BX} \cdot 5.35 - R_{BY} \cdot 3.133 - R_{GX} \cdot 4.486 + R_{GY} \cdot 2.70 - R_{JX} \cdot 1.798 + R_{JY} \cdot 1.322 + H}{1.099}$$

$$+ \frac{m_p \cdot 1.032 + F_{inX} \cdot 2.733 - F_{inY} \cdot 1.032}{1.099}$$

$$R_{NY} = 6\,257\,512.61\,N$$

$$R_{NX} = 0.337 \cdot R_{NY} = 2\,108\,781.75\,N$$

$$\sum F_X = 0 ; -R_{BX} + R_{GX} - R_{NX} + R_{JX} + R_{AX} - F_{inX} = 0$$

$$R_{AX} = R_{BX} - R_{GX} + R_{NX} - R_{JX} + F_{inX} = 2\,586\,780.11\,N$$

$$\sum F_Y = 0 ; R_{BY} - R_{GY} + R_{NY} - R_{JY} + R_{AY} + F_{inY} - m_B = 0$$

$$R_{AY} = -R_{BY} + R_{GY} - R_{NY} + R_{JY} - F_{inY} + m_B = -5\,640\,054.02\,N$$

Una vez obtenidos los resultados manualmente, se ha decidido introducir los esfuerzos de los pesos propios y las fuerzas de inercia en el programa "GIM" para valorar los resultados obtenidos manualmente.

-Cuchara:

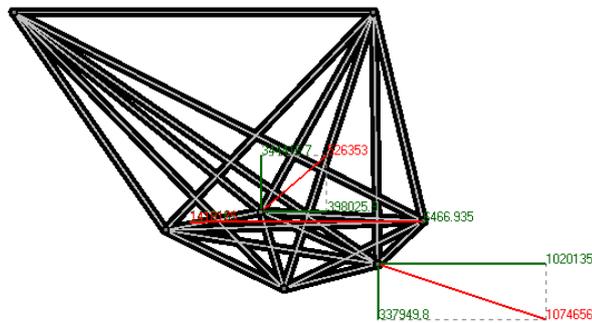


Figura 3.102. Esfuerzos en cuchara alcance máximo.

Tabla 3.37. Esfuerzos en cuchara alcance máximo.

	Reacción eje X	Reacción eje Y
Punto C	1 418 161N	6 466.9 N
Punto G	-1 020 135 N	337 949.8 N

-Brazo:

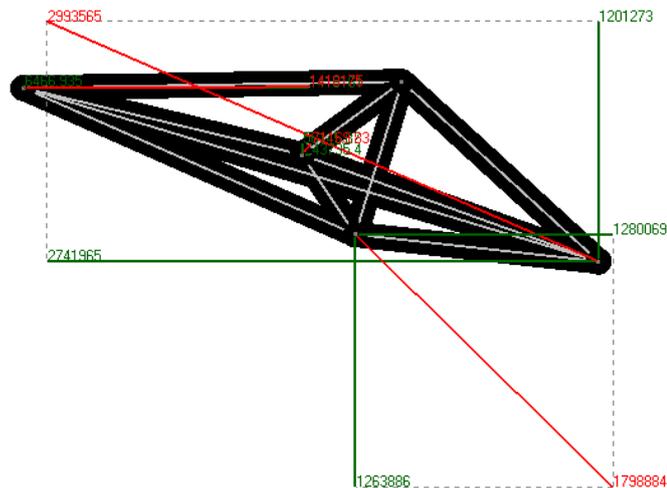


Figura 3.103. Esfuerzos en brazo alcance máximo.

Tabla 3.38. Esfuerzos en brazo alcance máximo.

	Reacción eje X	Reacción eje Y
Punto B	2 741 965 N	1 201 273 N
Punto J	-1 280 069 N	1 263 886 N

-Pluma:

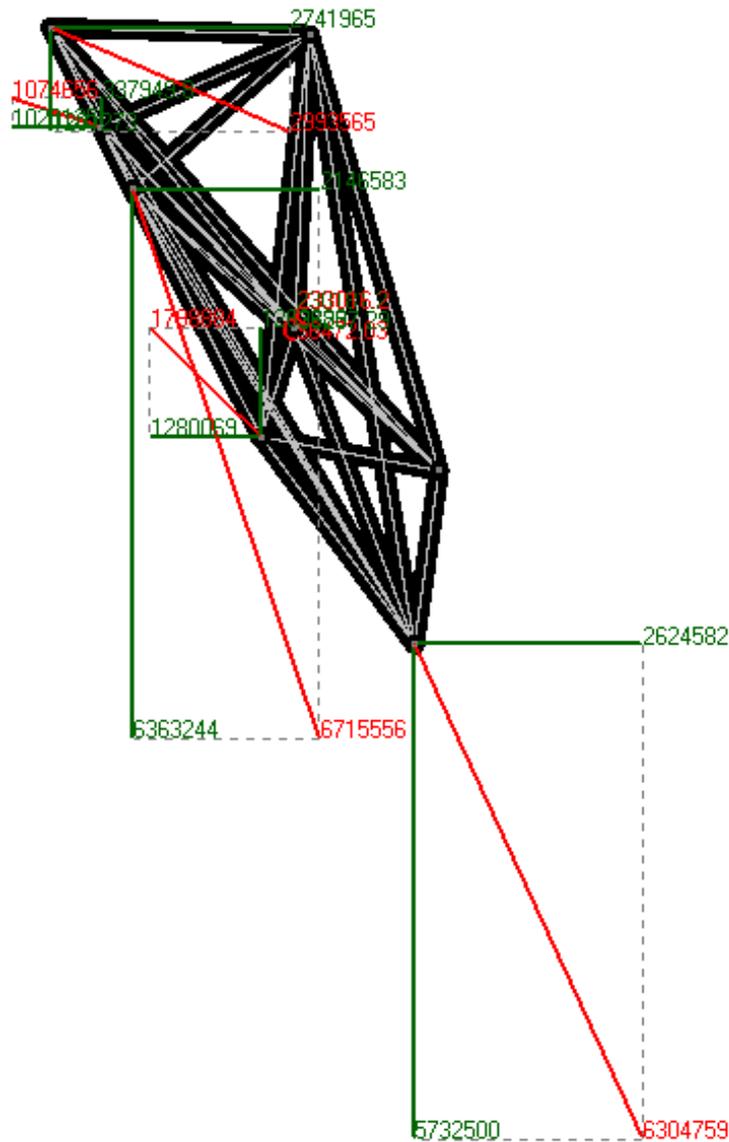


Figura 3.104. Esfuerzos en pluma alcance máximo.

Tabla 3.39. Esfuerzos en pluma alcance máximo.

	Reacción eje X	Reacción eje Y
Punto A	2 624 582 N	5 732 500 N
Punto N	-2 146 583 N	6 363 244 N

Como se puede observar, los resultados obtenidos son muy similares y esa mínima diferencia se debe al redondeo. Para el estudio de las restantes posiciones, se ha decidido obtener las reacciones mediante el programa "GIM" para una mayor precisión en los resultados y ahorro en tiempo.

Carga del material:

-Cuchara:

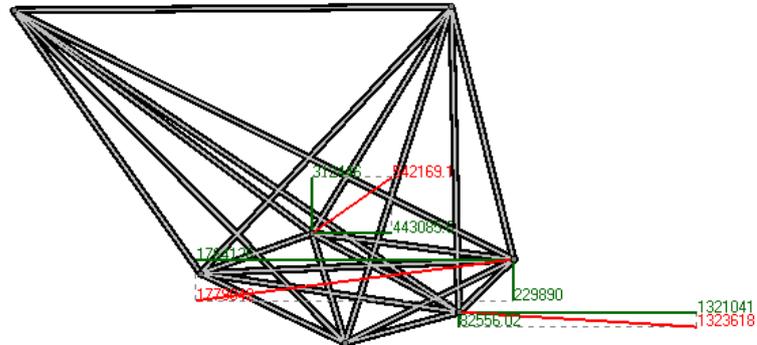


Figura 3.105. Esfuerzos en cuchara carga del material.

Tabla 3.40. Esfuerzos en cuchara carga del material.

	Reacción eje X	Reacción eje Y
Punto C	1 764 126 N	229 890 N
Punto G	-1 321 041 N	82 556.02 N

-Brazo:

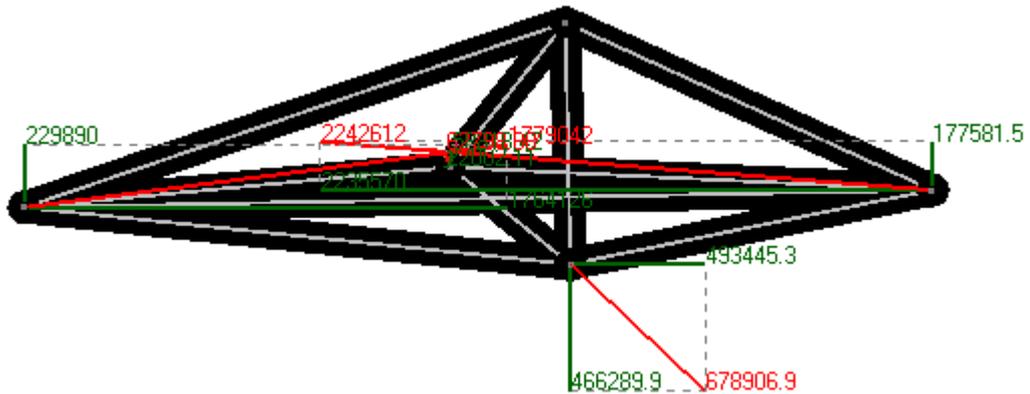


Figura 3.106. Esfuerzos en brazo carga del material.

Tabla 3.41. Esfuerzos en brazo carga del material.

	Reacción eje X	Reacción eje Y
Punto B	2 235 570 N	-177 581.5 N
Punto J	493 445.3 N	466 289.9 N

-Pluma:

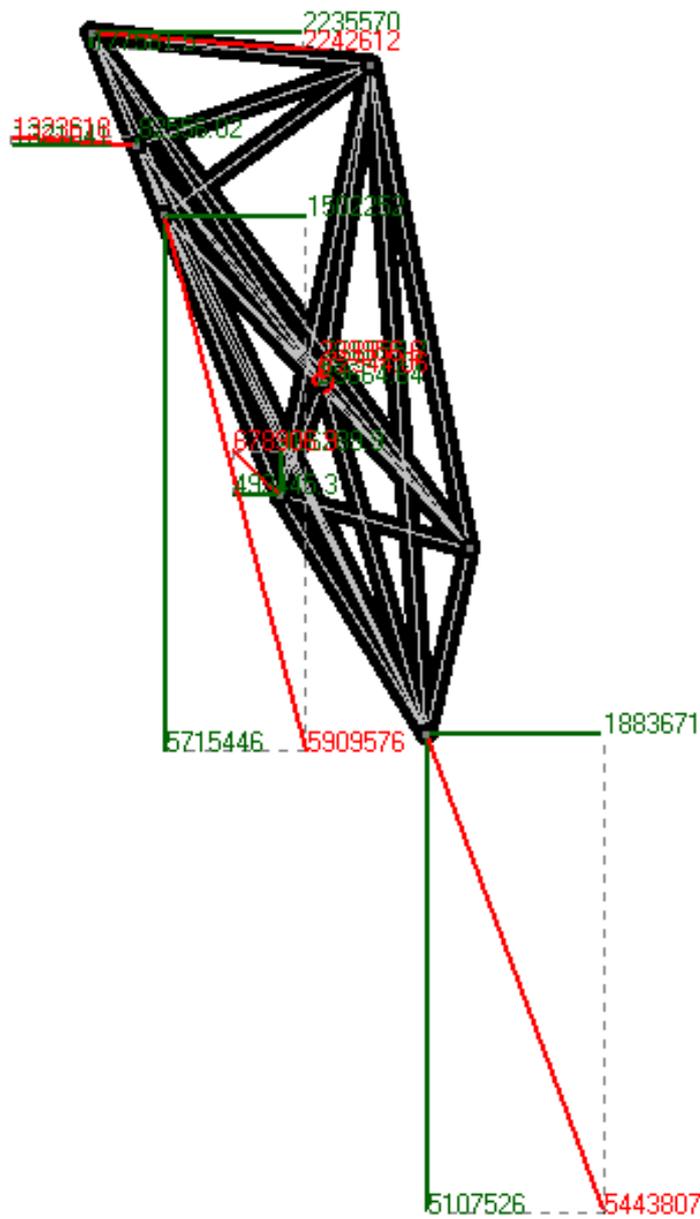


Figura 3.107. Esfuerzos en pluma carga del material.

Tabla 3.42. Esfuerzos en pluma carga del material.

	Reacción eje X	Reacción eje Y
Punto A	1 883 671 N	-5 107 526 N
Punto N	-1 502 252 N	5 715 446 N

Descarga del material en camión:

-Cuchara:

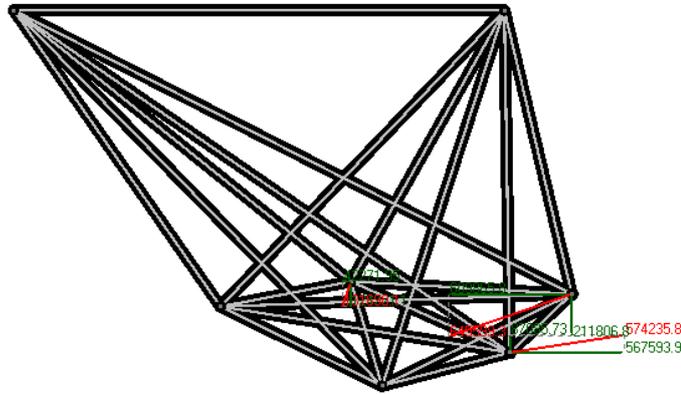


Figura 3.108. Esfuerzos en cuchara descarga material en camión.

Tabla 3.43. Esfuerzos en cuchara descarga material en camión.

