

DISEÑO Y MODELAMIENTO DE UNA MÁQUINA HERRAMIENTA, PARA EL
LEVANTAMIENTO Y GIRO DE MOTORES CATERPILLAR PARA LAS
REPARACIONES SUPERIORES Y OVERHAUL

ÁLVARO ALEXANDER MORENO SIERRA
ANDRÉS FELIPE NEGRETE HUERTAS

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2016

DISEÑO Y MODELAMIENTO DE UNA MÁQUINA HERRAMIENTA, PARA EL
LEVANTAMIENTO Y GIRO DE MOTORES CATERPILLAR PARA LAS
REPARACIONES SUPERIORES Y OVERHAUL

ÁLVARO ALEXANDER MORENO SIERRA
ANDRÉS FELIPE NEGRETE HUERTAS

Proyecto de grado integral realizado para optar el título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA.
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2016

NOTA DE ACEPTACIÓN

Presidente del jurado
Ing. Gabriel Hernando Rivera Rodríguez

Jurado 1
Ing.

Jurado 2
Ing.

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. JAIME POSADA DÍAZ

Vice-rector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. LUIS JAIME POSADA GARCÍA-PEÑA

Vice-rectora Académica y de Posgrados

Dra. ANA JOSEFA HERRERA VARGAS

Secretario General

Dr. JUAN CARLOS POSADA GARCÍA-PEÑA

Decano Facultad de Ingeniería

Dr. JULIO CÉSAR FUENTES ARISMENDI

Director Programa Ingeniería Mecánica

Dr. CARLOS MAURICIO VELOZA VILLAMIL

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

En primera instancia quisiera agradecer a la vida por haberme permitido emprender este camino de formación académica gracias al apoyo de mis padres y de cada uno de mis familiares, en especial mi madre Yaneth Huertas Acero que siempre creyó en mí y se mantuvo incansable en todo momento, aportando mucho más allá de los obstáculos académicos.

Me gustaría también agradecer a varios de los docentes que en su momento brindaron lo mejor de sí para su oportuna ayuda y de la misma forma a muchos de mis compañeros que se mantuvieron atentos en el paso del tiempo y que fundamentaron sus principios académicos junto con los míos.

Quiero dedicar este logro principalmente a mis padres y hermanos, a cada una de la persona que me apoyo en este proceso enriquecedor, en el que se pusieron a prueba todos los conocimientos adquiridos durante la carrera y a mis amigos y a todas las personas que me apoyaron desde que comenzó la carrera.

AGRADECIMIENTOS

Los autores del presente trabajo expresan sus agradecimientos a:

Al Ingeniero Edwin Rivera por su compromiso, disposición y asesoría en los puntos clave de este proyecto, brindándonos todo su conocimiento y experiencia en cada paso, siendo un ejemplo de honestidad y ética profesional para nosotros.

Al Ingeniero Gabriel Rivera por sus consejos, asesorías tiempo y apoyo incondicional durante todo el desarrollo de la investigación.

Al Ingeniero Miguel Morales por su oportuna atención, recomendaciones y apoyo durante el desarrollo del proyecto, brindando su experiencia y experticia para agilizar etapas críticas del diseño.

A Giovanni Bocanegra por abrirnos las puertas de su taller brindándonos los recursos teóricos y prácticos para el desarrollo de la investigación, por mostrarnos el compromiso que es necesario tener por la profesión.

A las directivas, cuerpo docente y personal administrativo de la Universidad de América, por la capacitación recibida durante toda la carrera.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	
1. DIAGNOSTICAR LA SITUACIÓN DEL MÉTODO DE REPARACIÓN ACTUAL DE MOTORES RECIPROCANTES	21
1.1 SISTEMA Y FUNCIONAMIENTO	21
1.1.1 Tipo superior	21
1.1.2 Tipo Overhaul	21
1.2 SISTEMAS ACTUALES	21
1.2.1 Polipastos de cadena manual y eléctrica	21
1.2.2 Grúas hidráulicas para motores	22
1.2.3 Soporte para reparación de motores Diésel CAT	23
1.2.4 Soporte estándar de reparación CAT	24
1.2.5 Soporte de motor CAT	25
1.2.6 Elevador hidráulico	26
1.3 EQUIPOS	27
1.3.1 Numero de designación	28
1.3.2 Clasificación según principio de funcionamiento	28
1.3.3 Serie 3500	28
1.3.4 Serie 3400	29
1.3.5 Serie C	30
1.3.6 Serie D	31
1.4 PROCEDIMIENTOS DE REPARACIÓN	32
1.4.1 Reacondicionamiento de tipo superior	32
1.4.2 Reacondicionamiento de tipo overhaul.	34
1.4.3 Herramientas.	36
2. DISEÑO PREELIMINAR	38
2.1 CARACTERÍSTICAS	38
2.2 JUSTIFICACIÓN LEVANTAMIENTO Y GIRO	39
3. SISTEMAS	42
3.1 SISTEMA DE ASEGURAMIENTO	42
3.2 SISTEMA DE LEVANTAMIENTO	42
3.3 SISTEMA DE GIRO	43
3.4 DESCRIPCIÓN DE SISTEMAS	44
3.4.1 Acople directo de conexión.	44
3.4.2 Mecanismo de mordazas.	45
3.4.3 Torres de levantamiento.	51
3.4.4 Brazo mecánico.	52
3.4.5 Soporte flexible.	54
3.4.6 Pistón y trinquete.	54

3.4.7 Mecanismo de planetarios.	55
3.4.8 Rotor hidráulico.	57
4. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS	58
4.1 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS	58
4.2 ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS	59
5. DISEÑO DETALLADO	67
5.1 DIMENSIONES Y PESO	68
5.2 ESFUERZOS Y CARGAS	71
5.2.1 Sección DFH.	73
5.2.2 Sección EFG.	76
5.2.3 Sección ACE.	79
5.2.4 Sección BCD	82
5.2.6 Centro de masa.	87
5.2.7 Esfuerzos.	93
5.2.8 Calculo de pasadores.	98
5.2.9 Placas.	102
5.2.10 Ruedas.	103
5.2.11 Calculo de soldadura de los bujes.	106
5.3 SISTEMA HIDRÁULICO	110
5.3.1 Cilindro de levantamiento.	110
5.3.2 Pandeo del cilindro.	115
5.3.3 Rotor hidráulico.	117
5.3.4 Selección de la bomba.	119
5.3.5 Selección de mangueras.	121
6. ESTUDIO DE LA MAQUINA DE LEVANTAMIENTO Y GIRO POR MEDIO DE ELEMENTOS FINITOS	124
6.1 PLACA ESTRUCTURAL	124
6.1.1 Placa superior equidistante.	125
6.1.2 Placa superior tipo viga.	127
6.2 PERFILES	130
6.3 GARRA Y PLACA	133
6.4 CHAPA	135
7. ELABORACIÓN DE MANUALES	139
7.1 MANUAL DE OPERACIÓN	139
7.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO	146
7.2.1 Recomendaciones.	146
7.2.2 Recomendaciones de largo plazo.	147
7.2.3 Cada 5000 elevaciones o año y medio.	148
8. EVALUACIÓN FINANCIERA	149
8.1. ANALISIS DE COSTOS DE INVERSION	149

8.2 ANÁLISIS DE COSTOS DE OPERACIÓN	150
8.2.1 Costos de operación proceso actual.	150
8.2.2 Costos de operación proceso propuesto.	151
8.3 EVALUACIÓN FINANCIERA	151
8.4 CONCLUSIÓN DE LA EVALUACIÓN FINANCIERA	154
9. CONCLUSIONES	155
10. RECOMENDACIONES	156
BIBLIOGRAFÍA	157
ANEXOS	158

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Motores serie 35	29
Tabla 2. Motores serie 34	30
Tabla 3. Motores serie C	31
Tabla 4. Motor serie D	32
Tabla 5. Procedimiento para los reacondicionamientos de tipo superior motores CATERPILLAR serie 3500	33
Tabla 6. Procedimiento para el reacondicionamiento de tipo overhaul motores CATERPILLAR serie 3500.	35
Tabla 7. Listado de herramientas involucradas en el proceso de reparación	37
Tabla 8. Características físicas de motores CATERPILLAR para reparación	38
Tabla 9. Motores reparados por Imox 2014	40
Tabla 10. Comparación mordazas vs características mecánicas	60
Tabla 11. Ponderación de alternativas Mordazas	61
Tabla 12. Dimensiones de los equipos	63
Tabla 13. Ponderación de alternativas sistema de levantamiento	64
Tabla 14. Ponderación de alternativas Sistema de Giro	66
Tabla 15. Dimensiones preliminares de la máquina herramienta	69
Tabla 16. Cargas y pesos	69
Tabla 17. Distancias a las cargas puntuales de la estructura	69
Tabla 18. Reacciones en los pasadores	71
Tabla 19 . Comportamiento de las reacciones en el descenso de 78° a 54°.	85
Tabla 20. Comportamiento de las reacciones en el descenso de 51° a 27°.	86
Tabla 21. Comportamiento de las reacciones en el descenso de 24° a 0°. ¡Error!	86
Marcador no definido.86	
Tabla 22. Fuerza del pistón durante el levantamiento	87
Tabla 23. Centros de masa por bloques estructura	88
Tabla 24. Momento de vuelco	90
Tabla 25. Características del contrapeso	91
Tabla 26. Calculo perfiles	96
Tabla 27. Dimensiones perfiles rectangulares macizos	97
Tabla 28. Propiedades de los aceros SAE AISI	99
Tabla 29. Características de pasadores	100
Tabla 30. Cálculos pasadores	101
Tabla 31. Valores cargas afectan rodamientos	103
Tabla 32. Diámetro eje ruedas	104
Tabla 33. Características ruedas de la plataforma	106
Tabla 34. Información piston	113
Tabla 35. Área efectiva del pistón	114
Tabla 36. Presiones de trabajo	114
Tabla 37. Caudal corregido	119
Tabla 38. Flujo total para la selección de la bomba	120

Tabla 39. Manguera circuito hidráulico	123
Tabla 40. Fundición gris	125
Tabla 41. Propiedades material placa sujeción	134
Tabla 42. Inversión inicial proceso propuesto	150
Tabla 43. Costos de operación proceso actual	151
Tabla 44. Costos de Operación proceso propuesto	151

LISTA DE IMÁGENES

	pág.
Imagen 1. Polipasto electrico	22
Imagen 2. Grúa hidráulica para motores diésel o gas	23
Imagen 3. Soporte para reparaciones motores Diesel	24
Imagen 4. Soporte estándar de reparación CAT	25
Imagen 5. Soporte de motor CAT	26
Imagen 6 . Elevador hidráulico	27
Imagen 7. Designación de los motores	28
Imagen 8. Motor serie 3500	29
Imagen 9. Motor CATERPILLAR 3400	30
Imagen 10. Motor CATERPILLAR serie C	31
Imagen 11. Motor CATERPILLAR serie D	32
Imagen 12. Instalaciones Imox	43
Imagen 13. Volante de equipo CATERPILLAR	44
Imagen 14. Volante y cigüeñal	45
Imagen 15. Transmisión rueda-piñón	46
Imagen 16. Rueda guía y mordaza	46
Imagen 17. Mordazas	47
Imagen 18. Válvula gobernadora de aire	48
Imagen 19. Válvula 3/2 posición cerrada	48
Imagen 20. Mordaza hidráulica	49
Imagen 21. Válvula electrohidráulica	50
Imagen 22. Bomba hidráulica	51
Imagen 23. Principio funcionamiento de un embolo	51
Imagen 24. Ejemplo superficie móvil de levantamiento	52
Imagen 25. Brazo mecánico de levantamiento	53
Imagen 26. Parales extensibles	53
Imagen 27. Ejemplo base elevación	54
Imagen 28. Pistón acoplado a trinquete	55
Imagen 29. Engranajes epicicloidales	56
Imagen 30. Transmisión de engranajes planetarios	57
Imagen 31. Rotor hidráulico	57
Imagen 32. Diseño Detallado	67
Imagen 33. Vista dimensional estructura	68
Imagen 34. Vista dimensional cargas en la estructura	70

Imagen 35. ELEMENTO DFH	73
Imagen 36. Elemento EFG	77
Imagen 37. Elemento ACE	79
Imagen 38. Elemento BCD	82
Imagen 39. Vista por bloques	87
Imagen 40. Diagrama cargas por bloques.	88
Imagen 41. Centro de masa por plataforma	90
Imagen 42. Momentos por plataforma	91
Imagen 43. Diagramas de momento Elemento ACE	94
Imagen 44. Vista transversal de los perfiles ACE	97
Imagen 45. Comportamiento de las cargas en la placa superior de la plataforma	102
Imagen 46. Diagrama de fuerzas placa superior estructura	102
Imagen 47. Diagrama de cuerpo libre eje empotrado y momentos	104
Imagen 48. Rueda Serie SC Durafex	105
Imagen 49. Selección de geometría para la soldadura	107
Imagen 50. Posición del buje	108
Imagen 51. Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldaduras	109
Imagen 52. Partes cilindro hidráulico	111
Imagen 53. Cilindros ENERPAC	112
Imagen 54. Dimensiones cilindro	113
Imagen 55. Tipo de fijación del cilindro	116
Imagen 56. Especificaciones rotador	118
Imagen 57. Bomba de levantamiento ENERPAC	120
Imagen 58. Tabla de funcionamiento bomba	121
Imagen 59. Nomograma selección de mangueras	122
Imagen 60. Manguera	123
Imagen 61. Mangueras de presión media	123
Imagen 62. Ensamble maquina	124
Imagen 63. Desplazamiento nodal	125
Imagen 64. Esfuerzo máximo	126
Imagen 65. Reacción máxima	127
Imagen 66. Desplazamiento nodal	128
Imagen 67. Esfuerzo máximo	129
Imagen 68. Reacción máxima	130
Imagen 69. Estado de cargas	131
Imagen 70. Desplazamiento nodal	131
Imagen 71. Esfuerzo Máximo	132
Imagen 72. Desplazamiento nodal	133

Imagen 73. Esfuerzo máximo	135
Imagen 74. Cargas y restricciones en la chapa	136
Imagen 75. Desplazamiento nodal	136
Imagen 76. Esfuerzo máximo	137
Imagen 77. Reacción máxima	138
Imagen 78. Mordaza con placa de sujeción	140
Imagen 79. Vista estado normal placa	141
Imagen 80. Vista perfiles	142
Imagen 81. Accionamiento de la bomba	143
Imagen 82. Pantalla energía ON/OFF	144
Imagen 83. Mordazas de sujeción	145
Imagen 84. Válvula anti retorno	146
Imagen 85. Vista pasadores críticos estructura	147
Imagen 86. Cilindros de apertura de la mordaza	148
Imagen 87. Flujo de efectivo para el método actual	153
Imagen 88. Flujo de efectivo para el método propuesto	154

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Tablas de perfiles	158
Anexo B. Manual de operación y mantenimiento motor Serie 3500	169
Anexo C. Manual técnico motor Serie 3516	173
Anexo D. Manual de operación y mantenimiento motor Serie 3408	180
Anexo E. Manual técnico motor Serie 3408	187
Anexo F. Manual técnico motor Serie 3412	192
Anexo G. Manual técnico motores 3406, 3408 y 3412	197
Anexo H. Manual de operación motor Serie C18	202
Anexo I. Manual de operación motor Serie C9	207
Anexo J. Manual técnico motor Serie D399	213
Anexo K. Catálogo de soldaduras	216
Anexo L. Catalogo mangueras hidráulicas	225
Anexo M. Catálogo Enerpac de bombas y cilindros de elevación	229
Anexo N. Catálogo de Parker válvulas	239
Anexo O. Catalogo Parker de terminología de mangueras	245
Anexo P. Vista en detalle ruedas	250
Anexo Q. Planos de fabricación y ensamble	252

RESUMEN

El presente proyecto plantea el diseño de una máquina herramienta que facilite el proceso de reparación de motores Caterpillar, para los cuales se deben realizar las reparaciones superiores y overhaul garantizando un sistema seguro, eficaz, móvil y compacto.

Para esto se inició con el análisis del método de reparación de motores estacionarios tanto en Colombia como en el mundo, de esta forma se plantea los requerimientos y parámetros de una máquina herramienta.

A continuación, se realiza la parametrización de cada uno de los elementos involucrados y el conjunto en sí, se evalúan las alternativas de diseño con base a las necesidades y condiciones en cuanto a dimensiones, pesos y espacios, se elige el más indicado para realizar el diseño total de la máquina junto con generación de planos y sus respectivos manuales de operación y mantenimiento.

Finalmente se simula la máquina herramienta diseñada, por medio de un software de elementos finitos comprobando el desplazamiento nodal, esfuerzo máximo y reacción máxima observando los factores de seguridad y realizando un análisis técnico, para poder llegar a un análisis financiero que muestre la viabilidad económica del proyecto.

PALABRAS CLAVE

- Motores
- Caterpillar
- Reparación
- Diseño
- Overhaul
- Diseño de máquina

INTRODUCCIÓN

En la constante búsqueda del mejoramiento en los procesos de reparación de motores estacionarios de grupo electrógeno, se buscan cumplir aspectos de aumento principalmente en la disponibilidad de los equipos, debido a que el requerimiento para la generación de energía en los campos petroleros, centrales de generación de respaldo, empresas con autogeneración, como se puede ver es bastante alto y por eso muchas veces las entregas en los tiempos de mantenimiento se ven postergadas por métodos ineficaces de reparación.

La implementación de este tipo de tecnologías de generación de energía mecánica y convirtiéndola en energía eléctrica viene de la necesidad de alimentar las redes de bombeo y perforación en donde múltiples equipos necesitan de la energía eléctrica para su funcionamiento, por esto es importante en el momento en que uno de los equipos participantes en la generación se proceda de forma correcta con cada una de sus reparaciones mientras esta fuera de servicio para así garantizar su óptima operación cuando se encuentre operando.

Las reparaciones a las que generalmente están sometidos este tipo de equipos son de dos tipos:

- Tipo superior: Reparación en donde la mayoría de los elementos a reparar o inspeccionar se encuentran en la sección superior del motor, la define el número de horas de operación y generalmente se realizan dos de estas reparaciones en el tiempo antes de realizar un overhaul.
- Tipo overhaul: Son las reparaciones mayores o reparación total de motor, se interviene la casquetería y el cigüeñal.

Para cada uno de los equipos intervenidos en reparaciones existe un cronograma en horas, que puede ser bien sea un programa de intervalo de mantenimiento basado en especificaciones de fabricante, el cual establece por parámetros de diseño los tiempos adecuados de reparación en condiciones ideales o bien un programa de mantenimiento establecido por el operador, el cual a su vez puede ser preventivo o predictivo.

Teniendo en cuenta las condiciones de reparación, el proyecto tiene por objetivo general:

Diseñar y modelar una máquina herramienta para el levantamiento y giro de motores Caterpillar para las reparaciones superiores y overhaul

Así como unos objetivos específicos

- Diagnosticar la situación actual del método de reparación
- Constituir los requerimientos y parámetros de la máquina.
- Plantear y elegir alternativas
- Establecer el diseño de la máquina de reparación.
- Elaborar análisis por elementos finitos de elementos de elementos críticos.
- Elaborar manual de operación y mantenimiento del sistema de levantamiento y giro.
- Realizar planos de fabricación y ensamble.
- Realizar evaluación financiera.

El alcance de este proyecto, en primera instancia, está enfocado para la empresa IMOX., así como para cualquiera que ejecute labores de mantenimiento para motores estacionarios CATERPILLAR, en donde por medio del diseño y modelamiento de una máquina herramienta para la sujeción, levantamiento y giro de motores se proponga una solución clara a los métodos de reparación que en la actualidad atraviesan muchas de las empresas dedicadas a la reparación de dichos equipos en Colombia.

Se va a realizar el diseño de una máquina herramienta para el levantamiento y giro de motores CATERPILLAR, que contara con varios sistemas involucrados en el funcionamiento, los cuales serán respaldados por medio de un análisis por elementos finitos.

1. DIAGNOSTICAR LA SITUACIÓN DEL MÉTODO DE REPARACIÓN ACTUAL DE MOTORES RECIPROCANTES

En la actualidad, la reparación de este tipo de equipos es una necesidad inevitable especialmente en el sector petrolero, en el cual el uso de estos equipos es de vital importancia. Una vez prestan sus servicios en la generación de energía, necesitan reparaciones en algunos de los componentes funcionales, es por esto que son trasladados a taller fuera de campo, en donde se debe realizar el recambio de las piezas afectadas.

1.1 SISTEMA Y FUNCIONAMIENTO

En la actualidad, así como existen algunos tipos de sistemas adecuados para algunas referencias específicas, la mayor parte de las veces se da cumplimiento a las labores de mantenimiento por medio de mecanismos (polipastos) acoplados o improvisados, con el fin de lograr cumplir los requerimientos de reparación necesarios.

Según sea la vida útil del equipo, las labores a las que esté sometido o el ambiente en el que trabaje, existen dos tipos de reparaciones a lo largo del periodo de operación, las cuales son definidas por el número de horas de trabajo.

1.1.1 Tipo superior. Reparación en donde la mayoría de los elementos a reparar o inspeccionar se encuentran en la sección superior del motor, la define el número de horas de operación y generalmente se realizan dos de estas reparaciones en el tiempo antes de realizar un overhaul.

1.1.2 Tipo Overhaul. Son las reparaciones mayores o reparación total de motor, se interviene la casquetería y el cigüeñal.

1.2 SISTEMAS ACTUALES

En la actualidad este tipo de reparaciones se vienen ejecutando con distintos tipos de máquinas que aunque muchas veces cumplen con los requerimientos mínimos para ejecutar las reparaciones, no son los adecuados y por esto mismo no garantizan la seguridad de los operarios y los procesos de reparación se tornan incómodos y tediosos.

1.2.1 Polipastos de cadena manual y eléctrica. Este tipo de herramienta garantiza fuerza, rapidez y durabilidad en el momento de realizar un levantamiento, pero se queda corta cuando se trata de garantizar el agarre y el ajuste en el momento en que se inicia la elevación del motor y su aporte es nulo en cuanto al giro del mismo, además de esto es importante resaltar que una vez el motor se encuentra

en el aire toma un movimiento oscilante durante la intervención de los operarios. Ver Imagen 1.

Imagen 1. Polipasto electrico



Fuente: Dismae Disponible desde internet en <<http://www.dismae.com/maquinaria/maquinaria.html>> [citado octubre 20 de 2015]

1.2.2 Grúas hidráulicas para motores. Es la más usada en talleres de reparación de motores pequeños y principalmente, en motores de vehículos impulsados a gas o diésel. Se emplean fundamentalmente en la extracción del motor de la cavidad o cuneta en la cual se ubica en paralelo al motor o el chasis del vehículo, dependiendo la necesidad.

Es usado únicamente para la extracción del motor y posteriormente la ubicación de los mismos en espacios de mayor comodidad para el operario. No es posible realizar los mantenimientos con el equipo enganchado a la grúa, debido a que no se mantiene fija la posición, por la perduración que genera la cadena a la cual se sujeta el motor. Adicionalmente, uno de las más grandes limitantes es el peso máximo para su uso, el cual máximo levanta 3 toneladas de peso. Ver Imagen 2.

Imagen 2. Grúa hidráulica para motores diésel o gas



Fuente: Bend Pak Disponible desde internet en <
<http://www.bendpak.com.mx/herramientas-para-taller/herramientas-especiales/grua-hidraulica-para-motores-rsc-2tf.aspx/maquinaria.html>> [citado octubre 20 de 2015]

1.2.3 Soporte para reparación de motores Diésel CAT. Estos soportes, ofrecen muchas más ventajas para el proceso de puesta a punto de los motores, ya que proporcionada rigidez, comodidad y adicionalmente ofrece la posibilidad de ejecutar giro en el eje Z, para realizar las acciones de desarmado total como el descamisado, la desinstalación de las bielas y pistones, revisión general del carter y casquetes, actividades que se llevan a cabo en los mantenimientos de nivel superior y overhaul. La desventaja con estas herramientas sigue siendo el peso límite de levante ya que algunas máquinas soportan máximo hasta 3 toneladas de peso. Ver Imagen 3.

Imagen 3. Soporte para reparaciones motores Diesel



Fuente: CATERPILLAR Disponible desde internet en <
<http://www.cat.com/cda/layout?m=37840&x=9/maquinaria.html>> [citado
octubre 20 de 2015]

1.2.4 Soporte estándar de reparación CAT. Cuenta con brazos de tipo ajustable que brindan un mayor número de alternativas puesto que además de aplicar para la reparación de algún tipo de motores (medianos y pequeños tamaños) sirve también para transmisiones, convertidores de par y ejes traseros entre otros.

Posee también una caja de cambios, la cual permite la rotación completa de la unidad montada para servicio, por medio de un giro de manivela y de igual forma en el momento de realizar las reparaciones cuenta con un servicio de bloqueo de llantas. Ver imagen 4.

Imagen 4. Soporte estándar de reparación CAT



Fuente: CATERPILLAR Disponible desde internet en <
<http://www.cat.com/cda/layout?m=37840&x=9/maquinaria.html>>
[citado octubre 20 de 2015]

1.2.5 Soporte de motor CAT. Esta cómoda carretilla presta servicios funcionales en condiciones de trabajo con motores pequeños, cuatro brazos de fijación ajustable hace del ajuste del motor un trabajo simple, cuenta además con un pasador que sirve para realizar el bloqueo del equipo cuando se encuentra en servicio.

Cuenta también con la posibilidad de brindar un giro de 360° al equipo intervenido y ambas ruedas delanteras se bloquean firmemente para hacer las veces de soporte en medio de la reparación. Ver Imagen 5.

Imagen 5. Soporte de motor CAT



Fuente: CATERPILLAR Disponible desde internet en <<http://www.cat.com/cda/layout?m=37840&x=9/maquinaria.html>> [citado octubre 20 de 2015]

1.2.6 Elevador hidráulico. Es el complemento del montacargas, ideal para trabajos con motores pequeños (menores a una tonelada), se utiliza también para el montaje y descargue de camiones y contenedores. Ver Imagen 6.

Imagen 6 . Elevador hidráulico



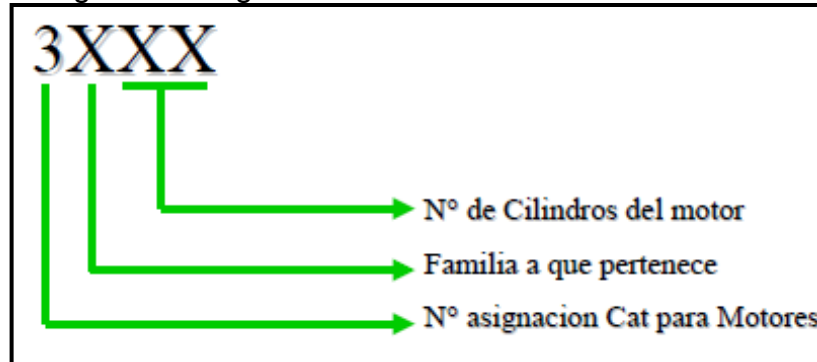
Fuente: SERVIMAC Disponible desde internet en <<http://www.servimacecuador.com/#!/product/prd1/735496631/elevador-hidr%C3%A1ulico>> [citado octubre 20 de 2015]

1.3 EQUIPOS

Dependiendo las necesidades de generación de energía se debe elegir entre el gran número de referencias disponibles en el mercado, para este caso, los motores involucrados en el proceso de reparación en la empresa IMOX pertenecen a la familia CATERPILLAR, los cuales en su gran mayoría operan en campos petroleros en el proceso de generación de energía para alimentar los equipos de producción.

1.3.1 Numero de designación. Los motores CATERPILLAR son designados de la siguiente manera. Ver Imagen 7.

Imagen 7. Designación de los motores



Fuente: CATERPILLAR SERIE 3500 Disponible desde internet en <
<https://drive.google.com/file/d/0B1WvXuSVyhHqUXZobTF4Ym9mU00/edit>> [citado
octubre 20 de 2015]

Es de vital importancia mencionar que cada uno de los equipos involucrados, dependiendo de su referencia, tienen variaciones en cuanto a dimensiones, características de operación y peso, teniendo esto en cuenta las dimensiones de estos equipos oscilan entre los 140 a 150 m³, los cuales varían según las necesidades de manejo y operación requeridas.

1.3.2 Clasificación según principio de funcionamiento. En la actualidad CATERPILLAR recurre a la designación de letras para la clasificación de sus equipos de generación por principio de funcionamiento, la cual consiste en:

- Designación con la letra A: Arranque de tipo mecánico
- Designación con la letra B: Arranque de tipo electrónico
- Designación con la letra C: Arranque de tipo neumático

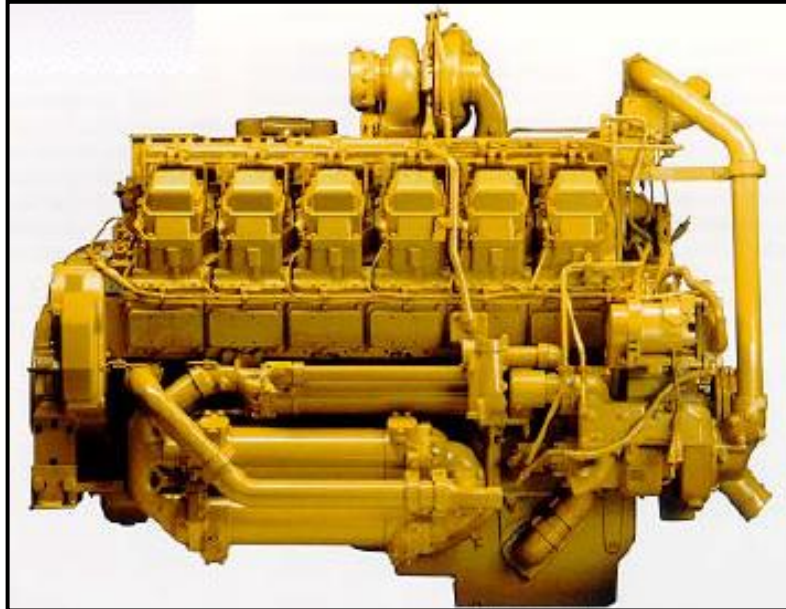
Es importante resaltar que aunque la configuración del principio de funcionamiento varíe, las dimensiones de los equipos se mantienen según su número de designación.

1.3.3 Serie 3500. Esta serie introduce un sistema electrónico interactivo, el cual censa por completo las variables del motor, llamado ADEM II (Advanced Diesel engine management) el cual determina el instante exacto en el que la inyección de combustible se debe generar.

Por otra parte, todos los motores Diesel de esta referencia tienen una configuración en V con un ángulo de 60° y un ciclo de cuatro carreras; este tipo de motor Diésel ofrece una potencia máxima de 1119Kw y una mínima de 761Kw,

estas potencias son de tipo nominal y debido a eso varían según el principio de operación y funcionamiento del equipo, la capacidad de trabajo a la que se somete o la ubicación geográfica. Ver Imagen 8.

Imagen 8. Motor serie 3500



Fuente: CATERPILLAR SERIE 3500 Disponible desde internet en <<https://drive.google.com/file/d/0B1WvXuSVyhHqUXZobTF4Ym9mU00/edit>> [citado octubre 20 de 2015]

Tabla 1. Motores serie 35

	Motor	Desplazamiento	Funcionamiento
3512	Diésel 12	51.8 L	Posenfriado y turbo cargado
3516	Diésel 16	69 L	Posenfriado y turbo cargado

1.3.4 Serie 3400. Cuentan con potencias nominales desde 507 a 4920kw que varían según las configuraciones por principio de funcionamiento y número de designación. Ver Imagen 9.

Imagen 9. Motor CATERPILLAR 3400



Fuente: DIESEL OVERHAUL Disponible desde internet en < <http://dieseloverhaul.com/engine-kits/caterpillar/caterpillar-3400-series.html> > [citado octubre 20 de 2015]

Tabla 2. Motores serie 34

	Motor	Generación de energía
3512	Diésel 12	266 Kw
3516	Diésel 16	591 Kw -800 Kw

1.3.5 Serie C. Estos motores de la marca CATERPILLAR en un principio funcionaron como los motores ofrecidos para los camiones de servicio de la marca que con el paso del tiempo tomaron protagonismo en el campo de la generación de energía.

Los sistemas de inyección han cambiado a partir de la implementación en la generación de energía, realizando modificaciones como la designación, que para el caso de motores para vehículos de servicio cuenta con un guion en el nombre, mientras que los de generación ya no lo tienen y además los últimos cuentan con un sistema de inyección de combustible HEUI (Hydraulic Electronic Unit Injection) el cual funciona mediante la extracción directa de combustible del tanque con una bomba en tándem de alta y baja presión, la variación en la presión del aceite la inyección de combustible se puede controlar de forma independiente a la posición o velocidad del cigüeñal del motor. Ver Imagen 10.

Imagen 10. Motor CATERPILLAR serie C



Fuente: CAT Disponible desde internet en http://www.cat.com/es_MX/products/new/power-systems/oil-and-gas/well-service-engines/18435166.html > [citado octubre 20 de 2015]

Tabla 3. Motores serie C

	Motor	Desplazamiento	Generación de energía	Velocidad
C9	Diésel 6	8.8 L	180 Kw - 300 Kw	1800 RPM
C18	Diésel 6	18,3 L	500 Kw - 600 Kw	1500 - 1800 RPM

1.3.6 Serie D. Este tipo de motores de la marca CATERPILLAR son utilizados en su mayoría en la generación de energía con fines marinos y también en sistemas de propulsión del mismo entorno. Ver Imagen 11.

Imagen 11. Motor CATERPILLAR serie D



Fuente: CAT Disponible desde internet en <
http://www.cat.com/es_US/products/new/power-systems/electric-power-generation/diesel-generator-sets/18331379.htmlsets/18331379> [citado octubre 20 de 2015]

Tabla 4. Motor serie D

	Motor	Generación de energía	Velocidad
D399	Diésel 16	850 Kw	1200 RPM

1.4 PROCEDIMIENTOS DE REPARACIÓN

Todos los equipos que generen un trabajo o estén sometidos a algún tipo de esfuerzo requieren reparación progresiva de los sistemas de funcionamiento conforme pasan las horas de trabajo, es por esto que se establecen parámetros de reparación por parte del operador, los cuales en primera instancia se rigen a partir de las indicaciones del fabricante.

También se pueden crear métodos de mantenimiento más complejos en donde entran a jugar variables como las condiciones de operación, el número de partes afectadas recurrentemente y las capacidades de generación a las que están sometidos los equipos.

1.4.1 Reacondicionamiento de tipo superior. Un reacondicionamiento de tipo superior implica remoción, inspección y modificación de los componentes del tren superior del motor como por ejemplo la culata de cilindros. Existen dos intervalos

de reparación de tipo superior, los cuales se rigen por el tiempo de operación en horas desencadenando tareas de distinto tipo según la necesidad, Ver Cuadro 1.

Cuadro 1. Procedimiento para los reacondicionamientos de tipo superior motores CATERPILLAR serie 3500

Servicio	Reacondicionamiento de tipo superior (Primer intervalo)	Reacondicionamiento de tipo superior (Segundo intervalo)
Limpiar	Rejilla de succión del aceite	
Limpiar	Si no se efectúa el mantenimiento apropiado del sistema de enfriamiento, puede llegar a ser muy difícil limpiar el núcleo del posefriador.	
Inspeccionar		
Revisar presión		
Inspeccionar	Varillaje del sistema de combustible	
	-	Cojinetes de biela
	-	Camisas de cilindro
	-	Coronas y faldones de pistón
	-	Pasadores de biela
Inspeccionar	Balancines	
Reconstruir		
Inspeccionar Reconstruir Reemplazar	Conjuntos de culata de cilindros	
	Bomba cebado de combustible	
	-	Bomba de aceite del motor
	-	Bomba de transferencia de combustible
	-	Bomba de barrido del aceite
Inspeccionar Reemplazar	-	Seguidores árbol de levas
	Mazo de cables del motor	
	Válvula de regulación de presión de combustible	
Inspeccionar Reemplazar	Varilla de empuje	
	Planchas espaciadoras	
Reconstruir Reemplazar	-	Turbocompresores
Reemplazar	Inyectores de combustible	
	Empaquetaduras y sellos para el múltiple de admisión de aire	
	Sellos y fuelles para el múltiple de escape	

En paralelo a esto hay una serie de labores de desarme que son necesarias para tener acceso a los elementos que requieren una inspección o una extracción durante la reparación y que se encuentran obstaculizados por partes de funcionamiento del equipo, para esto es necesario despojar del equipo piezas exteriores como conexiones y líneas de servicio. Teniendo en cuenta lo anterior algunos de los procedimientos involucrados son:

- Descenso de los múltiples de admisión y escape. Para realizar esta labor es necesario realizar un levantamiento y aseguramiento del equipo, para luego ejecutar un giro de 30 a 45° con respecto a su posición original, lo cual da origen

a un nuevo plano de trabajo en el cual el operario tiene un mejor control sobre los elementos que se dispone a extraer. Este procedimiento se presenta antes del momento en que se dispone a realizar una inspección detallada del estado de los balancines del equipo, camisas de cilindros y cojinetes de biela.