	Reacción eje X	Reacción eje Y
Punto C	-609 865.8 N	-211 806.8 N
Punto G	567 593.9 N	87 085.73 N

-Brazo:

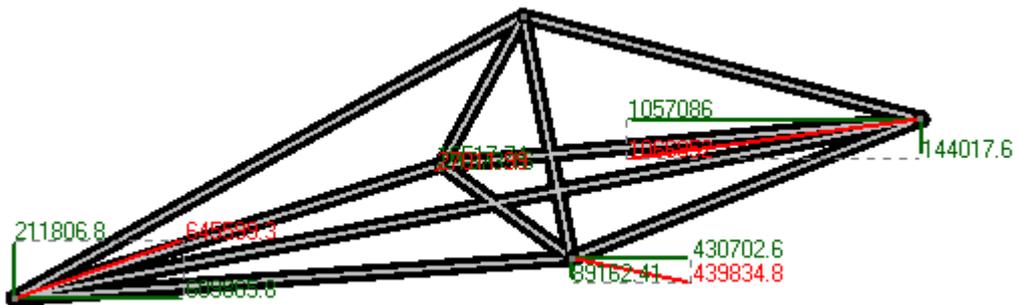


Figura 3.109. Esfuerzos en brazo descarga material en camión.

Tabla 3.44. Esfuerzos en brazo descarga material en camión.

	Reacción eje X	Reacción eje Y
Punto B	-1 057 086 N	-144 017.6 N
Punto J	430 702.6 N	-89 162.41 N

-Pluma:

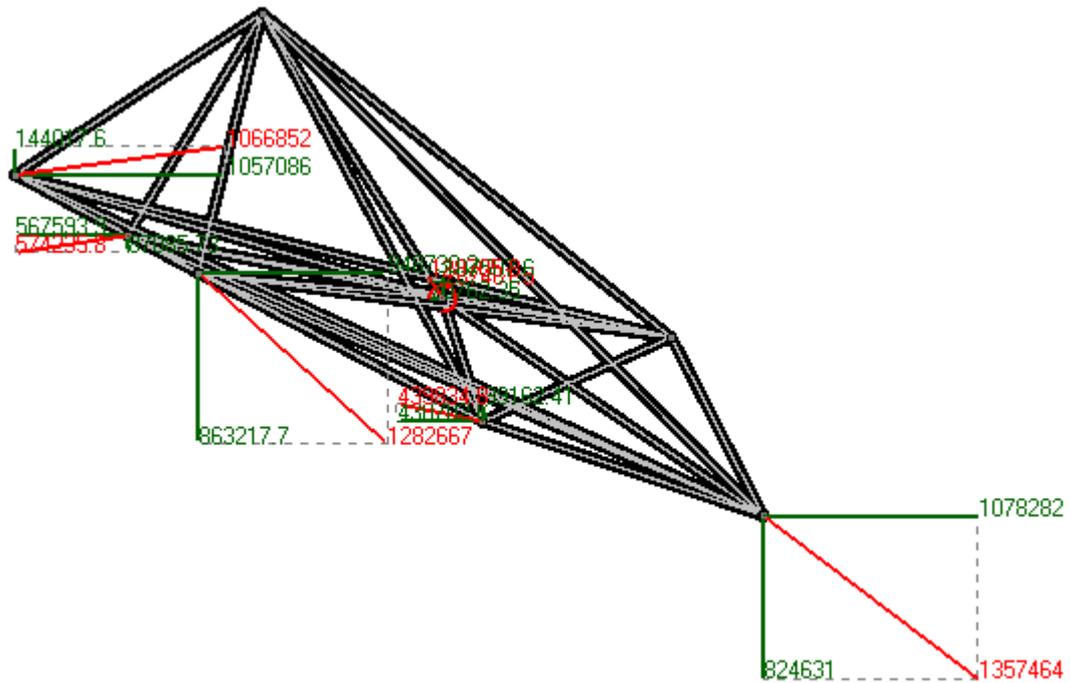


Figura 3.110. Esfuerzos en pluma descarga material en camión.

Tabla 3.45. Esfuerzos en pluma descarga material en camión.

	Reacción eje X	Reacción eje Y
Punto A	948 730.2 N	-863 217.7 N
Punto N	-1 078 282 N	824 637 N

Descarga del material en suelo:

-Cuchara

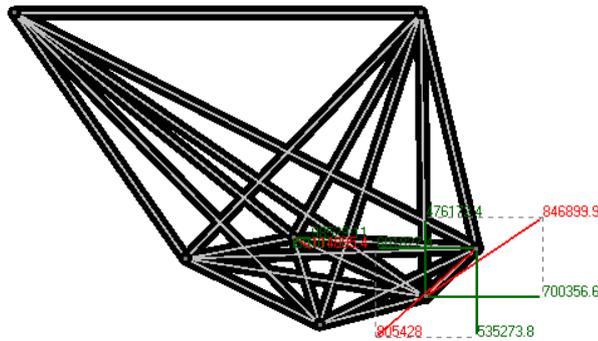


Figura 3.111. Esfuerzos en cuchara descarga material en suelo.

Tabla 3.46. Esfuerzos en cuchara descarga material en suelo.

	Reacción eje X	Reacción eje Y
Punto C	-601 827.4 N	-535 273.8 N
Punto G	700 356.6 N	476 172.4 N

-Brazo:

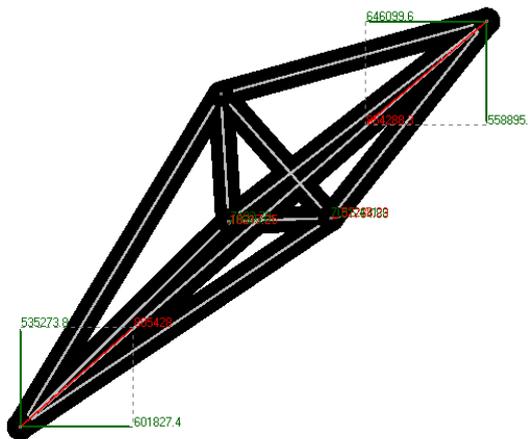


Figura 3.112. Esfuerzos en cuchara brazo material en suelo.

Tabla 3.47. Esfuerzos en brazo descarga material en suelo.

	Reacción eje X	Reacción eje Y
Punto B	-646 099.6 N	-558 895.2 N
Punto J	51 764.88 N	7 016.47 N

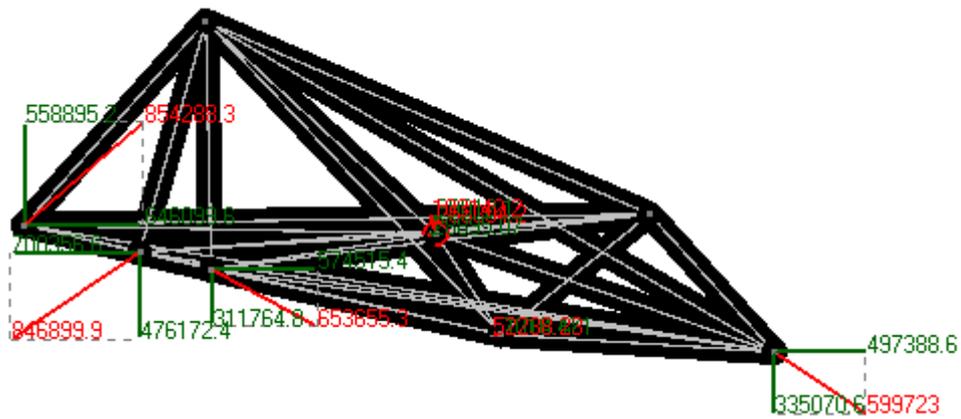


Figura 3.113. Esfuerzos en pluma descarga material en suelo.

Tabla 3.48. Esfuerzos en pluma descarga material en suelo.

	Reacción eje X	Reacción eje Y
Punto A	-497 388.6 N	335 070.6 N
Punto N	574 515.4 N	-311 764.8 N

Posición cuchara en suelo:

Para el estudio de esta posición se ha decidido que la cuchara no transporte en este momento material, ya que en esta posición se estudia el posicionamiento de la cuchara en el suelo para el reposo de la excavadora.

-Cuchara:

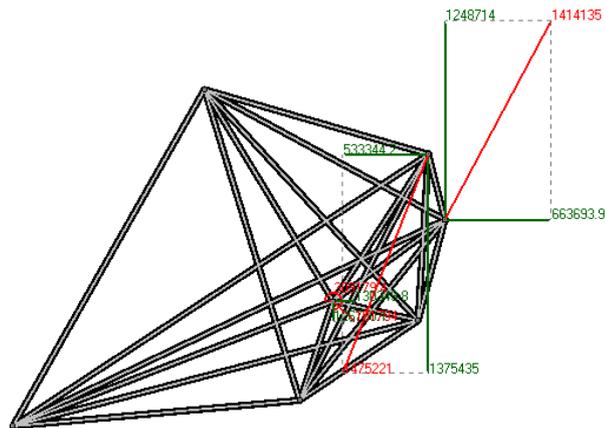


Figura 3.114. Esfuerzos en cuchara posición cuchara suelo.

Tabla 3.49. Esfuerzos en cuchara posición cuchara suelo.

	Reacción eje X	Reacción eje Y
Punto C	-533 344.2 N	-1 375 435 N
Punto G	663 693.9 N	1 248 714 N

-Brazo:

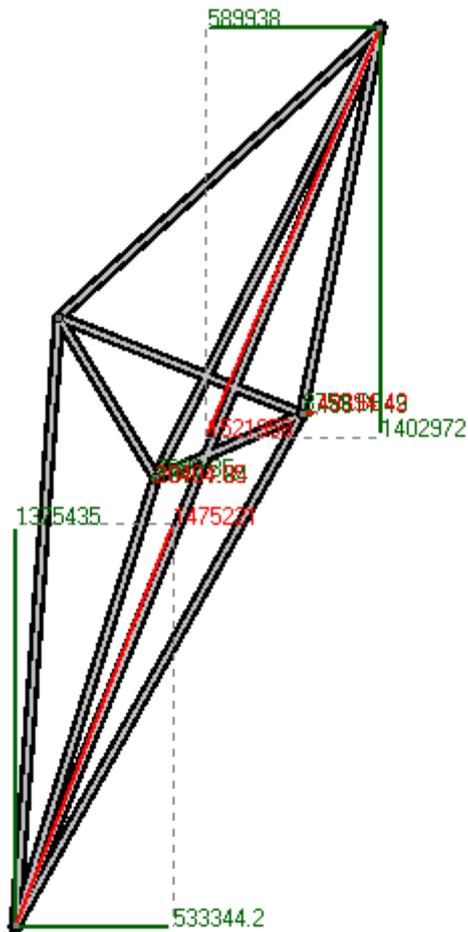


Figura 3.115. Esfuerzos en brazo posición cuchara suelo.

Tabla 3.50. Esfuerzos en brazo posición cuchara suelo.

	Reacción eje X	Reacción eje Y
Punto B	-589 938 N	-1 402 972 N
Punto J	48 611.49 N	8 759.63 N

-Pluma:

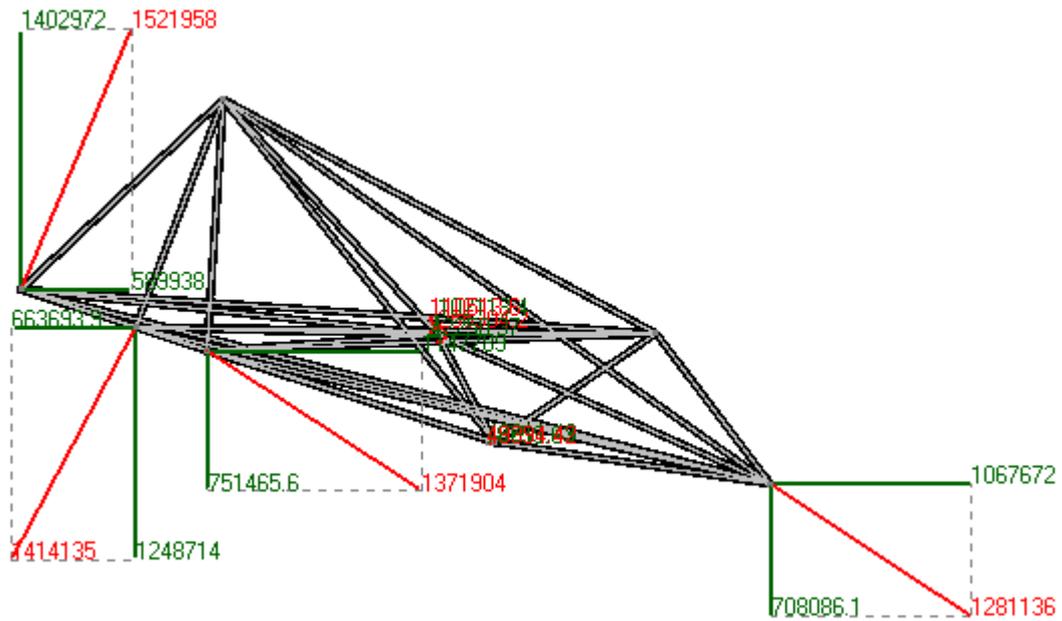


Figura 3.116. Esfuerzos en pluma posición cuchara suelo.

Tabla 3.51. Esfuerzos en pluma posición cuchara suelo.

	Reacción eje X	Reacción eje Y
Punto A	-1 067 672 N	708 086.1 N
Punto N	1 147 789 N	-751 465.6 N

3.8.2.5. Resistencia de materiales elementos pluma, brazo y cuchara mediante MEF

En este apartado se van a mostrar los diferentes resultados de los modelos estudiados, para ello, dependiendo del elemento estudiado se han debido de hacer modificaciones para cumplir los requisitos estructurales.

En la *figura 3.117*. se observa la forma de diseño, en la cual se han realizado un total de siete iteraciones, hasta llegar a los elementos más óptimos para nuestro objetivo.

Para los primeros estudios a resistencia de material se utilizó el software “INSPIRE” por su facilidad de en la hora de realizar el estudio. A partir de la versión 5, se procedió a utilizar “SOLIDWORKS” por su gran aceptación en el mercado y sus opciones en el estudio, en las cuales detallaba con mayor precisión las tensiones y deformaciones en los elementos estudias. Se adjuntaran los archivos estudiados de la versión 6 y los cuales se podrán observar a continuación.

Incidir en que aunque en el proyecto solo se muestre la versión 6, anteriores se han realizado 5 estudios iguales con diferentes secciones de la pluma, brazo y cuchara y versión posterior a la 6, la cual ha demostrado que con las secciones calculadas en la versión 6 eran suficientes para el uso de la excavadora de pala frontal. Dichas versiones han conllevado una inversión importante de tiempo, aunque avanzadas las versiones se ha ido optimizando el desarrollo, además de un ahorro de tiempo.

A continuación se mostrara el análisis para las diversas posiciones a estudio de los elementos principales de la pala excavadora.

-Pluma:

- Alcance máximo:

Como se puede observar en la *figura 3.117*. la tensión máxima es de $2.152 \cdot 10^8$ Pa. Al no superar en ningún momento el limite elástico ($2.35 \cdot 10^8$ Pa) se dan por satisfactorios los resultados obtenidos.

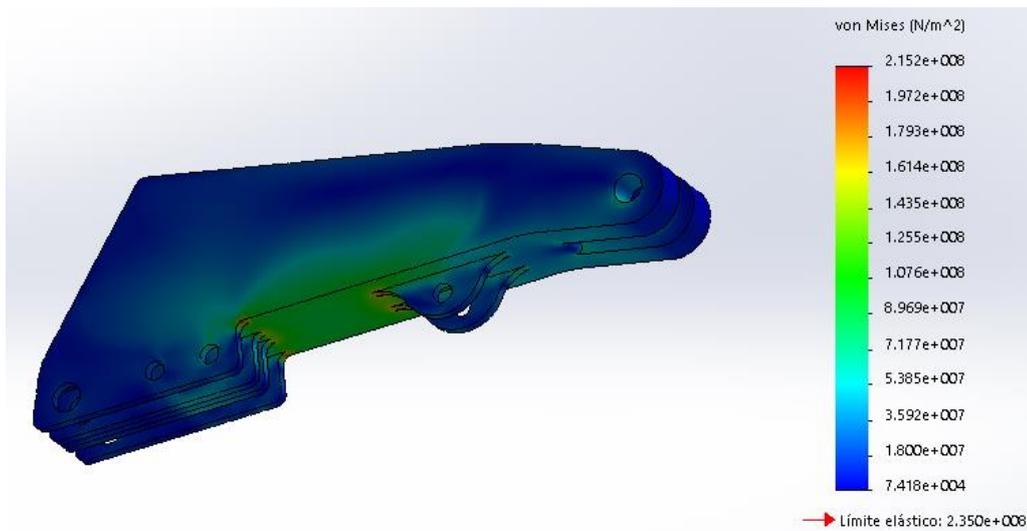


Figura 3.117. Tensión de Von Mises pluma en alcance máximo.

Como se puede observar en la *figura 3.118*. el desplazamiento máximo es igual a 8.499 mm, el cual se produce en el extremo de la pluma, algo totalmente normal y dentro de lo razonable. Por tanto, desde el punto de vista del desplazamiento, el diseño se considera válido.

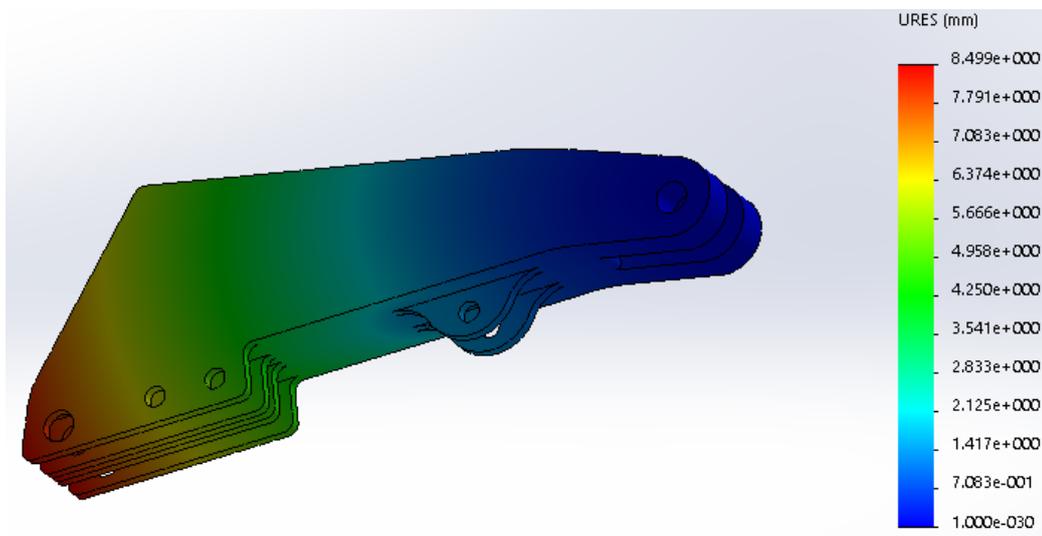


Figura 3.118. Desplazamiento pluma en alcance máximo.

- Carga material:

Como se puede observar en la *figura 3.119*, la tensión máxima es de $1.535 \cdot 10^8$ Pa. Al no superar en ningún momento el límite elástico ($2.35 \cdot 10^8$ Pa) se dan por satisfactorios los resultados obtenidos.

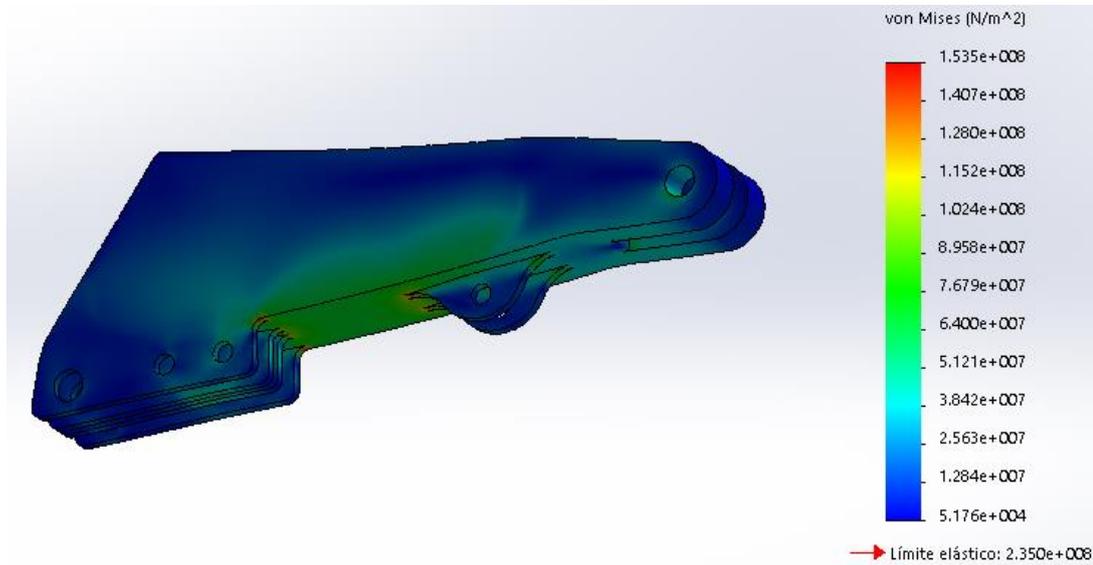


Figura 3.119. Tensión de Von Mises pluma en carga material.

Como se puede observar en la *figura 3.120*, el desplazamiento máximo es igual a 6.916 mm, el cual se produce en el extremo de la pluma, algo totalmente normal y dentro de lo razonable. Por tanto, desde el punto de vista del desplazamiento, el diseño se considera válido.

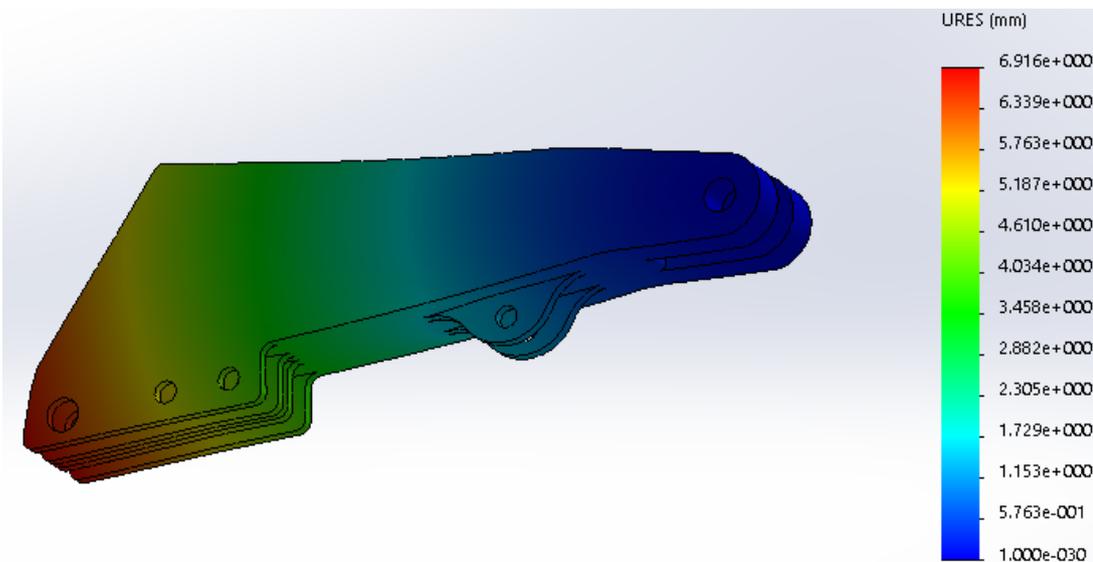


Figura 3.120. Desplazamiento pluma en carga material.

- Descarga de material en camión:

Como se puede observar en la *figura 3.121*, la tensión máxima es de $3.874 \cdot 10^7$ Pa. Al no superar en ningún momento el límite elástico ($2.35 \cdot 10^8$ Pa) se dan por satisfactorios los resultados obtenidos.

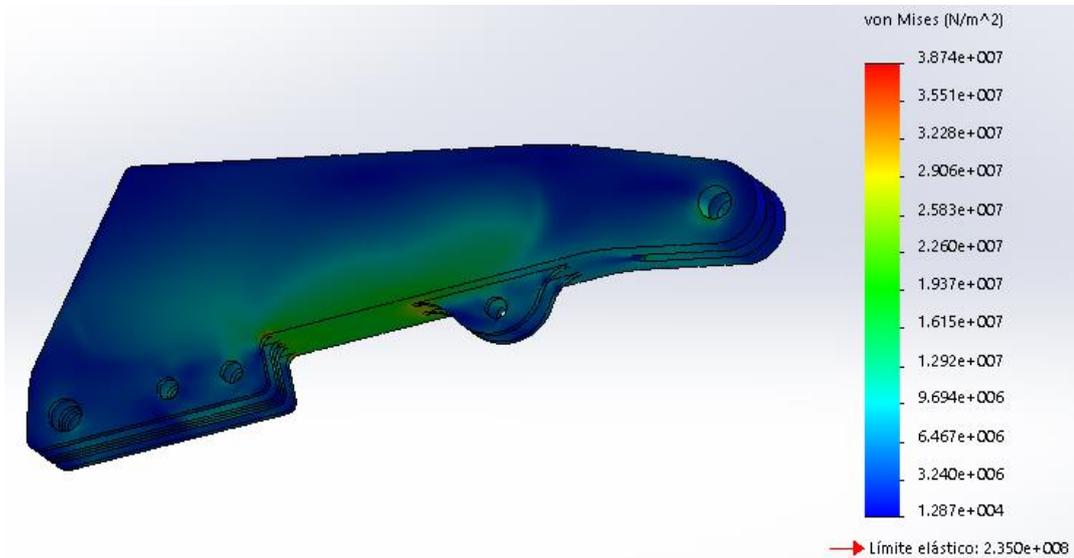


Figura 3.121. Tensión de Von Mises pluma en descarga material camión.

Como se puede observar en la *figura 3.122*, el desplazamiento máximo es igual a 1.488 mm, el cual se produce en el extremo de la pluma, algo totalmente normal y dentro de lo razonable. Por tanto, desde el punto de vista del desplazamiento, el diseño se considera válido.

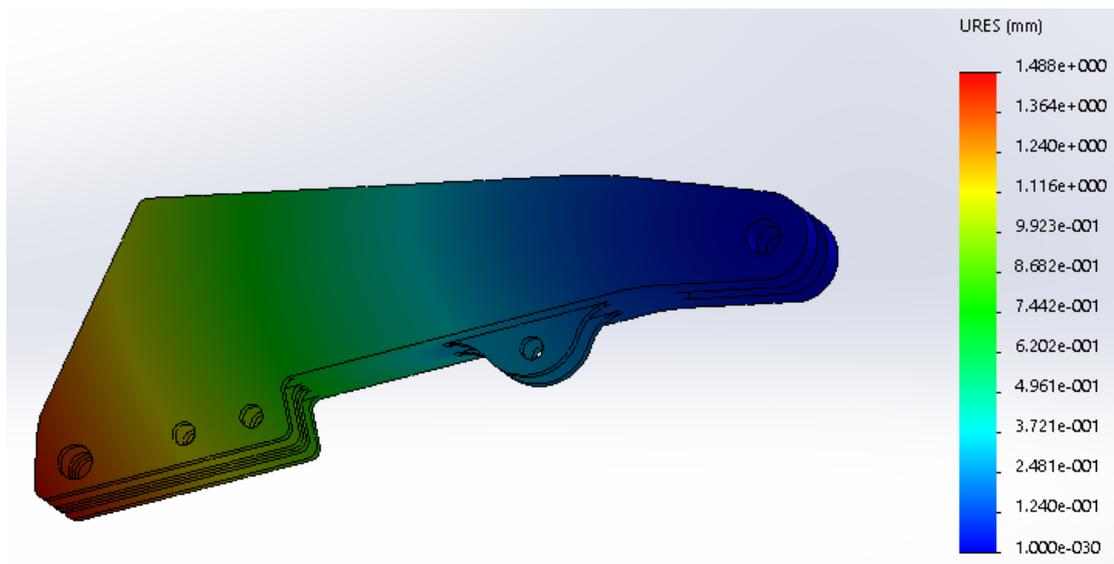


Figura 3.122. Desplazamiento pluma en descarga material camión.