- Líneas de agua y lubricación. Para este caso ya se tiene previamente el equipo levantado y asegurado Aunque se puede realizar la labor de extracción de estas líneas sin realizar un giro, es recomendable realizar un giro de entre 15 y 30° con el cual se obtiene una mejor visión y un mejor agarre de los elementos involucrados durante la extracción, al cual ya se le realizo un drenaje previo del sistema.
- Descenso inyectores de combustible. El descenso de los inyectores de combustible se debe realizar por medio de la extracción en la parte superior del equipo, aunque depende de las dimensiones del motor, se ven beneficiadas las labores del operador al realizar un leve giro que facilite la manipulación de estos elementos y de esta manera su posterior extracción.

1.4.2 Reacondicionamiento de tipo overhaul. Todos los cojinetes, los sellos, las empaquetaduras y los componentes que se desgastan se deben reemplazar debido al desgaste, a continuación se limpian las piezas debidamente, luego se inspeccionan y se decide si alguna debe ser reemplazada. El cigüeñal se mide para ver si tiene algún tipo de desgaste, según lo cual se decide si se le debe realizar algún procedimiento como lo es el esmerilado o se realiza el reemplazo total de la pieza. Ver Cuadro 2.

Cuadro 2. Procedimiento para el reacondicionamiento de tipo overhaul motores CATERPILLAR serie 3500.

Servicio	Reacondicionamiento de tipo overhaul
Limpiar	Rejilla de succión del aceite
Limpiar	Si no se efectúa el mantenimiento apropiado del sistema de enfriamiento, puede llegar a ser muy difícil limpiar el núcleo del posenfriador.
Inspeccionar	
Probar	
Inspeccionar	Árbol de levas
	Bloque de motor
	Amortiguadores de vibraciones del cigüeñal
	Equipo impulsado (alineación)
	Volante
	Tren de engranajes delanteros
	Varillaje del sistema de combustible
Tren de engranajes trasero	
Inspeccionar	Balancines
Reconstruir	
Inspeccionar Reconstruir Reemplazar	Bielas
	Conjuntos de culata de cilindros
	Bomba de cebado de combustible
	Bomba de transferencia de combustible
	Núcleo del enfriador de aceite
Pasadores de biela	
Inspeccionar Reemplazar	Seguidores del árbol de levas
	Arandelas de tope del árbol de levas
	Cigüeñal
	Camisas de cilindro
	Montajes del motor
	Mazo de cables del motor
	Válvula de regulación de presión de combustible
	Pistones (Coronas y faldones)
	Varillas de empuje
Planchas espaciadoras	
Reemplazar	Cojinetes del árbol de levas
	Cojinetes de biela
	Sellos de cigüeñal
	Planchas de empuje del cigüeñal
	Inyectores de combustible
	Bujes de tren de engranajes
	Anillos de pistón
	Sellos y fuelles para el múltiple de escape
Sellos y empaquetaduras para el múltiple de admisión de aire	

De la misma forma que en las reparaciones de tipo superior, algunas de las labores de reparación de tipo overhaul, implican directamente algún tipo de giro del motor que se encuentra elevado o el mismo para la extracción de elementos o partes que interfieren en los arreglos.

En las reparaciones de tipo overhaul se cumplen las mismas labores de giro que aplican a las reparaciones de tipo superior y adicionalmente se tiene:

- Reemplazar o inspeccionar árbol de levas y cojinetes. Para la inspección del árbol de levas se debe analizar su totalidad con el mayor detalle de medición, se puede realizar por medio de giros pertinentes del equipo en posición de elevación para observar de la forma más cómoda y segura los elementos involucrados en esta parte de la reparación.
- Reemplazar o inspeccionar camisas. Una vez retirados muchos de los elementos pertenecientes al sistema de funcionamiento total del equipo y que se encuentran antes de llegar a la casquetería del equipo, se puede observar en sí el conjunto de camisas, para lo cual es conveniente realizar un giro de 45° o 90° dependiendo la configuración del motor para así poder ejecutar un análisis mucho más detallado del estado de los elementos y si es conveniente una extracción mucho más cómoda y segura de las camisas afectadas.
- Reemplazar o inspeccionar pistones (coronas, faldones y anillos). De la misma forma que en el caso anterior, un ángulo de inclinación de 45° o 90°, dependiendo la configuración del motor, facilitara las labores de análisis o extracción debidamente requeridas según la necesidad de en el momento de la reparación.
- Reemplazar o inspeccionar cigüeñal. En este caso dependiendo del número de referencia de motor la inspección de este elemento se puede realizar por medio de la extracción de unos paneles laterales que al ser retirados permiten apreciar algo del estado real del cigüeñal, mas sin embargo, al realizar un movimiento como el giro del motor a 180° se puede realizar una inspección detallada del elemento y de los demás elementos internos involucrados en el funcionamiento y además se obtiene un escenario más cómodo para realizar una de las labores más complejas en el momento de realizar una reparación de tipo overhaul.

1.4.3 Herramientas. Durante el proceso que comprende la reparación de equipos, en este caso marca CATERPILLAR, existen un grupo herramientas que son las que permiten la extracción de las múltiples partes y sistemas involucrados. Ver Cuadro 3.

Cuadro 3. Listado de herramientas involucradas en el proceso de reparación

COPAS	1/2 “
	1/4 “
	5/8 ”
	1/16 “
	7/8 “
	1 “
	1 1/2 “
	1 1/4 “
	1 1/16 “
LLAVES	1/2 “
	1/4 “
	5/8 “
	1/16 “
	7/8 “
	1 “
	1 1/2 “
	1 1/4 “
	1 1/16 “
TORQUIMETROS	10 Lb .ft
	20 Lb.ft
	40 Lb.ft
	50 Lb.ft
	80 Lb.ft
	100 Lb.ft
	150 Lb.ft
	200 Lb.ft
	250 Lb.ft.
OTROS	Aceiteras.
	Pinzas de punta goma.
	Extractores de bujes y rodamientos.
	Martillos de goma.
	Juego de destornilladores.
	Taladros neumáticos.
	Acoples de cuadrante.
	Juego de llaves Bristol.
	Llaves de tubo.
	Volvedores
	Juego de ratchet
Extensores para ratchet y volvedor.	

2. DISEÑO PREELIMINAR

Al diseñar una máquina herramienta de levantamiento y giro para la reparación de equipos de generación como los mencionados, es importante entender que las dimensiones y los pesos involucrados durante la reparación variarían con respecto al tiempo de ejecución de la reparación, algunas de las características físicas de los motores se pueden observar en el Tabla 8.

Tabla 5. Características físicas de motores CATERPILLAR para reparación

NOMBRE	DIMENSIONES (mm)			PESO (Kg)
	LARGO	ANCHO	ALTO	
3512	2676	1703	1720	6078
3516	3365.8	1703	1719.6	7484
3408	1758	1563	1756	2245
3412	1999	1483	1499	2388.6
C9	1091	827	1023	864
C18	1438	1132	1356	1717
D399	4720	1586	2278	8009

Teniendo en cuenta estas especificaciones de los equipos se planea diseñar un sistema que permita satisfacer el cumplimiento de las labores de reparación a las que se ven sometidos estos equipos durante su vida útil.

2.1 CARACTERÍSTICAS

Este tipo de sistema está basado en la confiabilidad que debe brindar en el momento de la operación y de esta forma, generar una mejor área de trabajo, en donde se ejecuten de forma correcta cada una de las labores de mantenimiento, para esto, debe contar con:

Consiste en un sistema que por medio de un mando mecánico controlado por el encargado del desarme del motor, brinde el mayor número de posiciones de trabajo durante la reparación, lo cual permite desarrollar un desarme adecuado del motor.

De igual forma la implementación del sistema de giro el cual pretende entregar al operador una perspectiva mucho más amplia de cómo solucionar problemas en el momento en que se realiza una reparación de overhaul (en este tipo de operación se ve involucrado el giro del equipo) o cuando simplemente se vea obligado a retirar elementos de tipo superior.

2.2 JUSTIFICACIÓN LEVANTAMIENTO Y GIRO

Al realizar mantenimientos del orden del top-End 2 (mantenimiento de extremo superior de segundo nivel) y el overhaul (Mantenimiento total o mayor) , los cuales se encuentran especificados en los manuales de reparación número SMCS - 7595-020-MJ, indican que es necesario realizar la verificación del estado de los casquetes de bancada, inspección del cigüeñal, lavado del cárter, cambio de sellos y rociadores de aceite, por lo tanto es indispensable realizar un giro de 180°, ya que estos elementos se encuentran en la parte inferior del motor.

Por la geometría de construcción del bloque, el cual es de un cuerpo sólido, presenta una gran dificultad el acceder a estos elementos sin un cambio de orientación del equipo.

Antes de realizar el giro, es necesario, drenar la totalidad del aceite alojado en el tanque de almacenamiento inferior (Carter), para acelerar el proceso, se procede a generar un ángulo propicio, elevando uno de los extremos del mismo.

Posteriormente se debe desinstalar el cárter, para llevar a cabo este procedimiento es estrictamente necesario que el motor se encuentre suspendido, ya que usualmente, los motores se soportan en estibas que están en contacto con la base del tanque de aceite. El cárter debe pasar a proceso de lavado y deja expuesto el sistema de biela- manivela, para su inspección, lavado, verificación, reparación y cambio de las piezas y elementos de los cuales se necesario.

El giro, facilitaría el monte y desmonte de los pistones con sus respectivas bielas, ya que proporcionaría una mejor posición ergonómica para ejercer la fuerza necesaria de los técnicos para el retiro de estos implementos, así evitando posibles accidentes y lesiones. Esta labor también simplifica el procedimiento del cambio de las camisas, rociadores de aceite e instalación de las tapas de inspección del cigüeñal.

En la Tabla 9 se pueden observar los datos de los motores reparados durante el 2014 por IMOX (antes SUMITRATOR).

Tabla 6. Motores reparados por Imox 2014

MOTORES REPARADO 2014			
Modelo	Tipo de reparación	Cantidad	Total
3512	Top End I	6	11
	Top End II	3	
	Overhaul	2	
3408	Overhaul	3	3
	Top End I	1	
3406	Overhaul	1	2
	Top End II	1	
3306	Overhaul	1	2
	Overhaul	1	
C4.4	Overhaul	1	1
C9	Top End I	2	2
C18	Top End I	1	1
D399	Overhaul	1	2
	Top End I	1	
Total motores			24

Fuente: IMOX

Con base en la tabla anterior, se puede determinar que el modelo de motor con mayor demanda de reparación es el 3512, con 11 reparaciones de las 24 realizadas en el año, esto representa el 45.8 % de los mantenimientos realizados. Existen tres tipos de modificaciones, realizadas por el fabricante, (3512A, 3512B y 3512C), las diferencias radican en el tipo de respiración (natural, forzada), del sistema de inyección (mecánico o electrónico) y potencia salida, pero, en sus medidas específicas del bloque y del motor semidesnudo, comparten las mismas especificaciones.

Por otra parte, modelos como los D399 y la serie C (C.4.4, C-9, C-18), pertenecen a la población más pequeña de equipos reparados durante el año.

Realizando un análisis de las conclusiones de la tabla, y teniendo en cuenta las medidas y pesos específicos de cada una de las máquinas recíprocas, se ve necesario descartar dos modelos de motor para ser tenidos en cuenta en el diseño de la herramienta de levantamiento y giro.

En primera instancia, los de D399, representan el 8% del total de mantenimientos realizados por año, lo cual concuerda con la razón de que este modelo fue descontinuado en 1995, por lo cual, cada vez son menos los grupos generadores que están operando en el país, ya que, en gran medida, están siendo reemplazados por modelos como los 3512 y 3516, que por su menor consumo de combustible, mejor control de los gases de escape, inyección electrónica, mayor potencia y al ser más compactos representan una buena oportunidad de recambio.

El peso de este motor, presenta otro inconveniente para su inclusión dentro del proyecto, debido a que sería necesario sobredimensionar el sistema, para soportar

y asegurar el óptimo funcionamiento del diseño, representaría un sobre costo para la fabricación.

La serie C, son motores usados en plantas pequeñas y como sistemas motrices para el funcionamiento de bombas de succión y diferentes aplicaciones para el sector petrolero e industrial. Son compactos y de un peso relativamente bajo debido a su utilización. Por otra parte IMOX, cuenta con un gato tipo revolver (de giro) mecánico, que sirve para estos motores compactos.

Identificando las restricciones que presenta esta serie, se concluye que, los motores de serie C, no serán variable para el estudio y el desarrollo de la máquina de levantamiento y giro, lo que se reduce a que será implementada única para motores CAT desde la familia 3300 hasta la 3500.

3. SISTEMAS

Mediante el funcionamiento en conjunto de varios sistemas, los cuales se encuentran a su vez directamente involucrados con las características físicas y las dimensiones de los equipos, se logra efectuar cada uno de los movimientos necesarios en el momento de la reparación, tal y como lo son los desplazamientos verticales en el momento de la elevación, la cual, cuenta con aseguramiento o sujeción del equipo de forma adecuada por parte de la máquina herramienta para así poder finalmente ejecutar el giro pertinente en las reparaciones o recambio de partes del grupo inferior del equipo.

3.1 SISTEMA DE ASEGURAMIENTO

Básicamente al realizar labores de levantamiento o giro de uno de estos equipos teniendo en cuenta sus dimensiones o su peso, se vuelve una necesidad asegurar el motor de la mejor forma para poder garantizar todos los beneficios nombrados durante las reparaciones.

Basándose en la geometría del motor se pueden realizar agarres de distinto tipo, estos se definen por el área disponible de contacto de cada una de las series 3400, 3500, C9, C18, D399 en el momento en que se realizan las labores de reparación.

3.2 SISTEMA DE LEVANTAMIENTO

Es el sistema encargado de realizar la elevación del motor, la cual es necesaria para retirar de forma adecuada elementos como el sistema de lubricación, el sistema de refrigeración, en otros elementos, los cuales tienen conexiones a lo largo y alto de las dimensiones del motor.

En cuanto a una medida mínima en metros con relación al suelo, CATERPILLAR no especifica un número mínimo requerido¹; por lo tanto, la altura de operación de la máquina herramienta debe ser calculada basada en las especificaciones del equipo que se pretende reparar y de las dimensiones o espacio disponibles en el área de trabajo. Teniendo en cuenta esto el sistema de levantamiento variaría en función del tipo y lugar de agarre del motor y de las dimensiones de alto y ancho pensando en el giro previo o total.

Un aspecto importante en el momento de realizar el levantamiento es tener en cuenta la variabilidad de las cargas y de las posiciones que se van tomando a medida que se va realizando alguna reparación.

¹ Manuales de mantenimiento por referencias de operación, Anexos (1-4)

Espacio disponible. El espacio disponible para ejecutar los procesos de reparación de los equipos mencionados de la marca CATERPILLAR se encuentra dentro de los parámetros de la resolución número 2400 de 1979² en la cual se especifican las condiciones de servicio con las que deben contar las superficies de reparación, de igual forma las distancias de contacto con otros equipos y la disponible para ejecutar una reparación. Ver Imagen 12.

Imagen 12. Instalaciones Imox



Fuente: SUMITRACTOR Disponible desde internet en <
<http://www.simma.co/wp-content/uploads/2014/08/1-SumiTractorBogota-1024x806.jpg>> [citado Noviembre 20 de 2015]

3.3 SISTEMA DE GIRO

Este juega un papel de vital importancia en el momento en el que se necesita realizar reparaciones de tipo overhaul, ya que, ofrece que el sistema logre realizar con el motor en estado de elevación un giro de máximo 180° con la posición original del motor y por consiguiente una mejor área de trabajo para el operario en el momento de realizar reparaciones de cigüeñal.

A su vez el sistema de giro, es dependiente del sistema de agarre y aseguramiento, puesto que la geometría establecida entre las superficies de contacto, define los posibles sistemas (hidráulico, mecánico, eléctrico) que realizaran el movimiento de rotación pertinente en algunas etapas de reparación,

² Estatuto de seguridad industrial, Anexo 5

teniendo en cuenta a su vez que el peso del equipo sometido a la reparación es variable, conforme se cumplen labores de arme o desarme.

3.4 DESCRIPCIÓN DE SISTEMAS

Basado en la operación de los sistemas de la máquina herramienta se ejecutarán las labores de mantenimiento, es por esto que dichos sistemas deben cumplir las todas sus expectativas de funcionamiento, las cuales deben ser garantizar la estabilidad de los motores durante la suspensión con respecto al nivel del suelo y su posterior giro en el desarme.

3.4.1 Acople directo de conexión. Teniendo en cuenta las dimensiones del motor y cada una de sus partes, uno de los elementos atractivos en el momento del análisis para elegir el método de acople al equipo por parte de la máquina, son los extremos del volante del motor. Este sistema ofrece una opción por medio de la adaptación de placas metálicas o de una placa universal, la cual se adapta según la referencia y el número de serie del motor a su volante para ser atornillada a la máquina. Ver Imagen 13.

Imagen 13. Volante de equipo CATERPILLAR



Fuente: MILANUNCIOS Disponible desde internet en <
[http://91.229.239.8/fg/1199/91/otros-recambios /volante-motor-caterpillar-769-119991448_2.jpg](http://91.229.239.8/fg/1199/91/otros-recambios/volante-motor-caterpillar-769-119991448_2.jpg) > [citado Noviembre 20 de 2015]

- Volante del motor. Es un elemento del motor muchas veces poco conocido pese a su vital importancia, la cual es desempeñar el papel encargado de acumular la inercia. Básicamente se trata de una rueda pesada, ubicada al extremo del cigüeñal. Ver Imagen 14.

Imagen 14. Volante y cigüeñal



Fuente: Mecanica Facil Disponible desde internet en <
<http://www.mecanicafacil.info/mecanica.php?id=volante>> [citado Noviembre
20 de 2015]

3.4.2 Mecanismo de mordazas. Este sistema ofrece un número mayor de soluciones con respecto al área de agarre, esto se presenta debido a que dependiendo del mecanismo de sujeción, el cual puede ser variable o acoplable según sea la referencia del equipo, el área de contacto puede calcularse de la mejor manera de acuerdo a las necesidades de levantamiento y giro.

Para comenzar lo primero que define el diseño de un sistema de aseguramiento por mordazas es el principio de funcionamiento que sustenta el agarre y la sujeción del peso, que en este caso se verá sometido a movimientos de traslación y giro, dicho principio puede ser de tipo mecánico, neumático o hidráulico.

- Mordazas de sujeción de tipo mecánico. Este tipo de agarre funciona por medio de un mecanismo de agarre por mordazas y un sistema de transmisión piñón-corona, el cual entrega una variabilidad de diámetros de agarre por parte de las mordazas.

El funcionamiento básicamente consiste en el agarre de varios puntos de contacto, el cual son las mordazas y su número lo definen parámetros de diseño y dimensiones del mecanismo, el cual por medio de un sistema de transmisión de piñón de tipo helicoidal y una rueda dentada que cuenta con dos caras; la primera es una rueda dentada que sirve de transmisión para el piñón que controla el desplazamiento de las mordazas (son adaptables según sea el diámetro que tienen que cubrir) estas actúan en la cara reversa, la cual está conformada por una serie de vías en forma de anillos que sirven de guías en el desplazamiento. Ver Imagen 15, 16 y 17.

Imagen 15. Transmisión rueda-piñón



Fuente: TORNYFUSTA Disponible desde internet en <
<https://www.youtube.com/watch?v=YOpu2kduwL8>>
[citado Noviembre 20 de 2015]

Imagen 16. Rueda guía y mordaza



Fuente: TORNYFUSTA Disponible desde internet en <
<https://www.youtube.com/watch?v=YOpu2kduwL8>> [citado
Noviembre 20 de 2015]

Imagen 17. Mordazas



Fuente: MAQUINARIA CHICAGO Disponible desde internet en < <http://www.maquinariachicago.com> > [citado Noviembre 20 de 2015]

La fuerza de agarre es ejecutada en su mayoría por un sistema de transmisión que puede inducirse de forma directa al mecanismo de sujeción o por algún elemento de amplificación de fuerza. Todo debe ser asegurado por medio de un torquimetro³ en la búsqueda de garantizar un agarre estable en el momento de ejecutar el levantamiento o giro necesario según la reparación.

- Mordazas de sujeción de tipo neumático. El sistema de mordazas de aseguramiento de tipo neumático incorpora un mecanismo de agarre que es respaldado por el paso de cantidades de aire reguladas por válvulas, que se diseña según sea la necesidad de aseguramiento para ejecutar movimientos y el peso de los elementos que se planea manipular dentro de la variedad de referencias en los equipos CATERPILLAR existentes.

En este caso la sujeción va ligada a la presión con la que trabaje el sistema neumático, con mordazas acoplables a las referencias de los equipos, el cual debe tener elementos de indicación y control de presión, válvulas gobernadoras y reguladoras de presión que pueden ser controladas por el mismo sistema de aire o por uno de tipo electroneumático y accionadas por medio de un grupo de interruptores y pulsadores (según la configuración) y que serán accionados por

³ Es la herramienta que se emplea para el ajuste de bulones, tuercas, tornillos y otras piezas, permite una aplicación específica de tensión.

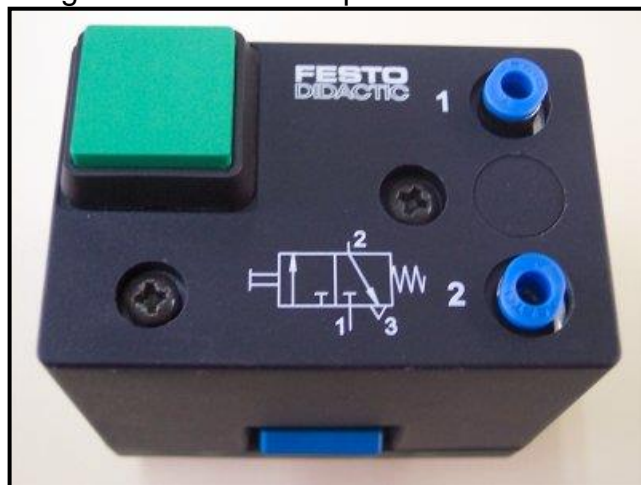
los operarios encargados de las reparaciones. Este sistema cuenta además con un grupo de accesorios en las vías de la transmisión de aire como filtros, sensores, silenciadores y compresores. Ver Imagen 18 y 19.

Imagen 18. Válvula gobernadora de aire



Fuente: MAQUINARIA CHICAGO Disponible desde internet en <
<http://www.distribuidorajunior.com.mx/images/productos/364/files/> > [citado Noviembre 20 de 2015]

Imagen 19. Válvula 3/2 posición cerrada



Fuente: MAQUINARIA CHICAGO Disponible desde internet en <
<http://www.distribuidorajunior.com.mx/images/productos/364/files/> > [citado Noviembre 20 de 2015]

Para el sistema de válvulas que controlan el comportamiento del fluido, que en este caso es aire, la válvula gobernadora se encargará del paso del fluido al sistema y una serie de válvulas se encargaran de los ajustes de acoplamiento y sujeción.

- Mordazas de sujeción de tipo hidráulico. Este tipo de agarre se fundamenta en que la fuerza de sujeción se sustenta en el comportamiento de un fluido que al variar su presión ejerce la fuerza necesaria para realizar el acople del sistema de mordazas a las dimensiones correspondientes a la referencia del equipo a reparar. Ver Imagen 20.

Imagen 20. Mordaza hidráulica



Fuente: REVISTATOPE Disponible desde internet en http://www.revistatope.com/182_art_SCHUNK_Sujecion.html [citado Noviembre 20 de 2015]

El sistema de distribución del fluido de trabajo, que en este caso debe ser un líquido hidráulico, entrega altos niveles de compresibilidad, además de que a diferencia del aire, el fluido hidráulico no debe salir del sistema. Ver Imagen 21

Imagen 21. Válvula electrohidráulica



Fuente: Destaco Ingenieros Disponible desde internet en <<http://www.destacoingenieros.com/imagenes/productos/hidraulica/electrovalvulas/electrovalvulas-modulares-hanshang.jpg>> [citado Noviembre 20 de 2015]

En comparación con un sistema neumático de sujeción, el sistema hidráulico ofrece escenarios de trabajo a mayores presiones, que además pueden trabajar por medio de un sistema electrohidráulico similar al sistema electroneumático comandado por una serie de válvulas, accesorios y una bomba, a diferencia del compresor del sistema neumático, que es la será la encargada del desplazamiento del fluido. Ver Imagen 22.

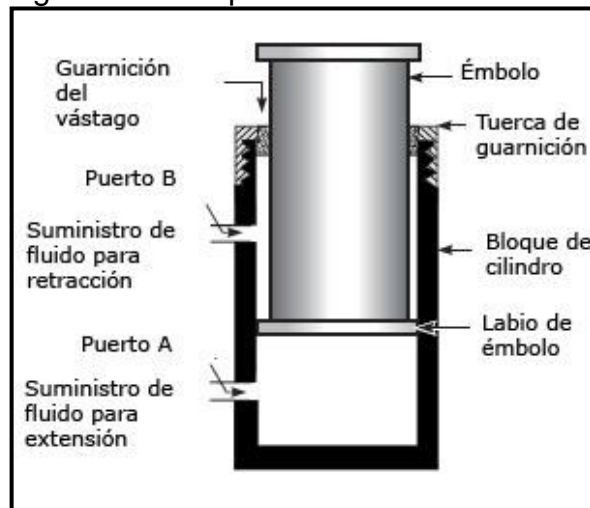
Imagen 22. Bomba hidráulica



Fuente: Bombas y Tableros Disponible desde internet en <<http://bombasytableros.cl/wp-content/uploads/2011/03/bombas-pentax.jpg>> [citado Noviembre 20 de 2015]

3.4.3 Torres de levantamiento. Consiste en un sistema fundamentado en los principios del funcionamiento del desplazamiento de un émbolo, Ver Imagen 23. el cual puede realizarse por medio de accionamiento neumático o hidráulico. Cuenta con un sistema previo que se encarga de la sujeción del equipo, el cual esta ensamblado a la torre.

Imagen 23. Principio funcionamiento de un émbolo



Fuente: Émbolo Disponible desde internet en <<http://www.sapiensman.com/neumatica/images/em-bolo1.jpg>> [citado Noviembre 20 de 2015]

Básicamente para ejecutar las labores de levantamiento en la reparación se cuenta con un sistema de dos torres independientes de superficies móviles acoplables a cada equipo. Ver Imagen 24.

Imagen 24. Ejemplo superficie móvil de levantamiento



Fuente: CEF Engineering Disponible desde internet en < <http://www.cef.it/spagnolo/scheda04.htm> > [citado Noviembre 20 de 2015]

En cuanto al manejo y operación del sistema, será operado por parte del técnico que realice la reparación del motor o y accionado por medio de pulsadores o interruptores de control para definir la altura de trabajo necesaria.

3.4.4 Brazo mecánico. Por medio de un brazo articulado y el apoyo de unos parales perpendiculares. Se realiza la elevación de los equipos, apoyados en el extremo final de cada brazo mecánico, para realizar la elevación con respecto al nivel del suelo. Ver Imagen 25.

Imagen 25. Brazo mecánico de levantamiento



Fuente: Brazo Mecánico Disponible desde internet en http://i01.i.aliimg.com/photo/v2/736209061/plastic_industrial_robot_arm_model.jpg [citado Noviembre 20 de 2015]

Imagen 26. Parales extensibles



Fuente: Parales Disponible desde internet en <http://www.logismarket.com.ar/ip/cemvisa-vicinay-polipasto-manual-de-cadena-polipasto-manual-de-cadena-suspendido-de-vic-rail-747444-FGR.jpg> [citado Noviembre 20 de 2015]

Según su principio de funcionamiento puede trabajar por medio de un sistema neumático o un de un sistema hidráulico, dependiendo las necesidades para cumplir los procedimientos de mantenimiento de cada equipo.

3.4.5 Soporte flexible. Es una estructura que tiene la facilidad de retraerse o flexionarse en la medida que sea necesario durante la reparación. Tiene por principio de funcionamiento un sistema hidráulico que cuenta con pistones en la parte inferior de la plataforma tipo tijera, que garantiza el espacio necesario para el rotor encargado del giro. Ver Imagen 27.

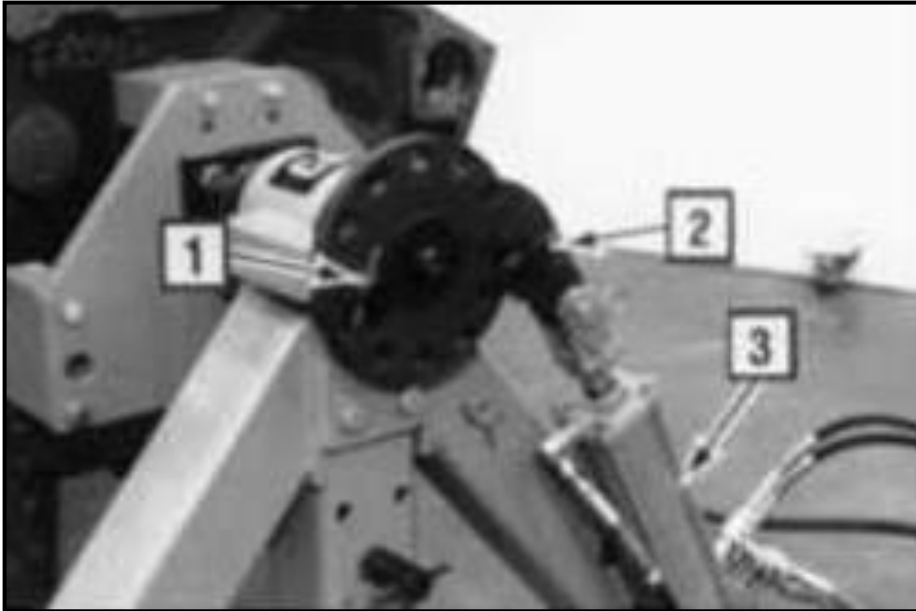
Imagen 27. Ejemplo base elevación



Fuente: EQUIMASTER Disponible desde internet en <
<http://www.equimaster.com/redWeb/nuevositio/imgElevadores/elevador-de-autos-sirio-tipo-tijera-SRS-035-de-venta-en-Medellin-Equimaster.jpg> >
[citado Noviembre 20 de 2015]

3.4.6 Pistón y trinquete. Por medio de un pistón lateral que se encuentra conectado a una articulación que hace las veces de trinquete y el cual se encuentra ubicado sobre el mismo plano de acción del mecanismo de sujeción, se efectúa un desplazamiento vertical por parte del pistón, el cual hace que el acople al motor gire por medio del trinquete, el cual puede ser establecido cada 30° y va en función a las necesidades del operario en el momento de ejecutar las reparaciones. Ver Imagen 28.

Imagen 28. Pistón acoplado a trinquete



Fuente: Manual Caterpillar

En el momento de ejecutar los cambios de posición del cilindro y con el fin de generar un giro de 360°, el cual se ve involucrado en algunas reparaciones tal como la extracción de cigüeñal en un overhaul, es por esto que es necesario garantizar el retroceso en la carrera del mecanismo de giro, por ello se puede realizar un sistema de aseguramiento que bien puede ser de tipo mecánico por medio de la intervención de tornillos de montaje, los cuales se insertan en los orificios de en una placa circular que hace parte del trinquete, o bien por medio de un sistema respaldado de forma hidráulica que asegure la sujeción en cualquier radio de giro en el momento de las reparaciones.

3.4.7 Mecanismo de planetarios. Un sistema de giro a partir del principio de trabajo de los engranajes epicicloidales básicamente trabaja adaptado al sistema de sujeción previamente escogido, el cual funciona en conjunto con el movimiento de la corona producido por los engranajes (planetas) cuando se realiza el accionamiento del eje de entrada al engranaje central (sol), obteniendo de esta forma el giro que permite completar labores en su mayoría de tipo overhaul. Ver Imagen 29.

Imagen 29. Engranajes epicicloidales



Fuente: Engranajes Disponible desde internet en <
<http://www.nke.at/typo3temp/pics/5ea7eeb9e0.jpg> > [citado Noviembre
20 de 2015]

De la misma forma que en el sistema de giro por transmisión, es necesaria la intervención de un motor en el momento de la iniciación del sistema, el cual transmita la potencia inicial al sistema, para este caso conformado por los engranajes epicicloidales, los cuales pueden ser controlados por un sistema eléctrico por medio de pulsadores o por un sistema hidráulico de respaldo. . Ver Imagen 30.

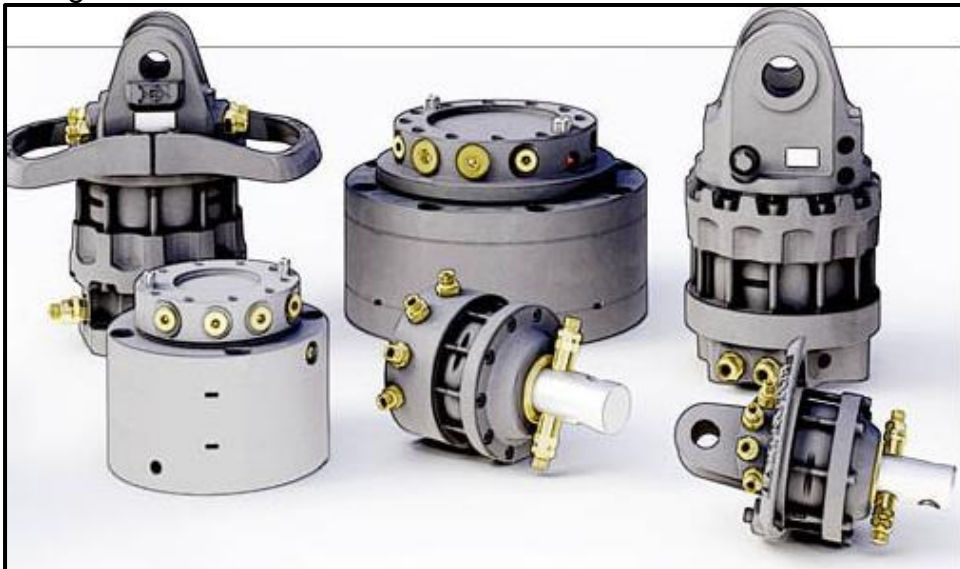
Imagen 30. Transmisión de engranajes planetarios



Fuente: TWG POWER Disponible desde internet en < <http://www.team-twg.com/es/products/gearing/planetary-gear-drives/model-d540.htm> > [citado Noviembre 20 de 2015]

3.4.8 Rotor hidráulico. Es un mecanismo de giro netamente hidráulico, el cual funciona netamente por medio de la inyección de fluido hidráulico, proveniente del sistema de la máquina herramienta. Es un sistema que se puede adaptar perfectamente a cualquiera de los mecanismos de sujeción planteados anteriormente, en especial a las mordazas. Ver Imagen 31.

Imagen 31. Rotor hidráulico



Fuente: Catalogo Ferreyros CAT motoniveladora, Disponible desde internet en < <http://www.baltrotors.lv/index.php/es/> > [citado Noviembre 20 de 2015]

4. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

Cuando se planea ejecutar el diseño de una maquina es de vital importancia tener en cuenta que en el momento de escoger los sistemas que la van a componer, la elección debe estar basada en una serie de características que determinan la importancia que puede tener su realización para su posible aplicación en el mercado, es por esto que la elección de las características que definen los sistemas de trabajo del equipo deben escogerse con el mayor grado de objetividad posible y teniendo en cuenta factores tales como el uso, modo de operación, costo, entre otros.

4.1 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

En un principio se deben establecer algunos criterios de selección los cuales definen de forma objetiva los sistemas para cada una de las tres alternativas. La versatilidad aparece como el criterio más importante del proyecto debido a que la variabilidad en la geometría de los distintos tipos de motores entrantes a la empresa IMOX hace que la máquina herramienta deba acoplarse a diferentes tamaños, pesos y áreas de contacto.

Requerimientos del cliente. Basados en reuniones establecidas con la gerencia y la dependencia de servicio de la empresa IMOX, la cual como se ha manifestado anteriormente está interesada en tecnificar su proceso de reparación, en la cual establece unos requerimientos mínimos para iniciar el diseño preliminar de la máquina, en donde hace énfasis en:

- Aprovechamiento del espacio. Es claro que al realizar las reparaciones las reparaciones de tipo superior y overhaul las herramientas que se emplean durante el desarrollo de estas actividades necesitan de un espacio determinado el cual a su vez reduce aún más el área de trabajo, es por esto que la maquina debe adaptarse de la mejor forma posible la zona designada para las reparaciones. Por esta razón se le atribuye un peso del 10% dentro del proyecto.
- Ergonomía. Los actuales procesos de reparación, se desarrollan en dos posiciones básicas, el motor en estado de reposo y un giro 180° para realizar la inspección y reparación de los mecanismos y piezas del extremo inferior. Los técnicos que llevan a cabo los mantenimientos, están expuestos a malas posturas de reparación de trabajo por tiempos prolongados, esto repercute en problemas lumbares y anatómicos, que a largo plazo se convierten en lesiones que pueden llegar producir limitación para realizar algunas labores incapacidad parcial o total de realizar alguna actividad que involucre movimiento físico.