- Descarga de material en suelo:

Como se puede observar en la *figura 3.123*, la tensión máxima es de $2.366 \cdot 10^7$ Pa. Al no superar en ningún momento el límite elástico ($2.35 \cdot 10^8$ Pa) se dan por satisfactorios los resultados obtenidos.

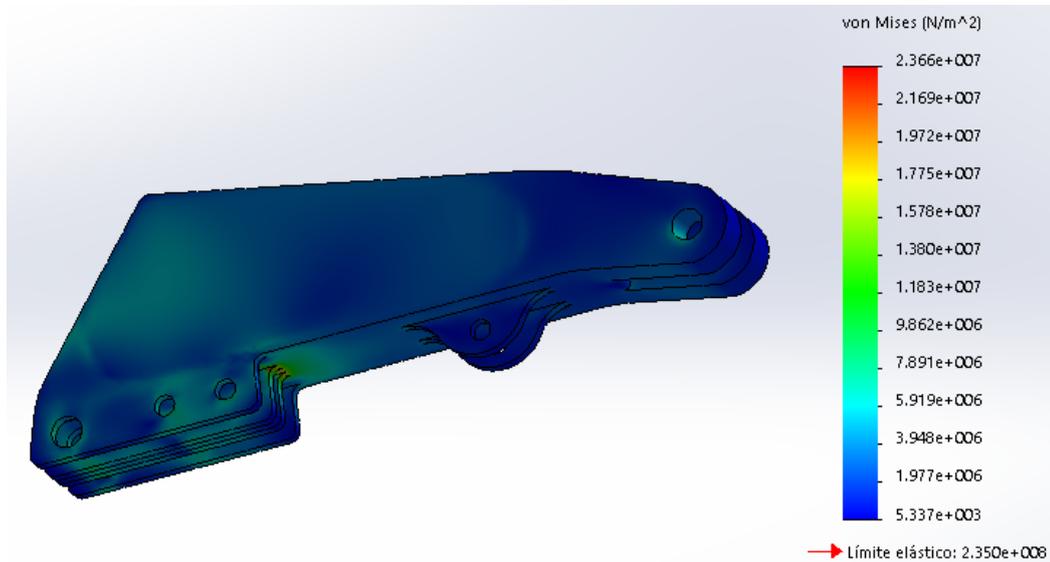


Figura 3.123. Tensión de Von Mises pluma en descarga material suelo.

Como se puede observar en la *figura 3.124*, el desplazamiento máximo es igual a 0.3458 mm, el cual se produce en el extremo de la pluma, algo totalmente normal y dentro de lo razonable. Por tanto, desde el punto de vista del desplazamiento, el diseño se considera válido.

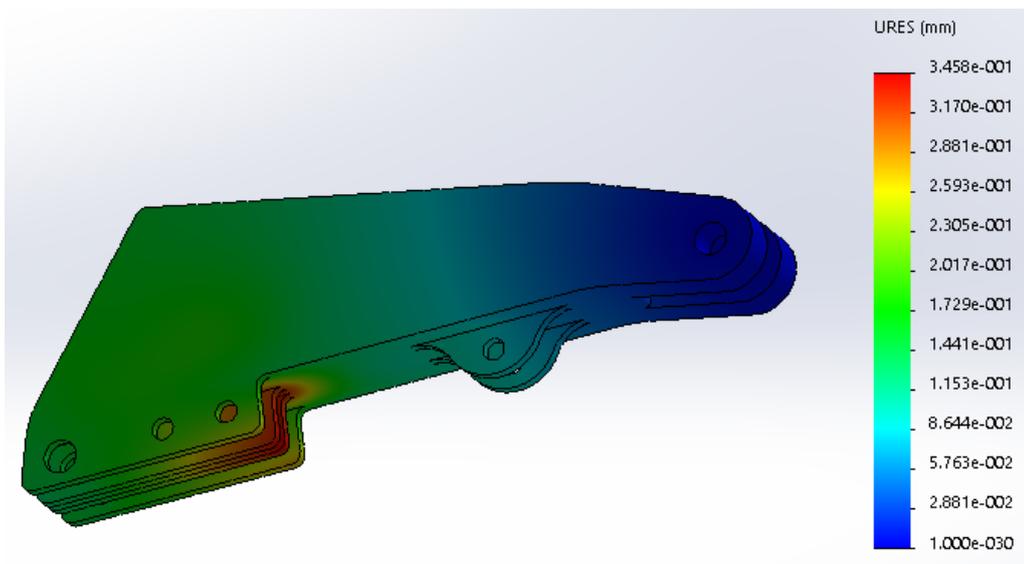


Figura 3.124. Desplazamiento pluma en descarga material suelo.

- *Posición cuchara suelo:*

Como se puede observar en la *figura 3.125*, la tensión máxima es de $3.960 \cdot 10^7$ Pa. Al no superar en ningún momento el límite elástico ($2.35 \cdot 10^8$ Pa) se dan por satisfactorios los resultados obtenidos.

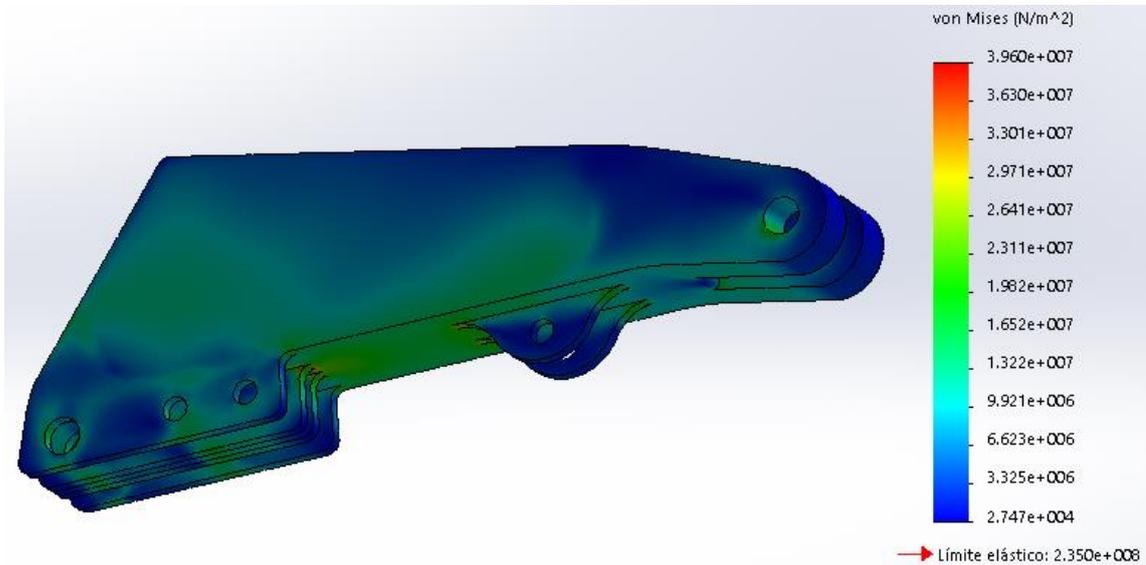


Figura 3.125. Tensión de Von Mises pluma en posición cuchara suelo.

Como se puede observar en la *figura 3.126*, el desplazamiento máximo es igual a 1.387 mm, el cual se produce en el extremo de la pluma, algo totalmente normal y dentro de lo razonable. Por tanto, desde el punto de vista del desplazamiento, el diseño se considera válido.

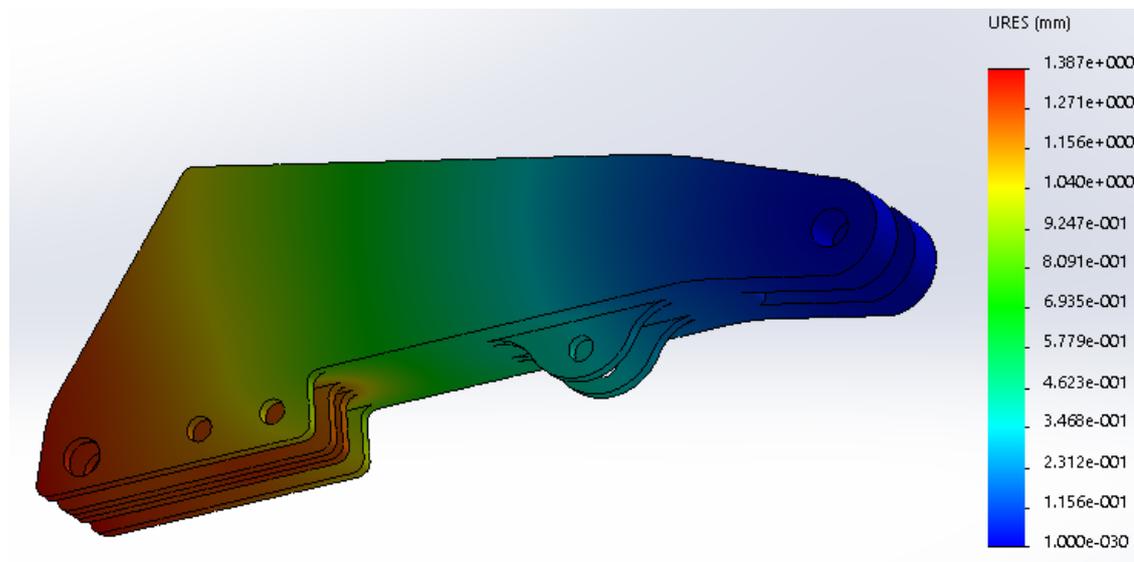


Figura 3.126. Desplazamiento pluma en posición cuchara suelo.

-Brazo:

- Alcance máximo:

Como se puede observar en la *figura 3.127*, la tensión máxima es de $1.906 \cdot 10^8$ Pa. Al no superar en ningún momento el límite elástico ($2.35 \cdot 10^8$ MPa) se dan por satisfactorios los resultados obtenidos.

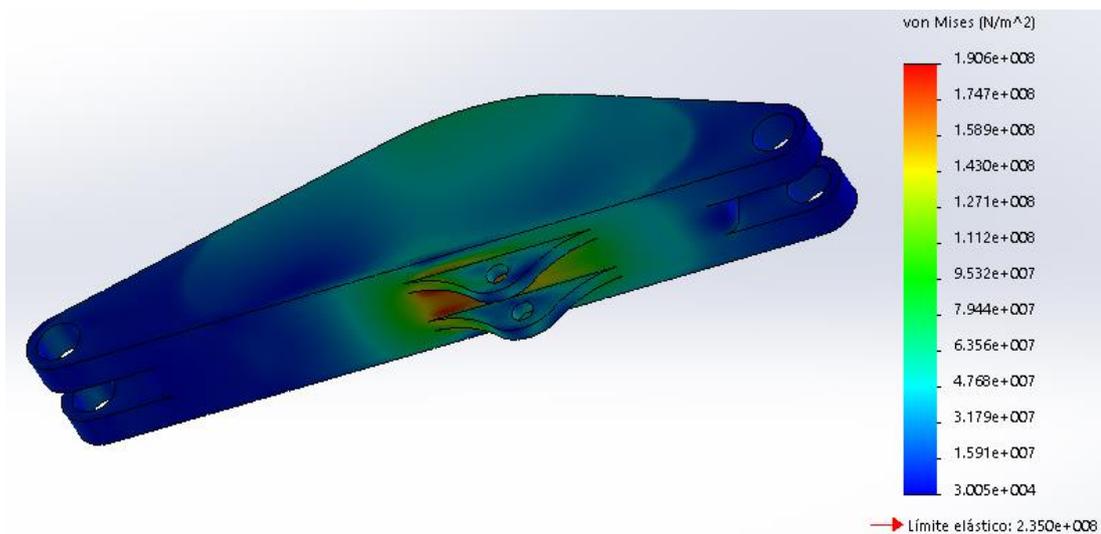


Figura 3.127. Tensión de Von Mises brazo en alcance máximo.

Como se puede observar en la *figura 3.128*, el desplazamiento máximo es igual a 2.605 mm, el cual se produce en el extremo del brazo, algo totalmente normal y dentro de lo razonable. Por tanto, desde el punto de vista del desplazamiento, el diseño se considera válido.

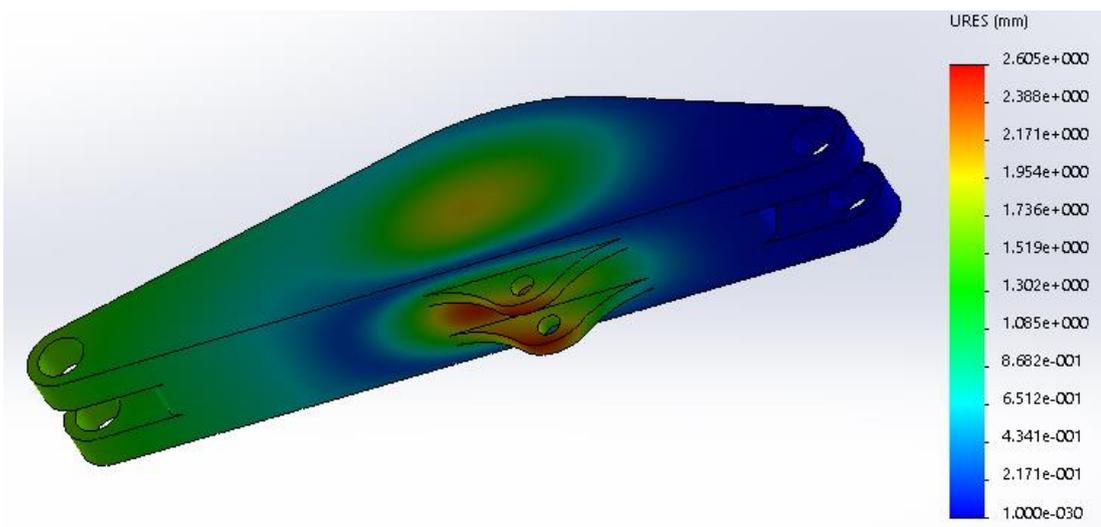


Figura 3.128. Desplazamiento brazo en alcance máximo.

- Carga material:

Como se puede observar en la *figura 3.129*. la tensión máxima es de $1.510 \cdot 10^8$ Pa. Al no superar en ningún momento el límite elástico ($2.35 \cdot 10^8$ MPa) se dan por satisfactorios los resultados obtenidos.

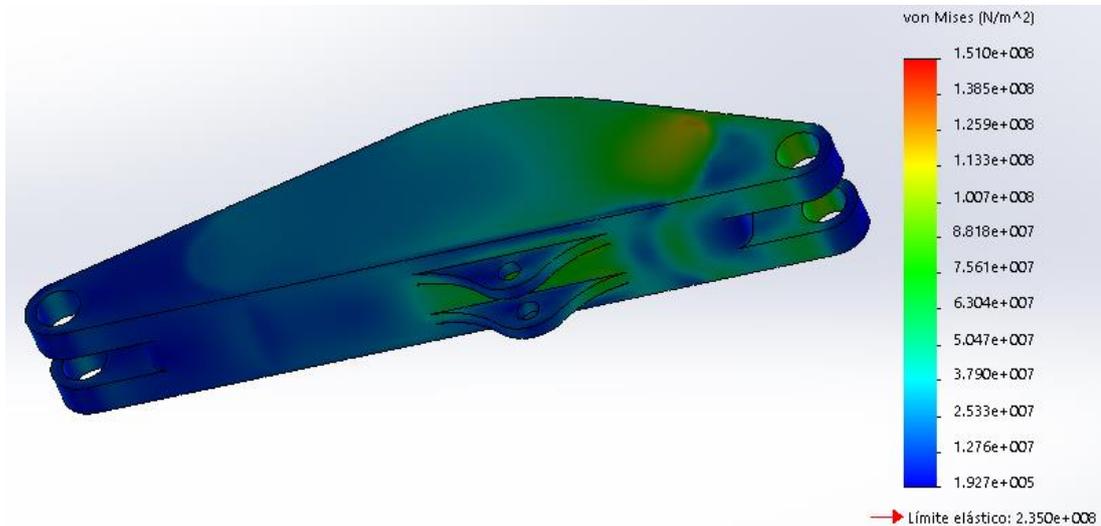


Figura 3.129. Tensión de Von Mises brazo en carga material.

Como se puede observar en la *figura 3.130*. el desplazamiento máximo es igual a 7.363 mm, el cual se produce en el extremo del brazo, algo totalmente normal y dentro de lo razonable. Por tanto, desde el punto de vista del desplazamiento, el diseño se considera válido.

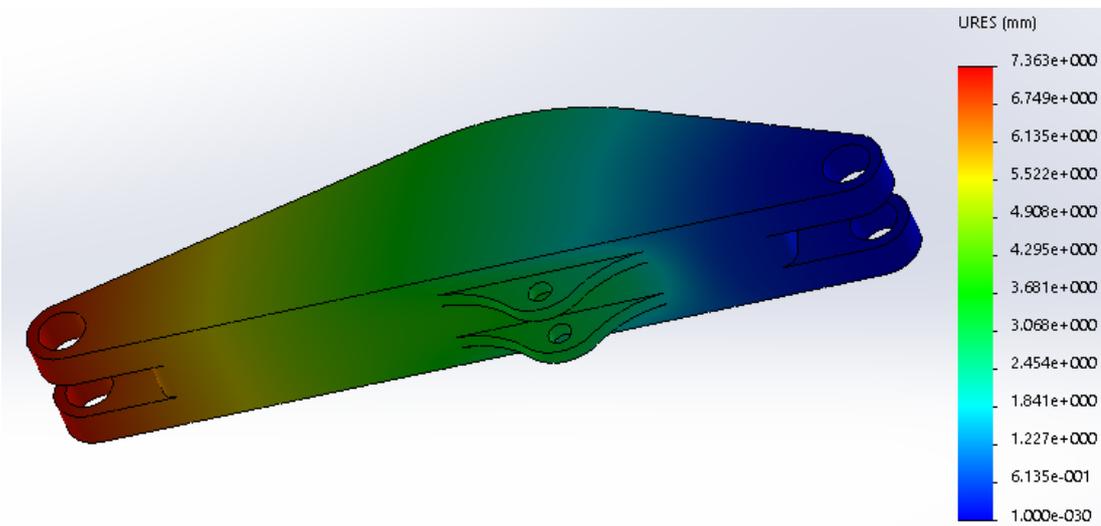


Figura 3.130. Desplazamiento brazo en carga material.

- Descarga de material en camión:

Como se puede observar en la *figura 3.131*. la tensión máxima es de $4.192 \cdot 10^7$ Pa. Al no superar en ningún momento el límite elástico ($2.35 \cdot 10^8$ MPa) se dan por satisfactorios los resultados obtenidos.

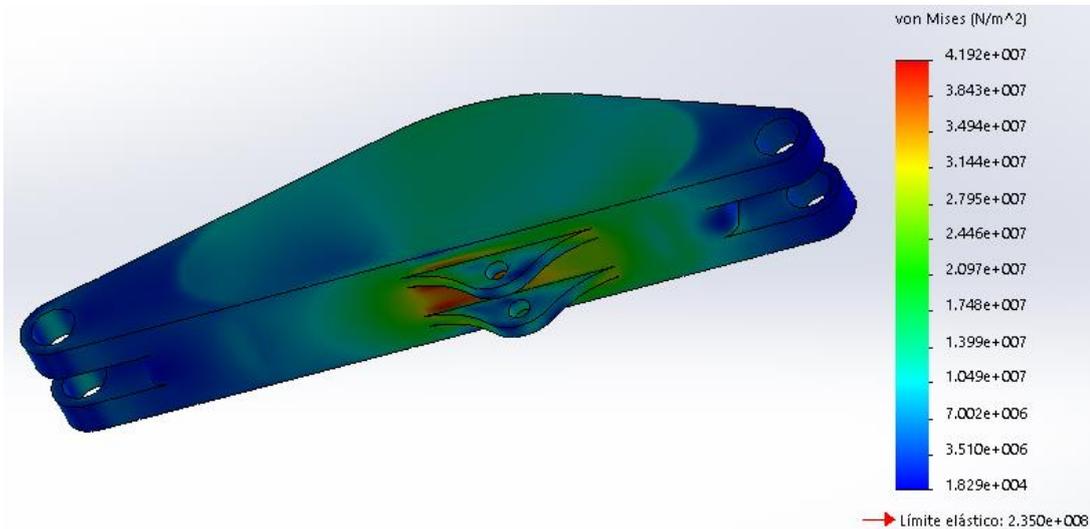


Figura 3.131. Tensión de Von Mises brazo en descarga material camión.

Como se puede observar en la *figura 3.132*. el desplazamiento máximo es igual a 0.6148 mm, el cual se produce en el extremo del brazo, algo totalmente normal y dentro de lo razonable. Por tanto, desde el punto de vista del desplazamiento, el diseño se considera válido.

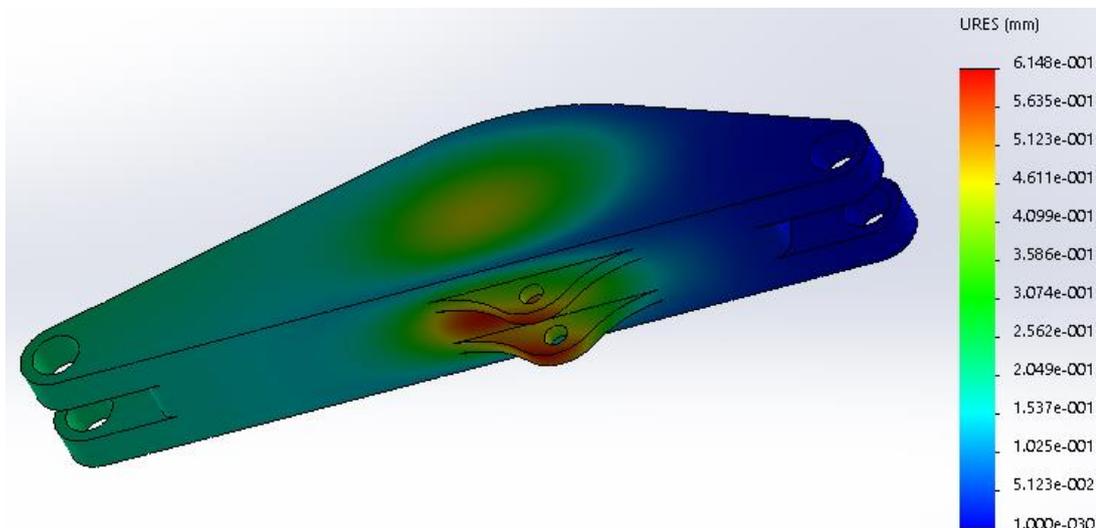


Figura 3.132. Desplazamiento brazo en descarga material camión.

- Descarga de material en suelo:

Como se puede observar en la *figura 3.133*, la tensión máxima es de $2.250 \cdot 10^7$ Pa. Al no superar en ningún momento el límite elástico ($2.35 \cdot 10^8$ MPa) se dan por satisfactorios los resultados obtenidos.

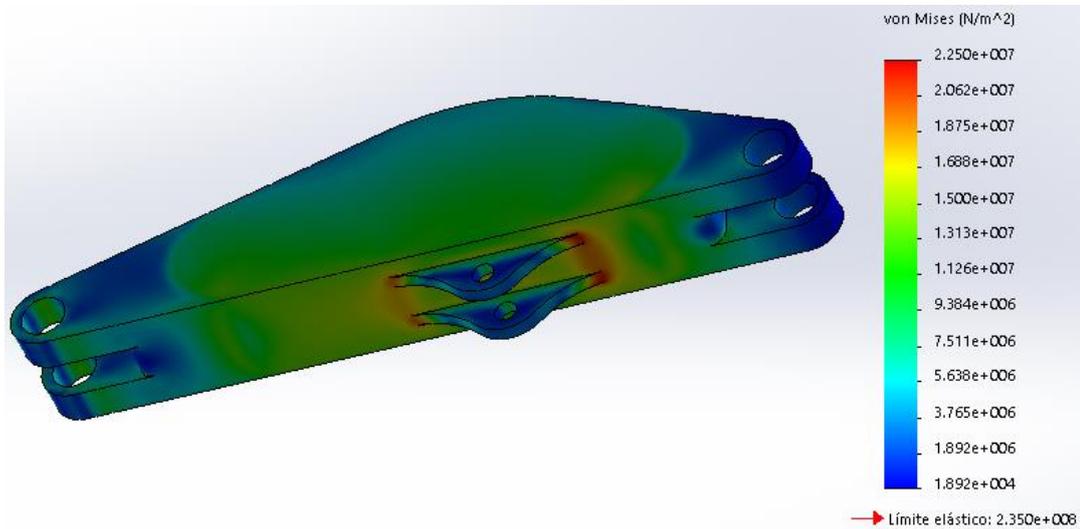


Figura 3.133. Tensión de Von Mises brazo en descarga material suelo.

Como se puede observar en la *figura 3.134*, el desplazamiento máximo es igual a 0.4839 mm, el cual se produce en el extremo del brazo, algo totalmente normal y dentro de lo razonable. Por tanto, desde el punto de vista del desplazamiento, el diseño se considera válido.

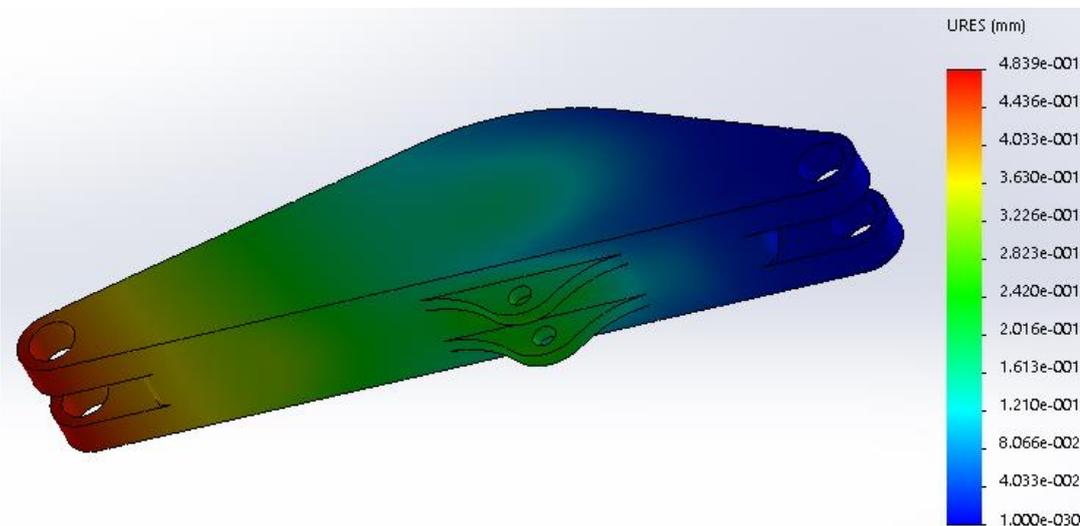


Figura 3.134. Desplazamiento brazo en descarga material suelo.

- *Posición cuchara suelo:*

Como se puede observar en la *figura 3.135*, la tensión máxima es de $3.969 \cdot 10^7$ Pa. Al no superar en ningún momento el límite elástico ($2.35 \cdot 10^8$ Pa) se dan por satisfactorios los resultados obtenidos.