Se busca brindar y optimizar los tres elementos básicos para cualquier tipo de actividad o trabajo (humano, máquina y ambiente), con el fin de garantizar unas

buenas condiciones de trabajo, para que el trabajador desarrolle sus labores sin poner en riesgo su bienestar y su salud. Es por esto que en el mercado la mayoría de los equipos involucrados en este tipo de reparaciones y en su mayoría pertenecientes a CATERPILLAR ejecutan las labores de mantenimiento en planos de trabajo de giro cada 30° y variabilidad en la elevación del motor con base a la altura del operario. Por esas razones se le atribuye un peso del 5%

- Mantenimiento. Teniendo en cuenta que cada uno de los materiales involucrados en el funcionamiento de esta máquina será elegido con base a los parámetros de diseño, es de vital importancia que los elementos sometidos al desgaste natural durante la operación del equipo no incurran en altas inversiones por parte del cliente. Es por esto que se le atribuye un peso del 10% dentro del proyecto.

4.2 ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS

Esta máquina herramienta involucrada en el proceso de reparación de motores CATERPILLAR en su correcto funcionamiento brindara al operario la estabilidad necesaria para la extracción y recambio de piezas, además, escenarios de trabajo en 12 posiciones de trabajo cada 30° a la altura conveniente.

- Sujeción. La máquina herramienta debe contar con un sistema de agarre el cual, en el momento de iniciar las labores de mantenimiento, garantice que desde el instante en el que el dispositivo a reparar empieza su ascenso se mantenga firme en cada una de las posiciones a las que será sometido durante la reparación. Es debido a esto que en el instante de seleccionar la técnica encargada de dicha labor se deben tener en cuenta algunas consideraciones.
- Versatilidad. Se define como el rango de graduación dimensional del sistema para poder abarcar la geometría de cada uno de los motores.

En el sistema de sujeción en cuanto a la apertura se cuantifica con un valor de 0 a 10 correspondiente a la máxima apertura, por su parte el sistema de levantamiento se cuantifica en medida a la diferencia de altura entre el punto de sujeción del equipo y la posición con respecto al suelo.

Finalmente en cuanto al sistema de giro se cuantifica teniendo en cuenta la medida en grados con respecto a la posición original de sujeción y realizando el giro cada 30 grados, esto se recomienda en reparaciones de tipo superior y overhaul por parte del fabricante de los equipos, en donde se busca garantizar un buen agarre, estabilidad y a su vez planos de trabajo amigables con el operario durante el recambio de piezas.

Se le va a otorgar a cada una de las alternativas un peso para la evaluación de cada una de ellas, en este caso será sobre un total de 100 puntos, dividido en

cada una de las seis ítems. Para el caso específico de la versatilidad, se le va a otorgar un porcentaje del 50% sobre la evaluación final, debido a que el proyecto se basa en facilitar y estandarizar el proceso de agarre, levantamiento y giro para cada uno de los motores para los cuales la máquina-herramienta se va a diseñar, por lo tanto la versatilidad en el acople es de gran importancia para la selección de la mejor alternativa.

- Fuerza de sujeción. Se define como la fuerza medida en Newton que debe tener el mecanismo encargado del agarre de la máquina herramienta en el momento de intervenir los motores.

Al presente ítem se le va otorgar un peso de importancia de la cuarta parte del total, debido a las altas cargas que tiene que ejercer para realizar un ajuste seguro del bloque del motor y prevenir posibles fallos cuando en motor este suspendido y esté sufriendo de un proceso de giro.

La fuerza de sujeción es una característica propia de los mecanismos de tipo mordaza en cualquiera de sus tres en sus tres derivaciones, el plato de sujeción se basa en la sujeción por elementos roscados. A continuación se mostrará la capacidad de cada uno de los posibles sistemas asociado a la fuerza que pueden ejercer medido en kilo Newton (kN), adicionalmente se datos comparativos de gran relevancia como lo son la velocidad de operación y la estabilidad que pueden ofrecer al momento de permanecer estáticas y con carga. Ver Cuadro 4.

Cuadro 4. Comparación mordazas vs características mecánicas

	Mordaza mecánica	Mordaza hidráulica	Mordaza neumática
Fuerza máxima	Hasta los 30 kN (capacidad máxima encontrada en el mercado)	Hasta los 3.000 kN con presiones que alcanzan los 600 Bar.	Hasta 30 kN con una entrega de presión de 6 Bar.
Velocidad de operación	Depende del accionamiento del operario	1,5 m/s	0.5 m/s
Estabilidad estática	Buena, Si se dota de un buen sistema de bloqueo.	Baja, debido a que el aire es altamente compresible	Optima, la presión es 100 veces mayor que en neumático y el aceite es incompresible, en un sistema correctamente sellado.

Fuente: CREUS A. Neumática e Hidráulica. 2007. 1ra edición. Modificado por los autores.

Con el fin de definir el sistema encargado de realizar la sujeción de los equipos se debe hacer una comparación de las posibles alternativas de funcionamiento, las cuales varían según el principio de funcionamiento y que se comparan con los criterios del cliente. A continuación se presenta una tabla en la cual se ponderan

las posibles alternativas a las cuales se les da un valor según los siguientes criterios establecidos. Ver Tabla 11. De igual forma se puede apreciar de manera gráfica cada una de las alternativas. Ver tabla 12.

Tabla 7. Ponderación de alternativas Mordazas

	Alternativa 1. (Mordazas mecánicas).		Alternativa 2. (Mordazas hidráulicas)		Alternativa 3. (Mordazas neumáticas)		Alternativa 4. (Plato de acoplamiento).	
	Pts (5)	Pts * peso	Pts (5)	Pts * peso	Pts (5)	Pts * peso	Pts (5)	Pts * peso
Aprovechamiento del espacio.(10)	2	20	4	40	3	30	3	30
Ergonomía. (5)	4	20	4	20	4	20	2	10
Mantenimiento (10)	4	40	2	20	3	30	4	40
Versatilidad (50)	3	150	4	200	4	200	3	150
Fuerza de sujeción. (25)	2	50	5	125	3	75	4	100
Total		280		405		355		330

Tabla 8. Diagramas de alternativas de sujeción



Como se observa en la Tabla 11, se le asigna un peso numérico a cada una de las variables contempladas, con un puntaje de 0 a 100, el cual hace referencia al peso de importancia dentro del proyecto. Para cada una de las alternativas, se va a calificar con un puntaje de 0 a 5, en las variables que están presentes en la primera columna de izquierda a derecha. Posteriormente se realiza la multiplicación del puntaje otorgado por el peso de cada variable. Por último se realiza la sumatoria del producto del peso por el puntaje de cada una de las 5 variables. La alternativa con mayor puntaje representa la mejor opción de diseño del sistema de sujeción.

Tres de las cuatro alternativas comparten el mismo principio constructivo de mordazas, que consiste en concentrar la fuerza hacia el centro de la pieza a sujetar. La diferencia radica en el principio de funcionamiento, que puede ser mecánico, hidráulico o neumático.

Otro de los puntos en común, es el aprovechamiento del espacio, la única diferencia radicaría en el mayor dimensión necesaria para albergar el sistema de engranajes de la mordaza de accionamiento mecánico por esa razón su puntaje es menor que la de los demás. El plato de acoplamiento no posee un movimiento de sujeción y queda rezagado porque depende únicamente de que se pueda acoplar el volante del cigüeñal y la totalidad de cargas se concentraría en tornillos.

En el caso de la fuerza de sujeción, el accionamiento hidráulico está muy por encima de las otras alternativas, ya que con esfuerzos pequeños se convierten en fuerzas de gran magnitud. El neumático se le da menor puntaje ya que es necesario un compresor de tamaño considerable para que este sistema alcance las fuerzas necesarias.

Para la ergonomía se le otorga un puntaje similar a los sistemas de mordazas, ya que proveen mayor funcionalidad y facilidad a la hora de operar el sistema en sujeción, ya que la cantidad de fuerza aplicada por parte del operador es mínima, en el caso del plato de acoplamiento es mayor el trabajo necesario para el funcionamiento del mismo, por lo cual se otorga un menor puntaje debido al trabajo adicional que puede llegar a incurrir en el trabajador.

De esta forma al realizar la sumatoria de cada una de las alternativas ponderadas en el sistema de sujeción se obtiene que el sistema recomendado para garantizar el agarre y la estabilidad de los equipos durante la operación es el mecanismo de mordazas hidráulicas.

- Levantamiento. En un sistema de reparación en el que hace parte un sistema de levantamiento, es necesario definir las variables de operación teniendo en cuenta que las dimensiones de los equipos varían y por lo tanto su peso es distinto.

- Versatilidad. De igual forma que en el sistema de sujeción, la versatilidad desempeña un papel de vital importancia en el sistema de levantamiento, debido a que los planos de trabajo adecuados en el momento del recambio de piezas varían de acuerdo a la referencia de los motores.

Como se puede observar en la Tabla 13 se tiene la altura de cada uno de los equipos, además una distancia aproximada de agarre del equipo con base a características geométricas observadas en los equipos. Ya con un punto de referencia del agarre establecido se genera un rango de levantamiento medido en milímetros y que hace referencia a la altura adecuada a la cual el operador debe manipular el recambio de piezas:

Tabla 9. Dimensiones de los equipos

Nombre	Dimensiones (mm)		
	Altura motor	Altura de agarre	Altura de levantamiento
3512	1720	800	750 – 850
3516	1719.6	800	750 – 850
3408	1756	850	750 – 850
3412	1499	750	750 – 850
C9	1023	510	500 – 600
C18	551	275	900-1000

Fuente: IMOX

Como en el sistema de evaluación de alternativas del sistema de sujeción se tomara el mismo método para seleccionar la mejor alternativa. En este orden de ideas se le otorgará un peso de 50% a la versatilidad que hace énfasis, a la variabilidad en la altura con respecto al suelo se deben realizar las reparaciones según sea la referencia del equipo sin olvidar que la contextura y anatomía de cada uno de las personas que llevan a cabo estas labores son distintas.

- Capacidad de elevación: Teniendo en cuenta que todas las operaciones realizadas durante el mantenimiento implican la manipulación de los equipos, una de las variables determinantes es el peso, debido a que en función de este es que se puede o no ejecutar el desplazamiento normal. A medida que se realizan las reparaciones y a su vez dependiendo el tipo de equipo que se intervenido, el peso será variable esto debido a la extracción de piezas progresivamente a medida que se ejecuta la restauración de partes que fueran afectadas durante la operación del motor.

Para que la presente característica se incluya y sea medible de manera cuantitativa, se le asignara la cuarta parte del peso de importancia total, debido a que las cargas de los motores representan criticidad al momento de seleccionar la alternativa más adecuada ya que se van a llegar hasta las casi 8 toneladas. Cada uno de los criterios de evaluación se incluye en la matriz de selección, Ver Tabla 14. Igualmente se puede apreciar el aspecto visual de cada una de las alternativas. Ver Tabla 15.

Tabla 10. Ponderación de alternativas sistema de levantamiento

	Alternativa 1. (Torres de levantamiento)		Alternativa 2. (Brazo mecánico)		Alternativa 3. (Elevador tipo tijera).	
	Pts (5)	Pts * peso	Pts (5)	Pts * peso	Pts (5)	Pts * peso
Aprovechamiento del espacio.(10)	5	50	3	30	4	40
Ergonomía. (5)	4	20	4	20	4	20
Mantenimiento (10)	4	40	2	20	3	30
Versatilidad (50)	4	200	3	150	4	200
Capacidad de elevación (25)	4	100	4	100	5	125
Total		410		320		415

Tabla 11: Diagrama de alternativas de elevación

Alternativa 1. (Torres de levantamiento)



Alternativa 2. (Brazo mecánico)



Alternativa 3. (Elevador tipo tijera).



A la Tabla 14 se le asigna un peso numérico a cada una de las variables contempladas, con un puntaje de 0 a 100. Para cada una de las alternativas, se va a calificar con un puntaje de 0 a 5, en las variables que están presentes en la

primera columna de izquierda a derecha. Posteriormente se realiza la multiplicación del puntaje otorgado por el peso de cada variable. Por último se realiza la sumatoria del producto del peso por el puntaje de cada una de las 5 variables. La alternativa con mayor puntaje representa la mejor opción de diseño del sistema de levantamiento, para este caso es la alternativa número tres.

Las alternativas de diseño las cuales son señaladas en la tabla de forma horizontal en la primera fila, varían de acuerdo a su principio de funcionamiento, el cual dependiendo la necesidad establecida en el equipo a reparar, cumplirá con el ascenso al equipo respectivo en la reparación por medio de diferentes métodos los cuales disciernen de acuerdo a el principio de funcionamiento, tal como en el momento de llevar a cabo el levantamiento por medio de las torres de elevación se tiene que pensar en una geometría distinta a la misma labor ejecutada pero esta vez por medio de un sistema de base removible o de brazo mecánico.

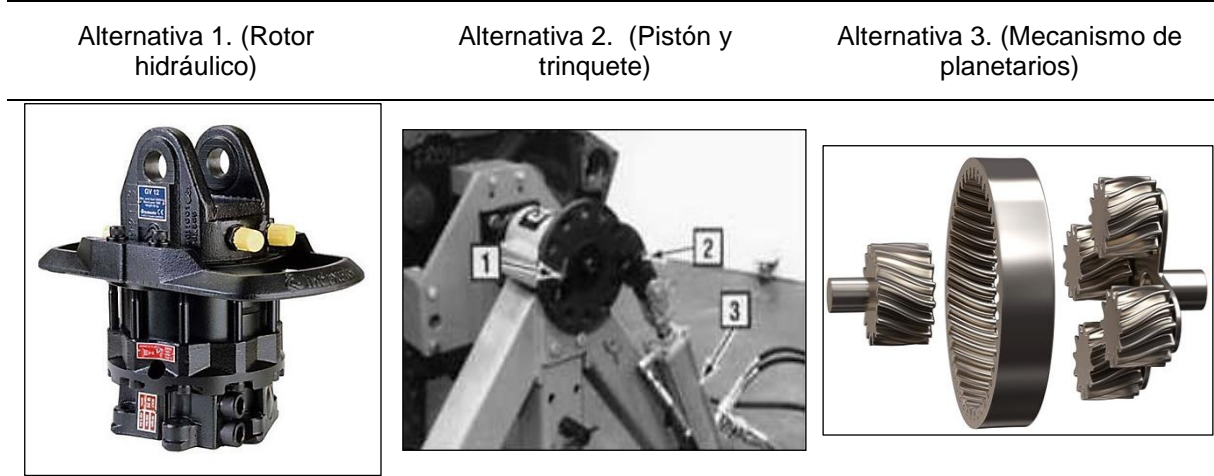
- Giro. Esta característica es parte el problema principal a resolver por medio de esta máquina herramienta, ya que como se explica en capítulos previos, la necesidad de rotar de manera óptima y segura el motor para la reparaciones de nivel superior y overhaul (reparación mayor), es de vital importancia, por ende es imprescindible llevar a cabo una evaluación de los mecanismos que van a hacer implementados en cada uno de los sistemas que componen el proyecto.
- Versatilidad: Una vez más la versatilidad se hace presente esta vez en el sistema de giro, el cual debe garantizar la rotación gradual del mecanismo de sujeción, para así poder obtener posiciones ideales durante el recambio de piezas. Una vez más se le otorga un peso del 50% dentro del proyecto.
- Sentido de giro: En los procesos de reparación se brindan planos de trabajo adecuados a partir del correcto posicionamiento de los equipos, en medida al paso del tiempo es necesario ejecutar el giro del motor en busca del mejor escenario de trabajo, es por esto que es de gran importancia garantizar que el mecanismo de giro cumpla sus movimientos en ambos sentidos de las manecillas del reloj. Por esta característica se le atribuye un peso de importancia del 25% dentro del sistema de giro.

Una vez se han establecido todos y cada uno de los criterios de evaluación, de igual forma que con los anteriores sistemas de la máquina herramienta, se procede a copilar todo en una matriz de selección para conocer la alternativa más conveniente. Ver Tabla 16. Igualmente se puede apreciar de forma visual cada una de las alternativas. Ver Tabla 16.

Tabla 12. Ponderación de alternativas Sistema de Giro

	Alternativa 1. (Rotor hidráulico)		Alternativa 2. (Pistón y trinquete)		Alternativa 3. (Mecanismo de planetarios)	
	Pts (5)	Pts * peso	Pts (5)	Pts * peso	Pts (5)	Pts * peso
Aprovechamiento del espacio.(10)	4	40	4	40	3	40
Ergonomía. (5)	4	20	3	25	4	20
Mantenimiento (10)	5	50	2	20	4	20
Versatilidad (50)	4	200	3	150	2	100
Sentido de giro(25)	2	50	4	100	4	100
Total		360		325		290

Tabla 13. Diagrama de alternativas de giro



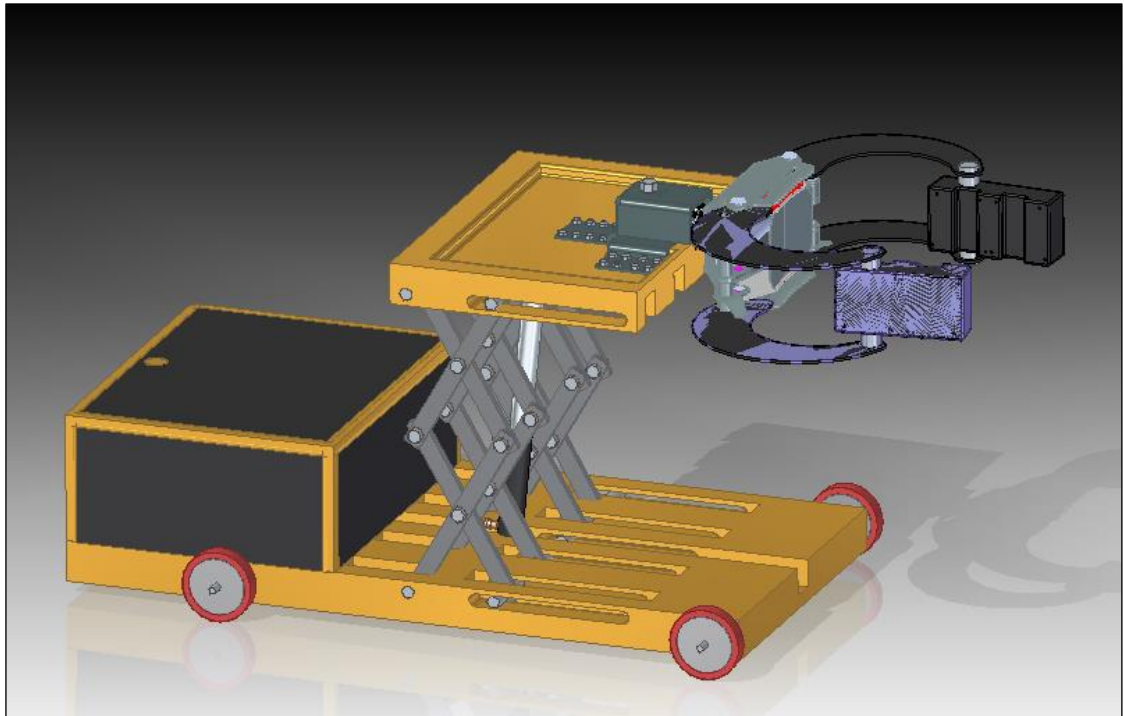
Como se puede apreciar en la Tabla 16. la mejor alternativa para ejecutar el movimiento rotatorio de los equipos sometidos a reparación es por medio de un rotor hidráulico debido a que se experimentan altas cargas y es la mejor forma en la que se puede realizar acoplado a las mordazas de sujeción.

5. DISEÑO DETALLADO

Una vez se ha realizado la elección de los mecanismos convenientes para cada uno de los sistemas pertenecientes a la máquina herramienta, se realizan los cálculos y dimensionamientos debidos con el fin de obtener las secciones transversales adecuadas para cada uno de los elementos involucrados en el momento en el que se realiza la puesta a punto de cualquiera de los motores nombrados anteriormente.

Durante la manipulación y extracción de piezas en las reparaciones a cualquiera de los equipos, la máquina herramienta deberá soportar varias reacciones en cada una de sus uniones, además de múltiples esfuerzos debido a los altos niveles de carga a los cuales está sometida. Ver Imagen 32.

Imagen 32. Diseño Detallado



5.1 DIMENSIONES Y PESO

Para el dimensionamiento de la máquina herramienta es necesario trabajar en condiciones críticas de operación de la empresa IMOX S.A.S, que para este caso es la reparación del motor serie CAT 3516, siendo este el equipo más robusto que visita las instalaciones de la empresa.

Teniendo en cuenta lo anterior, sabiendo que la altura del motor serie 3516 es de 1,720 m y que se realiza la sujeción en el punto medio de cualquiera de los equipos:

Para efectos de calculos cabe resaltar que las reacciones expresadas en el documento en cada uno de los elementos sometidos a las cargas, cuenta con una representación grafica de la vista dimensional de la estructura en forma de doble equis, la cual se repite 3 veces mas transversalmente en la estructura, de modo que se puedan disminuir las reacciones en los pasadores. Ver Imagen 33.

Imagen 33. Vista dimensional estructura

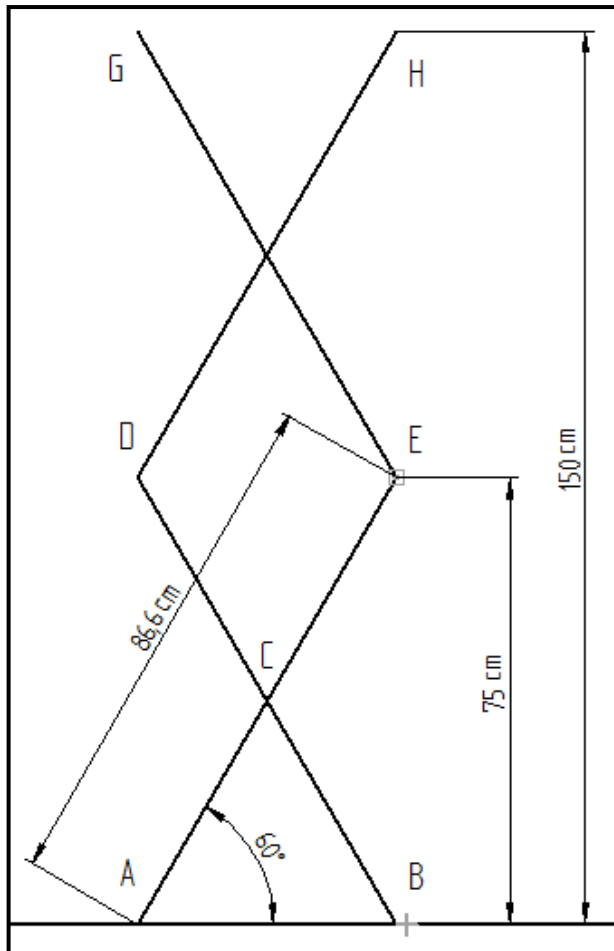


Tabla 14. Dimensiones preliminares de la máquina herramienta

Altura máxima de levantamiento	h_{max}	1,5	m
Altura x equis	h_{xequis}	0,75	m
Angulo máx.	θ	60	°
Long. Elemento	$L_{xelemento}$	0,8660254	m
Tipo de geometría		Doble equis	-

Una vez se tienen las dimensiones preliminares de la máquina herramienta Ver tabla 16, se procede a analizar el comportamiento de las cargas involucradas en el sistema, las cuales se pueden observar en la Tabla 19.

Tabla 15. Cargas y pesos

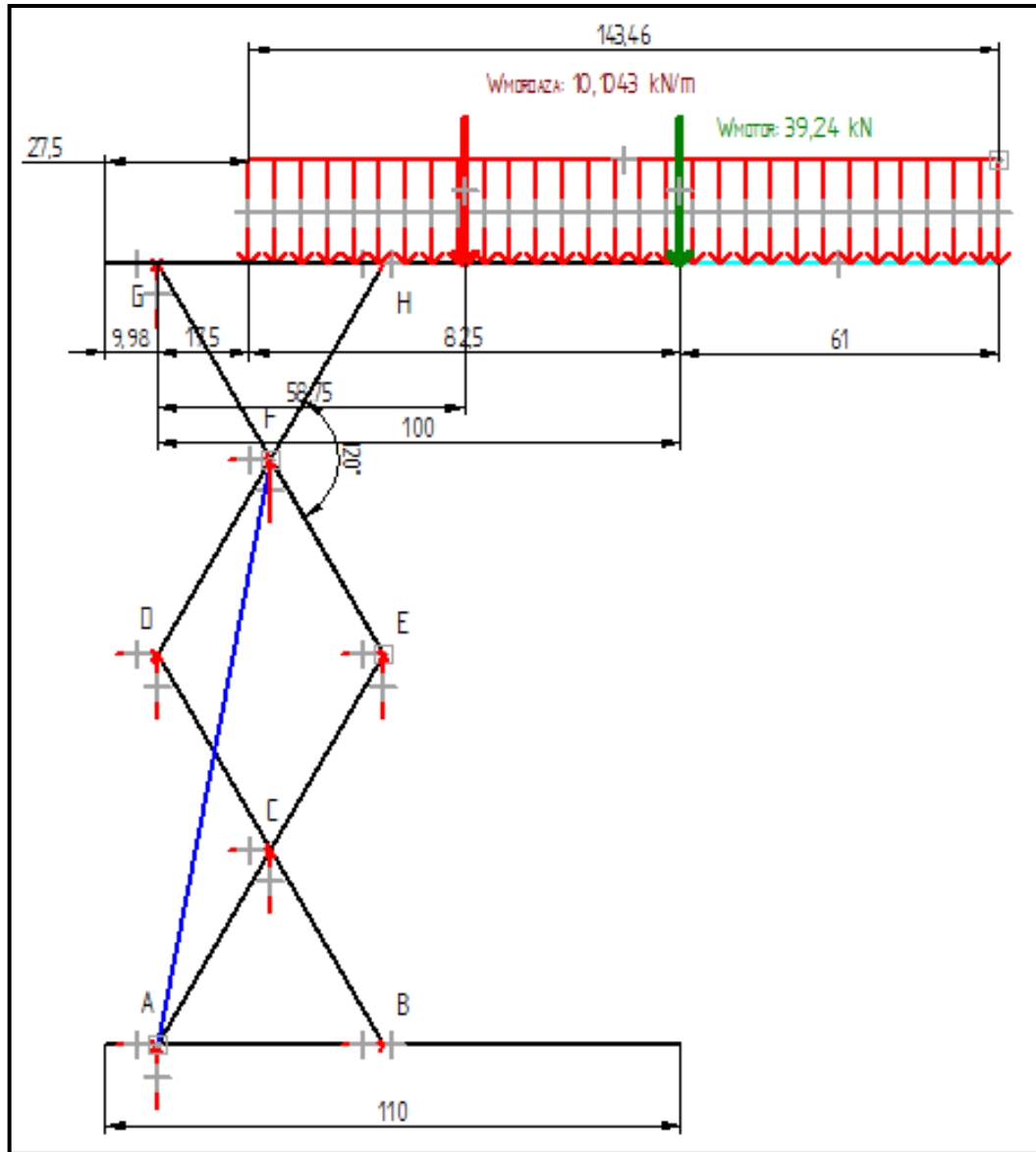
Peso mordaza	500	Kg
Peso Motor más robusto (3516)	8000	Kg

Se procede a descomponer la carga de la mordaza distribuyendo el peso en la longitud total de la base superior de la plataforma. Algo importante en el momento de diseñar esta máquina herramienta es el manejo del espacio disponible en el área de trabajo, debido a que es vital el aprovechamiento del espacio. Ver Tabla 20.

Tabla 16. Distancias a las cargas puntuales de la estructura

Longitud de la mordaza	1,4346	m
Longitud de contacto mord	0,825	m

Imagen 34. Vista dimensional cargas en la estructura



Una vez obtenidas las distancias a las cuales se encuentran cada una de las cargas que afectan la estructura. Ver Imagen 34, se procede a definir las restricciones de cada uno de los pasadores que permiten ejecutar el movimiento vertical de la plataforma. Ver Tabla 21.

Tabla 17. Reacciones en los pasadores

NODOS	DEFINICIÓN	REACCIONES
A	Pasador	Rax – Ray
B	Perno sin fricción en una ranura lisa	Rby
C		Rcx – Rcy
D	Pasador	Rdx – Rdy
E	Pasador	Rex – Rey
F	Pasador	Rfx – Rfy
G	Pasador	Rgx – Rgy
H	Perno sin fricción en una ranura lisa	Rhy

5.2 ESFUERZOS Y CARGAS

Para efectos de cálculos y conociendo que el comportamiento de la máquina herramienta durante la operación, la mejor opción para calcular las reacciones en la estructura es el análisis estático por medio del método de secciones, el cual varía de acuerdo a la posición de levantamiento. Se busca el punto crítico y en este se calculan las reacciones, las cuales están situadas cuando el ángulo Θ de elevación de la plataforma con respecto al suelo es de 60° .

Imagen 35. Sección superior de la máquina herramienta

Se procede a realizar un análisis de momentos a la estructura, obteniendo:

$$\begin{aligned}\sum Fy &= Gy + Hy - Wmord - Wmotor \\ \sum Fx &= Gx\end{aligned}$$

$$\sum Mg = Hy * (0,433m) - Wmord * (0,5875m) - Wmotor * (1m)$$

Al generar momentos en el pasador G se puede despejar de la ecuación (3) la reacción Hy, para así de esta forma poder hallar los valores de las reacciones presentes en el pasador G, de esta forma tenemos:

$$Hy = 50,967 \text{ kN}$$

$$Gy = -27,179 \text{ kN}$$

Después de encontrar las reacciones en la parte superior de la estructura, se transmiten las fuerzas a través de la misma hasta llegar a los apoyos en la placa inferior.

$$\tan \theta = \frac{Co}{Ca} = \frac{Gy}{Gx}$$

$$G_x = \frac{G_y}{\tan \theta} = \frac{-27,179 \text{ kN}}{\tan(60)}$$

$$G_x = -15,691 \text{ kN}$$

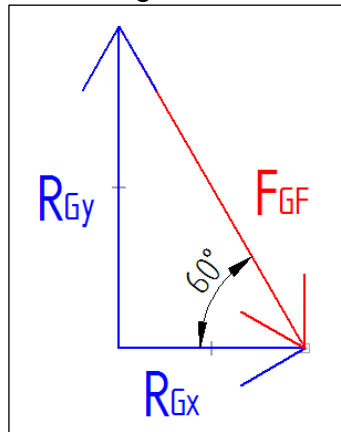
Una vez se tienen ambas componentes en el pasador G se procede a hallar la resultante que se transmite hacia el Nodo F.

$$G = \sqrt{G_y^2 + G_x^2} = \sqrt{(-27,179 \text{ kN})^2 + (-15,691 \text{ kN})^2}$$

$$G = 31,383 \text{ kN}$$

La fuerza absoluta del Nodo G se transmite al Nodo F, siendo esta carga F_{GF} , la fuerza de compresión del Nodo G sobre el F. Ver Imagen 36.

Imagen 36. Triangulo de fuerzas Nodo F

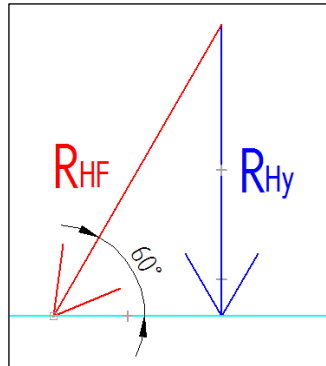


$$F_{GF} = G = F_{FG}$$

De igual forma se descompone el fuerza del pasador H, el cual solo cuenta con una reacción al ser un perno sin fricción en una ranura lisa⁴, para ser transmitida a través del elemento DFH. Ver Imagen 37.

⁴ Mecánica vectorial para ingenieros. Ferdinand P. Beer, E, Russell Johnston, Jr. Capítulo 4,3 Reacciones en los puntos de apoyo y conexiones de una estructura. Pág. 161.

Imagen 37. Descomposición fuerza H



Utilizando los principios trigonométricos de los triángulos rectángulos, se descompone la fuerza del pasador H de la siguiente forma:

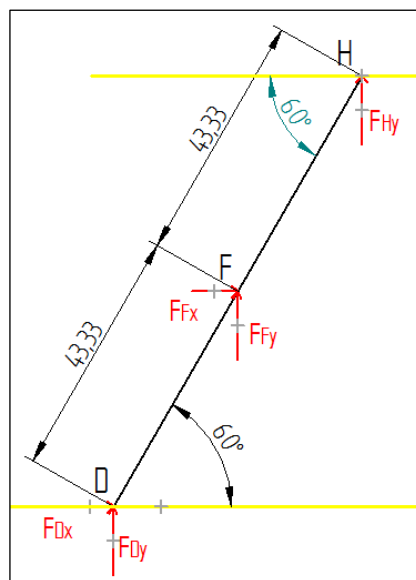
$$\text{Sen } \theta = \frac{Co}{h} = \frac{R_{Hy}}{R_{HF}}$$

$$R_{HF} = \frac{H_y}{\text{Sen}(60)} = \frac{50,967 \text{ kN}}{\text{Sen}(60)}$$

$$R_{HF} = 58,851 \text{ kN}$$

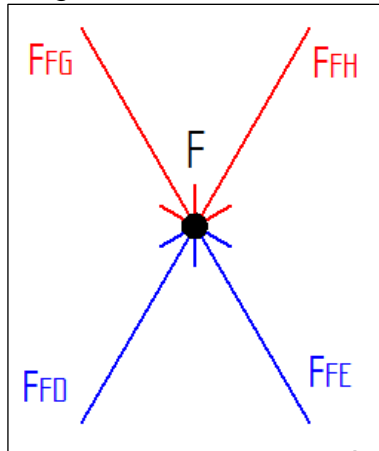
5.2.1 Sección DFH. Como cada uno de los elementos que componen la estructura de la máquina herramienta, la sección DFH incluye las reacciones en los puntos D, F y H. Ver Imagen 38.

Imagen 38. ELEMENTO DFH



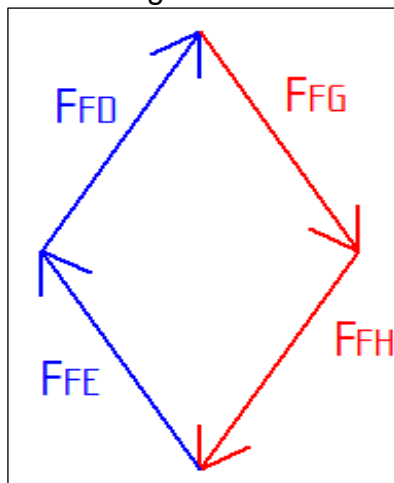
Dichas reacciones se despejan por el método de nodos teniendo en cuenta las fuerzas que se transmiten de arriba hacia abajo. Ver Imagen 39.

Imagen 39. Fuerzas Nodo F



Existen cuatro fuerzas en el punto f, en el elemento DFH, dos de ellas son conocidas, las otras dos se pueden conocer por medio de un polígono de fuerzas⁵ Donde:

Imagen 40. Polígono de fuerzas Nodo F



Como se puede observar en el polígono, para las fuerzas conocidas F_{FG} y F_{FH} existe una fuerza paralela respectivamente, la cual para este caso es de igual magnitud y de diferente dirección. Ver Tabla 22.

⁵ Mecánica vectorial para ingenieros. Ferdinand P. Beer, E, Russell Johnston, Jr. Capítulo 6,4 Análisis de armaduras mediante el método de nodos. Pág. 290.

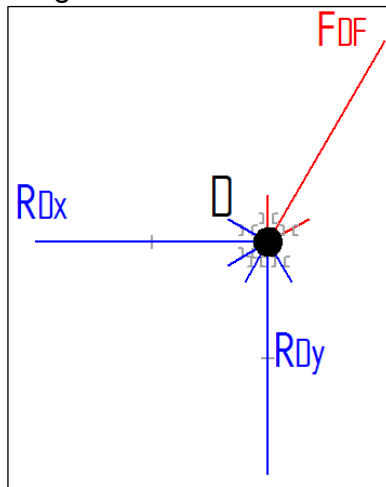
Tabla 18. Comportamiento de las fuerzas en el polígono del Nodo F.

	F_{GF}	F_{HF}	F_{EF}	F_{DF}	
F_{FG}			F_{EF}		F_{GF}
F_{FH}	F_{FG}			F_{DF}	F_{HF}
F_{FE}		F_{FH}			F_{EF}
F_{FD}			F_{FE}	F_{FD}	F_{DF}

Adicionalmente se puede apreciar que las fuerzas que se enfrenten en la Tabla 22, tales como por ejemplo F_{GF} y F_{FG} serán iguales. Cabe resaltar para la sección DFH, el Nodo F es un elemento de fuerza cero.⁶

Teniendo en cuenta lo anterior, se analiza el Nodo D y se encuentran las reacciones en el pasador.

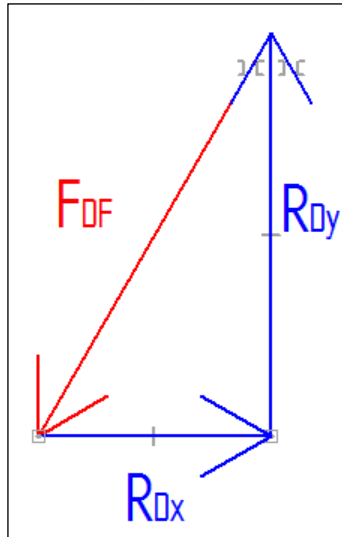
Imagen 41. Fuerzas Nodo D



Se puede observar que al Nodo D llega una fuerza F_{DF} la cual se puede descubrir por medio del polígono de fuerza, por tanto, teniendo en cuenta las reacciones en el pasador. Ver Imagen 42.