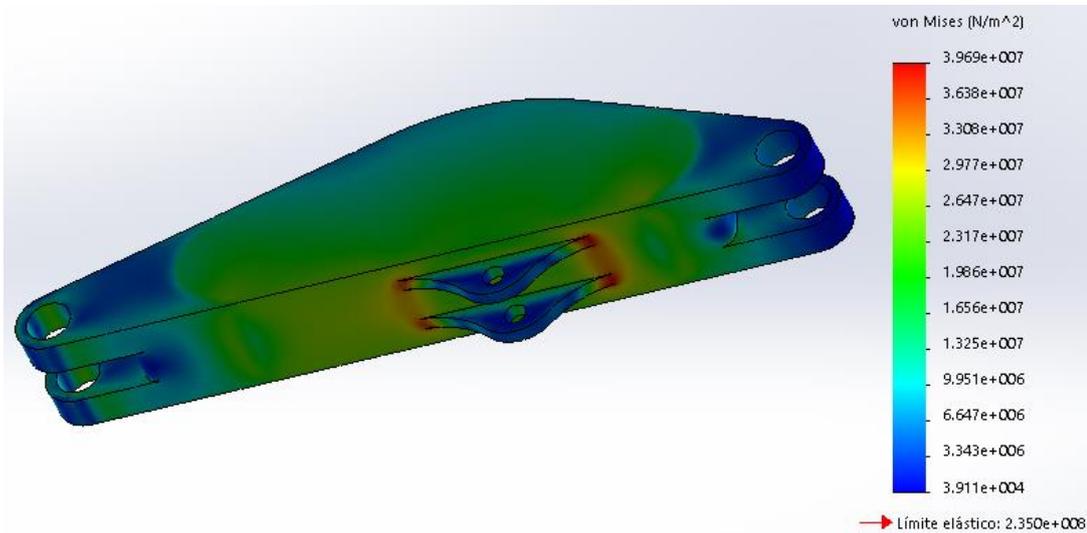


Figura 3.135. Tensión de Von Mises brazo en posición cuchara suelo.

Como se puede observar en la *figura 3.136*, el desplazamiento máximo es igual a 0.7459 mm, el cual se produce en el extremo del brazo, algo totalmente normal y dentro de lo razonable. Por tanto, desde el punto de vista del desplazamiento, el diseño se considera válido.

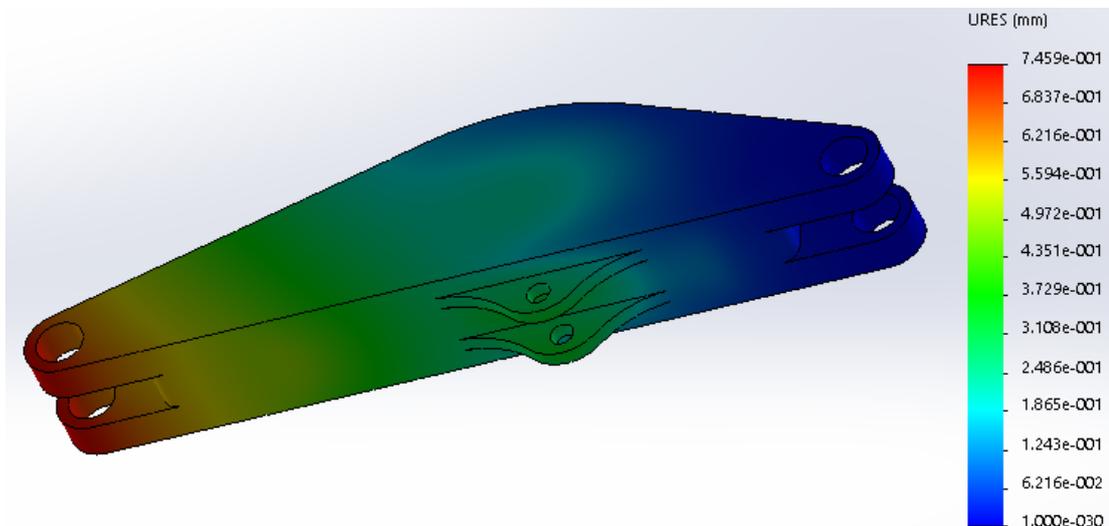


Figura 3.136. Desplazamiento brazo en posición cuchara suelo.

-Cuchara:

- Alcance máximo:

Como se puede observar en la *figura 3.137*, la tensión máxima es de $6.084 \cdot 10^7$ Pa. Al no superar en ningún momento el límite elástico ($2.35 \cdot 10^8$ Pa) se dan por satisfactorios los resultados obtenidos.

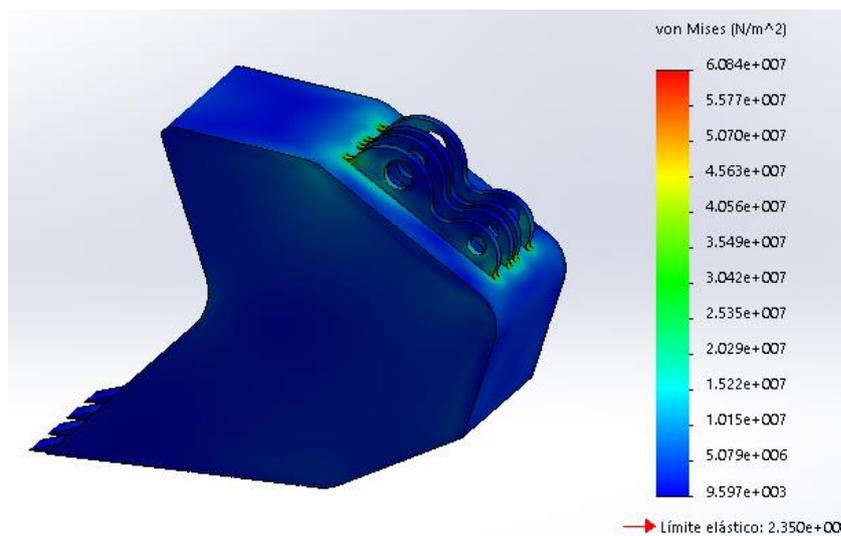


Figura 3.137. Tensión de Von Mises cuchara en alcance máximo.

Como se puede observar en la *figura 3.138*, el desplazamiento máximo es igual a 1.305 mm, el cual se produce en los dientes de la cuchara, algo totalmente normal y dentro de lo razonable. Por tanto, desde el punto de vista del desplazamiento, el diseño se considera válido.

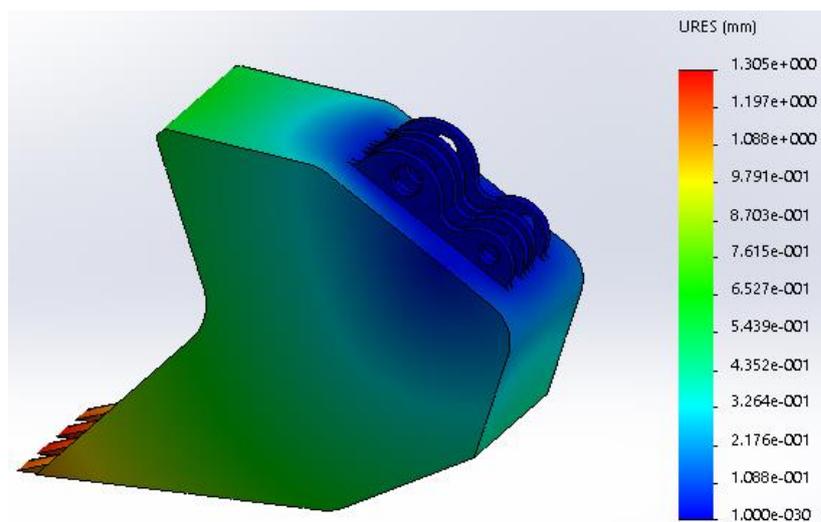


Figura 3.138. Desplazamiento cuchara en alcance máximo.

- Carga material:

Como se puede observar en la *figura 3.139*, la tensión máxima es de $6.359 \cdot 10^7$ Pa. Al no superar en ningún momento el límite elástico ($2.35 \cdot 10^8$ Pa) se dan por satisfactorios los resultados obtenidos.

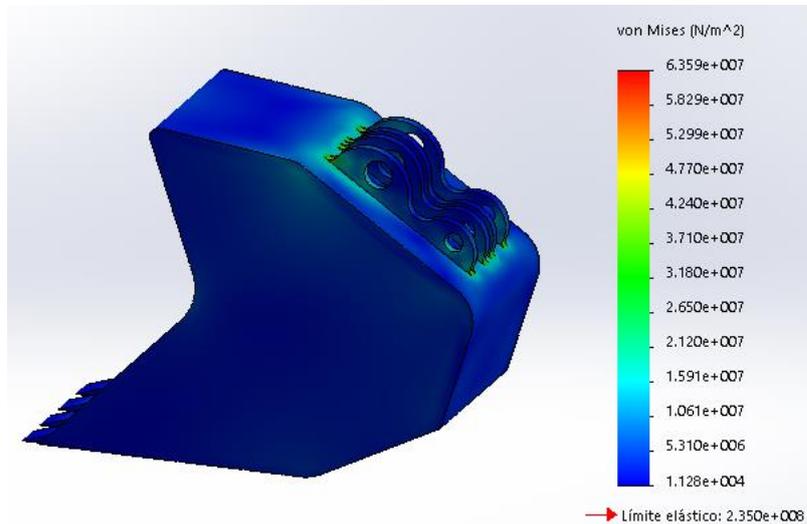


Figura 3.139. Tensión de Von Mises cuchara en carga material.

Como se puede observar en la *figura 3.140*, el desplazamiento máximo es igual a 1.351 mm, el cual se produce en los dientes de la cuchara, algo totalmente normal y dentro de lo razonable. Por tanto, desde el punto de vista del desplazamiento, el diseño se considera válido.

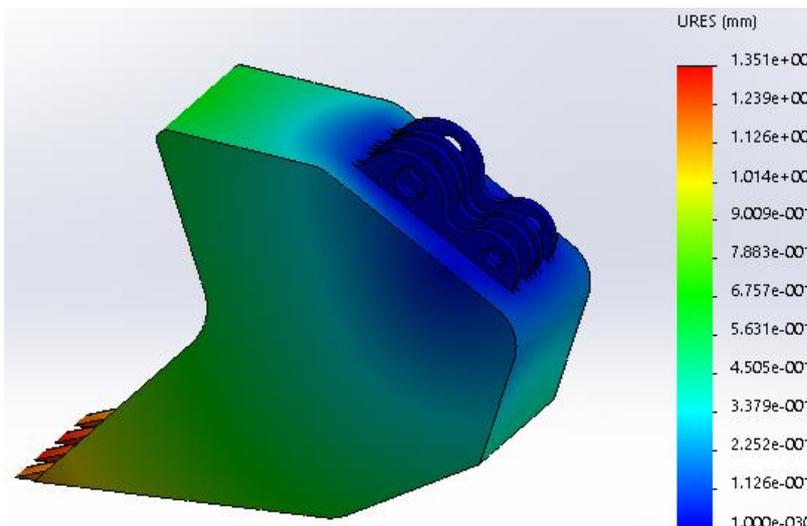


Figura 3.140. Desplazamiento cuchara en carga material.

- Descarga de material en camión:

Como se puede observar en la *figura 3.141*, la tensión máxima es de $1.848 \cdot 10^7$ Pa. Al no superar en ningún momento el límite elástico ($2.35 \cdot 10^8$ Pa) se dan por satisfactorios los resultados obtenidos.

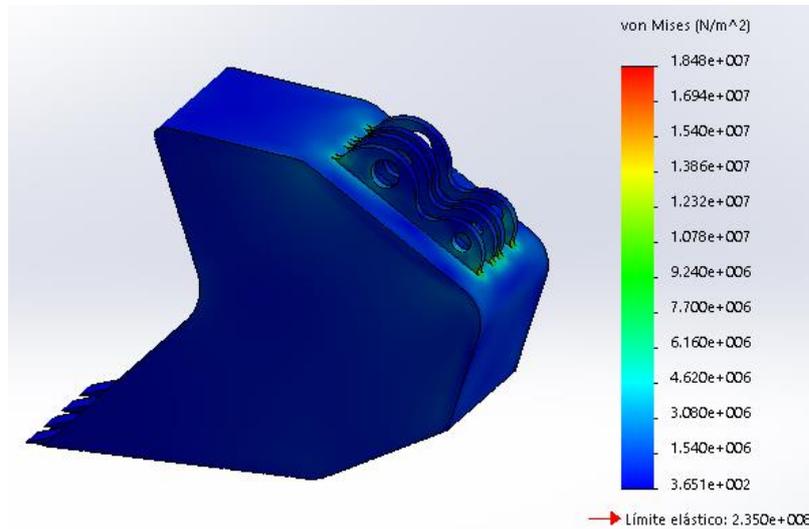


Figura 3.141. Tensión de Von Mises cuchara en descarga material camión.

Como se puede observar en la *figura 3.142*, el desplazamiento máximo es igual a 0.2666 mm, el cual se produce en los dientes de la cuchara, algo totalmente normal y dentro de lo razonable. Por tanto, desde el punto de vista del desplazamiento, el diseño se considera válido.

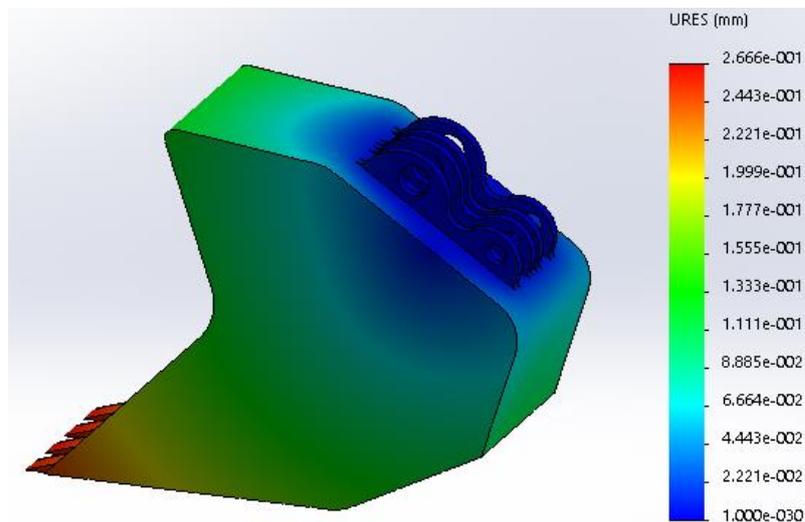


Figura 3.142. Desplazamiento cuchara en descarga material camión.

- Descarga de material en suelo:

Como se puede observar en la *figura 3.143*, la tensión máxima es de $7.155 \cdot 10^6$ Pa. Al no superar en ningún momento el límite elástico ($2.35 \cdot 10^8$ Pa) se dan por satisfactorios los resultados obtenidos.