⁶ Mecánica vectorial para ingenieros. Ferdinand P. Beer, E, Russell Johnston, Jr. Capítulo 6,5 Nodos bajo condiciones especiales de carga. Pág. 293.

Imagen 42. Triangulo de fuerzas Nodo D



$$\text{Sen } \theta = \frac{Co}{h} = \frac{R_{Dy}}{F_{DF}}$$

$$\text{Cos } \theta = \frac{Ca}{h} = \frac{R_{Dx}}{F_{DF}}$$

$$R_{Dy} = F_{DF} * \text{Sen } \theta = 58,851 \text{ kN} * \text{Sen}(60)$$

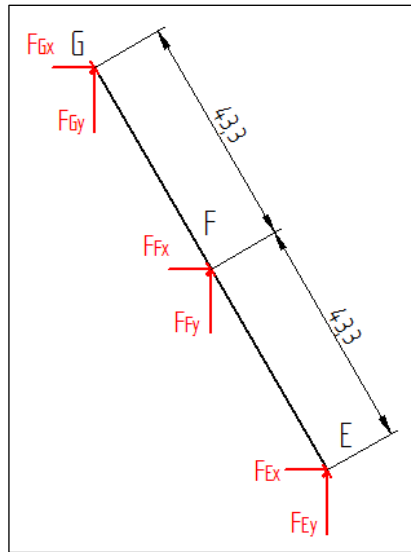
$$R_{Dx} = F_{DF} * \text{Cos } \theta = 58,851 \text{ kN} * \text{Cos}(60)$$

$$R_{Dy} = 50,966 \text{ kN}$$

$$R_{Dx} = 29,425 \text{ kN}$$

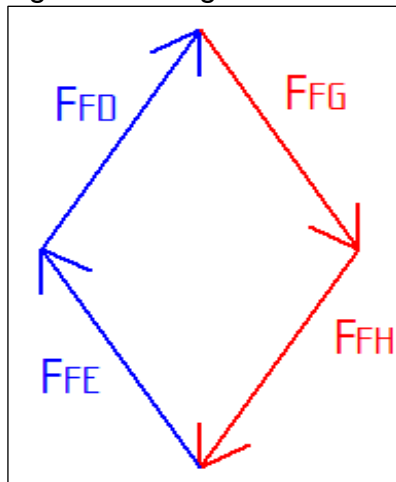
5.2.2 Sección EFG. Para dicha sección se analizan los nodos E, F y G, en donde se busca encontrar cada una de las reacciones involucradas. Ver Imagen 43.

Imagen 43. Elemento EFG



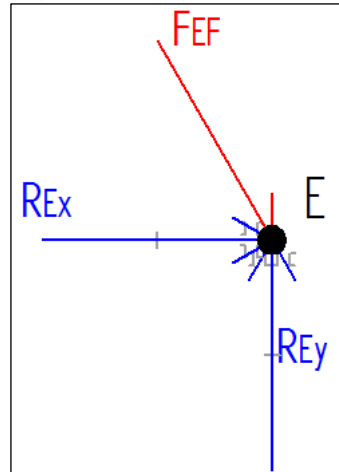
De igual forma que en la primera seccion analizada, por medio del poligino de fuerzas se depejan las fuerzas desconocidas. Ver Imagen 44.

Imagen 44. Polígono de fuerzas.



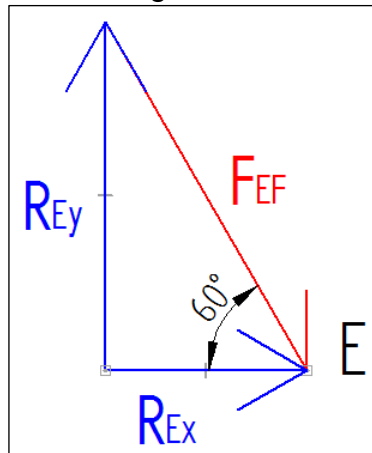
Para el analisis del pasador E, igualmente en primera instancia se planeta el analisis de fuerzas sobre el Nodo. Ver Imagen 45.

Imagen 45. Fuerzas Nodo E



Sabiendo que es conocida la fuerza F_{FG} se pueden hallar las reacciones en el pasador C. Ver Imagen 46.

Imagen 46. Triangulo de fuerzas Nodo E



$$\text{Sen } \theta = \frac{Co}{h} = \frac{R_{Ey}}{F_{EF}}$$

$$\text{Cos } \theta = \frac{Ca}{h} = \frac{R_{Ex}}{F_{EF}}$$

$$R_{Ey} = F_{EF} * \text{Sen } \theta = 31,383 \text{ kN} * \text{Sen}(60)$$

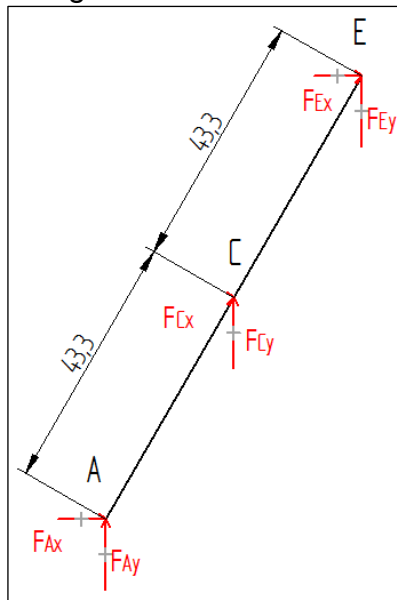
$$R_{Ex} = F_{EF} * \text{Cos } \theta = 31,383 \text{ kN} * \text{Cos}(60)$$

$$R_{Ey} = 27,178 \text{ kN}$$

$$R_{Ex} = 15,691 \text{ kN}$$

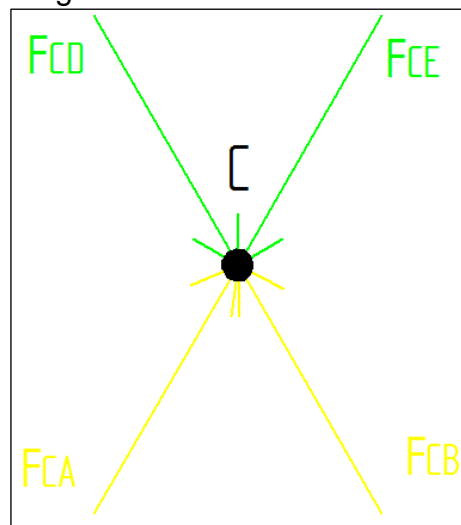
5.2.3 Sección ACE. Gracias al método de nodos las reacciones en el pasador superior de este elemento ya son conocidas, de esta forma se ubica el punto de partida para conocer las reacciones a lo largo del elemento. Ver Imagen 47.

Imagen 47. Elemento ACE



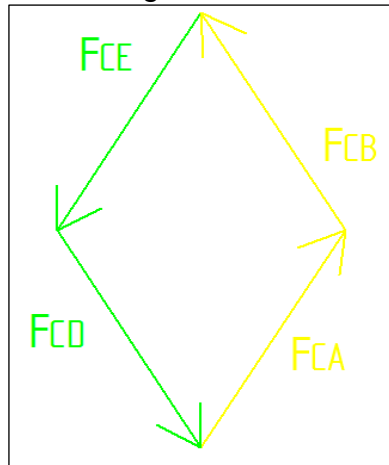
El primero de los Nodos que se analiza es el C, que de igual forma que en la parte superior de la plataforma, cumple el mismo papel que el Nodo F al ser el punto de conexión de la tijera. Ver Imagen 48.

Imagen 48. Fuerzas en el Nodo D



Una vez mas se realiza el poligono de fuerzas, esta vez en el Nodo C para determinar que fuerzas son iguales a las reacciones desconocidas. Ver Imagen 49.

Imagen 49. Polígono de fuerzas Nodo C



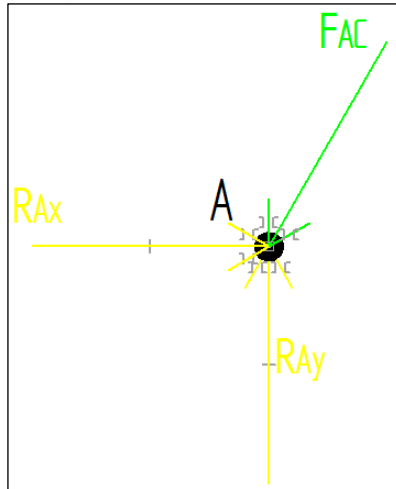
Como se puede apreciar en el poligono, las fuerzas conocidas F_{CD} y F_{CE} tienen una fuerza paralela de igual magnitud. Ver Tabla

Tabla 19. Fuerzas transmitidas entre Nodos

	F_{CD}	F_{EC}	F_{BC}	F_{AC}	
F_{CD}					F_{DC}
F_{CE}					F_{EC}
F_{CB}					F_{BC}
F_{CA}					F_{AC}
	F_{CD}	F_{CE}	F_{CB}	F_{CA}	

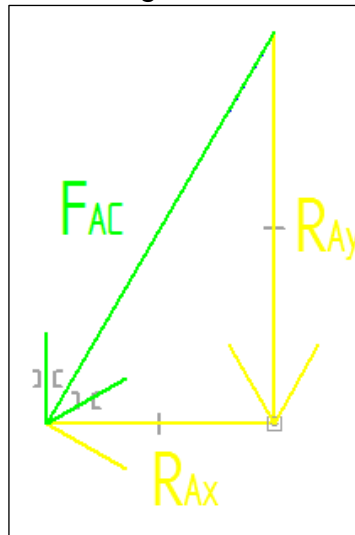
Se comprueba que de igual forma que en la parte superior de la plataforma, es posible conocer las fuerzas que se transmiten para luego conocer las reacciones en cada punto. A continuacion se analiza el Nodo A. Ver Imagen 50.

Imagen 50. Fuerzas Nodo A



Para el Nodo A, se tiene una fuerza que mantiene en compresión el pasador llamada F_{BC} , la cual por medio del polígono de fuerzas es conocida. Ver Imagen 51.

Imagen 51. Triangulo de fuerzas Nodo A



$$\text{Sen } \theta = \frac{Co}{h} = \frac{R_{Ay}}{F_{AC}}$$

$$\text{Cos } \theta = \frac{Ca}{h} = \frac{R_{Ax}}{F_{AC}}$$

$$R_{Ay} = F_{AC} * \text{Sen } \theta = 31,383 \text{ kN} * \text{Sen}(60)$$

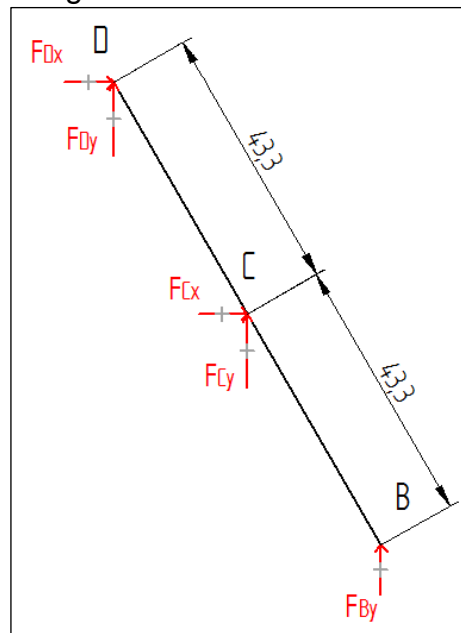
$$R_{Ax} = F_{AC} * \text{Cos } \theta = 31,383 \text{ kN} * \text{Cos}(60)$$

$$R_{Ay} = 27,178 \text{ kN}$$

$$R_{Ax} = 15,691 \text{ kN}$$

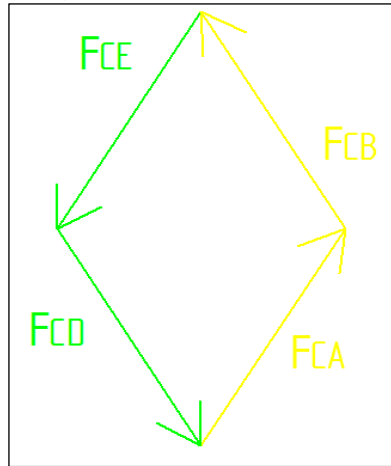
5.2.4 Sección BCD En esta última sección el objetivo es conocer la reacción que tiene el pasador B, el cual es un perno sin fricción en una ranura lisa. Debido a esto la fuerza que afecta a esta sección al llegar al Nodo B se debe descomponer en un solo eje (eje y). Ver Imagen 52.

Imagen 52. Elemento BCD



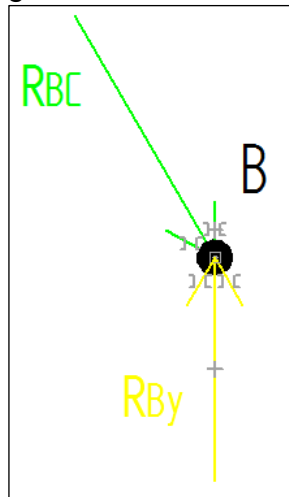
Para esta sección también es conveniente realizar el polígono de fuerzas en el Nodo C. Ver Imagen 53.

Imagen 53. Fuerzas Nodo C



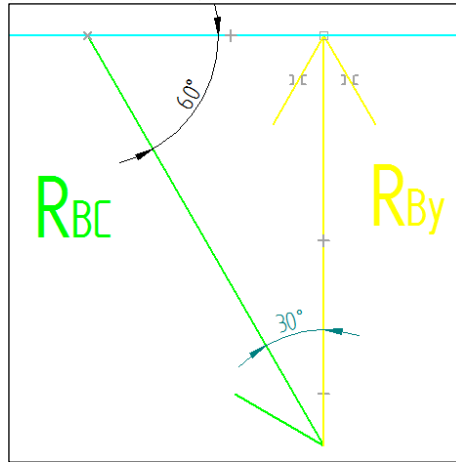
Esta vez la fuerza a hallar es la F_{CB} , la cual es paralela la ya conocida fuerza F_{CD} . Teniendo así la reacción para el pasador B. Ver Imagen 54

Imagen 54. Fuerzas Nodo B



Por medio de relación de ángulos y uso de funciones trigonométricas se encuentra R_{By} . Ver Imagen 55.

Imagen 55. Triangulo de fuerzas Nodo B



$$\text{Sen } \theta = \frac{Co}{h} = \frac{R_{By}}{F_{BC}}$$

$$R_{By} = F_{BC} * \cos \theta = 58,851 \text{ kN} * \cos(30)$$

$$R_{By} = 50,966 \text{ kN}$$

Teniendo en cuenta que la máquina herramienta ejecuta un movimiento de ascenso con respecto al suelo, medido en ángulos y que se le denomina Θ , en las tablas 19, 20 se pueden observar el comportamiento de las reacciones entre los grados de operación (12-60°) durante el desplazamiento vertical de la estructura. Ver Tabla 20 y 21.

Tabla 20 . Comportamiento de las reacciones en el descenso de 78° a 54°.

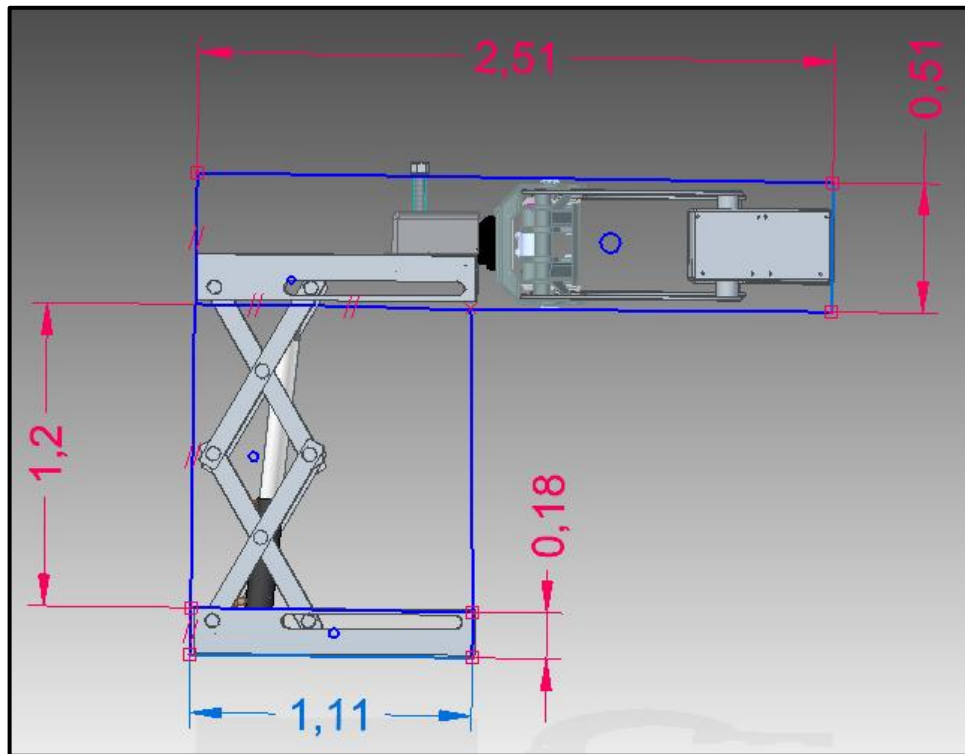
	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57
Θ	63	60	57	54	51	48	45	42	39	36	33
Reacciones	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN
Ax	15,940	15,250	14,595	13,976	13,393	12,846	12,338	11,873	11,454	11,090	10,790
Ay	31,284	26,414	22,475	19,236	16,538	14,267	12,338	10,690	9,276	8,058	7,007
By	52,927	48,057	44,118	40,880	38,182	35,910	33,981	32,334	30,919	29,701	28,651
Cx											
Cy											
Dx	26,968	27,746	28,651	29,701	30,919	32,334	33,981	35,910	38,182	40,880	44,118
Dy	52,927	48,057	44,118	40,880	38,182	35,910	33,981	32,334	30,919	29,701	28,651
Ex	15,940	15,250	14,595	13,976	13,393	12,846	12,338	11,873	11,454	11,090	10,790
Ey	31,284	26,414	22,475	19,236	16,538	14,267	12,338	10,690	9,276	8,058	7,007
Fx											
Fy											
Gx	-15,940	-15,250	-14,595	-13,976	-13,393	-12,846	-12,338	-11,873	-11,454	-11,090	-10,790
Gy	-31,284	-26,414	-22,475	-19,236	-16,538	-14,267	-12,338	-10,690	-9,276	-8,058	-7,007
Hy	52,927	48,057	44,118	40,880	38,182	35,910	33,981	32,334	30,919	29,701	28,651
Distancia G - H	0,393	0,433	0,472	0,509	0,545	0,579	0,612	0,644	0,673	0,701	0,726
Fuerza D-C	59,402	55,491	52,605	50,530	49,131	48,322	48,057	48,322	49,131	50,530	52,605
Fuerza E-C	35,111	30,500	26,798	23,778	21,281	19,198	17,449	15,976	14,739	13,708	12,866
Fuerza G-F	35,111	30,500	26,798	23,778	21,281	19,198	17,449	15,976	14,739	13,708	12,866
Fuerza H -F	59,402	55,491	52,605	50,530	49,131	48,322	48,057	48,322	49,131	50,530	52,605

Tabla 21. Comportamiento de las reacciones en el descenso de 51° a 27°.

	57	60	63	66	69	72	75	78	81	84	87
Θ	33	30	27	24	21	18	15	12	9	6	3
Reacciones	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN
Ax	10,790	10,570	10,450	10,465	10,667	11,147	12,065	13,747	16,951	23,953	46,142
Ay	7,007	6,102	5,325	4,659	4,095	3,622	3,233	2,922	2,685	2,518	2,418
By	28,651	27,746	26,968	26,302	25,738	25,265	24,876	24,565	24,328	24,161	24,061
Cx											
Cy											
Dx	44,118	48,057	52,927	59,076	67,050	77,758	92,839	115,571	153,601	229,875	459,121
Dy	28,651	27,746	26,968	26,302	25,738	25,265	24,876	24,565	24,328	24,161	24,061
Ex	10,790	10,570	10,450	10,465	10,667	11,147	12,065	13,747	16,951	23,953	46,142
Ey	7,007	6,102	5,325	4,659	4,095	3,622	3,233	2,922	2,685	2,518	2,418
Fx											
Fy											
Gx	-10,790	-10,570	-10,450	-10,465	-10,667	-11,147	-12,065	-13,747	-16,951	-23,953	-46,142
Gy	-7,007	-6,102	-5,325	-4,659	-4,095	-3,622	-3,233	-2,922	-2,685	-2,518	-2,418
Hy	28,651	27,746	26,968	26,302	25,738	25,265	24,876	24,565	24,328	24,161	24,061
Distancia G - H	0,726	0,750	0,772	0,791	0,808	0,824	0,836	0,847	0,855	0,861	0,865
Fuerza D-C	52,605	55,491	59,402	64,667	71,820	81,760	96,114	118,153	155,516	231,142	459,751
Fuerza E-C	12,866	12,205	11,728	11,455	11,426	11,720	12,491	14,054	17,162	24,085	46,205
Fuerza G-F	12,866	12,205	11,728	11,455	11,426	11,720	12,491	14,054	17,162	24,085	46,205
Fuerza H -F	52,605	55,491	59,402	64,667	71,820	81,760	96,114	118,153	155,516	231,142	459,751

5.2.6 Centro de masa. En el momento en el que opera la máquina herramienta, es importante realizar el análisis de masas involucradas en el sistema, debido a que dichos pesos pueden generar momentos sobre ambas plataformas de levantamiento. Es debido a esto que se somete la estructura a un análisis detallado. Ver imagen 56.

Imagen 56. Vista por bloques



Con el fin de encontrar el centro de masa total de la estructura, se analizan en forma de bloques rectangulares cada uno de los componentes que componen la máquina, con el fin de encontrar su área y poder encontrar los centroides. Ver Imagen 57.

Imagen 57. Diagrama cargas por bloques.

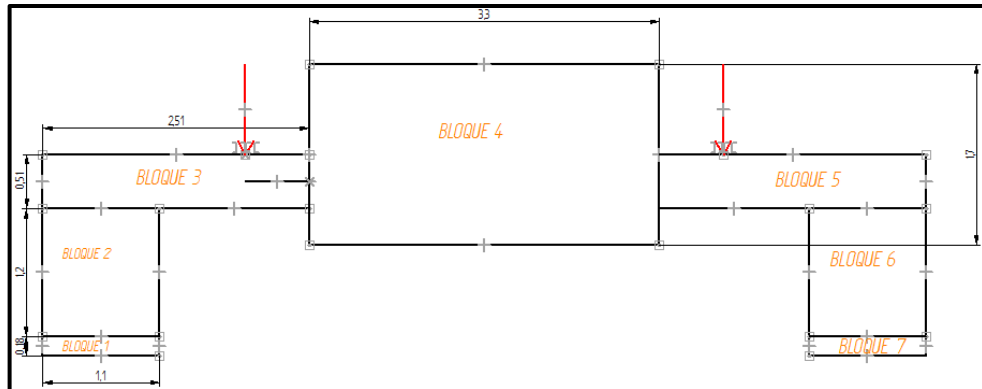


Tabla 22. Centros de masa por bloques estructura

Item		m ²	m
Bloque 1	Área	0,19	
	X1		0,55
	Y1		0,09
Bloque 2	Área	1,32	
	X2		0,55
	Y2		0,6
Bloque 3	Área	1,28	
	X3		1,26
	Y3		0,26
Bloque 4	Área	5,61	
	X4		1,65
	Y4		0,85
Bloque 5	Área	1,28	
	X5		1,26
	Y5		0,26
Bloque 6	Área	1,32	
	X6		0,55
	Y6		0,6
Bloque 7	Área	0,2	
	X7		0,55
	Y7		0,09

Una vez se tiene el área de cada una de las secciones que componen el conjunto, se determina el centroide en X y Y de las plataformas, para esto se aplica la ecuación:

$$Qx = \sum X * A$$

$$Qy = \sum Y * A^7$$

$$CENTROIDE\ x = \frac{A_1 \cdot X_1 + A_2 \cdot X_2 + A_3 \cdot X_3 + \dots + A_7 \cdot X_7}{A_1 + A_2 + A_3 + \dots + A_7}$$

$$CENTROIDE\ x = \frac{(0,19 * 0,55) + (1,32 * 0,55) + (1,28 * 1,26) + (5,61 * 1,65)}{0,19 + 1,32 + 1,28 + 5,61 + 1,28 + 1,32 + 0,2} \dots$$

$$\dots \frac{(1,28 * 1,26) + (1,32 * 0,55) + (0,2 * 0,55)}{0,19 + 1,32 + 1,28 + 5,61 + 1,28 + 1,32 + 0,2}$$

$$CENTROIDE\ x = 1,26\ m$$

$$CENTROIDE\ y = \frac{A_1 \cdot Y_1 + A_2 \cdot Y_2 + A_3 \cdot Y + \dots + A_7 \cdot Y}{A_1 + A_2 + A_3 + \dots + A_7}$$

$$CENTROIDE\ y = \frac{(0,19 * 0,09) + (1,32 * 0,6) + (1,28 * 0,26) + (5,61 * 1,65)}{0,19 + 1,32 + 1,28 + 5,61 + 1,28 + 1,32 + 0,2} \dots$$

$$\dots \frac{(1,28 * 0,26) + (1,32 * 0,6) + (0,2 * 0,09)}{0,19 + 1,32 + 1,28 + 5,61 + 1,28 + 1,32 + 0,2}$$

$$CENTROIDE\ y = 0,62\ m$$

Tabla 23. Cálculo centroides

ITEM	M
X centroide	1,26
Y centroide	0,63

Se dispone a ubicar el centroide hallado en cada una de las plataformas, a continuación se ubican las cargas que afectan el sistema, teniendo así un

⁷ Fuente: Ferdinand P.Beer - E. Russell Johnston, Jr – Elliot R. Eisenberg. Mecánica vectorial para ingenieros. Estática. Octava edición 2007. Pág. 227.

momento flector que debe ser contrarrestado para mantener en equilibrio el sistema. Ver imagen 58.

Imagen 58. Centro de masa por plataforma

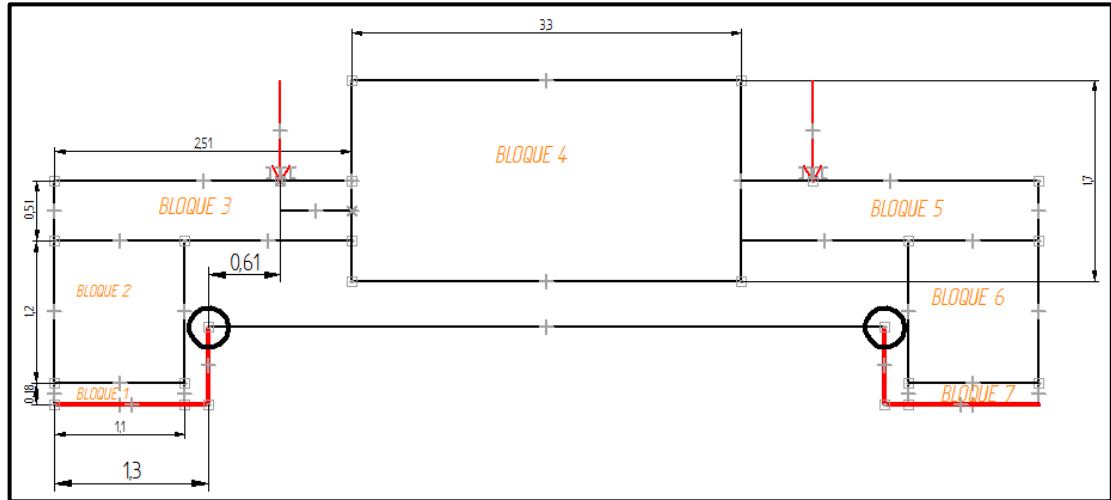


Tabla 24. Momento de vuelco

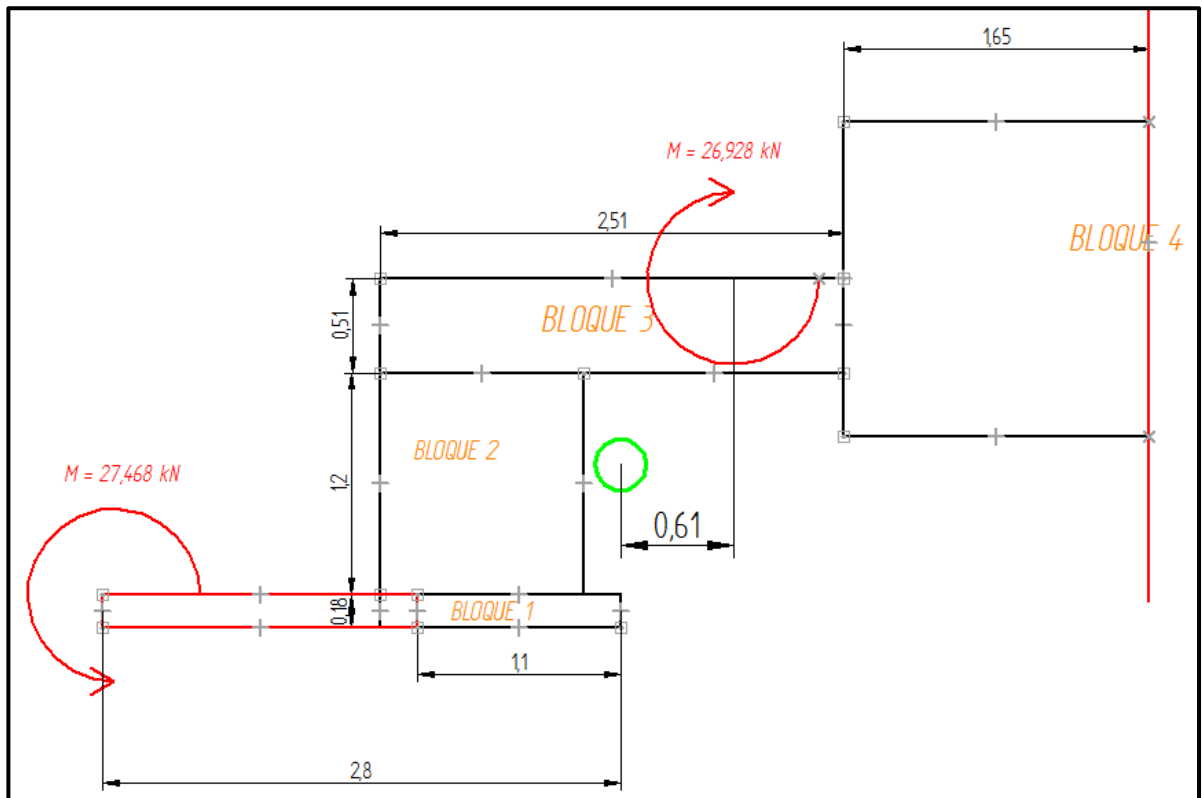
ITEM	VALOR	UNIDAD
MASA POR PLATAFORMA	4500	Kg
W PLATAFORMA	44145	N
MOMENTO DE VUELCO	26928,45	N.m
DIST CARGA A CENTRO DE MASA	0,61	m

Para contrarrestar el momento que se genera debido a la carga del equipo más pesado de todos, se busca compensar con un momento en sentido contrario, para esto se dispone en la parte inferior de la plataforma una carga, que por la distancia al centro de masa generará el momento necesario. Ver tabla 25.

Tabla 25. Características del contrapeso

ITEM	VALOR	UNIDAD
CONTRAPESO	1000	Kg
W CONTRAPESO	9810	N
MOMENTO CONTRAPESO	27468	N.m
DIST CONTAPESO A CENTRO DE MASA	2,8	m

Imagen 59. Momentos por plataforma

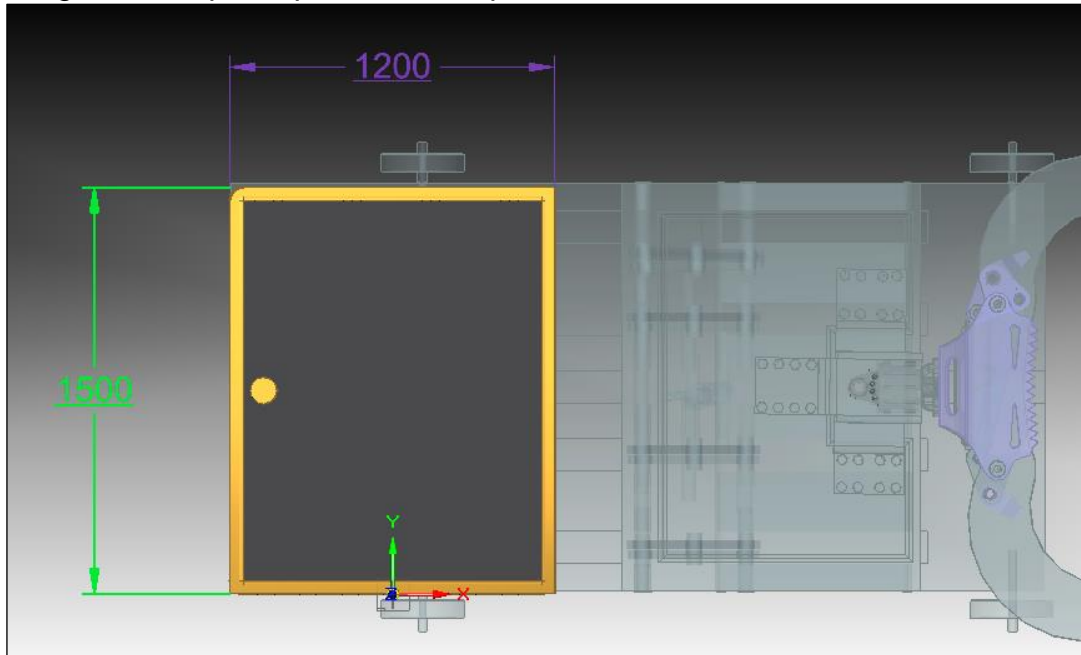


Una vez se realiza la ampliación de la placa inferior del sistema, se puede disponer de un contrapeso, el cual por la distancia hasta el centro de masa y con una masa de 1000 Kg cumple generando un esfuerzo contrario que mantiene a la estructura libre de un posible volcamiento. Finalmente el contrapeso que además posee forma cilíndrica, debe ser soldado a la placa inferior.

Teniendo la masa necesaria para el equilibrio del sistema, se procede a verificar el espacio disponible, para el caso puntual se busca un fluido para llenar un tanque el cual se va albergar en la parte trasera de cada una de las plataformas, se diseña el tanque para albergar agua en principio, pero es posible que también

funcione como reservorio de aceites usados de los motores reparados. Ver Imagen 60.

Imagen 60. Espacio para el contrapeso



Verificando las dimensiones disponibles, se dispone a calcular, el volumen necesario para albergar la tonelada de contrapeso.

$$A = L * L$$

$$A = 1,5 m * 1,2 m$$

$$A = 1,8 m^2$$

Debido a que se va a aplicar agua como el fluido para llenar el tanque, se usa la densidad del fluido que es 1000 Kg/m^3 , debido al que el peso que se necesita es de una tonelada, de infiere que el volumen necesario para llegar a esta masa total es de 1 m^3 .

Se despeja la altura de tanque

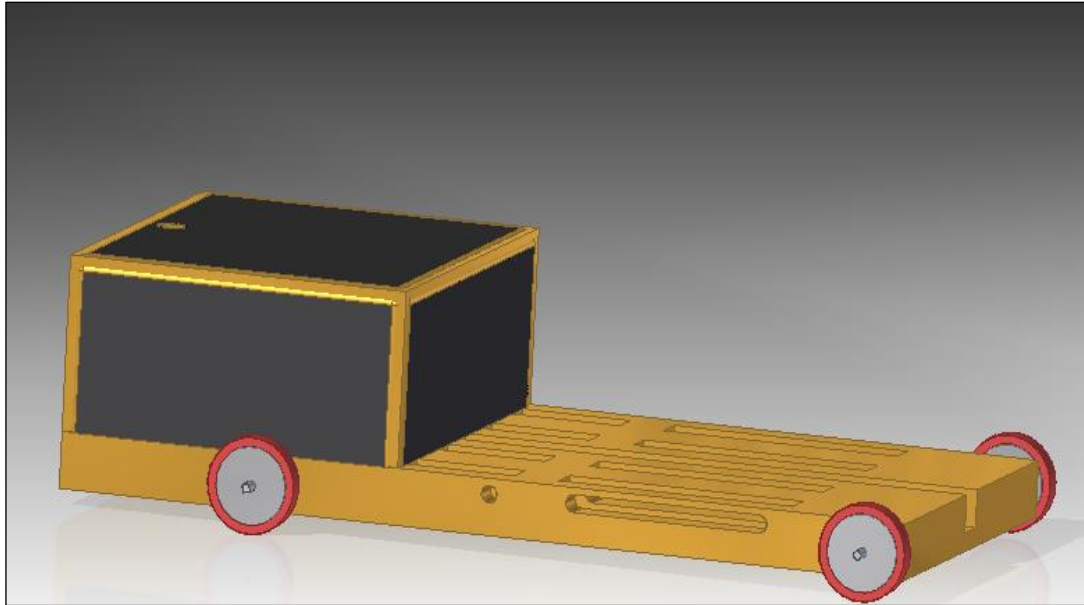
$$V = A * H$$

$$1m^3 = 1,8m^2 * H$$

$$H = 0,55 m$$

Desarrollando esta ecuación se establecen las condiciones del tanque, en el caso que sea aceite el fluido a utilizar la altura deciente a 0,4816 m.

Imagen 61. Vista contrapeso



5.2.7 Esfuerzos. Puesto que las cargas involucradas en el funcionamiento de la máquina herramienta son considerables, es importante realizar una búsqueda de las piezas o elementos críticos en el sistema, para realizar un análisis de esfuerzos.

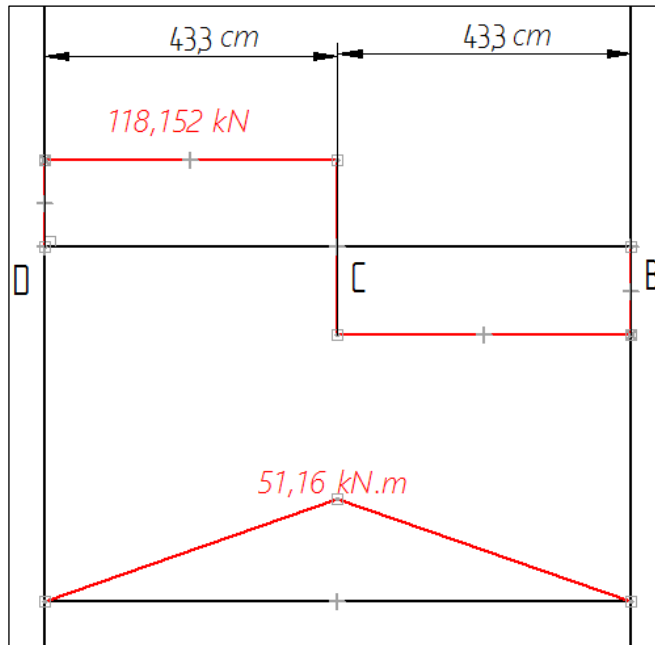
Según la geometría estructural de la máquina herramienta, las reacciones más grandes se presentan en el pasador D, dicho esto se tiene que algunos de los elementos críticos durante su operación son:

- Elemento ACE
- Elemento BCD

Una vez se establecen los elementos críticos del sistema, se procede a realizar el análisis individual de cada uno de estos, para definir los momentos a los cuales se ven sometidos y poder determinar la sección y material adecuados para cada caso.

- Perfil Elemento BCD: Este elemento en particular se encuentra conectado al pasador D, el cual en la estructura, posee las reacciones más altas del conjunto de pasadores. Ver Imagen 62.

Imagen 62. Diagramas de momento
Elemento BCD



Según el diagrama de momentos del elemento BCD el punto máximo es de 50,076 kNm, lo cual significa que ese será el momento máximo para dicha sección.

Teniendo en cuenta lo anterior, se procede a realizar la selección de perfiles para la estructura, para este caso, se toma el elemento BCD, en donde se presenta un momento flexionante de:

$$M_{max} = 51,16 \text{ kNm}$$

El esfuerzo a tensión está definido como⁸:

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

Pero para el diseño la fórmula de flexión de la siguiente manera.

$$\sigma = \frac{M}{S}$$

$$S = \frac{I}{c}$$

⁸ Fuente. Mott Robert. Diseño de elementos de máquinas y herramientas. Cuarta edición 2006. Pág. 106.

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

M= Momento máximo de flexión en la sección.

I= Momento de inercia del área transversal con respecto a su eje neutro.

C= Distancia del eje neutro a la fila más alejada, en la sección transversal.

S= Módulo de sección.

Para escoger el factor de seguridad se siguen los parámetros de diseño con base en el movimiento de las cargas, los momentos que afecten a la estructura, las condiciones de operación y los datos iniciales de diseño. Ver Imagen 63.

Imagen 63. Factores de seguridad.

Materiales dúctiles	
1.	$N = 1.25$ a 2.0 . El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
2.	$N = 2.0$ a 2.5 . Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño. Es la que se suele emplear en la solución de los problemas de este libro.
3.	$N = 2.5$ a 4.0 . Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
4.	$N = 4.0$ o más. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.

Partiendo del acero 1045 debido a que es el más utilizado estructuralmente se realizan los siguientes cálculos:

$$\sigma_y \text{ acero } 1045 = 310 \text{ MPa}$$

$$\sigma_d = \frac{\sigma_y}{F.S} = \frac{310 \text{ MPa}}{2} = 155 \text{ MPa}$$

Debido a que las altas cargas que experimenta la estructura, se parte de un perfil macizo de forma rectangular.

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

$$\sigma_y \text{ acero } 1045 = 310 \text{ MPa}$$

Teniendo el valor del módulo de sección expresado en los términos del anterior despeje y con base en las dimensiones disponibles en el mercado, se puede hallar

el módulo de sección que convenga para el factor de seguridad elegido para el sistema, el cual es de 2.5. Se dispone además de un 15% del área transversal total para la base del perfil y el restante para la altura del perfil rectangular. Ver tabla 26.

Tabla 26. Calculo perfiles

σ_{falla}	310	MPa
Momento max	51,16	kN.m
Factor de seguridad	2,5	-
σ_d	124	MPa
Área	0,00095	m ²
	9,53	cm ²
Módulo sección S	1031447,90	mm ³
Base	0,014	m
Altura	0,067	m
σ_d corregido	49,6	Mpa
Factor de seguridad corregido	6,3	-
Inercia	3,53E-07	m ⁴
COMERCIALES		
1 "	0,76	in
3 "	2,62	in

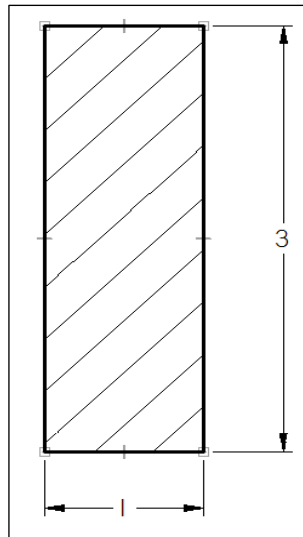
Una vez se tienen las medidas, se procede a buscar en la industria una medida adecuada a las necesidades, teniendo de esta forma. Ver Tabla 27.

Tabla 27. Dimensiones perfiles rectangulares macizos

b-d mm mm	A cm ²	p kp/m		b-d mm mm	A cm ²	p kp/m		b-d mm mm	A cm ²	p kp/m		b-d mm mm	A cm ²	p kp/m		b-d mm mm	A cm ²	p kp/m	
35,5	1,75	1,370	C	55,15	8,25	6,48	C	80,25	20,00	15,70	P	120,35	42,00	33,00	C	250,15	37,5	29,4	C
35,6	2,10	1,650	C	55,20	11,00	8,64	C	80,30	24,00	18,80	C	120,40	48,00	37,70	C	250,20	50,0	39,2	C
35,8	2,80	2,200	C	55,25	13,80	10,80	C	80,35	28,00	22,00	C	140,8	11,2	8,79	C	250,25	62,5	49,1	C
35,10	3,50	2,750	C	55,30	16,50	13,00	C	80,40	32,00	25,10	C	140,10	14,0	11,00	C	250,30	75,0	58,9	C
35,12	4,20	3,300	C	55,35	19,30	15,10	C	90,4	3,60	2,85	C	140,12	16,8	13,20	P	250,35	87,5	68,7	C
35,15	5,25	4,120	C	55,40	22,00	17,30	C	90,5	4,50	3,53	C	140,15	21,0	16,50	P	250,40	100,0	78,5	C
35,20	7,00	5,500	C	60,4	2,40	1,88	C	90,6	5,40	4,24	C	140,20	28,0	22,00	P	300,8	24,0	18,8	C
35,25	8,75	6,870	C	60,5	3,00	2,36	P	90,8	7,20	5,85	C	140,25	35,0	27,50	P	300,10	30,0	23,6	C
35,30	10,50	8,240	C	60,6	3,60	2,83	P	90,10	9,00	7,07	C	140,30	42,0	33,00	C	300,12	36,0	28,3	C
40,4	1,60	1,26	P	60,8	4,80	3,77	P	90,12	10,80	8,48	C	140,35	49,0	38,50	C	300,15	45,0	35,3	C
40,5	2,00	1,57	P	60,10	6,00	4,71	P	90,15	13,50	10,60	C	140,40	56,0	44,00	C	300,20	60,0	47,1	C
40,6	2,40	1,88	P	60,12	7,20	5,65	P	90,20	18,00	12,10	C	150,8	12,0	9,42	C	300,25	75,0	58,9	C
40,8	3,20	2,51	P	60,15	9,00	7,07	P	90,25	22,50	17,70	C	150,10	15,0	11,80	C	300,30	90,0	70,6	C
40,10	4,00	3,14	C	60,20	12,00	9,42	P	90,30	27,00	21,20	C	150,12	18,0	14,10	C	300,35	105,0	82,4	C
40,12	4,80	3,77	C	60,25	15,00	11,80	P	90,35	31,50	24,70	C	150,15	22,5	17,70	C	300,40	120,0	94,2	C
40,15	6,00	4,71	C	60,30	18,00	14,10	C	90,40	36,00	28,30	C	150,20	30,0	23,60	C	400,8	32,0	25,1	C
40,20	8,00	6,28	C	60,35	21,00	16,50	C	100,4	4,00	3,14	C	150,25	37,5	29,40	C	400,10	40,0	31,4	C
40,25	10,00	7,85	C	60,40	24,00	18,80	C	100,5	5,00	3,93	C	150,30	45,0	35,30	C	400,12	48,0	37,7	C
40,30	12,00	9,42	C	70,4	2,80	2,20	C	100,6	6,00	4,71	C	150,35	52,5	41,20	C	400,15	60,0	47,1	C
40,35	14,00	11,00	C	70,5	3,50	2,75	P	100,8	8,00	6,23	P	150,40	60,0	47,10	C	400,20	80,0	62,8	C
45,4	1,80	1,41	C	70,6	4,20	3,30	P	100,10	10,00	7,85	P	160,8	12,8	10,0	C	400,25	100,0	78,5	C
45,5	2,25	1,77	C	70,8	5,60	4,40	P	100,12	12,00	9,42	P	160,10	16,0	12,6	C	400,30	120,0	94,2	C
45,6	2,70	2,12	C	70,10	7,00	5,50	P	100,15	15,00	11,80	P	160,12	19,2	15,1	C	400,35	140,0	110,0	C
45,8	3,60	2,83	C	70,12	8,40	6,59	P	100,20	20,00	15,70	P	160,15	24,0	18,8	C	400,40	160,0	126,0	C
45,10	4,50	3,53	C	70,15	10,50	8,24	P	100,25	25,00	19,60	P	160,20	32,0	25,1	C				

En medidas estandarizadas comercialmente tenemos que las medidas de los perfiles en pulgadas son de 3 por 1 pulgadas- Ver imagen 64.

Imagen 64. Vista transversal de los perfiles BCD



Para efectos de diseño se calcula de nuevo el esfuerzo sigma d, el cual sirve para confirmar si los valores equivalentes a la sección transversal del perfil, cumplen con el factor de seguridad elegido.

$$\sigma_{d\ CORR} = \frac{M}{S} = \frac{50,042\ kNm}{0,001008\ m^3} = 49,6\ MPa$$

$$F.S = \frac{\sigma_y}{\sigma_d} = \frac{310\ MPa}{49,6\ MPa} = 6,25$$

Como se puede observar, al realizar la comprobación se consigue un factor de seguridad satisfactorio en el diseño de los perfiles estructurales.

5.2.8 Calculo de pasadores. Para el caso de los pasadores, el que experimenta las cargas más altas en la estructura, es el pasador C, en el cual, se presenta una reacción Rcy de 236,31 a los 12° (punto mínimo de elevación), con respecto al suelo, en el momento en el que se realiza la elevación de los equipos.

Teniendo en cuenta la posición de las cargas, se puede observar que para el caso Para este caso, el acero elegido para hallar las dimensiones del pasador es un AISI SAE 1045, debido a que dicho material es comúnmente utilizado para la elaboración de piezas forjadas, ejes, tornillos o pasadores. Para realizar los cálculos correspondientes, es conveniente tener en cuenta la siguiente ecuación como punto de partida:

$$t_{prom} = \frac{Su}{F.S.}^9$$

Importante resaltar que el factor de seguridad para este caso, como para el diseño de la perfilera, se escoge con base a las necesidades y por el mismo método de selección, eligiendo un valor de 2.5, se parte con un acero con un porcentaje medio de carbono tal como lo es el 1045, laminado en frio, el cual cuenta con una resistencia a la tensión de 531 MPa. Ver tabla 28.

⁹ Fuente. Fundamentos de mecánica de sólidos. Laboratorio de tecnología de materiales. Facultad de estudios superiores Cuautitlán. Departamento de ingeniería. Pág. 44.

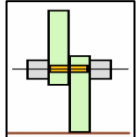
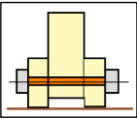
Tabla 28. Propiedades de los aceros SAE AISI

SAE/ AISI	Material Estado	Resistencia de fluencia en tracción S_y (0.2%)		Esfuerzo último en tracción S_u		Elongación (en 2 in) %	Dureza Brinell HB
		ksi	MPa	ksi	MPa		
1010	Laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	Laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1016 **	Laminado en caliente	40	275	57	390	25	160
	Estrado en frío (calibrado)	54	370	78	540	10	200
1020 *	Laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	Laminado en frío	57	393	68	469	15	131
	Recocido	43	296	60	414	38	121
1030	Laminado en caliente	38	260	68	469	20	137
	Normalizado @ 1650 °F	50	345	75	517	32	149
	Laminado en frío	64	441	76	524	12	149
	Templado y revenido @ 1000 °F	75	517	97	669	28	255
	Templado y revenido @ 800 °F	84	579	106	731	23	302
	Templado y revenido @ 400 °F	94	648	123	848	17	495
1035 *	Laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	Laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	Laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	Normalizado @ 1650 °F	54	372	86	593	28	170
	Laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	Templado y revenido @ 1200 °F	63	434	92	634	29	192
	Templado y revenido @ 800 °F	80	552	110	758	21	241
	Templado y revenido @ 400 °F	86	593	113	779	19	262
1045 *	Laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	Laminado en frío	77	531	91	627	12	179
1050	Laminado en caliente	50	345	90	621	15	179
	Normalizado @ 1650 °F	62	427	108	745	20	217
	Laminado en frío	84	579	100	689	10	197
	Templado y revenido @ 1200 °F	78	538	104	717	28	235
	Templado y revenido @ 800 °F	115	793	158	1089	13	444
	Templado y revenido @ 400 °F	117	807	163	1124	9	514
1060 *	Laminado en caliente	54	372	98	676	12	200
	Normalizado @ 1650 °F	61	421	112	772	18	229
	Templado y revenido @ 1200 °F	76	524	116	800	23	229
	Templado y revenido @ 1000 °F	97	669	140	965	17	277
	Templado y revenido @ 800 °F	111	765	156	1076	14	311
1095	Laminado en caliente	66	455	120	827	10	248
	Normalizado @ 1650 °F	72	496	147	1014	9	293
	Templado y revenido @ 1200 °F	80	552	130	896	21	269
	Templado y revenido @ 800 °F	112	772	176	1213	12	363
	Templado y revenido @ 600 °F	118	814	183	1262	10	375

Fuente: Apéndice de Aceros compendio diseño.

El paso siguiente consiste en establecer las condiciones en las que se encuentra operando el pasador en condiciones normales de levantamiento de la plataforma. Ver Tabla 29.

Tabla 29. Características de pasadores

Tipo de geometría	Ecuaciones ¹⁰	Representación gráfica ¹¹
Corte simple	$\tau_{prom} = \frac{F}{A}$	
Corte doble	$\tau_{prom} = \frac{F}{2A}$	

Para el caso particular del pasador C, se busca una representación gráfica de corte simple. Habiendo definido lo anterior, se puede proceder de la siguiente manera. Ver Tabla 30.

$$Fallo\ x\ cortante = \frac{S_y}{2 * C_s} =$$

$$Fallo\ x\ aplastamiento = \frac{\sigma_y}{C_s} = \frac{F_a}{A}$$

¹⁰ Fuente. Ferdinand P. Beer / E. Russell Johnston / John T. DeWolf / David F. Mazurek. Mecánica de materiales Quinta Edición. Pág. 10.

¹¹ Fuente. M en I. Felipe Díaz del Castillo Rodríguez. Fundamentos de mecánica de sólidos. Laboratorio de tecnología de materiales. Facultad de estudios superiores Cuautitlán. Departamento de ingeniería. Pág. 38.

Tabla 30. Cálculos pasadores

FALLO CORTANTE	Fuerza C	Fc	236,30	kN
	Material		SAE AISI 1045	-
	Resistencia a la tension	Sy	531	MPa
	Factor de seguridad	F.S.	2,5	-
		tPermissible	106,2	MPa
	Area	A	0,002	m ²
FALLO APLASTA			2225,08	mm ²
	Diametro	d	0,053	m
		d	53,23	mm
		d	2,10	in
	Resistencia a la tension	Sy	531	MPa
	Factor de seguridad	F.S.	2,5	-
	sPermissible	212,4	MPa	
Area	A	0,0003	m ²	
			250,60	mm ²
Diametro	d	0,018	m	
	d	17,86	mm	
	d	0,70	in	

2 1/4 " COMERCIAL

$$\tau_{prom} = \frac{531 \text{ MPa}}{2 * 2.5} = 106,2 \text{ MPa}$$

$$Area = \frac{Fc}{\tau_{perm}} = \frac{236,3 \text{ kN}}{106,2 \text{ MPa}} = 0,002 \text{ m}^2$$

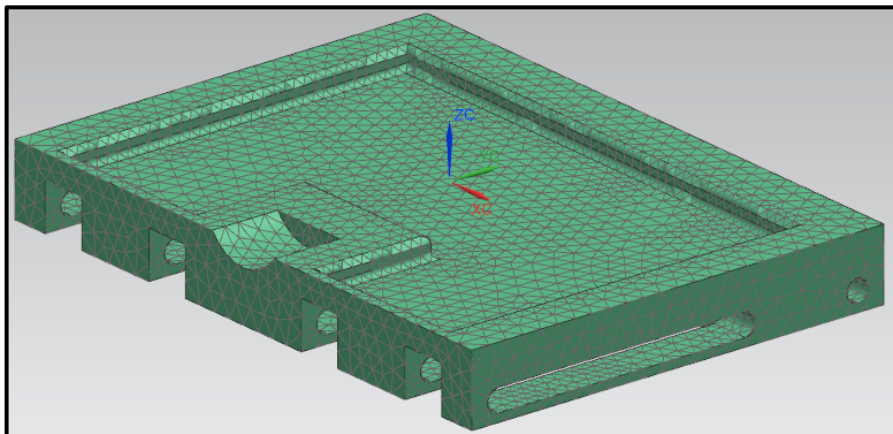
$$d = \sqrt{\frac{4 \times Fc}{\pi \times \tau_{prom}}} = \sqrt{\frac{4 \times 236,3 \text{ kN}}{\pi \times 106,2 \text{ MPa}}} = 0,0526 \text{ m} \sim 2,072 \sim 2\frac{1}{4} \text{ in}$$

Como se puede observar, para dichas características del pasador nombradas anteriormente y para un perfil de 1" x 3", cumple con las dimensiones para lograr

realizar el movimiento de elevación de la plataforma, además, siendo el pasador C el que está sometido a las reacciones más altas en la estructura, se garantiza el cumplimiento de los demás.

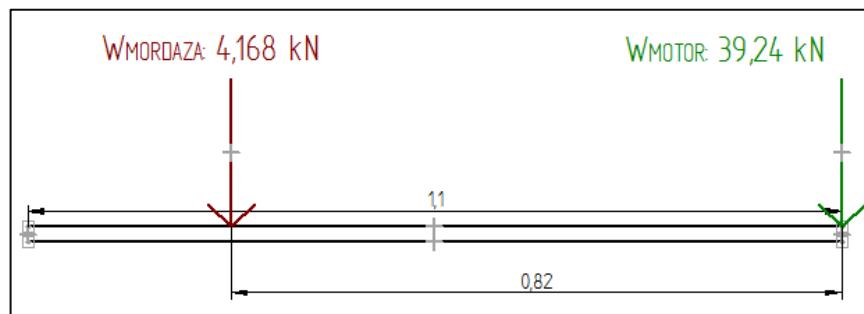
5.2.9 Placas. Debido a que la sujeción de los motores se va a realizar por medio de una mordaza hidráulica, que a su vez cumple con el giro de los equipos, el cual es prescindible en cada una de las reparaciones a través de su vida útil. Dicho lo anterior, es de gran importancia garantizar que la superficie tanto sobre la cual se encuentra apoyada la mordaza, como para la placa inferior, garantizando que la máquina se mantenga estable en todo momento sin sufrir ningún tipo de deformación considerable. Ver Imagen 65.

Imagen 65. Comportamiento de las cargas en la placa superior de la plataforma



A continuación se analizan las cargas implicadas en la placa superior, para de esa forma realizar el análisis de fuerzas y momentos presentes. Ver Imagen 66.

Imagen 66. Diagrama de fuerzas placa superior estructura



Para efectos de cálculos, se procede a simular las dos placas involucradas en el software de elementos finitos, teniendo en cuenta que de igual forma que los perfiles de la placa superior que integra la máquina herramienta, partiendo de un

material en fundición gris, con un factor de seguridad de 2.5. Se realizan las estimaciones de los cálculos por medio del análisis de elementos finitos, hallando así:

- Desplazamiento nodal
- Análisis de esfuerzos

5.2.10 Ruedas. Es de gran importancia el desplazamiento efectivo de la plataforma por el área de trabajo, aunque dicho movimiento no se realice con las cargas de los equipos en el momento de la extracción y reparación de piezas o sistemas, es por ello que la máquina herramienta debe contar con un mecanismo de rodadura efectivo

La plataforma contará pues con cuatro ruedas, que le permitirán el movimiento necesario que requiera en el interior del taller, dicha cabida debe ejecutarse siempre en la ausencia de equipos suspendidos en la máquina herramienta.

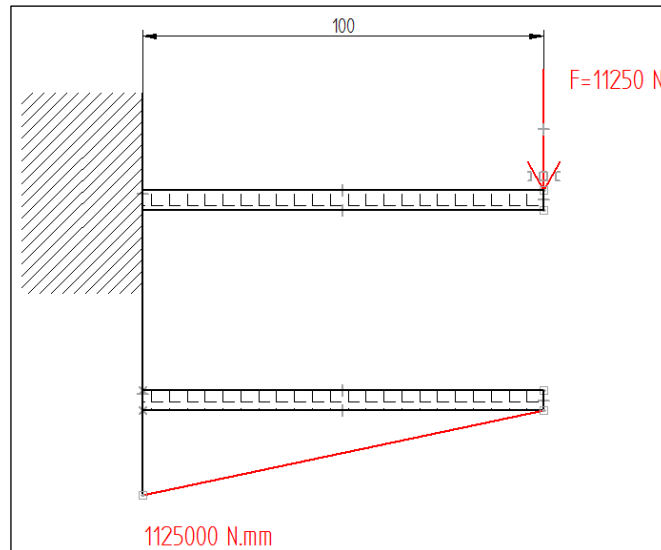
Teniendo en cuenta el estado de las cargas que afectan a cada una de las plataformas, se dividen en cuatro puntos los pesos. Ver Tabla 31.

Tabla 31. Valores cargas afectan rodamientos

Cargas	Valor	-
Wmotor	39240	N
Wmordaza	4905	N
Wtotalxplataforma	45000	N

Una vez se tiene claro el estado de cargas en la plataforma, se procede a diseñar los ejes sobre los cuales van soportadas las ruedas, partiendo de una longitud de 100 mm en la cual, uno de los extremos del eje se encuentra empotrado en la placa inferior de la plataforma. Ver Imagen 67.

Imagen 67. Diagrama de cuerpo libre eje empotrado y momentos



Como se puede apreciar en el diagrama de momento flector el valor máximo se presenta en la zona de empotramiento. Ver Tabla 32.

Tabla 32. Diámetro eje ruedas

ACERO 4340		
σ_{adm}	1586	MPa
Factor de seguridad	2	-
Momento máx. falla	1125000	Nmm
Diámetro eje	30,68808668	mm
	1,208	in

Como se puede observar en la tabla anterior, el diámetro adecuado para soportar al equipo más pesado sobre el suelo es de 1,25 in, de esta forma se garantiza que cualquier referencia o tamaño que entre a reparación. Utilizando un acero 4340 templado y revenido a 600°F, ideal para ejes que soportan altas cargas a flexión. Así mismo se utilizó un factor de seguridad de 1,5, teniendo pues:

$$\frac{\sigma_{adm}}{N} > \frac{Mf}{I}$$

$$\frac{1586}{2} > \frac{1125000 \text{ N.mm}}{\pi * d^3}$$

$$d > \sqrt[3]{\frac{1125000 \text{ N.mm} * 64 * 2}{\pi * 1586}}$$

$$d > 30,68 \sim 31 \text{ mm} \sim 1,25 \text{ in}$$

Para cada una de las cuatro ruedas de la estructura se debe usar un eje mínimo de 1,25 in, para dichos se debe seleccionar una rueda que cumpla con las necesidades de considerar una carga considerable como la de los equipos CATERPILLAR.

Una vez se tiene el diámetro mínimo requerido para las ruedas, se procede a seleccionarlas, en el caso del mercado colombiano, se puede encontrar información en la página de la empresa RODACHINAS Y CIA LTDA, en donde encontramos una rueda en Rin de Hierro fundido color gris con banda de Poliuretano color rojo marrón. Disponible en Rodamiento de Agujas o Balinera. Dureza shore A¹². Ver Imagen 68.

Imagen 68. Rueda Serie SC Durafex



Fuente: <http://www.rodachines.com/#!ruedas/cff9>

La rueda seleccionada cumple con las necesidades de diseño, debido a que cuenta con un diámetro de eje adecuado, que además, soporta de manera adecuada de cada uno de los motores que llegan por reparaciones. Ver Tabla 33.

¹² Medición de dureza de la silicona

Tabla 33. Características ruedas de la plataforma

Diámetro Total x Ancho de Banda (Pulgadas)	Capacidad de Carga (Kg)	Diámetro de Eje (Rod de Agujas)	Diámetro de Eje (Balinera)
3 X 1"	150 Kg	1/2"	-
4 x 1/2"	400 Kg	5/8"	-
5 x 1-3/4"	600 Kg	3/4"	-
6 x 2"	700 Kg	3/4"	-
8 x 2"	900 Kg	1"	25 mm
10 x 2-1/2"	1000 Kg	1"	25 mm
12 x 2-1/2"	1200 Kg	1-1/4"	30 mm
12 x 3"	1450 Kg	1-1/4"	30 mm

Fuente: <http://www.rodachines.com/#!/product/prd14/2728148901/serie-sc-duraflex>

Finalmente con los datos entregados por parte del operador, se logra obtener finalmente las dimensiones reales de cada una de las ruedas que componen la máquina herramienta.

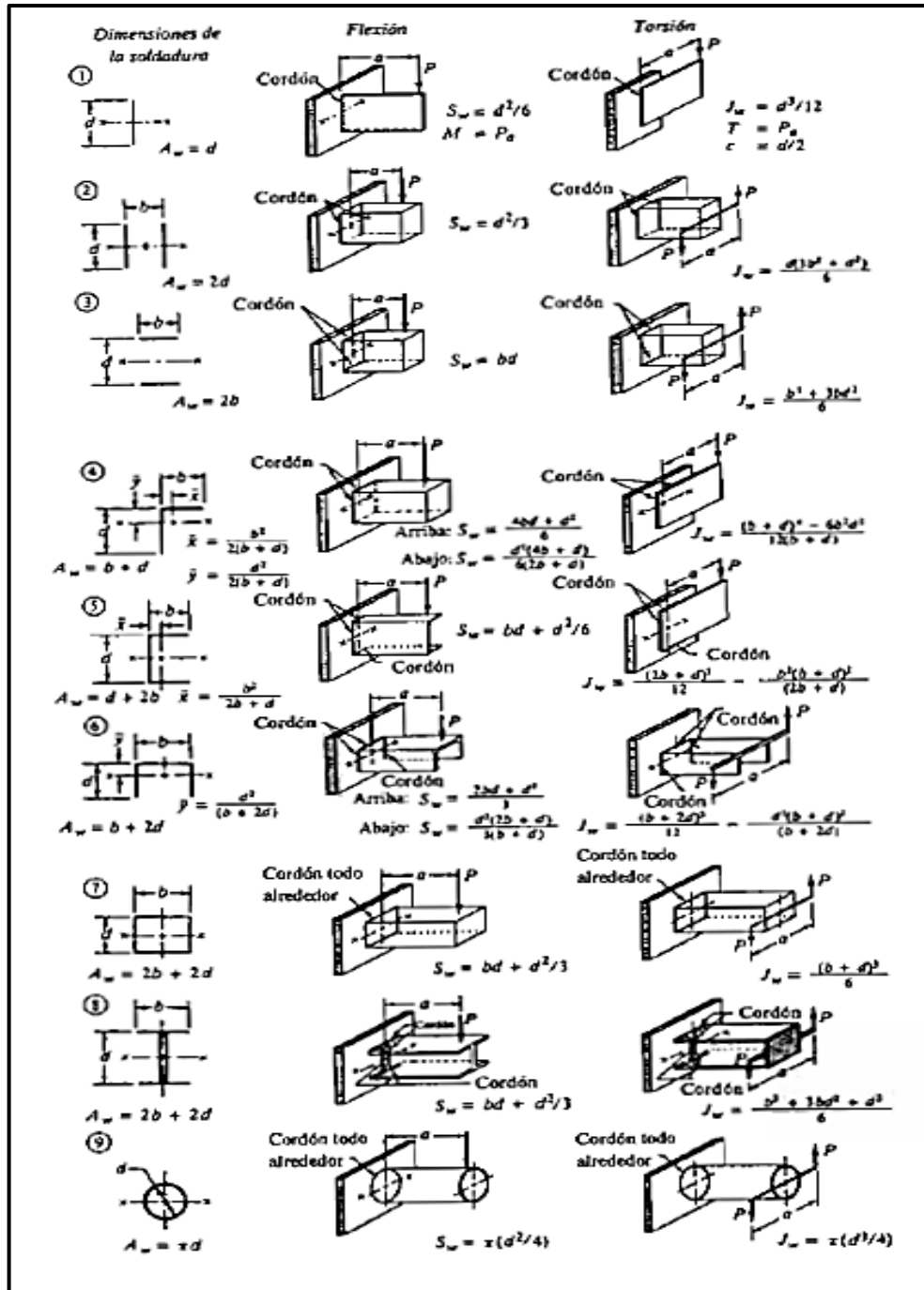
5.2.11 Calculo de soldadura de los bujes. Para la articulación de la estructura, prevenir daños en los perfiles y facilitar el movimiento rotacional de los pasadores, es necesario acoplar unos bujes en bronce a los extremos de cada uno de los perfiles.

Se debe calcular las especificaciones de la soldadura a aplicar teniendo en cuenta factores como, material, tipo de unión, clase de electrodo y fuerza aplicada en el punto a analizar.

Se usara el método de cálculos de uniones soldadas propuesta en "Diseño de elementos de máquinas de Robert Mott", en el cual se identifica 5 pasos para verificar el tipo de unión soldada

- Proponga la geometría de la unión y el diseño de los elementos a unir para el caso específico, lo bujes irán soldados a los extremos de las caras exteriores de cada uno de los perfiles, así que se usara la geometría con el numeral 9 mostrada en el la imagen 69.

Imagen 69. Selección de geometría para la soldadura



Fuente: Diseño de elementos de máquinas de Robert Mott página 786

- Identifique los esfuerzos que se desarrollan en la unión: Se hace el mismo análisis de fuerzas y esfuerzos que se le realizó a los pasadores, posee un esfuerzo contante simple, como se ve en la imagen 69, para el presente tipo de

esfuerzo se sugiere la siguiente formula, la cual se ve en la imagen 70 en el numeral 9 :

$$f = V/Aw^{13}$$

$V =$ fuerza ejercida sobre el punto

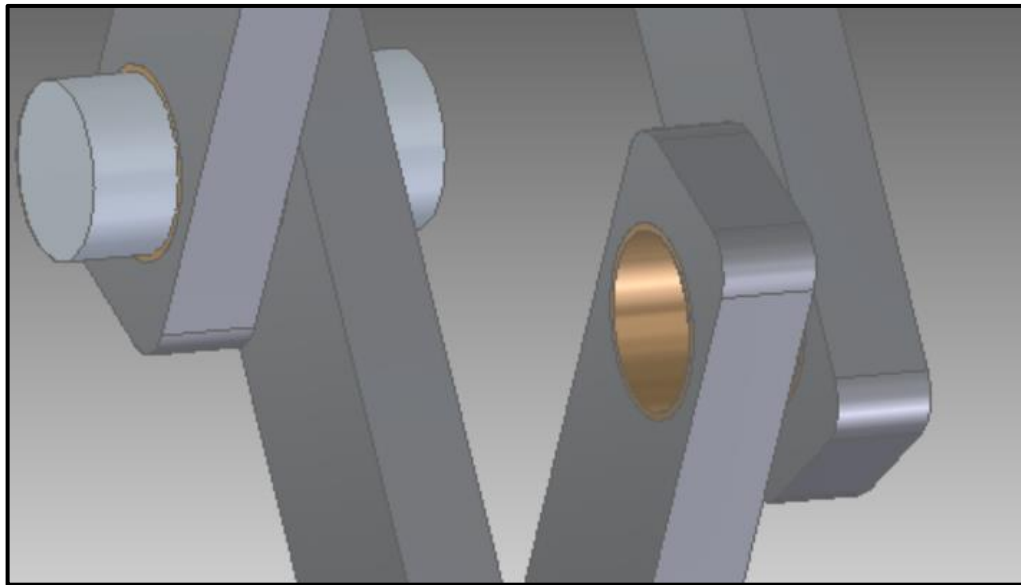
$Aw =$ Constante dimensión de soldadura

$$Aw = \pi D$$

$$Aw = \pi 2,250 \text{ pulgadas}$$

$$Aw = 7.068 \text{ pulgadas}$$

Imagen 70. Posición del buje



- Combine vectorialmente las fuerzas en la unión, o en los puntos del cordón donde las fuerzas parezcan máximas: para este ítem se tomara el pasador más crítico, el C, como se ve en el punto 5.2.7 se explica en más detalle la forma de calcular las fuerzas que se ejercen.

La fuerza resultante de en el punto D es de 236,30 kN, la los datos a ingresa a la formula está en unidades inglesas, así que es necesario convertir los KN a lbf, esto e igual a 55090,55lbf.

¹³ Fuente: Robert Mott: Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición. Página 783 - 791

Después de esto se usa la ecuación de la fuerza aplicada por cada pulgada de soldadura.

$$f = V/Aw^{14}$$

$$f = \frac{55090,55 \text{ Lb}}{7,068 \text{ pulg}}$$

$$f = 7171,2486 \text{ Lb/pulg}$$

Con la cantidad de esfuerzo soportado por pulgada continuamos a siguiente punto para determinar el grosor necesario de la soldadura

- Divida la fuerza máxima sobre a soldadura entre la fuerza admisible de la imagen 71, para calcular el lado requerido para el cordón. Ver Imagen 71.

Imagen 71. Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldaduras

Grado ASTM del metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible	Fuerza admisible por pulgada de lado
Estructuras de edificios:			
A36, A441	E60	13 600 psi	9600 lb/pulg
A36, A441	E70	15 800 psi	11 200 lb/pulg
Estructuras de puentes			
A36	E60	12 400 psi	8800 lb/pulg
A441, A242	E70	14 700 psi	10 400 lb/pulg

Fuente: Robert Mott: Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición. Página 785

El material de los pasadores y los perfiles son de acero estructural AISI/SAE 1045 que para efectos de los cálculos y verificación del libro de Mott, se maneja con nomenclatura ASTM A-108.

Se cita el catálogo de la compañía general de aceros acerca de las propiedades de soldabilidad el material. “El acero SAE 1045 está cerca al límite superior de aceros con porcentaje de carbono que pueden ser soldados satisfactoriamente por todos los métodos comunes. Sin embargo, precalentamiento y post-calentamiento pueden ser necesarios en función del espesor. Usualmente hay menos necesidad de precalentamiento y post-calentamiento con procesos de soldadura con gas que con métodos de soldadura por arco debido a que el proceso de soldadura por gas genera una zona afectada por el calor Cía. General de Aceros que el proceso de arco eléctrico y por tal razón el enfriamiento es más lento. Se recomienda el uso de electrodos de bajo hidrógeno”.