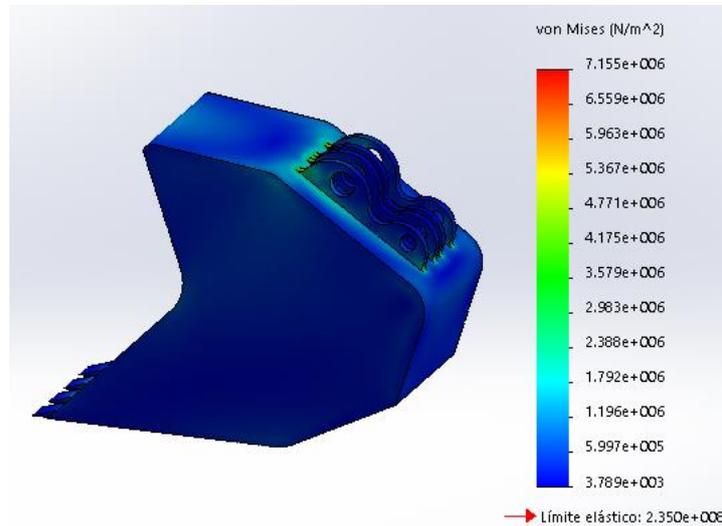


Figura 3.143. Tensión de Von Mises cuchara en descarga material suelo.

Como se puede observar en la *figura 3.144*, el desplazamiento máximo es igual a 0.1231 mm, el cual se produce en los dientes de la cuchara, algo totalmente normal y dentro de lo razonable. Por tanto, desde el punto de vista del desplazamiento, el diseño se considera válido.

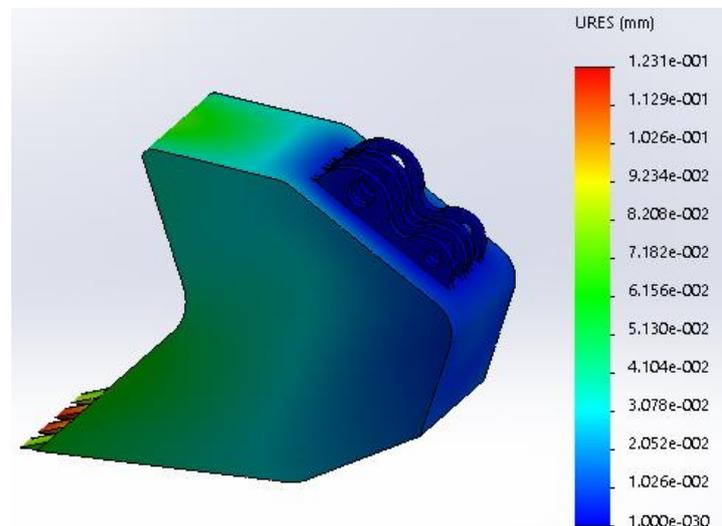


Figura 3.144. Desplazamiento cuchara en descarga material suelo.

- *Posición cuchara suelo:*

Como se puede observar en la *figura 3.145*, la tensión máxima es de $2.345 \cdot 10^7$ Pa. Al no superar en ningún momento el límite elástico ($2.35 \cdot 10^8$ Pa) se dan por satisfactorios los resultados obtenidos.

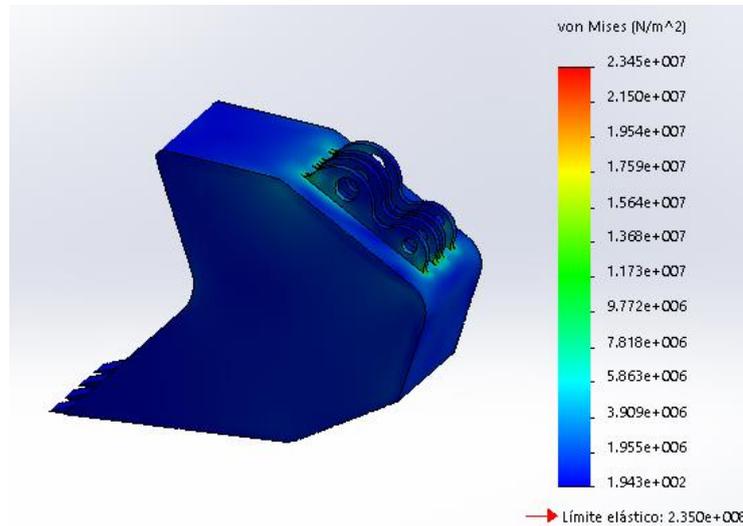


Figura 3.145. Tensión de Von Mises cuchara en posición cuchara suelo.

Como se puede observar en la *figura 3.146*, el desplazamiento máximo es igual a 0.3705 mm, el cual se produce en los dientes de la cuchara, algo totalmente normal y dentro de lo razonable. Por tanto, desde el punto de vista del desplazamiento, el diseño se considera válido.

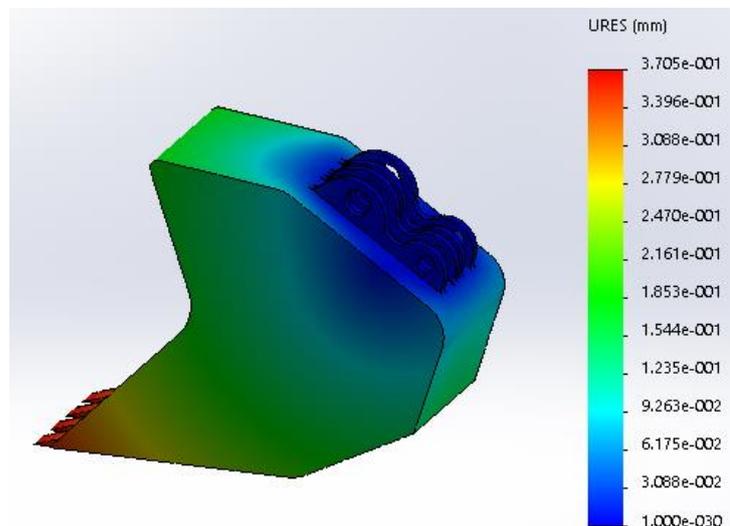


Figura 3.146. Desplazamiento cuchara en posición cuchara suelo.

3.8.2.6. Resistencia de materiales cilindros hidráulicos.

En este apartado se va a proceder al dimensionamientos de los cilindros hidráulicos, para ello se estudiarán únicamente las fuerzas máximas obtenidas en apartados anteriores.

Los cilindros de los diferentes elementos trabajaran con diferentes presiones y caudales, dependiendo de sus necesidades. Para la fabricación de los cilindros hidráulicos, se dimensionara os cilindros y se encargaran a una empresa especializada en la fabricación de este tipo de elementos.

A continuación se mostraran las características fundamentales para los tres tipos de cilindros hidráulicos, las cuales son comunes y vienen determinadas a continuación:

- Fluido: Los cilindros se suministrarán con juntas estándar para trabajar con aceite mineral hidráulico (viscosidad de 2 a 10⁰E a 50⁰C.).
- Camisa: Construida en tubo de acero de calidad ST-52, laminado en frío con tolerancia de diámetro H-8 y una rugosidad entre 0.3 y 0.2 micras.
- Vástago: Obtenido de acero F-114 rectificado y cromado con una tolerancia de acabado de f-7 y un espesor de cromo de 2.5 micras.
- Juntas: Las juntas dinámicas correspondientes a la estanqueidad del pistón son de caucho sintético más tejido. Su diseño garantiza su estanqueidad perfecta y su bajo coeficiente de rozamiento. El anillo rascador está fabricado en caucho el cual esta reforzado mediante acero. Estas juntas son de tipo estándar y para una temperatura de trabajo entre -20⁰C y 70⁰C.

Una vez conocidas las características principales se procede al estudio de los cilindros hidráulicos. Indicar que los para la cuchara y brazo se dispondrán dos cilindros hidráulicos en paralelo.

A continuación se mostrara el resumen de fuerzas en los cilindros hidráulicos para cada posición.

Tabla 3.52. Resumen fuerzas en cilindros hidráulicos.

	Fuerza en Actuador (Cuchara)	Fuerza en Actuador (Pluma)	Fuerza en Actuador (Brazo)
Alcance máximo	-537 328 N	-1 798 884 N	-3 357 778 N
Carga de material	-661 809 N	-678 906.9 N	-2 954 788 N
Descarga camión	287 117.9 N	439 834.8 N	641 333.5 N
Descarga suelo	473 449.95 N	52 238.23 N	653 655.3 N
Posición suelo	707 067.5 N	49 394.42 N	685 952 N

Una vez conocido el fundamento teórico se procede a él dimensionamiento de los cilindros hidráulicos. En la *Tabla 3.53.* se pueden observar las cargas más desfavorables, y con las que se compararan los resultados obtenidos.

Tabla 3.53. Fuerzas más desfavorables.

	Cilindro hidráulico Cuchara	Cilindro hidráulico Brazo	Cilindro hidráulico Pluma
Compresión	661 809 N	1 798 884 N	3 357 778 N

En la *Tabla 3.54.* se muestran las longitudes de los vástagos por si es necesario hacer la comprobación de pandeo de los cilindros hidráulicos.

Tabla 3.54. Longitudes de los cilindros hidráulicos desde un extremo al otro.

	Cuchara	Brazo	Pluma
Longitud en m	5.580	5.375	5.740

- Dimensionamiento cilindro hidráulico cuchara:

Se va a proceder al dimensionamiento de los cilindros hidráulicos para la cuchara. Para ello se han decidido una serie de parámetros y se van a comprobar si son correctas y son admisibles para el diseño final.

- Diámetro del tubo: 200 mm.
- Presión de trabajo: 400 bar.

$$F_{cil} = A \cdot P = \left(\left(\frac{d}{2} \right)^2 \cdot \pi \right) \cdot (P \cdot 100\,000) \cdot \mu$$

$$F_{cil} = \left(\left(\frac{d}{2} \right)^2 \cdot \pi \right) \cdot (P \cdot 100\,000) \cdot \mu = \left(\left(\frac{0.2}{2} \right)^2 \cdot \pi \right) \cdot (600 \cdot 100\,000) \cdot 0.90$$

$$F_{cil} = 1\,130\,973.35\,N > 661\,809\,N$$

Las medidas del cilindro son aceptables, la fuerza que desarrolla es mayor a la necesaria para elevar la carga.

Una vez comprobado que puede ejercer la fuerza suficiente se comprueba que el elemento no pandee. Por lo que de forma general y teniendo en cuenta solo el vástago, se considera que puede existir pandeo o flexión.

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot C_s} = \frac{\pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 78\,539\,816.34}{5580^2 \cdot 1.5} = 3\,485\,373.02\,N$$

dónde:

F_p : Carga axial de pandeo en N.

E: Modulo de elasticidad del material del vástago en N/mm². En el acero se puede considerar 2.1×10^5 N/mm².

I: Momento de inercia de la sección del vástago en cm⁴.

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 200^4}{64} = 78\,539\,816.34 \text{ mm}^4$$

dónde:

d: Diámetro del vástago en mm

$$F_p = 3\,485\,373.02 \text{ N} > 661\,809 \text{ N}$$

- Dimensionamiento cilindro hidráulico brazo:

Se va a proceder al dimensionamiento de los cilindros hidráulicos para el brazo. Para ello se han decidido una serie de parámetros y se van a comprobar si son correctas y son admisibles para el diseño final.

- Diámetro del tubo: 300 mm.
- Presión de trabajo: 400 bar.

$$F_{cil} = A \cdot P = \left(\left(\frac{d}{2} \right)^2 \cdot \pi \right) \cdot (P \cdot 100\,000) \cdot \mu$$

$$F_{cil} = \left(\left(\frac{d}{2} \right)^2 \cdot \pi \right) \cdot (P \cdot 100\,000) \cdot \mu = \left(\left(\frac{0.3}{2} \right)^2 \cdot \pi \right) \cdot (400 \cdot 100\,000) \cdot 0.90$$

$$F_{cil} = 2\,544\,690.05 \text{ N} > 1\,798\,884 \text{ N}$$

Las medidas del cilindro son aceptables, la fuerza que desarrolla es mayor a la necesaria para elevar la carga.

Una vez comprobado que puede ejercer la fuerza suficiente se comprueba que el elemento no pandee. Por lo que de forma general y teniendo en cuenta solo el vástago, se considera que puede existir pandeo o flexión.

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot C_s} = \frac{\pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 397\,607\,820.2}{5375^2 \cdot 1.5} = 19\,016\,288.67 \text{ N}$$

dónde:

F_p : Carga axial de pandeo en N.

E: Modulo de elasticidad del material del vástago en N/mm². En el acero se puede considerar 2.1×10^5 N/mm².

I: Momento de inercia de la sección del vástago en cm⁴.

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 300^4}{64} = 397\,607\,820.2 \text{ mm}^4$$

dónde:

d: Diámetro del vástago en mm

$$F_p = 19\,016\,288.67 \text{ N} > 1\,798\,884 \text{ N}$$

- Dimensionamiento cilindro hidráulico pluma:

Se va a proceder al dimensionamiento de los cilindros hidráulicos para la pluma. Para ello se han decidido una serie de parámetros y se van a comprobar si son correctas y son admisibles para el diseño final.

- Diámetro del tubo: 200 mm.
- Presión de trabajo: 1150 bar.

$$F_{cil} = A \cdot P = \left(\left(\frac{d}{2} \right)^2 \cdot \pi \right) \cdot (P \cdot 100\,000) \cdot \mu$$

$$F_{cil} = \left(\left(\frac{d}{2} \right)^2 \cdot \pi \right) \cdot (P \cdot 100\,000) \cdot \mu = \left(\left(\frac{0.2}{2} \right)^2 \cdot \pi \right) \cdot (1150 \cdot 100\,000) \cdot 0.95$$

$$F_{cil} = 3\,432\,189.97 \text{ N} > 3\,357\,778 \text{ N}$$

Las medidas del cilindro son aceptables, la fuerza que desarrolla es mayor a la necesaria para elevar la carga.

Una vez comprobado que puede ejercer la fuerza suficiente se comprueba que el elemento no pandee. Por lo que de forma general y teniendo en cuenta solo el vástago, se considera que puede existir pandeo o flexión. Indicar que el coeficiente de seguridad para este elemento es menor que los dos anteriores.