¹⁴ Fuente: Robert Mott: Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición. Página 783 - 791

Por lo tanto el material tiene gran versatilidad y posibilidad de elegir cualquier electrodo, no se usará el de gas hidrogeno que es el recomendado, ya que los costos se elevarían. Se optará por seleccionar un electrodo de arco eléctrico de que es mucho más económico, y que posea esfuerzo a la fluencia alto, para que el cordón de soldadura sea lo más fino y delgado posible. Se selecciona el electrodo E70 de arco eléctrico.

$$w = \frac{\text{Fuerza por pulgada}}{\text{Fuerza por pulgada admisible por cara en pulgada}}$$

$$w = \frac{7794,3619 \text{ Lb/pulg}}{11200 \frac{\text{Lb}}{\text{pulgada}} \text{ por pulgada de lado}}$$

$$w = 0,6959 \text{ pulg de ancho del cordón}$$

5.3 SISTEMA HIDRÁULICO

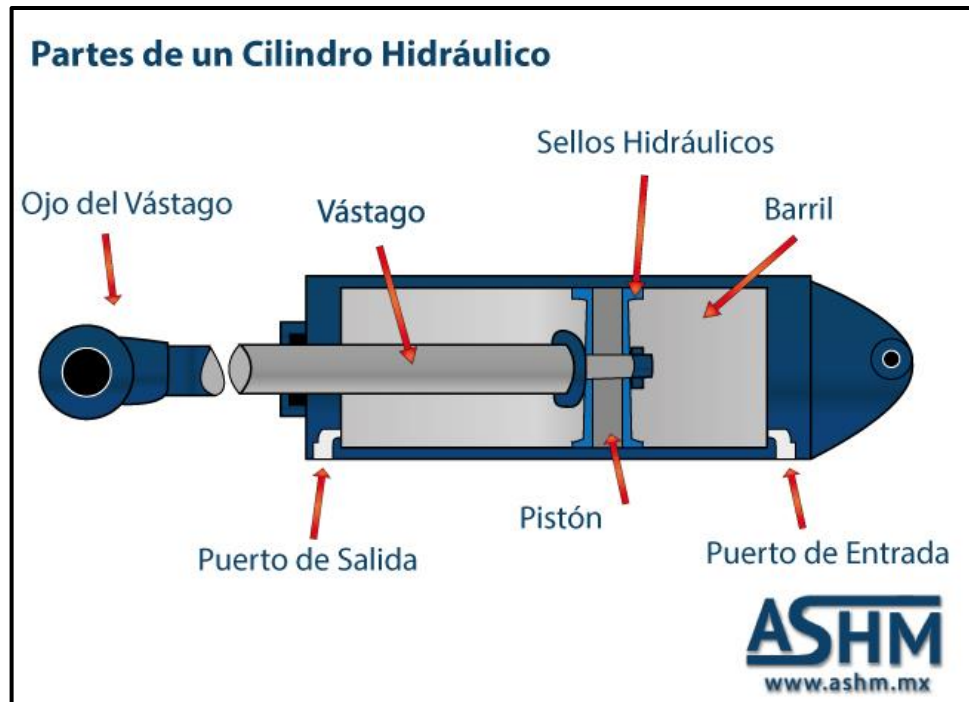
Teniendo en cuenta la disposición de la estructura para el sistema de levantamiento lo cual se desarrolla en el numeral inmediatamente anterior, se debe realizar una selección y diseño del sistema hidráulico que va a generar la potencia, el flujo y la energía para suplir cada uno de las tres etapas de funcionamiento de la máquina (sujeción, levantamiento y giro).

Como primera medida se debe evaluar los mecanismos de accionamiento oleodinámico que van a desarrollar las distintas etapas que va a desarrollar la máquina herramienta.

5.3.1 Cilindro de levantamiento. Para el cilindro de levantamiento que es el responsable de elevar tanto el motor como el sistema de mordaza y giro, a la altura necesaria para facilitar la rotación.

Se determina que, por las condiciones de trabajo se debe elegir un Cilindro de doble efecto, ya que estos cilindros son versátiles, en cuanto a que se puede controlar la altura tanto de ascenso como de descenso, lo cual se acopla a las necesidades del proyecto. Ver Imagen 72.

Imagen 72. Partes cilindro hidráulico



Fuente: <http://www.ashm.mx/blog/page/5/>

Se inyecta aceite a una presión determinada por la entrada del actuador, cuenta con un cilindro el cual es el área de contacto del aceite para que pueda salir el vástago, el diámetro del cilindro y la presión a la que se va a suministrar el fluido, determinarán la fuerza o la capacidad que va a tener el cilindro a razón de:

$$F = P \times A$$

Una de las limitantes más críticas para la selección de cilindro, es la altura la cual se debe desplegar para llegar al punto máximo deseado y que la medida contraído, permita llegar lo más bajo posible, ya que por la configuración del cilindro y la geometría de la estructura, no permite llegar hasta un nivel cero respecto al suelo, así que su punto más bajo estará directamente relacionado con la configuración del actuador seleccionado.

Teniendo en cuenta la altura, se procede con la selección del cilindro por medio de catálogos otorgados por distintos fabricantes, entre los cuales se toma en cuenta, EATON - VICKERS, PARKER, CICROSA, SMC, REXROTH Y ENERPAC, siendo la última, uno de los fabricantes más completos en la parte de sistemas hidráulicos móviles, enfocados al manejo de grandes presiones y altas cargas.

ENERPAC, presenta una solución en su catálogo general de producto, una línea dedicada para "Cilindros de carrera larga de doble acción", lo cual Versus los

otros fabricantes, la única manera de llegar a la elongación requerida por el proyecto sería solicitar la fabricación del actuador por encargo, en consecuencia se generan sobrecostos y se deberían realizar pruebas adicionales para garantizar una óptima selección.

La serie RR, nos proporciona tanto la envergadura total para la altura necesaria, la presión máxima de operación está por encima de las necesidades, esto provee un amplio espectro para la selección de la bomba de alimentación, otorga una capacidad nominal de fuerza es mucho mayor que la requerida, esto se traduce en un factor de seguridad mayor para evitar posibles accidentes o holguras en el diseño. Ver Imagen 73.

Imagen 73. Cilindros ENERPAC



Fuente: Catalogo ENERPAC página 32

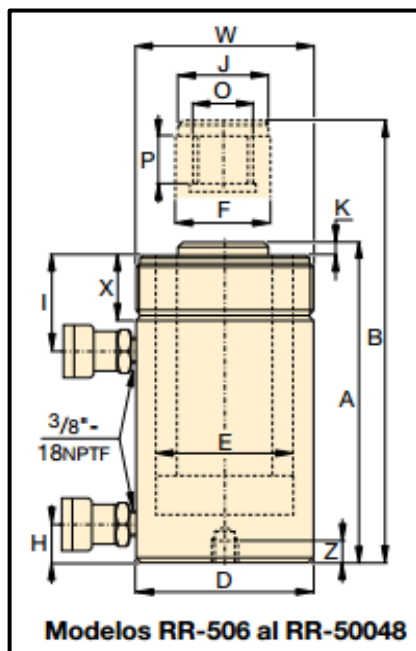
En el anexo N se adjunta la información completa de las características del cilindro, en la siguiente tabla se mostrarán los datos principales para los cálculos determinantes en el diseño del sistema hidráulico. Ver Tabla 34.

Tabla 34. Información pistón

DATOS PISTÓN	Pulg	m
B altura máxima	49	1,24
Long carrera	20,13	0,51
A contraído (longitud)	28,88	0,73
E vástago(díámetro)	3,13	0,079
F pistón (díámetro)	3,75	0,09
Presión Max de trabajo	PSI	Mpa
Capacidad nominal de cilindro	10000 TON	68,94
	50	

En la siguiente imagen se muestra las distintas cotas y dimensiones necesarias para el posicionamiento y selección del cilindro. Ver Imagen 74.

Imagen 74. Dimensiones cilindro



Fuente: Catalogo ENERPAC página 33.

Los datos previos, corresponden al cilindro de referencia RR–5020, paso siguiente a la selección del acatador, se deben calcular las áreas efectivas para usarlas en la ecuación de la presión necesaria para el levantamiento y el retroceso del cilindro.

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

Y el área efectiva para el retroceso es:

$$A_{retroceso} = A_{cilindro} - A_{vástago}$$

En la siguiente tabla registra las áreas para el cálculo de la presión del cilindro. Ver Tabla 35.

Tabla 35. Área efectiva del pistón

Áreas efectivas		
Área vástago	0,00496416	m2
Área cilindro	0,00712557	m2
Área de retroceso	0,00019478	m2

Se procede a realizar el cálculo de la presión necesaria para el levantamiento, a causa de que este es el más crítico:

$$P = F/A$$

La fuerza que ejerce hacia abajo, es la suma del peso máximo del motor a levantar más la mordaza más la estructura, un total de 45 kN. Ver Tabla 36.

Tabla 36. Presiones de trabajo

Presión necesaria para el levantamiento

P	9064973,19	Pa
P	9,06	Mpa

Posteriormente, se debe calcular el volumen para de llenado de la cavidad con la siguiente ecuación:

$$Volumen = longitud * area$$

$$Volumen = 1,246 m * 0,0071256 m^2$$

$$Volumen = 0,01 m^3$$

Con la cantidad necesaria de fluido para llenar el cilindro, se selecciona un tiempo propuesto para el levantamiento de la plataforma, para el caso puntual se toma un tiempo de 30 segundos, debido a que no es necesario un corto tiempo para el levantamiento, se sugiere una velocidad baja debido al peso del motor y evitar desequilibrios en la estructura, Se calcula el caudal requerido por el cilindro:

$$Q = \frac{Vol[m^3]}{Tiemp} o[seg]$$

$$Q = 0,0177 m^3 / 30 seg$$

$$Q = 0,000296 m^3 / seg$$

$$Q = 1,7736 l/min$$

Este caudal es para una sola plataforma, el caudal total para la selección de la bomba es de 3,5473 l/min.

5.3.2 Pandeo del cilindro. Adicionalmente es necesario verificar si el diámetro del cilindro es el adecuado para soportar estas cargas tan altas con un vástago de dimensiones mayores a 1 metro, se verifica con la ecuación de pandeo la cual determina:

$$F = \frac{\pi * E * I}{v L_k}$$

F = fuerza

E = módulo de elasticidad (acero del vástago)

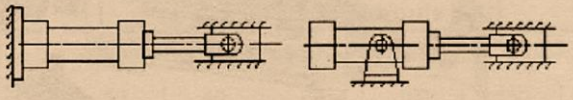
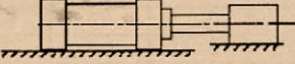
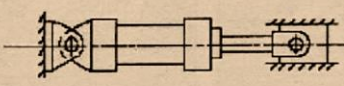
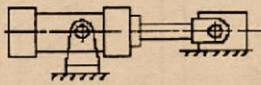
I = Momento de inercia (mm⁴)

v = factor de seguridad

Lk = Longitud * B (factor de pandeo)

Para la selección del factor de pandeo se debe tener en cuenta la disposición y la funcionalidad del cilindro, con la siguiente imagen 75.

Imagen 75. Tipo de fijación del cilindro

Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo (β)
Unión con vástago articulada y guiado Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia ó rigidamente en parte posterior		1.5
Unión con vástago rígida, pero no guiado (simplemente apoyado en superficie) Cilindro fijado rigidamente		2.0
Unión con vástago articulada y guiado Cilindro fijado mediante articulación en parte posterior		2.0
Unión con vástago articulada pero no guiado (simplemente apoyado en superficie) Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia		3.0

Fuente: libro prontuario de hidráulica industrial

Con base a la tabla anterior, se determina que el factor de pandeo $B=2$ ya que los dos extremos son articulados.

$$L_K = B * L$$

$$L_K = 2 * 122,2 \text{ m}$$

$$L_K = 2453,2 \text{ m}$$

Se tomará un factor de seguridad de 3,5, ya que se exponen vidas humanas y se debe garantizar el buen estado del motor al entregarlo al cliente, ya que este no es propiedad de la empresa:

Se procede a solucionar la variable de la inercia:

$$I = \frac{V * F * L_K^2}{E * \pi^2}$$

$$I = \frac{3,5 * 450000 \text{ N} * 2453,2 \text{ mm}^2}{(210000 \text{ N/mm})^2 * \pi^2}$$

$$I = 501478,0272 \text{ mm}^4$$

Posteriormente se procede a realizar el cálculo para determinar el diámetro mínimo para evitar el pandeo del vástago con la carga requerida:

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

$$D = \sqrt[4]{\frac{64 * I}{\pi}}$$

$$D = \sqrt[4]{\frac{64 * 501478,0278 \text{ mm}^4}{\pi}}$$

$$D = 56,6354 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo debe estar alrededor de los 2,22 pulgadas, por tanto el cilindro RR – 5020, cumple con el requerimiento debido que posee un diámetro de 3,13 pulgadas.

$$D_{\text{pandeo}} < D_{\text{cilindro}}$$

5.3.3 Rotor hidráulico. Debido a que el rotor hidráulico, es el mecanismo que va a realizar el movimiento para el giro del motor. Se debe realizar la selección del mismo teniendo en cuenta como primer ítem de restricción, la carga máxima que puede levantar, por este caso es de 45 kN.

Se localiza la empresa BALTROTORS, la cual es fabricante de todo tipo de rotadores hidráulicos, y entre sus líneas de producción se encuentran motores hidráulicos los cuales se acoplan a herramientas forestales y manejo de escombros, uno de los limitantes para la selección de la misma es la capacidad de giro con carga axial. Ver Imagen 76.

Imagen 76. Especificaciones del rotador.

Información técnica		
Máxima carga axial estática	KN 55	Lb-pie 12467
Máxima carga axial dinámica	25	5621
Torque total a 25 MPa de presión	Nm 1300	Lb-pie 959
Flujo de operación	l/m 22	Us galones 5,8
Peso del motor	Kg 29	Lb 64

Fuente : <http://www.baltrotors.lv/index.php/es/rotadores-para-gruas-serie-gr/4-a-5-toneladas-de-carga/5-5-ton-loads-gr-type-rotators/50-grapple-rotator-gr55mf.html>

El flujo que requiere el motor hidráulico es muy alto, y la velocidad que va ligada directamente, sobre pasa las velocidades requeridas para la rotación del motor, ya que por el peso del mismo no debe ser una velocidad demasiado alta.

Es necesario realizar un cálculo de las condiciones para reducir la velocidad y el flujo, en primera medida, se usa ecuaciones de motores hidráulicas tomadas del libro “prontuario de hidráulica industrial”, relacionada con el momento:

$$M = \Delta p * qr$$

M= momento

Δp = delta de presión

qr = caudal requerido

Se usa el momento dado por el fabricante y del delta de presión para resolver el caudal requerido que sería general, ya que esto se traduce en la cantidad de fluido necesario para que realice una vuelta

$$qr = M/\Delta P$$

$$qr = 1300Nm/25000000 Pa$$

$$qr = 0,000052 m^3$$

Es necesario corregir el caudal modificando la velocidad de giro angular, en este caso en RPM dejando una velocidad de 2 RPM. Ver Tabla 37.

$$Q = qr * \omega$$

Q = caudal total

ω = velocidad angular

$$1 \text{ RPM} * 0,1047 = \text{rad/seg}$$

$$Q = 0,000052 * 0,2094 \text{ rad/seg}$$

Tabla 37. Caudal corregido

CAUDAL		
W	2	RPM
W	0,21	RAD/seg
Q	1,08E-05	m3/seg

Se reduce a un caudal hasta 0,6533 L/min.

5.3.4 Selección de la bomba. Para la selección de la bomba es necesario, se toma el flujo mayor y la presión mayor, esto debido a que los tres sistemas no van a funcionar al tiempo, por lo tanto no es necesario un sistema en serie, ya que cada etapa va a funcionar de manera secuencial (Agarre, Levantamiento y giro).

Por otra parte se busca que el sistema sea portátil, se vuelve a poner en consideración ENERPAC, ya que posee una línea de bombas portátiles eléctricas con gran potencia, y en el caso más puntal son bombas con todo el sistema incluido (Bomba, motor, sistema de filtrado, tanque, operación), esto permite mayor movilidad y versatilidad en la operación. Se toma con los dos datos iniciales. Ver Tabla 38.

Tabla 38. Flujo total para la selección de la bomba

CAUDAL TOTAL		
Qt	3,55	L/min
PRESIÓN MÁXIMA		
Pmax	25	Mpa
	250	Bar
	3625,95	PSI
RENDIMIENTO DE LA BOMBA	0,85	
POTENCIA REQUERIDA DE LA BOMBA	1,19	HP

Con estos datos se procede a la selección de la misma con la presión y la presión determinada. Ver Imagen 77.

Imagen 77. Bomba de levantamiento ENERPAC



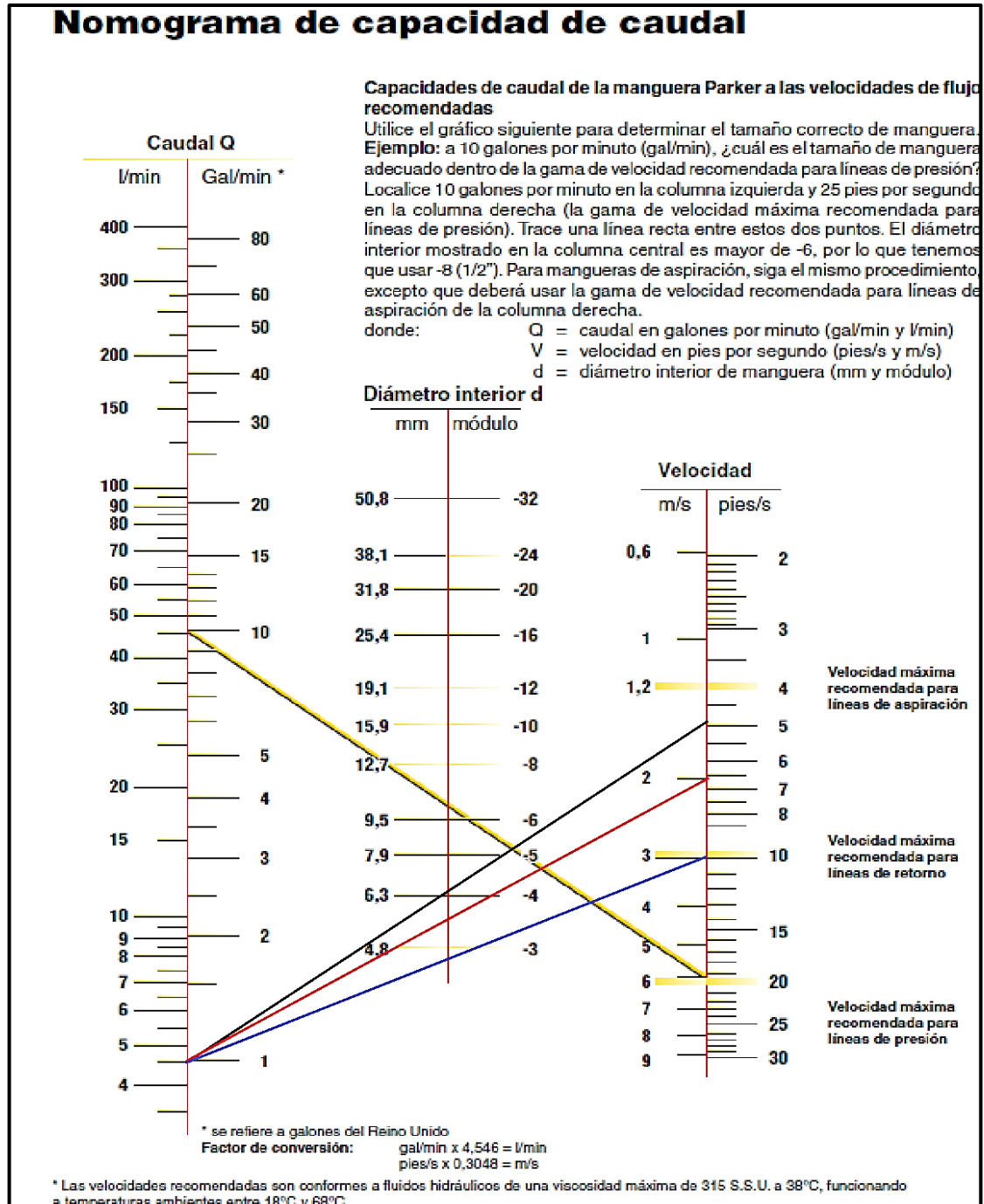
Estos nos lleva a seleccionar la bomba de la serie 8000 especificaciones y requerimientos necesarios para el óptimo funcionamiento del circuito hidráulico. El equipo ZE4. Ver imagen 78 es la mejor opción encontrada dentro de la casa matriz de ENERPAC.

Imagen 78. Tabla de funcionamiento bomba

TABELA DE FUNCIONAMIENTO										
Serie de la bomba ZE	Operación	Caudal de salida (pulg ³ /min)				Tamaños de tanque disponibles (aceite utilizabile) (galones)	Potencia del motor		Rango de ajuste de válvula de alivio (psi)	Nivel de ruido (dBA)
		100 psi	700 psi	5,000 psi	10,000 psi		hp	RPM		
ZE3	De una etapa	43	43	42	40	1, 2, 2.5, 5, 10	1.0	1750	1000-10,000	75
	De dos etapas	450	385	42	40					
ZE4	De una etapa	64	64	62	60	1, 2, 2.5, 5, 10	1.5	1750	1000-10,000	75
	De dos etapas	650	600	62	60					
ZE5	De una etapa	128	126	123	120	2.5, 5, 10	3.0	1750	1000-10,000	75
	De dos etapas	850	825	123	120					
ZE6	De una etapa	220	215	210	200	2.5, 5, 10	7.5	3450	1000-10,000	80
	De dos etapas	900	890	210	200					

5.3.5 Selección de mangueras. Para encontrar las mangueras más aptas, se utiliza con el nomograma de capacidad de caudal, el cual consiste en que teniendo la velocidad recomendada por cada uno de las etapas del sistema hidráulico (Aspiración, operación y retorno), se utilizan distintos tipos de velocidades y de diámetros. Ver Imagen 79.

Imagen 79. Nomograma selección de mangueras

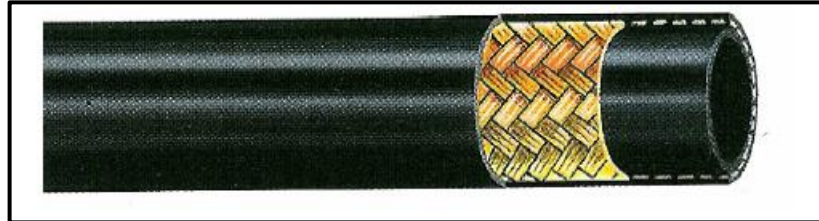


Fuente: catalogo Parker selección mangueras

Con los diámetros respectivos, se procede a realizar la elección del material y tipo de manguera, se selecciona una manguera de presión media, bajo la norma DIN 20022- 1SN, la cual opera en buenas condiciones hasta los 100° C y soportan

presiones de hasta 3620 PSI, estas características cubren las necesidades que se requieren para la operación. Ver Imagen 80.

Imagen 80. Manguera



Fuente: catálogo general Soc Covarrubias e hijo LTDA pag 4

Tabla 39. Manguera circuito hidráulico

LÍNEA DE COLOR NEGRO

Diámetro de manguera de aspiración

Numero	Medida interna	Externa
5	7,9	15

LÍNEA DE COLOR ROJO

Diámetro de manguera de retorno al tanque

4	6,3	13,4
---	-----	------

LÍNEA DE COLOR AZUL

Diámetro de manguera de operación

3	4,8	11,8
---	-----	------

Imagen 81. Mangueras de presión media

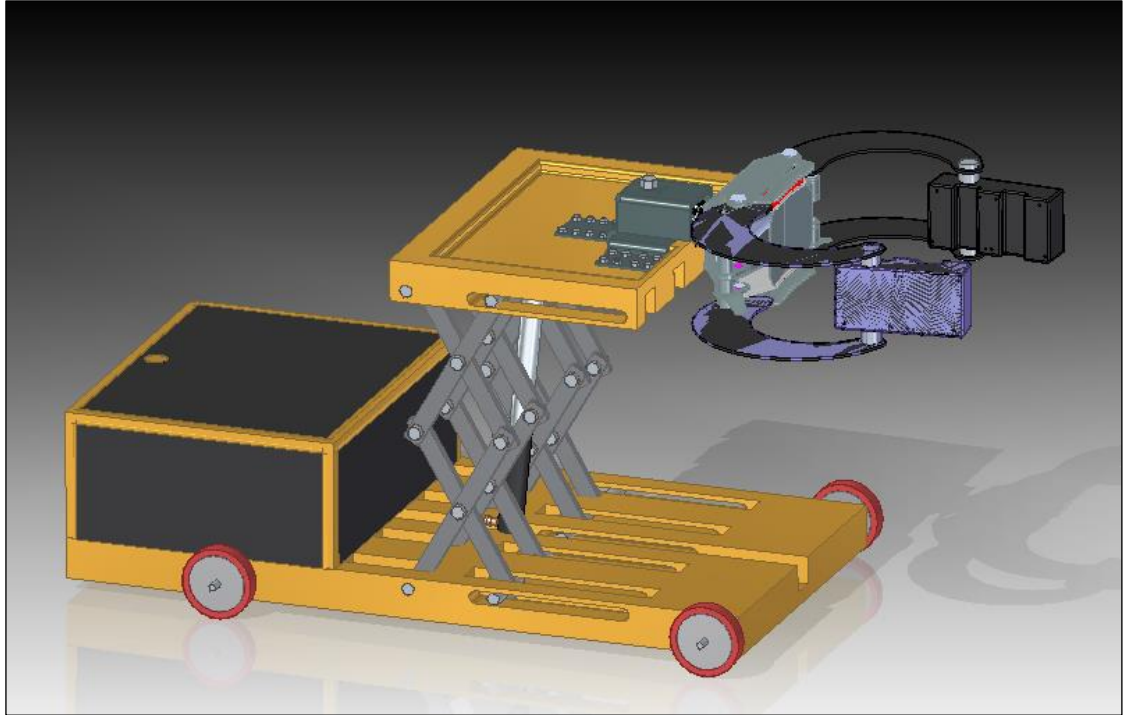
ESPECIFICACIONES TECNICAS									
Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura mm
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
3	3/16 / 4.8	11.8	250	3620	400	5797	1000	14490	90
4	1/4 / 6.4	13.4	225	3260	360	5212	900	13050	100
5	5/16 / 7.9	15	215	3115	340	4927	850	12320	115
6	3/8 / 9.5	17.4	180	2610	288	4174	720	10440	130
8	1/2 / 12.7	20.6	160	2320	256	3710	640	9280	180
10	5/8 / 15.9	23.7	130	1885	208	3014	520	7540	200
12	3/4 / 19.0	27.7	105	1520	168	2434	420	6000	240
16	1 / 25.4	35.6	88	1275	140	2028	350	5200	300
20	1 1/4 / 31.8	43.5	63	910	100	1450	250	3600	420
24	1 1/2 / 38.1	50.6	50	725	80	1160	200	2900	500
32	2 / 50.8	64.1	40	580	64	927	160	2320	630

Fuente: Catalogo

6. ESTUDIO DE LA MAQUINA DE LEVANTAMIENTO Y GIRO POR MEDIO DE ELEMENTOS FINITOS

En este capítulo se busca por medio del análisis de elementos finitos del software NX de Siemens, comparar los resultados obtenidos en el capítulo anterior. Primero se realiza el ensamble de cada una de las partes en SolidEdge. Ver Imagen 82.

Imagen 82. Ensamble maquina



El ensamble completo de la máquina cuenta con distintos elementos como placas, pasadores, perfiles, entre otros. Cada uno de las piezas a su vez forman los sistemas que operan la herramienta.

6.1 PLACA ESTRUCTURAL

Para cada una de las plataformas de elevación existen dos placas, una de tipo superior, que cuenta con la presencia de la mordaza de sujeción, y la placa inferior, sobre la cual reposa la estructura y que a su vez reposa sobre las ruedas del mecanismo.

Es conveniente determinar la geometría adecuada para distribuir los perfiles en la estructura, para esto se realizara un análisis por elementos finitos de las placas superior e inferior con divisiones a distintas distancias entre perfiles para así elegir la mejor opción. Para cada uno de los caso se tienen las siguientes condiciones:

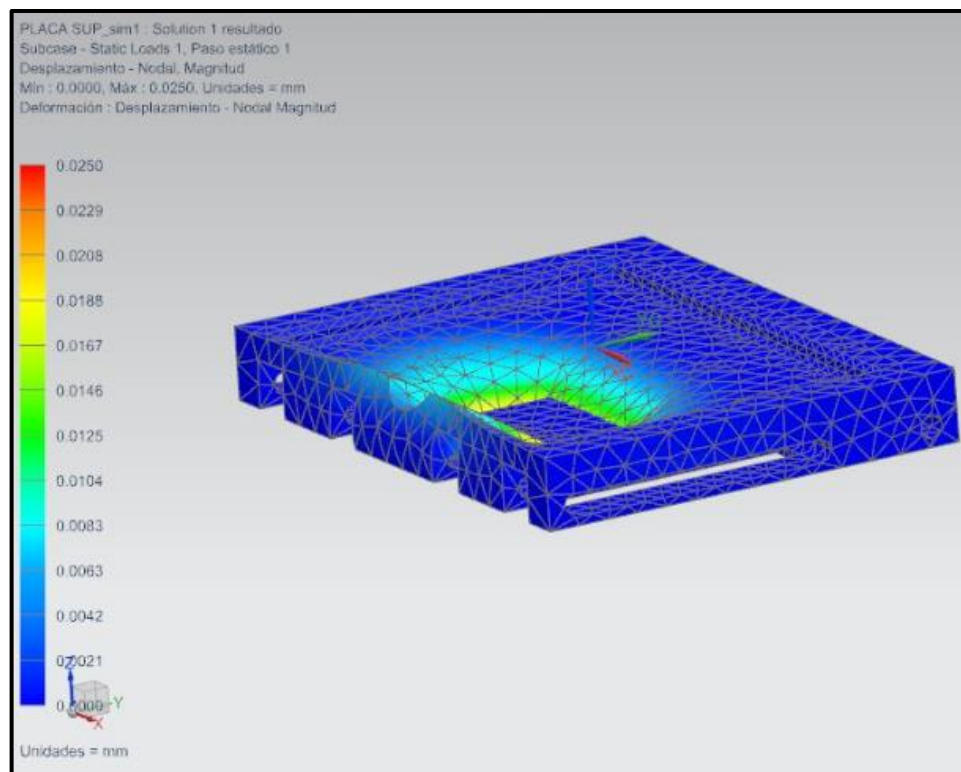
Tabla 40. Fundición gris

===== Mecánico	
Módulo de Young (E)	: 162000000mN/mm ² (kPa)
Coefficiente de Poisson (NU)	: 0.25
Tipo de no linealidad (TYPE)	: 1
Criterio de la función del rendimiento (YF)	: 1
Regla de endurecimiento (HR)	: 1
===== Fuerza	
Límite elástico	: 250000mN/mm ² (kPa)
Tensión de rotura	: 400000mN/mm ² (kPa)

Fuente: datos sacados de NX de Siemens

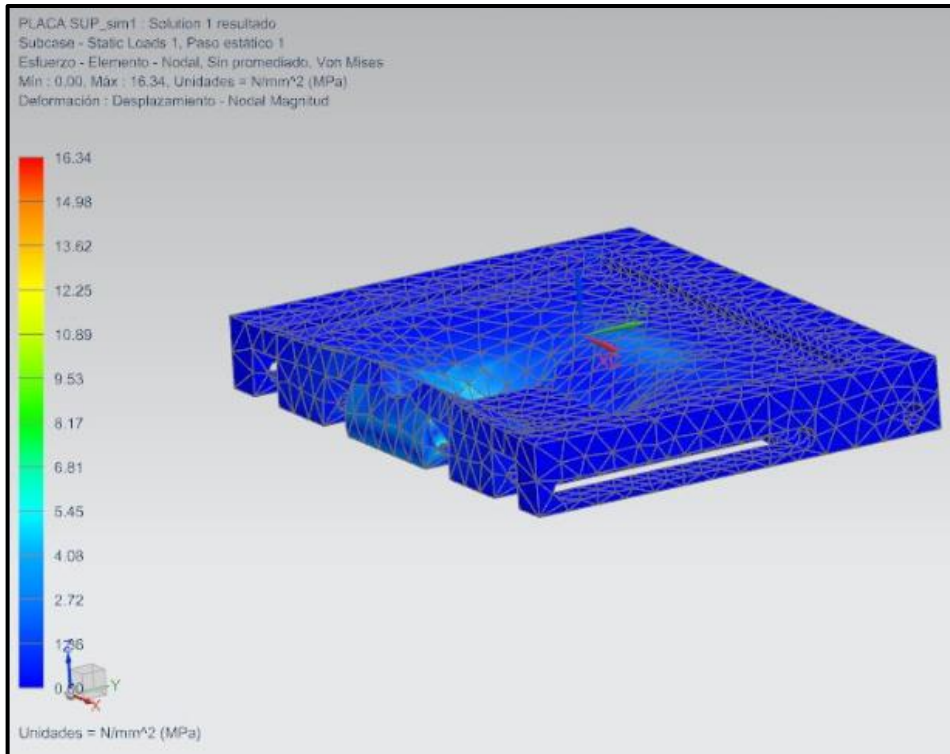
6.1.1 Placa superior equidistante. Uno de los modelos adaptados para realizar los cálculos de la estructura, es manteniendo a la misma distancia cada uno de los perfiles ubicados dentro de las placas. Ver Imagen 83.

Imagen 83. Desplazamiento nodal



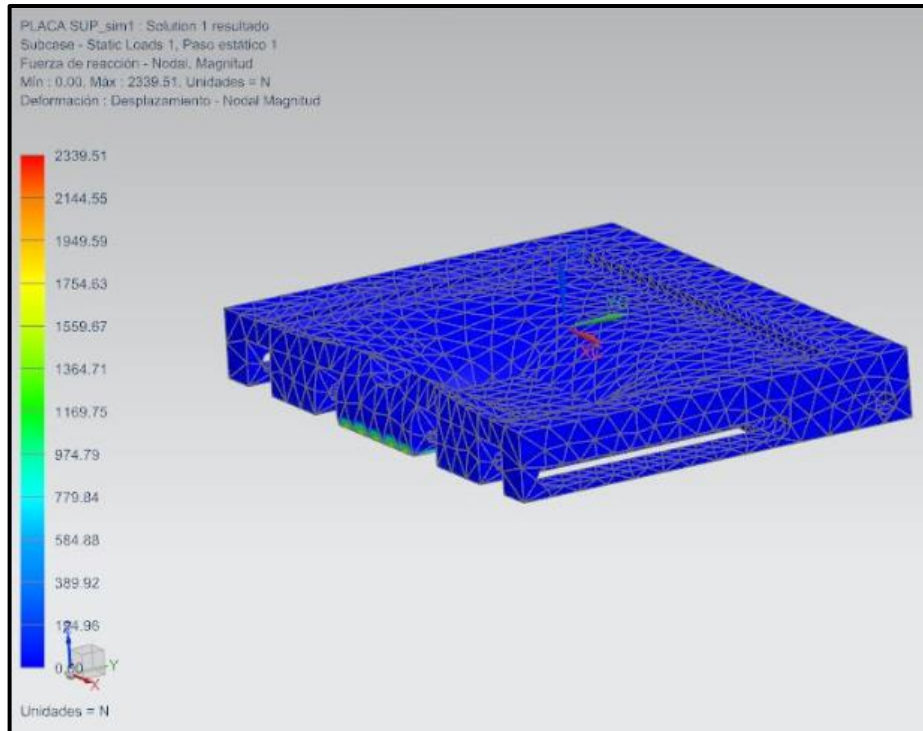
Como se puede apreciar, el desplazamiento que sufre la placa en fundición gris es de 0,025 mm, el cual no es crítico, teniendo en cuenta las altas cargas que se manejan y la posición de elevación con respecto al motor. Ver Imagen 84.

Imagen 84. Esfuerzo máximo



El esfuerzo máximo que se presenta en la placa al manipular el equipo más robusto es de 16,34 MPa; teniendo en cuenta que el límite de fluencia del material es de 250 MPa, se puede afirmar que la placa trabajara óptimamente bajo las cargas críticas a las cuales se puede enfrentar el sistema al elevar 8000Kg. Ver Imagen 85.

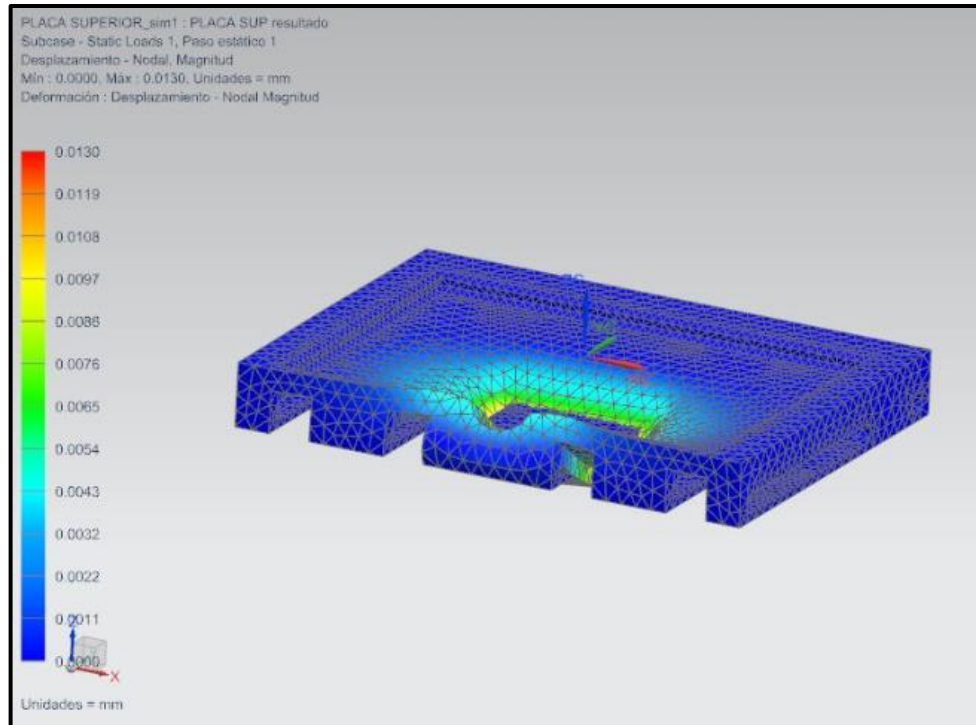
Imagen 85. Reacción máxima



El análisis del software por elementos finitos también nos arroja la reacción máxima de 2339,51 N, la cual presenta a lo largo de la placa, esto nos muestra un punto de comparación con respecto a la otra geometría posible de las placas que se explica a continuación.

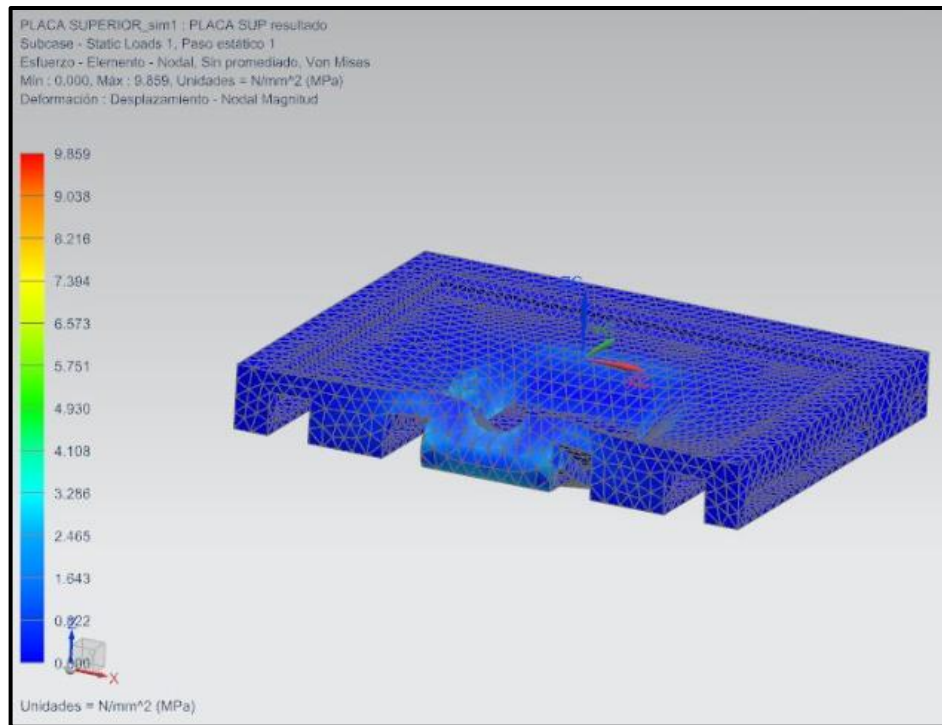
6.1.2 Placa superior tipo viga. Es llamado de dicha forma debido a que cuando los perfiles rectangulares ejecutan su desplazamiento, al encontrarse más cerca entre sí a los costados, actúan como un conjunto con respecto a la carga aplicada sobre la estructura, imitando pues las propiedades de una viga. Ver Imagen 86.

Imagen 86. Desplazamiento nodal



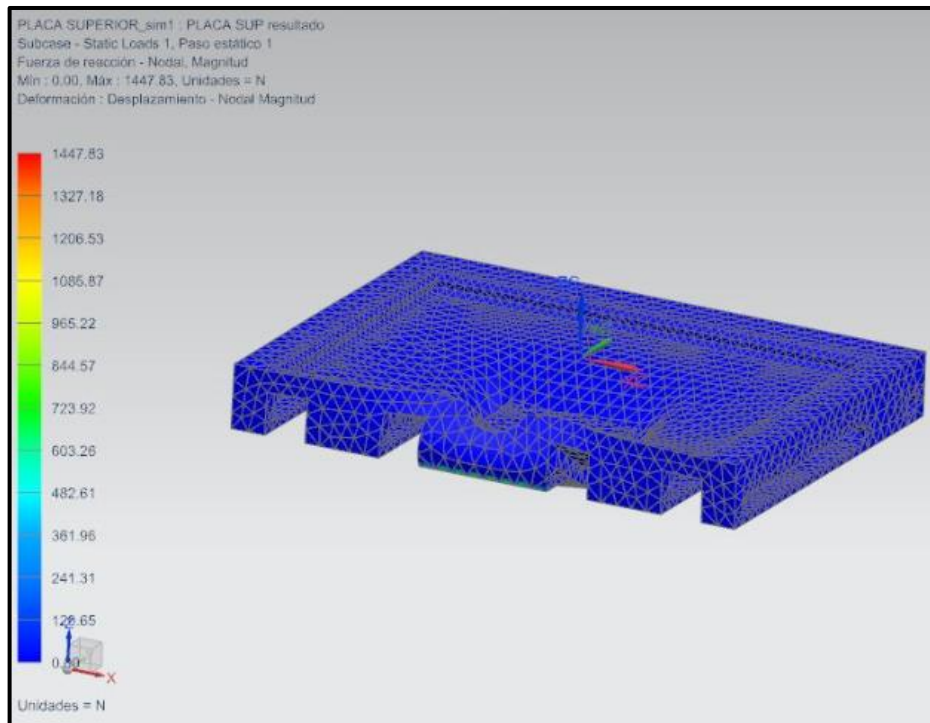
Comparado con la distribución equidistante de los perfiles en la placa, se puede observar que en la formación tipo viga existe un menor desplazamiento nodal por parte de la placa, esto debido a que se distribuye mejor la carga a través de la parte superior de la máquina herramienta. Ver Imagen 87.

Imagen 87. Esfuerzo máximo



Evidentemente se confirma que cuando se habla de concentración de esfuerzos, la distribución tipo viga genera momentos menores a los de la placa equidistante, teniendo como punto máximo unos 9,8 MPa con respecto a 17 MPa generados por parte de la geometría equidistante. Ver Imagen 88.

Imagen 88. Reacción máxima



Como no podía ser una excepción, las fuerzas o reacciones a través de la placa también son menores cuando se usa una figura tipo viga, teniendo como máximo unos 1450 N.

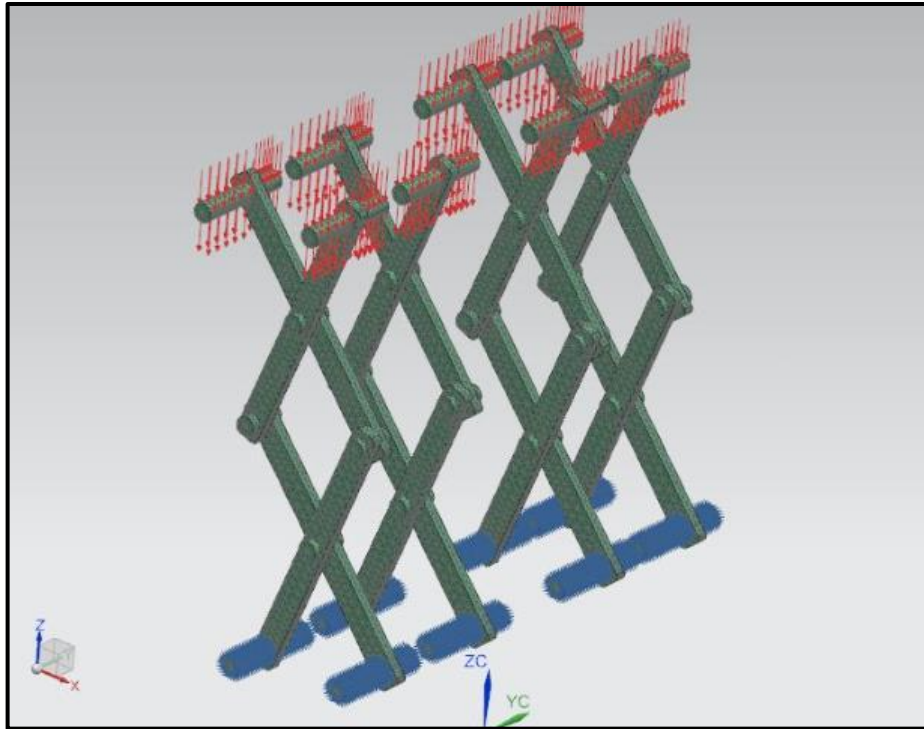
Cuando se observan los resultados, la conclusión es que la mejor opción de diseño para la plataforma de levantamiento en cuanto a las placas que permiten las elevación del sistema es que sea de tipo viga, debido a que en dicha geometría se presentan menos esfuerzos y reacciones, además de un desplazamiento inferior a otro tipo de geometría.

6.2 PERFILES

Aunque en el capítulo anterior se puede observar cómo se calcularon los perfiles, se debe realizar un análisis de esfuerzos por medio del software de elementos finitos, donde la distancia entre perfiles está directamente relacionada con la placa tipo viga.

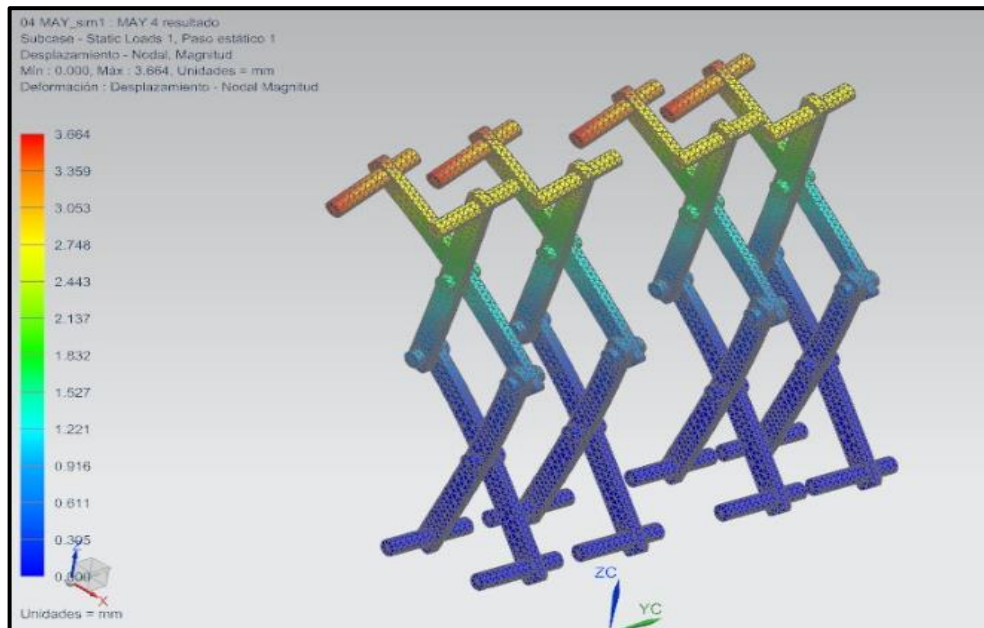
Para ejecutar la simulación, se realizara la división correspondiente de los 4000Kg – 4500Kg que son la carga total por plataforma y se aplica en los pasadores que soportan la estructura dentro de las placas. Ver Imagen 89.

Imagen 89. Estado de cargas



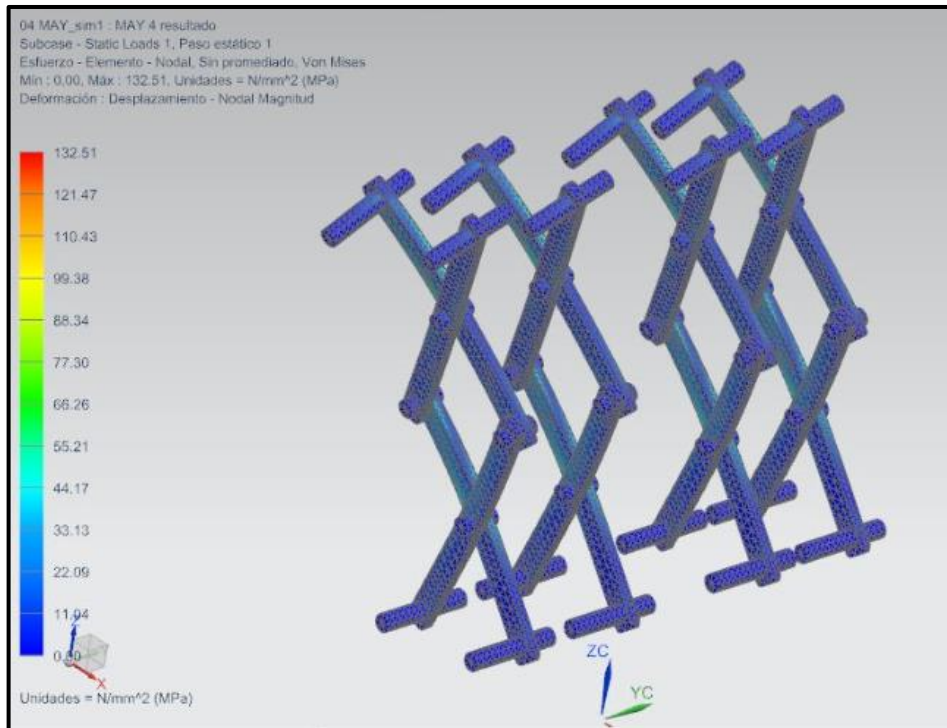
De igual forma se establece una restricción en los pasadores inferiores, debido a que dicha posición es la crítica del sistema porque está involucrada la carga del equipo más robusto y la altura máxima de elevación. Ver Imagen 91.

Imagen 90. Desplazamiento nodal



Es el desplazamiento medido en milímetros que sufren algunos elementos de la estructura debido a la concentración de esfuerzos, para este caso teniendo en cuenta que aproximadamente cada plataforma maneja 4000 – 4500Kg es de 3 mm. Ver Imagen 91.

Imagen 91. Esfuerzo Máximo



Como se puede apreciar, el esfuerzo máximo que se presenta en la estructura es de 132,51 MPa, el cual se manifiesta en mayor medida hacia el perfil BCD, dicho perfil actúa de igual manera que los pasadores de la estructura, ambos fueron diseñados en acero AISI/SAE 1045, el cual cuenta con un límite de fluencia de 310 MPa.

Por lo tanto se puede concluir que el factor de seguridad es adecuado debido a que está dado por:

$$F.S. = \frac{\sigma_y}{\sigma_{falla}}$$

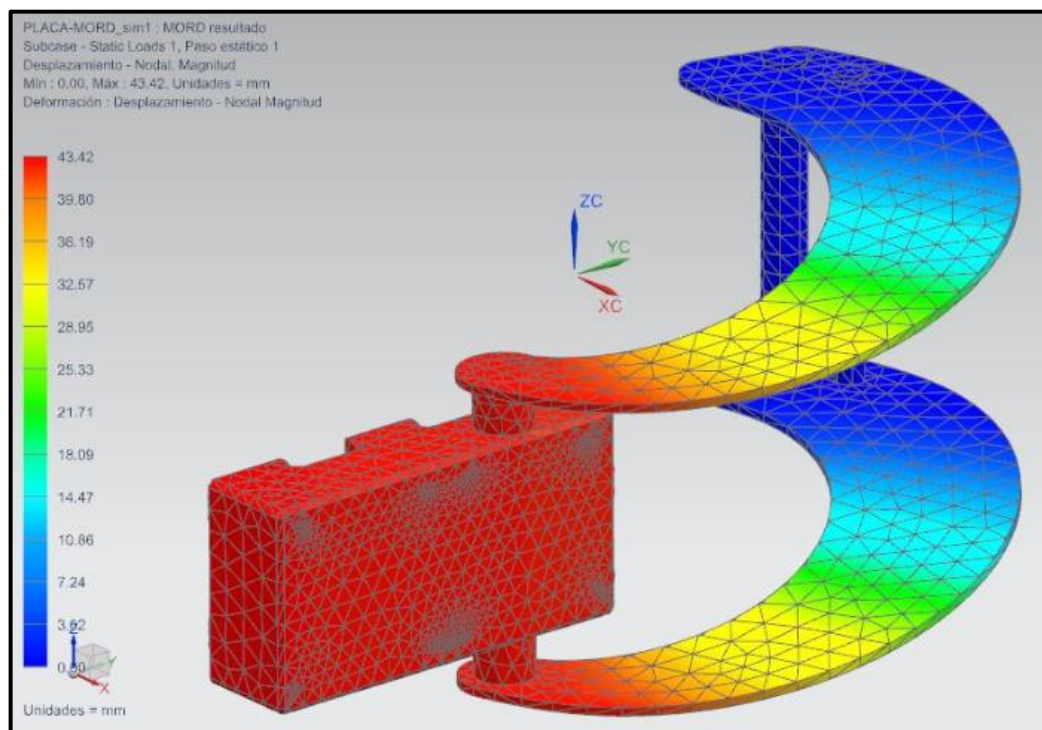
$$F.S. = \frac{310 \text{ MPa}}{132,51 \text{ MPa}} = 2,339 \sim 2,4$$

6.3 GARRA Y PLACA

Un elemento de vital importancia en el momento de abordar cualquiera de los equipos sometidos a reparaciones, son las mordazas de sujeción, para que trabajen óptimamente debe garantizarse que sus garras que llevan las placas de conexión a los motores, soporten cada uno de los pesos que puedan llegar.

Dicho lo anterior es importante advertir que para el manejo de cargas altas es conveniente dividir en varios puntos de sujeción la carga, para así garantizar una distribución adecuada, por esto para el caso más crítico que será simulado, se divide en 32 puntos de sujeción al equipo más robusto y se sujeta de uniones atornilladas a las tapas de inspección del cigüeñal (ver manual de operación). Ver Imagen 92.

Imagen 92. Desplazamiento nodal



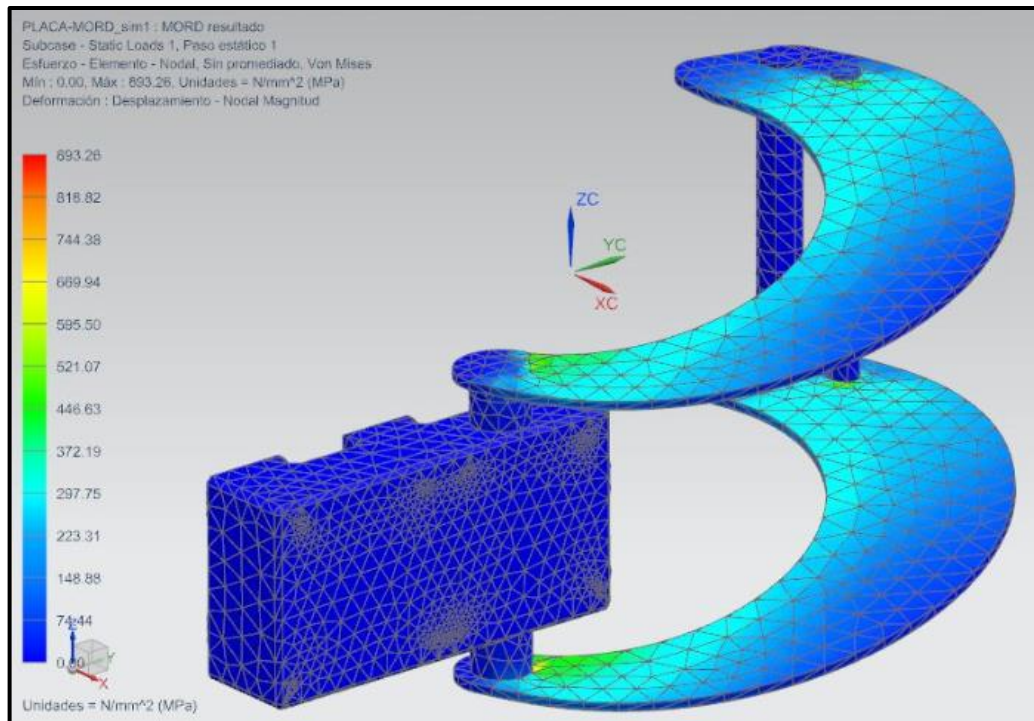
Como se puede observar es un elemento crítico dentro de la operación del equipo y de función universal en la reparación de este tipo de motores. Está en función de su diámetro, teniendo en cuenta eso se escoge el material que ayude a contrarrestar la concentración de esfuerzos. Ver Tabla 41.

Tabla 41. Propiedades material placa sujeción

SAE/ AISI	Estado	ksi	MPa	ksi	MPa	%	HB
1340	Recocido	63	434	102	703	25	204
	Templado y revenido @ 1300 °F	75	517	100	690	25	235
	Templado y revenido @ 1000 °F	132	910	144	993	17	363
	Templado y revenido @ 700 °F	197	1360	221	1520	10	444
	Templado y revenido @ 400 °F	234	1610	285	1960	8	578
4027	Recocido	47	324	75	517	30	150
	Templado y revenido	113	779	132	910	12	264
4130	Recocido @ 1450 °F	52	359	81	558	28	156
	Normalizado @ 1650 °F	63	434	97	669	25	197
	Templado y revenido @ 1200 °F	102	703	118	814	22	245
	Templado y revenido @ 800 °F	173	1193	186	1282	13	380
	Templado y revenido @ 400 °F	212	1462	236	1627	10	467
4140 *	Recocido @ 1450 °F	61	421	95	655	26	197
	Normalizado @ 1650 °F	95	655	148	1020	18	302
	Templado y revenido @ 1200 °F	95	655	110	758	22	230
	Templado y revenido @ 800 °F	165	1138	181	1248	13	370
	Templado y revenido @ 400 °F	238	1641	257	1772	8	510
4340 *	Templado y revenido @ 1200 °F	124	855	140	965	19	280
	Templado y revenido @ 1000 °F	156	1076	170	1172	13	360
	Templado y revenido @ 800 °F	198	1365	213	1469	10	430
	Templado y revenido @ 600 °F	230	1586	250	1724	10	486
5160 *	Recocido	40	276	105	724	17	197
	Templado y revenido @ 1300 °F	100	690	115	793	23	229
	Templado y revenido @ 1000 °F	151	1040	170	1170	14	341
	Templado y revenido @ 700 °F	237	1630	263	1810	9	514
	Templado y revenido @ 400 °F	260	1790	322	2220	4	627
6150 *	Recocido	59	407	96	662	23	197
	Templado y revenido @ 1300 °F	107	738	118	814	21	241
	Templado y revenido @ 1000 °F	173	1190	183	1260	12	375
	Templado y revenido @ 700 °F	223	1540	247	1700	10	495
	Templado y revenido @ 400 °F	270	1860	315	2170	7	601

Fuente: Apéndice compendio de aceros

Imagen 93. Esfuerzo máximo



De igual forma que en el análisis de los perfiles, para este caso el esfuerzo máximo que se presenta es de 893,26 MPa, y aunque es un esfuerzo alto y considerable, el acero 5160 en el cual están hechas las placas y tornillos de las garras cuentan con un límite de fluencia de 1729 MPa,

$$F.S. = \frac{\sigma_y}{\sigma_{falla}}$$

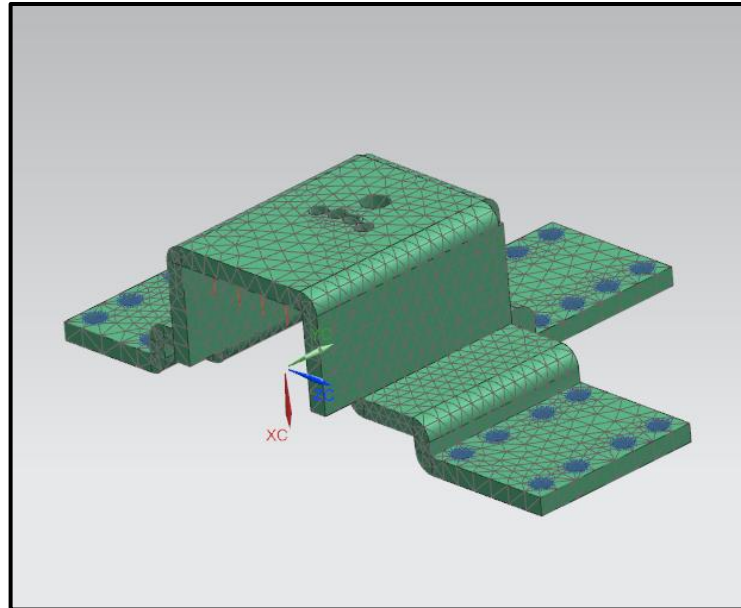
$$F.S. = \frac{1729 \text{ MPa}}{893,26 \text{ MPa}} = 1,95 \sim 2$$

6.4 CHAPA

Este elemento cumple con la función de mantener en su lugar la mordaza de sujeción junto con un perno, garantizando que el mecanismo de agarre se mantenga unido a la plataforma de levantamiento.

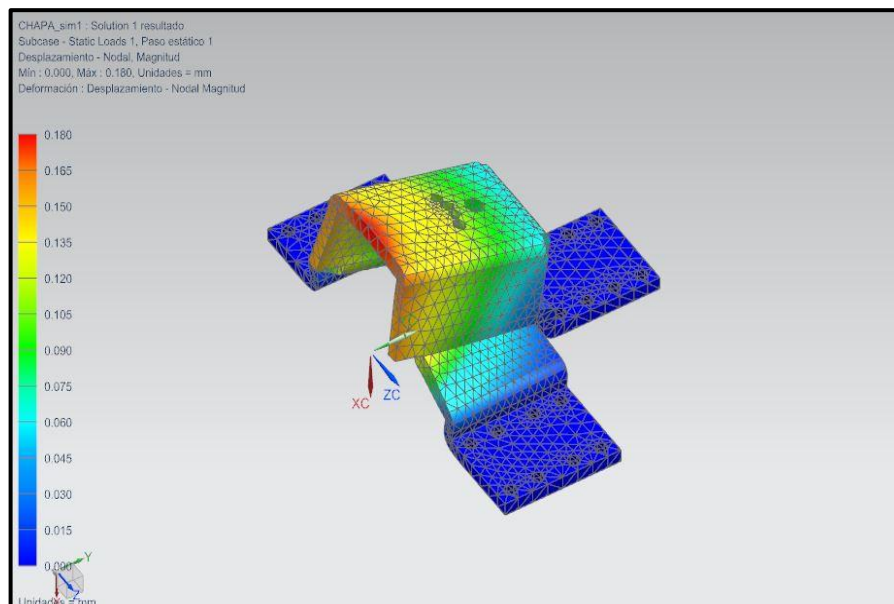
Teniendo en cuenta lo anterior, se analiza en el software de elementos finitos la chapa, en acero 1045, comercializado en el mercado para este tipo de elementos. Dicho elemento se encuentra unido a la placa por medio de agujeros roscados de una pulgada de diámetro. Ver Imagen 94.

Imagen 94. Cargas y restricciones en la chapa



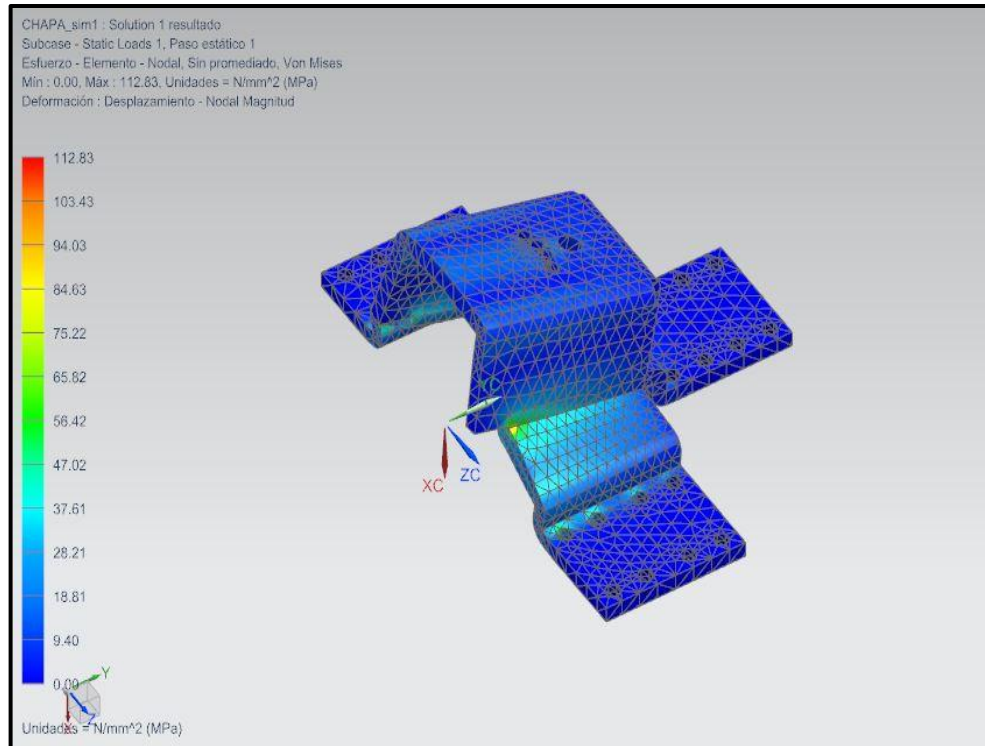
El rotor de la mordaza ejerce una fuerza ascendente en dirección del eje -XC sobre la chapa, la cual es de 40 kN en el momento en que se realiza la sujeción del motor más robusto de todos. Ver Imagen 95.

Imagen 95. Desplazamiento nodal



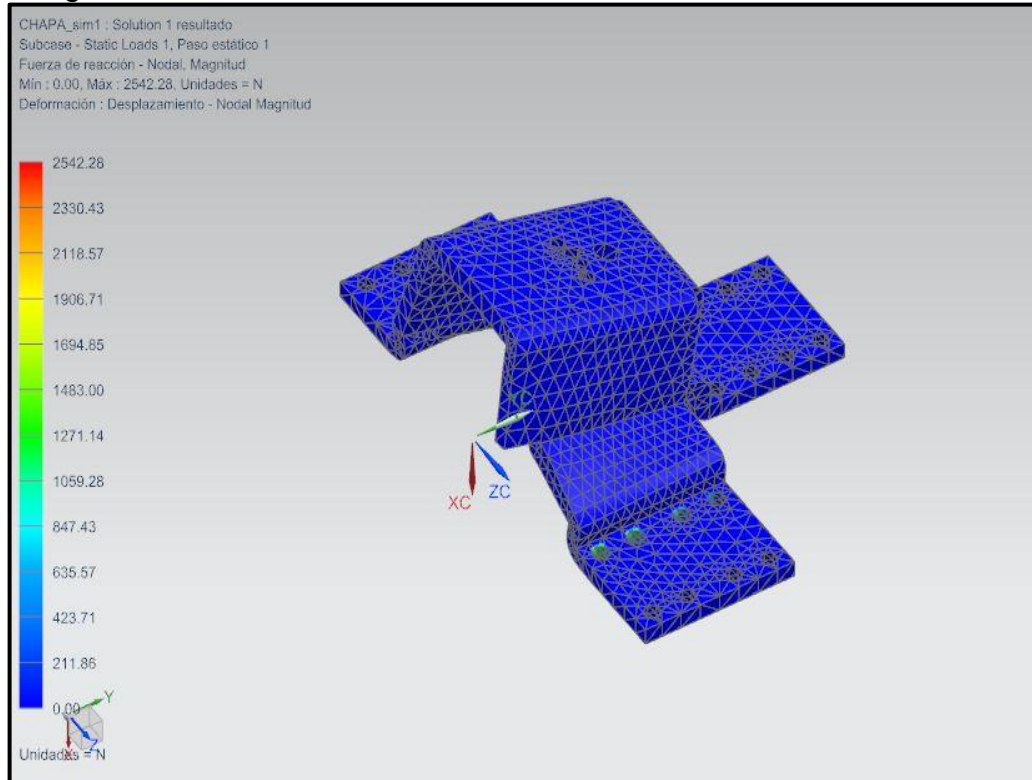
Una vez aplicada la carga crítica al sistema, el comportamiento de la chapa que se encarga de mantener el sistema de sujeción en su punto, sufre un desplazamiento de 0,18 mm. Ver Imagen 96.

Imagen 96. Esfuerzo máximo



En cuanto a esfuerzos, la chapa cumple las propiedades mecánicas, puesto que su esfuerzo máximo es de unos 113 MPa y el límite de fluencia del material la chapa es de 301 MPa. Ver Imagen 97.

Imagen 97. Reacción máxima



Para este caso la reacción máxima presente en la chapa es muy similar a la de la placa superior, teniendo como punto máximo 2543 N, lo cual garantiza que la chapa se mantendrá fija en operación.

7. ELABORACIÓN DE MANUALES

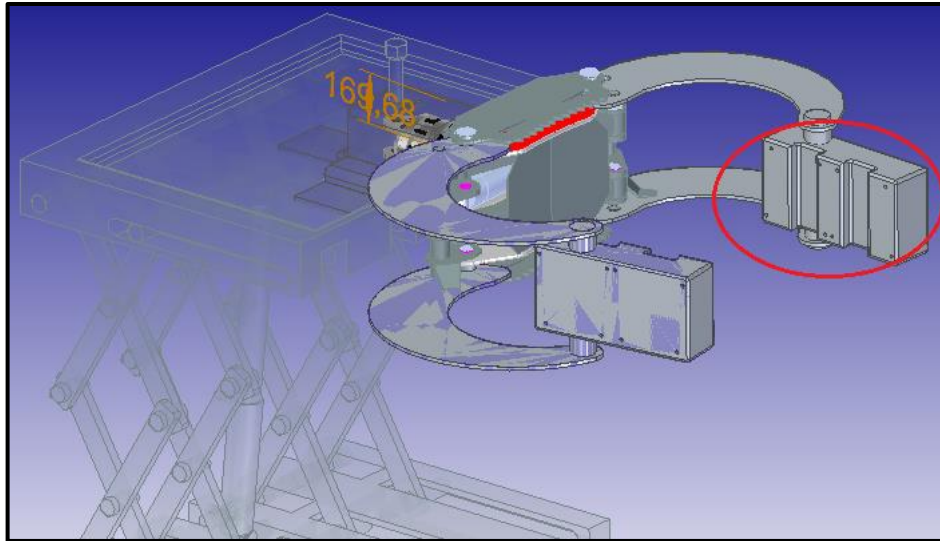
En este capítulo se hace referencia a todas y cada una de las actividades de mantenimiento de la máquina herramienta, igualmente se explica en detalle la forma correcta en la que se debe realizar la operación durante el manejo de cargas para aprovechar al máximo la funcionalidad que el equipo brinda durante las reparaciones.

7.1 MANUAL DE OPERACIÓN

Es de vital importancia contar con un manual de operación que especifique con claridad los parámetros de trabajo de la máquina herramienta, debido a que durante la manipulación de equipos de este calibre se debe minimizar cualquier tipo de riesgo por parte del operador.

- Este manual contiene información sobre la operación, así como también detalles sobre la seguridad para el elevador. Lea y entienda las consideraciones de advertencia y seguridad, y las instrucciones de operación en este manual, antes de operar la máquina herramienta.
- Este elevador solo debe ser manipulado por personal autorizado y con conocimientos básicos en la reparación de motores CATERPILLAR.
- La operación de forma incorrecta de esta máquina herramienta puede resultar en heridas serias para una persona, es por eso que se deben seguir todas las advertencias e instrucciones de operación de este manual. No se permite que las personas sin entrenamiento operen el elevador.
- No exceda la capacidad de carga de elevación 4000 kg por plataforma.
- Cuando realice la sujeción de cualquiera de los equipos, verifique que las mordazas tengan un área efectiva de contacto, el ajuste correcto de cada tornillo de sujeción y que la fuerza de sujeción sea la necesaria según la referencia del equipo. Ver Imagen 98.