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2 \cdot C_s} = \frac{\pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 78\,539\,816.34}{5740^2 \cdot 1.45} = 3\,407\,353.05 \text{ N}$$

dónde:

F_p : Carga axial de pandeo en N.

E: Modulo de elasticidad del material del vástago en N/mm². En el acero se puede considerar 2.1×10^5 N/mm².

I: Momento de inercia de la sección del vástago en mm⁴.

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 200^4}{64} = 78\,539\,816.34 \text{ mm}^4$$

dónde:

d: Diámetro del vástago en mm

$$F_p = 3\,407\,353.05 \text{ N} > 3\,357\,778 \text{ N}$$

3.8.2.7. Resistencia de materiales pasadores.

Sera necesario comprobar si los pasadores pre dimensionados cumplen los requisitos. Conocidos los esfuerzos que van actuar sobre ellos, se calcula las tensiones máximas en las posibles secciones de fallos. Indicar que los elementos se dimensionaran para que en cualquier punto de la sección más desfavorable, las tensiones sean siempre inferiores a las tensiones máximas admisibles.

El coeficiente de seguridad mínimo (C_s) es igual a 3, se aplicara el criterio de tensión cortante máxima, siendo el material acero E-500 ($\sigma_F=500\text{MPa}$).

Debido a la acción de los cilindros y al apoyo de los pasadores en las orejetas, todos los pasadores están sometidos a un esfuerzo cortante que puede suponer rotura por dos planos (doble cortadura)

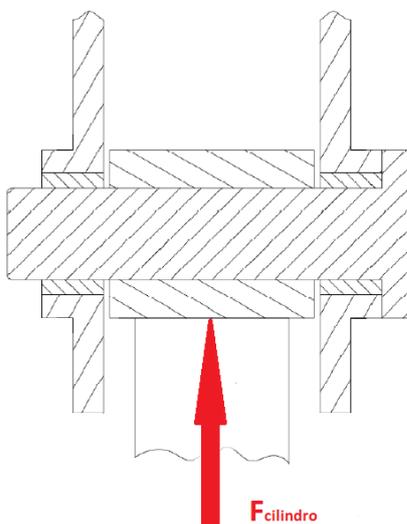


Figura 3.147. Esfuerzos sobre pasadores.

En la *tabla 3.55*. se podrá observar los esfuerzos máximos a soportar por cada pasador de nuestra pala excavadora.

Tabla 3.55. Esfuerzos en pasadores.

Pasador	Diámetro	Fuerza sobre el pasador
Punto A	0.3 m	6 304 759 N
Punto B	0.3 m	2 993 565 N
Punto C	0.3 m	1 779 042 N
Punto M	0.2 m	1 798 884 N
Punto N	0.2 m	3 357 778 N
Punto O	0.2 m	707 067.5 N
Punto J	0.15 m	1 798 884 N
Punto G	0.2 m	707 067.5 N

Una vez que se conocen los diámetros y esfuerzos que soportan los pasadores, únicamente se estudiarán los pasadores con diferente diámetro y que soporten el esfuerzo más grande, los cuales se pueden observar en la *tabla 3.56*.

Tabla 3.56. Esfuerzos más desfavorables para los diferentes diámetros de los pasadores

Diámetro Pasador	Fuerza sobre el pasador
0.3 m	6 304 759 N
0.2 m	3 357 778 N
0.15 m	1 798 884 N

-Pasador con diámetro 0.3m:

Datos iniciales:

$\sigma_F = 500$ MPa

$C_s = 3$

$F = 5\,385\,864$ N

Diámetro del pasador prediseñado: 300mm.

$$\tau_{\max adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} = \frac{500}{2 \cdot 3} = 83.33 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max} = \frac{F_{\text{cilindro}}}{2 \cdot A_{\text{pasador}}}$$

$$A_{\text{pasador}} = \frac{F_{\text{cilindro}}}{\tau_{\max} \cdot 2} = \frac{6\,304\,759}{83.33 \cdot 2} = 37\,830.07 \text{ mm}^2$$

$$A_{\text{pasador}} = \left(\frac{d_{\text{pasador}}^2}{4} \right) \cdot \pi$$

$$d_{\text{pasador}} = \sqrt{\frac{A_{\text{pasador}} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{37\,830.07 \cdot 4}{\pi}} = 219.47 \text{ mm}$$

$$d_{\text{pasador}} \leq d_{\text{prediseñado}}$$

Las dimensiones del pasador calculado en el prediseño son correctas.

-Pasador con diámetro 0.2m:

Datos iniciales:

$\sigma_F = 500 \text{ MPa}$

$C_s = 3$

$F = 2\,945\,404.5 \text{ N}$

Diámetro del pasador prediseñado: 300mm.

$$\tau_{\max adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} = \frac{500}{2 \cdot 3} = 83.33 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max} = \frac{F_{\text{cilindro}}}{2 \cdot A_{\text{pasador}}}$$

$$A_{\text{pasador}} = \frac{F_{\text{cilindro}}}{\tau_{\max} \cdot 2} = \frac{3\,357\,778}{83.33 \cdot 2} = 20\,147.48 \text{ mm}^2$$

$$A_{\text{pasador}} = \left(\frac{d_{\text{pasador}}^2}{4} \right) \cdot \pi$$

$$d_{\text{pasador}} = \sqrt{\frac{A_{\text{pasador}} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{20\,147.47 \cdot 4}{\pi}} = 160.17 \text{ mm}$$

$$d_{\text{pasador}} \leq d_{\text{prediseñado}}$$

Las dimensiones del pasador calculado en el prediseño son correctas.

-Pasador con diámetro 0.15m:

Datos iniciales:

$\sigma_F = 500 \text{ MPa}$

$C_s = 3$

$F = 2\,147\,304 \text{ N}$

Diámetro del pasador prediseñado: 300mm.

$$\tau_{\max adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} = \frac{500}{2 \cdot 3} = 83.33 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max} = \frac{F_{\text{cilindro}}}{2 \cdot A_{\text{pasador}}}$$

$$A_{\text{pasador}} = \frac{F_{\text{cilindro}}}{\tau_{\max} \cdot 2} = \frac{1\,798\,884}{83.33 \cdot 2} = 10\,793.74 \text{ mm}^2$$

$$A_{\text{pasador}} = \left(\frac{d_{\text{pasador}}^2}{4} \right) \cdot \pi$$

$$d_{\text{pasador}} = \sqrt{\frac{A_{\text{pasador}} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{10\,793.74 \cdot 4}{\pi}} = 117.24 \text{ mm}$$

$$d_{\text{pasador}} \leq d_{\text{prediseñado}}$$

Las dimensiones del pasador calculado en el prediseño son correctas.

3.8.2.8. Cálculo sistemas hidráulicos.

A continuación se determinara el caudal necesario que deberá existir en cada elemento del sistema hidráulico para que este funcione correctamente para las cinco movimientos estudiados.

-Alcance máximo:

- Cilindros pluma:

$$Q_{pluma} = v \cdot s = 0.28 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.2^2 = 0.0088 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{pluma \text{ TOTAL}} = 0.0088 \cdot 2 = 0.0176 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Cilindro brazo

$$Q_{brazo} = v \cdot s = 0.095 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.3^2 = 0.0067 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Cilindros cuchara:

$$Q_{cuchara} = v \cdot s = 0.175 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.2^2 = 0.0055 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{cuchara \text{ TOTAL}} = 0.0088 \cdot 2 = 0.011 \text{ m}^3/\text{s}$$

Caudal total en alcance máximo: 0.0353 m³/s

-Carga material:

- Cilindros pluma:

$$Q_{pluma} = v \cdot s = 0.075 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.2^2 = 0.0023 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{pluma \text{ TOTAL}} = 0.0023 \cdot 2 = 0.0047 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Cilindro brazo

$$Q_{brazo} = v \cdot s = 0 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.3^2 = 0 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Cilindros cuchara:

$$Q_{cuchara} = v \cdot s = 0.360 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.2^2 = 0.0113 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{cuchara \text{ TOTAL}} = 0.0113 \cdot 2 = 0.0226 \text{ m}^3/\text{s}$$

Caudal total en carga material: 0.0273 m³/s

-Descarga material en camión:

- Cilindros pluma:

$$Q_{pluma} = v \cdot s = 0.265 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.2^2 = 0.0083 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{pluma \text{ TOTAL}} = 0.0083 \cdot 2 = 0.0166 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Cilindro brazo

$$Q_{brazo} = v \cdot s = 0.07 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.3^2 = 0.0049 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Cilindros cuchara:

$$Q_{cuchara} = v \cdot s = 0.085 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.2^2 = 0.0027 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{cuchara \text{ TOTAL}} = 0.0027 \cdot 2 = 0.0053 \text{ m}^3/\text{s}$$

Caudal total en descarga de material en camión: 0.0268 m³/s

-Descarga material en suelo:

- Cilindros pluma:

$$Q_{pluma} = v \cdot s = 0.29 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.2^2 = 0.0091 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{pluma \text{ TOTAL}} = 0.0091 \cdot 2 = 0.0182 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Cilindro brazo

$$Q_{brazo} = v \cdot s = 0.085 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.3^2 = 0.0060 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Cilindros cuchara:

$$Q_{cuchara} = v \cdot s = 0.040 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.2^2 = 0.0012 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{cuchara \text{ TOTAL}} = 0.0012 \cdot 2 = 0.0025 \text{ m}^3/\text{s}$$

Caudal total en descarga de material en suelo: 0.0267 m³/s

-Posición cuchara en suelo:

- Cilindros pluma:

$$Q_{pluma} = v \cdot s = 0.28 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.2^2 = 0.0088 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{pluma \text{ TOTAL}} = 0.0088 \cdot 2 = 0.0176 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Cilindro brazo

$$Q_{brazo} = v \cdot s = 0.035 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.3^2 = 0.0025 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Cilindros cuchara:

$$Q_{cuchara} = v \cdot s = 0.0005 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.2^2 = 0.00002 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{cuchara \text{ TOTAL}} = 0.00002 \cdot 2 = 0.00004 \text{ m}^3/\text{s}$$

Caudal total en posición cuchara en suelo: 0.0202 m³/s

3.9. Valoraciones generales.

Este proyecto ha conseguido dentro del tiempo establecido en la planificación inicial, el diseño y cálculo de los elementos de la pala excavadora frontal, de tal forma que los elementos diseñados cumplen las condiciones exigidas por la empresa minera tras siete estudios exhaustivos de ellas mismas.

En el diseño se han realizado siete versiones de los elementos de la pala excavadora, y se ha tomado la decisión de que la versión a fabricar sea la sexta, por la relación calidad-precio, ya que cumple con los requisitos y su fabricación es menos costosa que la versión séptima.

Para el desarrollo del proyecto se han utilizado diversos programas, los cuales son muy usados actualmente en el mundo de diseño de la industria. Por lo que para cada versión estudiada se han realizado sus respectivos modelados en programas como "SolidWorks", "Inspire" y "GIM".

Se ha podido comprobar por tanto, que en el mundo del diseño no existe una única solución, pero es necesario valorar los recursos de los que se disponen para su desarrollo y en un determinado momento es necesario tomar la decisión de dar por válido un determinado diseño.

Otro aspecto importante, es la valoración de diferentes alternativas para la resolución de un problema, en las que se valoran las ventajas y desventajas que pueden ofrecer para posteriormente seleccionar una para mejorarla y optimizarla. En este estudio se barajó inicialmente dos diferentes modelos de excavadora de pala frontal, y tras un estudio inicial de los dos modelos y valorar los recursos de los que se disponían, se optó por el diseño final tal y como se muestra en la *figura 3.148*.

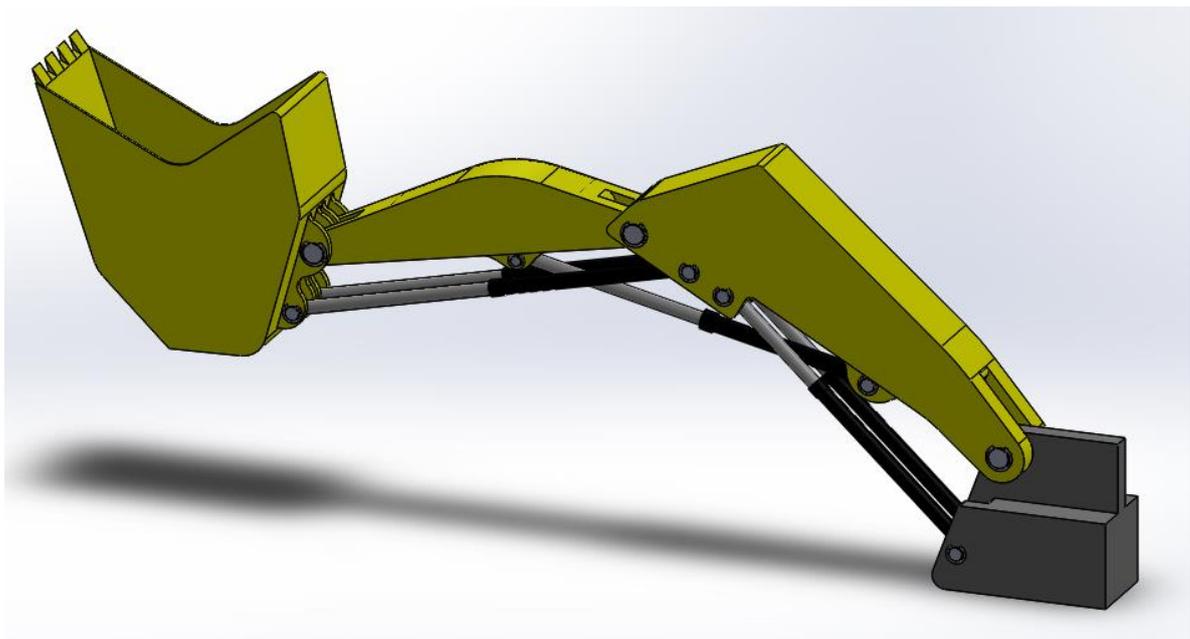


Figura 3.148. *Diseño final.*