Imagen 98. Mordaza con placa de sujeción

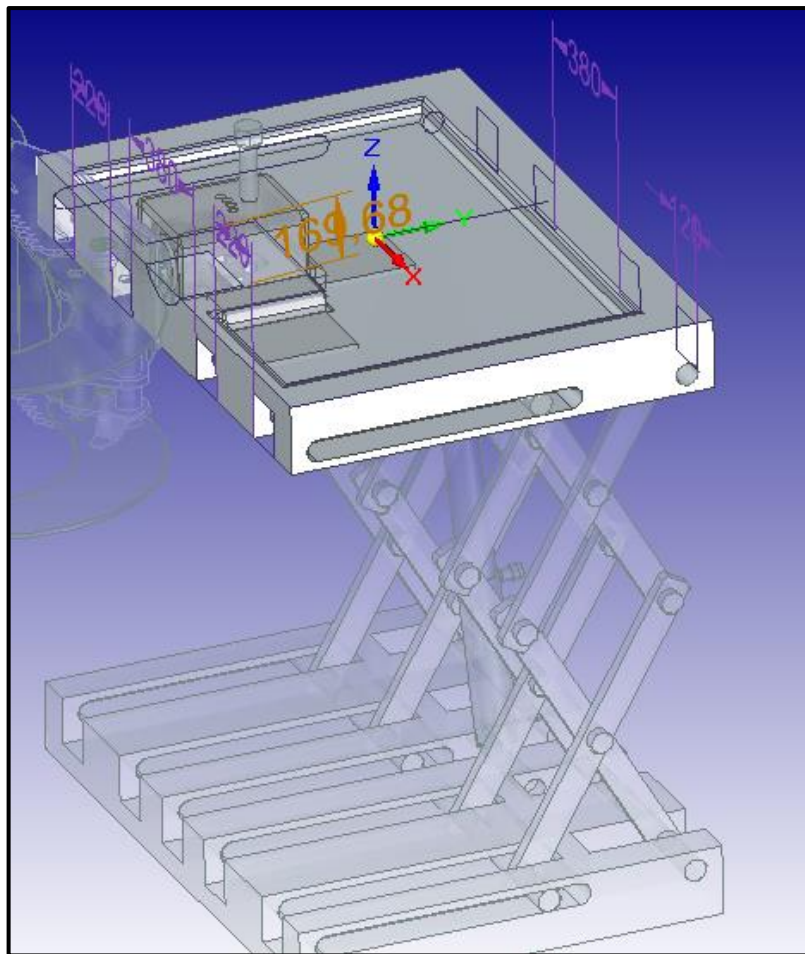


- No permita que durante la operación alguna parte del cuerpo o la de cualquier ayudante, quede bajo, dentro o alrededor de cualquier elemento funcional (línea de fuego), involucrado en el levantamiento o giro, o en una posición en la que pueda quedar atrapado entre el piso y el elevador.
- Tenga en cuenta la ubicación de los transeúntes presentes durante la operación de la máquina herramienta. Permanezca de pie al lado de la plataforma mientras esté operando el elevador hidráulico, una vez tenga el equipo a la altura deseada verifique que la posición de agarre sea la adecuada. Asegúrese que el área donde opera la plataforma durante la elevación se encuentre libre de obstáculos.
- Verifique la posición de las plataformas con respecto al equipo que planea reparar para de esta forma garantizar una posición correcta de sujeción.
- En el momento de realizar el giro de cualquiera de los equipos intervenidos en la reparación, asegúrese de mantener el radio de giro despejado.
- No intente desplazar el equipo o las plataformas de levantamiento una vez haya realizado la elevación de cualquiera de los equipos.
- Antes de realizar cualquier tipo de operación con las plataformas de elevación, verifique que el sistema hidráulico no tenga ningún tipo de fuga o escape, y que los elementos mecánicos de la máquina herramienta no tengan fisuras o cortes transversales de ningún tipo.

7.1.1. Listado de tareas diarias previas y durante la operación: Las tareas de revisión previas y durante la operación deben ser ejecutadas en su totalidad por el operador del elevador.¹⁵

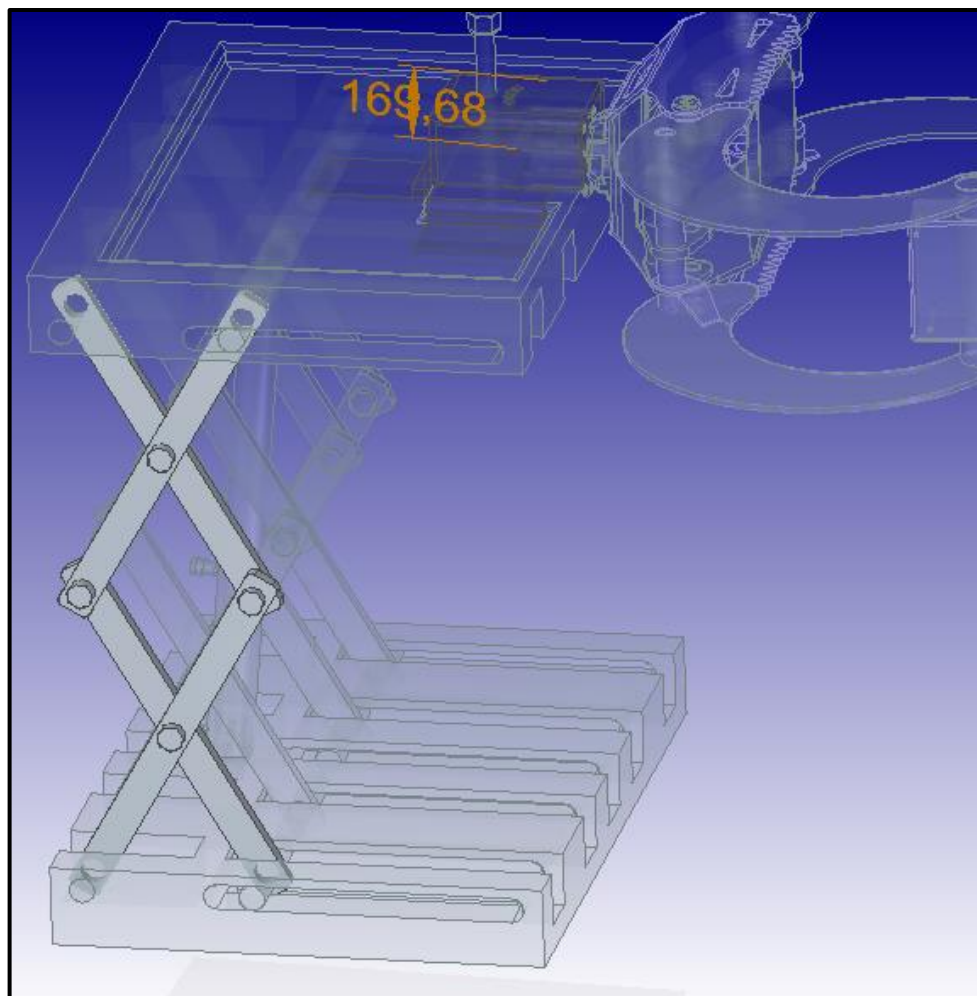
- Ubique el motor de forma adecuada, en medio de las plataformas de elevación asegurándose de que se encuentre alineado con las mordazas de sujeción.
- Visualmente revisar que las conexiones hidráulicas de la máquina herramienta no tengan ningún tipo de fuga o escape, de igual forma que los elementos mecánicos no posea fisuras o cortes de ningún tipo.

Imagen 99. Vista estado normal placa



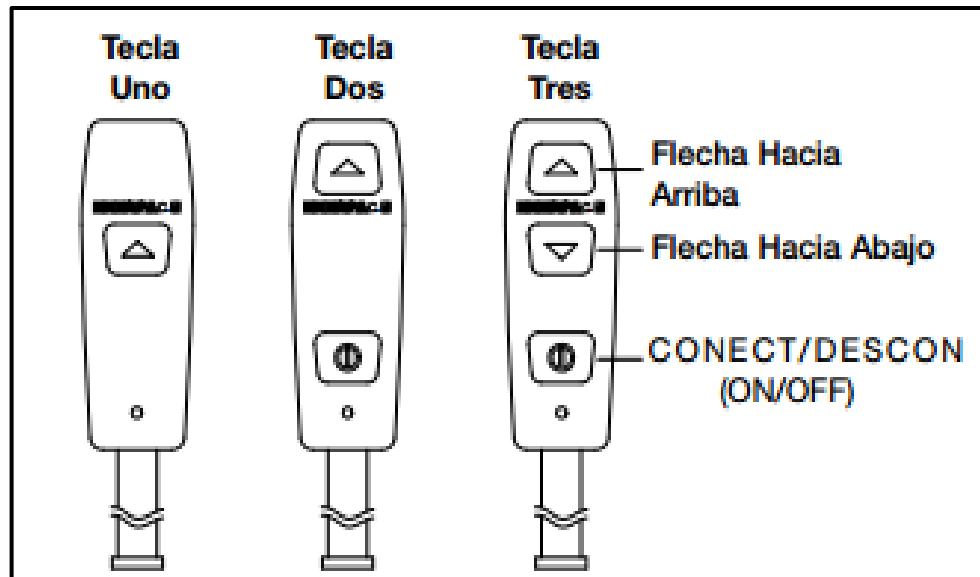
¹⁵ Si alguna de las revisiones previas o durante la operación no se cumple, no se debe operar el elevador hasta que se realice una reparación a cargo de un técnico calificado.

Imagen 100. Vista perfiles



- Asegúrese de que el interruptor de encendido y apagado “ON/OFF” de la bomba se encuentre encendido. Siendo así, el elevador esta encendido, quiere decir que los elevadores tienen energía para operar.
- Si alguna de las plataformas de elevación está sucia, limpiarla.

Imagen 101. Accionamiento de la bomba



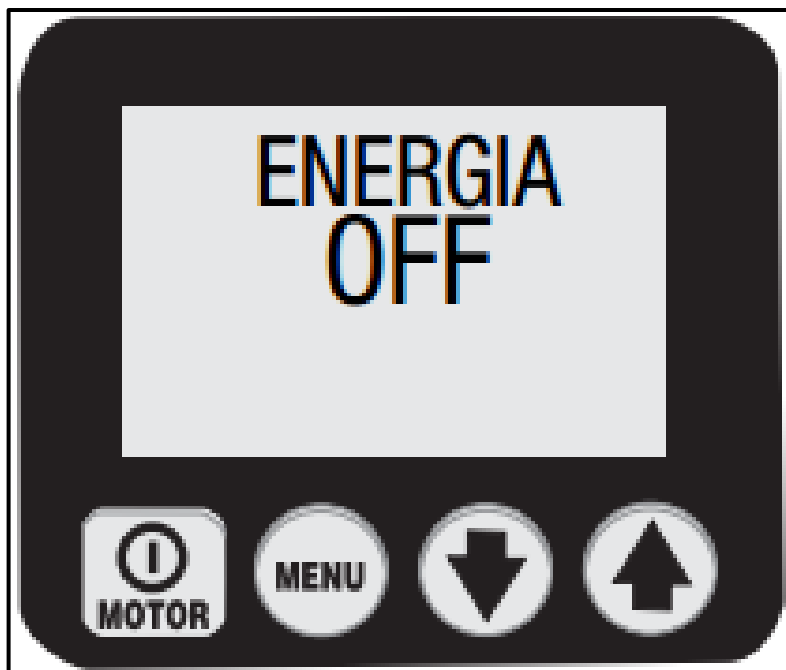
- Asegúrese de que el interruptor de encendido y apagado “ON/OFF” de la bomba se encuentre en encendido “ON”. Si el indicador del interruptor está encendido. El elevador tiene energía para operar.

Existen algunas instrucciones de operación que son una serie de recomendaciones que se hacen para aprovechar al máximo el funcionamiento de la máquina herramienta.

Previamente se debe ubicar el motor a reparar en el suelo, enfrente a cada una de las plataformas de elevación verificando que se encuentre alineado entre sí. A continuación:

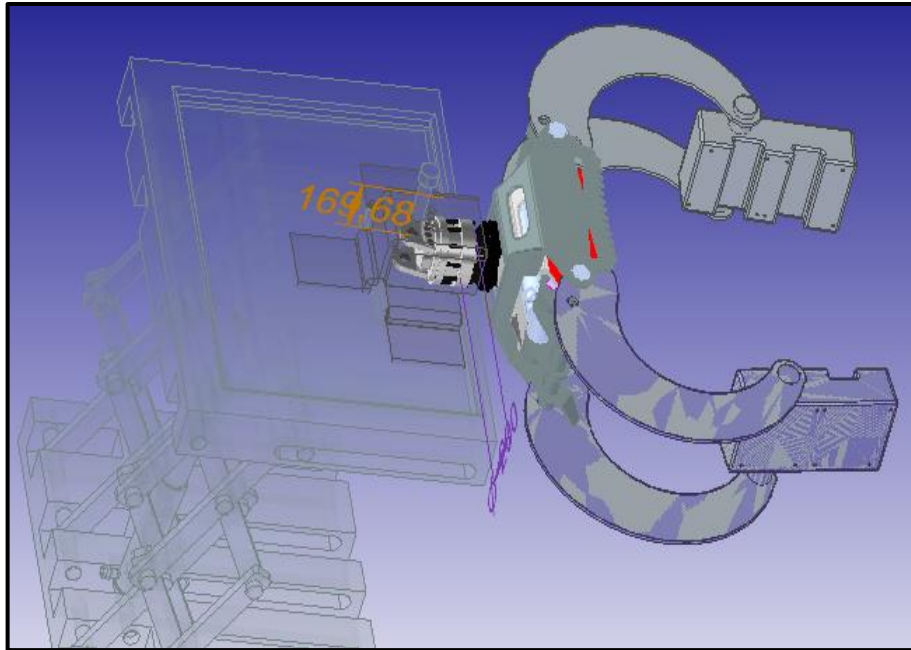
- Aplique voltaje al elevador al poner el interruptor en “ON” en la tapa de la bomba. El interruptor se ilumina cuando está en “ON”. Al cortar el paso de corriente la pantalla indicará OFF.

Imagen 102. Pantalla energía ON/OFF



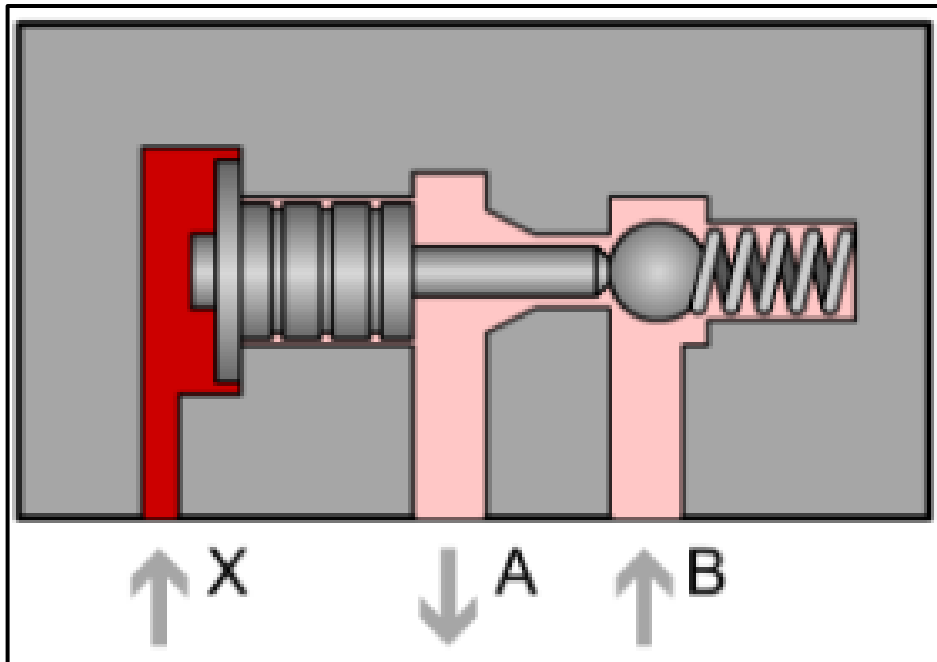
- Realizar la verificación de la posición para cada una de las plataformas con respecto al equipo que se planea reparar.
- Determinar la altura correcta de elevación desde la cual se planea realizar la sujeción del motor. (Tenga en cuenta que la sujeción de cada uno de los equipos se realiza desde las placas de inspección a distintas alturas).
- Acoplar la placa de sujeción que está ubicada en el extremo de cada una de las mordazas, por medio de tornillos al cuerpo del motor. Verificar la fuerza de cierre de la mordaza antes de realizar cualquier tipo de elevación del equipo.

Imagen 103. Mordazas de sujeción



- Una vez puestas en posición ambas plataformas y asegurado el equipo por medio del mecanismo de cierre, se procede a realizar la elevación del equipo hasta la altura pertinente.
- La elevación se realiza por medio de la activación de la válvula que controla el comportamiento del cilindro.
- El bloqueo del sistema de elevación se realiza por medio de una válvula anti retorno, la cual garantiza que a pesar de que el sistema eléctrico o las conexiones hidráulicas llegasen a fallar no se generara caída del sistema de presión.

Imagen 104. Válvula anti retorno



Fuente:

<http://informefebrerotanquehidraulico828826.blogspot.com.co/2015/04/valvulas-de-bloqueo-y-valvulas-de.html>

- Para activar el mecanismo de giro, de igual forma se debe tener en cuenta la activación de la válvula que gobierna el flujo del mecanismo de rotación.

7.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO

Para cada una de las labores para las cuales fue diseñada la máquina es necesario garantizar la estabilidad de todos los elementos y la confiabilidad en el sistema de elevación en cada momento, debido a que son cargas considerables.

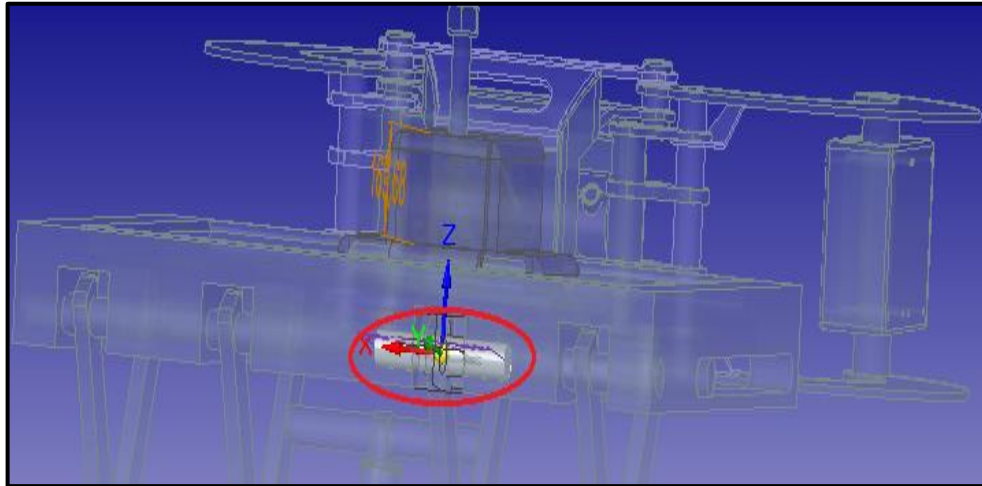
Se realiza un calendario de mantenimiento, medido bien sea en número de elevaciones o en meses de operación, con el fin de que anualmente se controle el estado de la máquina herramienta y se lleve un seguimiento durante su operación.

7.2.1 Recomendaciones. Cada 500 elevaciones o 3 meses se deben realizar las siguientes labores:

- Revisar visualmente si el elevador tiene partes plegadas, rotas, desgastadas o las soldaduras de los bujes de los pasadores si están rotas.
- Revisar el cableado eléctrico, si hay aislante gastado, y las terminales están corroídas y se quedan adecuadamente.

- Revisar si hay uniones sueltas (tuercas, ejes, tornillos o pasadores).

Imagen 105. Vista pasadores críticos estructura

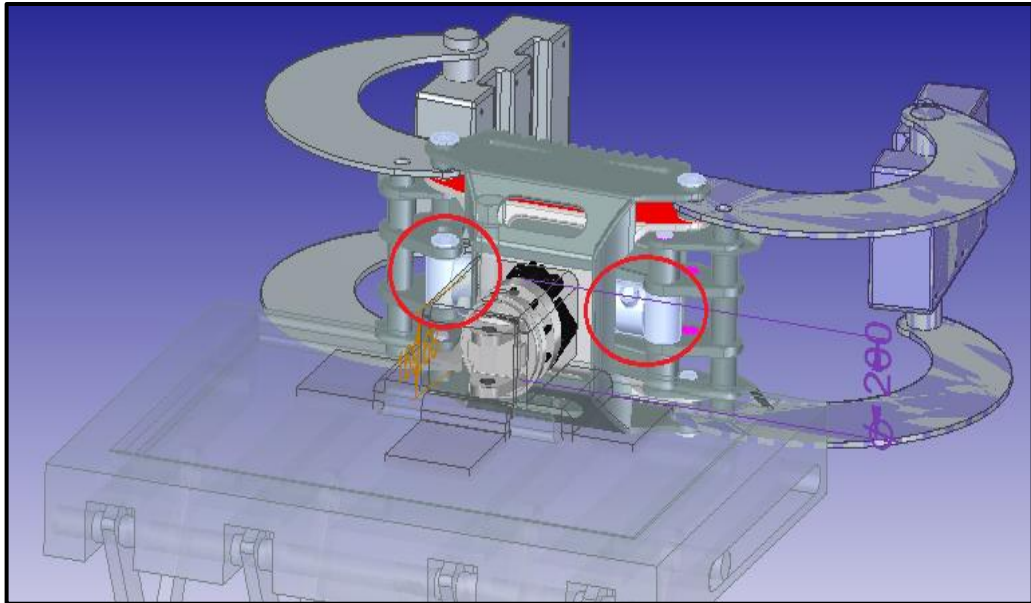


- Verificar que los mecanismos de bloqueo de las llantas se encuentren operando normalmente
- Revisar las válvulas y las mangueras del mecanismo de sujeción

7.2.2 Recomendaciones de largo plazo. Cada 2500 elevaciones o un año se deben realizar las siguientes acciones:

- Visualmente revise cada una de las válvulas del sistema hidráulico
- Revisar si los cilindros que controlan la apertura de la mordaza. El mecanismo de sujeción puede ser operado si los cilindros fugan una delgada película de aceite. Pero si están goteando deben ser reemplazados.

Imagen 106. Cilindros de apertura de la mordaza



7.2.3 Cada 5000 elevaciones o año y medio.

- Revisar si el cilindro de elevación de la plataforma tiene de aceite. El elevador puede ser operado con una delgada película de aceite. Pero si está goteando deben ser reemplazados.

8. EVALUACIÓN FINANCIERA

La compañía IMOX LTDA realiza reparaciones de motores Caterpillar utilizando un sistema que no es seguro para el personal ni para los equipos a reparar, los cuales no son propiedad de la empresa, este factor de riesgo se debe a que se concentran las cargas en dos puntos específicos del marco los cuales no son calculados y el travesaño tiende a flectarse causando una fractura transversal, lo que puede generar daños significativos en las maquinas o accidentes laborales.

Este proyecto presenta como alternativa el diseño de una máquina herramienta de accionamiento hidráulico que cumpla con las tres etapas de reparación mayor: levantamiento, sujeción y giro; con el fin de garantizar la seguridad tanto para el operario y la maquinaria a reparar.

El enfoque de la evaluación financiera se proyecta desde el punto de vista de la compañía IMOX LTDA, se utiliza la metodología del indicador financiero Costo Anual Equivalente, con el fin de establecer la viabilidad financiera del proyecto, para ello se debe realizar un análisis de la inversión inicial y los costos de operación; se toma como unidad monetaria de valor constante el peso colombiano COP para el presente proyecto no se tendrá en cuenta el efecto de la inflación, con la tasa de interés de oportunidad (TIO) del 11,5% efectivo anual la cual se emplea en los proyectos de inversión que se desarrollan en la empresa IMOX LTDA, el período de evaluación es de ocho (8) años.

En el presente análisis se determinó la inversión inicial para fabricar la máquina herramienta diseñada y la inversión inicial que realizó IMOX LTDA en el sistema actual; los costos actuales requeridos para la reparación de los motores Caterpillar con la metodología utilizada actualmente y de igual manera los costos de operación para la máquina herramienta propuesta, el valor de salvamento o también conocido como el valor del activo al final de su vida útil fue calculado por el método de la línea recta.

8.1. ANALISIS DE COSTOS DE INVERSION

Los valores presentados en el análisis de costos de inversión para el proceso actual fueron suministrados y tomados de los reportes financieros de IMOX LTDA, para el proceso propuesto fueron suministrados de cotizaciones y estudio de mercado previamente realizados. Todos los valores están representados en un periodo de tiempo anual.

Costos de Inversión Proceso Propuesto. La máquina herramienta diseñada se compone de una mordaza, un rotor hidráulico, una bomba, la estructura compuesta de acero 1045, válvulas y los elementos de sujeción dentro de los cuales se encuentran los tornillos, mangueras, racores, tuercas, arandelas etc. El

valor de cada uno de estos elementos se ve reflejado en la Tabla 42. La suma de estos representa el coste inicial que tendría que asumir la compañía IMOX LTDA si decidiera implementar la maquina propuesta.

Tabla 42. Inversión inicial proceso propuesto

ITEM	PRECIO UNITARIO	CANT	COSTO COP
MORDAZA DE SUJECION	6000000	2	12000000
ROTOR HIDRAULICO	1500000	2	3000000
BOMBA	3256000	1	3256000
VALVULAS	130000	9	1184000
PASADORES	145000	32	450000
PERFILES (SAE/AISI 1045)	30000	32	950000
PLACAS (FUNDICION GRIS)	400000	4	1600000
EJES	35000	8	280000
RUEDAS	70000	8	560000
CILINDRO HIDRAULICO DE LEV	4200000	2	8400000
INGENIERIA DEL PROYECTO	21600000		21600000
ENSAMBLE	500000		500000
TOTAL			53780000

8.2 ANÁLISIS DE COSTOS DE OPERACIÓN

Los valores presentados en el análisis de costos de operación para el proceso actual fueron suministrados y tomados de los reportes financieros de IMOX LTDA.

Cabe indicar que el objetivo de este proyecto es el diseño y modelamiento de una máquina herramienta para el levantamiento y giro de motores Caterpillar para las reparaciones superiores por lo tanto los servicios, herramientas, equipos y mano de obra presentan un cambio frente al método actual. Todos los valores están representados en un periodo de tiempo anual.

8.2.1 Costos de operación proceso actual. En la actualidad el proceso es netamente mecánico es decir que sus costos de operación se ve reflejados en el alquiler del montacargas para mover el motor, el mantenimiento semestral y la mano de obra que en este caso por ser una metodología artesanal requiere de 4 operarios por motor.

Cabe resaltar que el proceso actual se mantiene funcionando correctamente a lo largo de unos 4 años, para luego obligatoriamente tener que realizar un cambio general, que abarca reemplazar diferenciales, cadenas y hasta el marco que se usa para sostener los equipos, debido a que se cumple su ciclo útil con un costo de 3.965.000 COP. En la Tabla 43 se observan los costos de operación anuales.

Tabla 43. Costo anual de operación proceso actual

ITEM	COSTO COP
MANO DE OBRA	
SENIOR	72.000.000
AUXILIAR	25.200.000
MANTENIMIENTO	
PERSONAL ALTURAS	6.000.000
ACEITE	200.000
GRASERA	100.000
ESCALERA	500.000
ALQUILER MONTACARGA	10.800.000
TOTAL	114.800.000

8.2.2 Costos de operación proceso propuesto. La máquina herramienta diseñada requiere solo de un operario para su manejo, el mantenimiento se programó trimestralmente y el consumo de energía esta dado solo en el momento en el que se repare un motor estos valores se ven reflejados en la Tabla 44, cada uno de los costos son calculados anualmente.

Tabla 44. Costo anual de Operación proceso propuesto

ITEM	COSTO COP
MANO DE OBRA (AUXILIAR)	12.600.000
MANTENIMIENTO	
ACEITE	
MANGUERAS	
MTTO BOMBA	2.000.000
LIMPIEZA TANQUE	
REVISIÓN ELECTRICA	
CONSUMO DE ENERGÍA	39.300.000
TOTAL	53.900.000

8.3 EVALUACIÓN FINANCIERA

La evaluación financiera de este proyecto se hace a partir de las inversiones iniciales y los costos de operación para cada uno de los sistemas convirtiéndolos a una serie uniforme de pagos equivalentes.

Costo Anual Equivalente. “Es el equivalente en pesos (\$) anuales de todos los ingresos y egresos, en una serie uniforme de pagos describiendo el resultado de

un flujo de caja”, La Ecuación ilustra el método indicado para el cálculo del Costo Anual Equivalente (CAUE)

$$CAUE = VPN * \frac{i * (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} - \frac{VS}{\left[\frac{(1 + i)^n - 1}{i} \right]}$$

Dónde:

CAUE= Costo anual uniforme equivalente

VPN= Valor Presente Neto

VS= Valor de salvamento

i = Tasa de interés corresponde a la tasa de interés de oportunidad (TIO) la cual es la tasa de retorno que se necesita sobre una inversión, esta tasa es la encargada de descontar el monto capitalizado de interés del total de ingresos a percibir en el futuro.

n = Número de periodos para la evaluación del proyecto

$$VPN = -A + \frac{F}{(1 + i)^n}$$

Dónde:

A= Inversión Realizada

F= Valor del flujo de caja neto

i = Tasa de interés

n = Número de periodos para la evaluación del proyecto

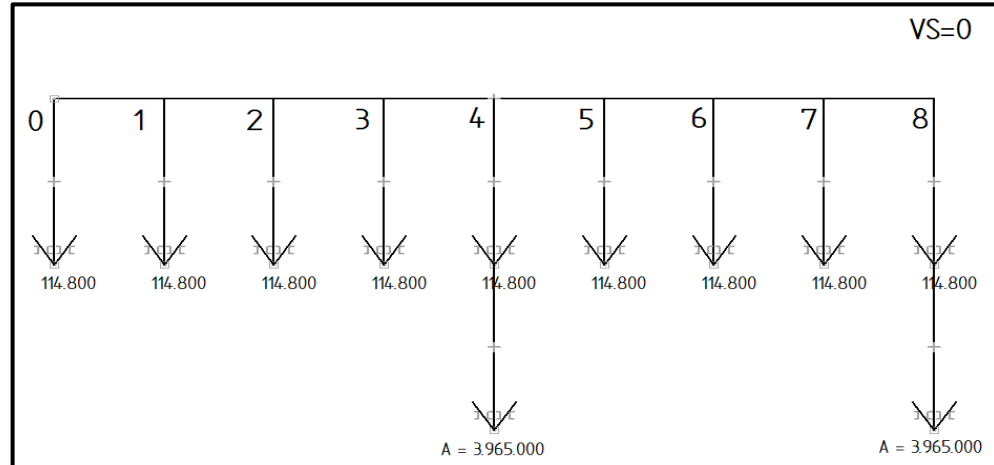
De acuerdo a la metodología del costo anual equivalente el resultado se interpreta como: si el CAUE es positivo es porque los ingresos son mayores que los egresos por lo tanto el proyecto puede realizarse al evaluar la alternativa actual con la propuesta la selección se hace sobre la base del CAUE eligiendo la de menor valor.

Para calcular el Costo Anual Equivalente (CAUE) de este proyecto se utilizó una Tasa de Interés de Oportunidad (TIO) del 11,5% efectivo anual la cual se utiliza en los proyectos de inversión de la compañía, además de esto se utiliza la unidad monetaria peso colombiano (COP) y un tiempo de validez de ocho años.

- CAUE para el proceso actual: En la Imagen 107 se pueden observar los flujos de caja para el sistema de reparación de motores Caterpillar utilizado actualmente, dado que este tiene una vida útil de cuatro años no se considera una inversión

inicial en el primer periodo pero si en el cuarto periodo, a continuación se presenta la operación matemática y el resultado obtenido para este proceso.

Imagen 107. Flujo de efectivo para el método actual



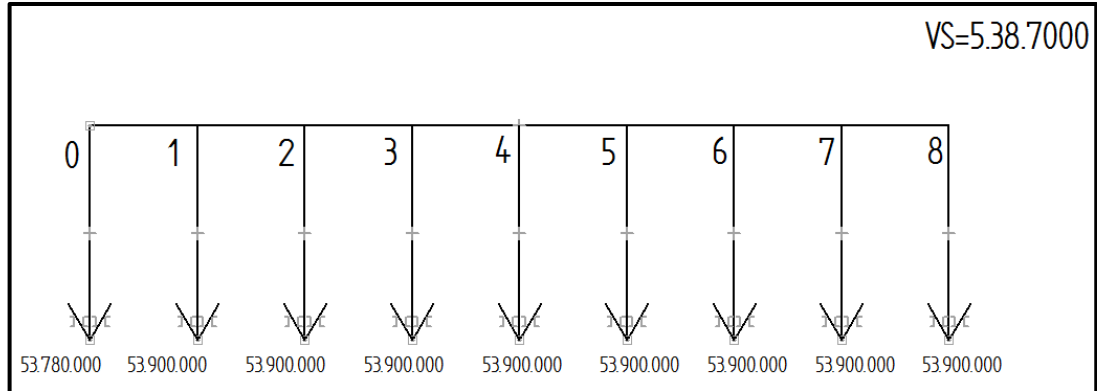
$$VPN = -3.965.000 + \frac{114.800.000}{(1+0,115)^1} + \frac{114.800.000}{(1+0,115)^2} + \frac{114.800.000}{(1+0,115)^3} + \frac{114.800.000}{(1+0,115)^4} + \frac{114.800.000}{(1+0,115)^5} + \frac{114.800.000}{(1+0,115)^6} + \frac{114.800.000}{(1+0,115)^7} + \frac{114.800.000}{(1+0,115)^8} = 576.422.102$$

$$CAUE = 576.422.102 * \frac{0,115 * (1 + 0,115)^8}{(1 + 0,115)^8 - 1} - \frac{0}{\left[\frac{(1 + 0,115)^8 - 1}{0,115} \right]}$$

$$CAUE_{actual} = 114.015.727 COP$$

- CAUE para el proceso propuesto: En la Imagen 108 se pueden observar los flujos de caja para la máquina herramienta propuesta igualmente se presenta la operación matemática y el resultado obtenido para este proceso.

Imagen 108. Flujo de efectivo para el método propuesto



$$VPN = -53.780.000 + \frac{53.900.000}{(1+0,115)^1} + \frac{53.900.000}{(1+0,115)^2} + \frac{53.900.000}{(1+0,115)^3} + \frac{53.900.000}{(1+0,115)^4} + \frac{53.900.000}{(1+0,115)^5} + \frac{53.900.000}{(1+0,115)^6} + \frac{53.900.000}{(1+0,115)^7} + \frac{53.900.000}{(1+0,115)^8} = 218.718.822$$

$$CAUE = 218.718.822 * \frac{0,115 * (1 + 0,115)^8}{(1 + 0,115)^8 - 1} - \frac{5.387.000}{\left[\frac{(1 + 0,115)^8 - 1}{0,115} \right]}$$

$$CAUE_{propuesto} = 42.817.076 \text{ COP}$$

8.4 CONCLUSIÓN DE LA EVALUACIÓN FINANCIERA

La mejor opción para la compañía desde el punto de vista financiero es implementar la máquina herramienta diseñada puesto que su CAUE es menor que el CAUE del sistema actual, la implementación de esta propuesta proporcionaría un ahorro en costos de 71,18% frente al sistema de reparación actual, este ahorro es originado principalmente en la disminución del costos de operación y la ganancia del activo al final de su vida útil.

9. CONCLUSIONES

- Se logra un ahorro del 72% con respecto al método actual de reparación, debido a que son \$ 114.000.000 lo que le cuesta hoy en día a la empresa la reparación de un motor, contra \$ 42.800.000 que costaría bajo la implementación de la máquina herramienta diseñada.
- Debido a que es necesario manejar altas cargas y mantenerlas suspendidas, la máquina diseñada garantiza que el centro de masa se va a.
- Para contrarrestar los momentos que generan los motores durante las reparaciones, se diseñó un contrapeso que se llena a partir de aceite de motor usado, que pesa una tonelada y está ubicado a 2,8 m del centro de masa de la máquina, manteniendo a 0,63 m el motor con respecto al suelo y garantizando un momento máximo de 26 kNm para el caso crítico de elevación para evitar el volcamiento.
- El análisis financiero de la máquina suple los servicios que actualmente deben ser alquilados o contratados, además es una máquina que contribuye con el ahorro de gastos indirectos del proceso de reparación, como el alquiler de montacargas.

10. RECOMENDACIONES

- Con el diseño de un sistema de automatización, la máquina herramienta podrá trabajar con mayor exactitud implementando sensores de altura y peso en cada uno de los movimientos de las reparaciones.
- Se recomienda la implementación de un sistema de frenos que mantengan restringida la máquina, durante cualquier tipo de desplazamiento por las instalaciones de la empresa.

BIBLIOGRAFÍA

Beer Ferdinand P. - E. Russell Johnston, Jr – Elliot R. Eisenberg. Mecánica vectorial para ingenieros. Estática. Octava edición 2007

Budynas. Richard G. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va Edición

Diaz del Castillo Rodríguez Felipe. Fundamentos de mecánica de sólidos. 2008.

ENERPAC. [online].[consultado 14-02-2016]. Disponible en: <http://www.enerpac.com/es/herramientas-industriales/bombas-y-valvulas-hidraulicas/bombas-hidraulicas-electricas/ze-serie-bombas-electricas-de-las>

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación, presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC 1486. Sexta actualización. Bogotá. El instituto, 2008, 110p

_____. Referencias bibliográficas, contenido, norma y estructura. NTC 4490. Bogotá: El instituto. 1998. 12p

_____. Referencias documentales para fuentes de información electrónicas. NTC 5613. Bogotá: El instituto. 1998. 8p.

INGEMECANICA.[online].[consultado 06-09-2015].Disponible en: <http://ingemecanica.com/tutoriales/prontuariodeperfiles.html>

INOXIDABLES SAN VALERO. [online].[consultado 29-02-2016]. Disponible en: <http://www.ortizycia.com.ar/prod-tubos-estructurales.html#stop>

Mott Robert. Mecánica de fluidos. Sexta edición. Cuarta edición 2006.

Mott Robert. Diseño de elementos de máquinas y herramientas. Cuarta edición 2006.

ORTIZ Y CIA LTDA. [online].[consultado 14-02-2016]. Disponible en: <http://www.ortizycia.com.ar/prod-tubos-estructurales.html#stop>

PARKER.[online].[consultado 01-03-2016].Disponible en: Fuente:<http://www.enerpac.com/es/herramientas-industriales/bombas-y-valvulas-hidraulicas/bombas-hidraulicas-electricas/ze-serie-bombas-electricas-de-las>