

DISEÑO DE UN PUENTE GRÚA PARA EL TRANSPORTE DE MOTORES
DIESEL PARA EL TALLER L&G DIESEL TRUCK

JONATHAN MANUEL SANDOVAL CORREDOR
VICTOR ANDRES TORRES PARRA

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE MECÁNICA
BOGOTÁ
2.017

DISEÑO DE UN PUENTE GRÚA PARA EL TRANSPORTE DE MOTORES
DIESEL PARA EL TALLER L&G DIESEL TRUCK

JONATHAN MANUEL SANDOVAL CORREDOR
VICTOR ANDRES TORRES PARRA

Proyecto integral de grado para optar el título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE MECÁNICA
BOGOTÁ
2.017

Nota de aceptación:

Presidente del jurado
Ing. Alvaro Romero Suarez

Jurado 1
Ing. Edwin Rivera

Jurado 2
Ing. Scherazada Calderón

Bogotá, 15 de Noviembre de 2.016

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Da

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Secretario General

Dr. Juan Carlos Posada García-Peña

Decano Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director del Programa de Ingeniería Mecánica

Ing. 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.

Este proyecto está dedicado primordialmente a mi madre por ser ese apoyo durante esta etapa de mi vida gracias a su apoyo en este momento estoy a punto de culminar mis estudios profesionales, de igual manera agradezco a mi padre por ser ese apoyo incondicional. También estoy muy agradecido con todos los docentes que han venido formando mi conocimiento para desempeñar un buen papel en la sociedad por ultimo quisiera agradecerle a mi compañero de tesis con el cual compartí los últimos semestres de la carrera.

Jonathan Manuel Sandoval Corredor

Este proyecto está dedicado principalmente a mis padres y a mi hermano por darme todo el apoyo ya que sin ellos no hubiera podido culminar mi carrera profesional, igualmente agradezco a todos los docentes por su empeño y dedicación a la hora de guiarnos y aconsejarnos para tomar el mejor camino y por darnos las bases suficientes para ser profesionales de bien. Por ultimo quisiera dar un especial agradecimiento a Angie Chávez por ser esa persona especial que a lo largo de la carrera me brindo apoyo pese a los momentos difíciles, al igual que mis compañeros y en especial mi compañero con el que realizamos este proyecto.

Víctor Andrés Torres Parra

Agradecemos principalmente a Dios por brindarnos la oportunidad de culminar una etapa más en nuestras vidas y de realizar el sueño de ser profesionales.

También queremos agradecer a la Fundación Universidad de América y todo su grupo de docentes por darnos todo el apoyo y brindarnos las bases para ser excelentes profesionales, en especial a nuestro orientador Álvaro Romero Suarez.

De igual forma queremos agradecer a nuestros padres por ser ese apoyo incondicional y por siempre tener una voz de aliento pese a todas las adversidades y dificultades que se presentaron a lo largo de la carrera.

Por ultimo agradecer a todas aquellas personas que participaron directa o indirectamente en el proceso de este proyecto, especialmente al gerente de la empresa L&G DIESEL TRUCK, el señor Luis Sandoval por el apoyo prestado.

CONTENIDO

| | pág. |
|--|------|
| INTRODUCCIÓN | 22 |
| 1. GENERALIDADES | 24 |
| 1.1 EMPRESA | 24 |
| 1.1.1 Génesis y origen de la empresa | 24 |
| 1.1.2 Misión | 24 |
| 1.1.3 Visión | 24 |
| 1.1.4 Valores de la organización | 24 |
| 1.1.5 Procesos realizados | 25 |
| 1.1.5.1 Cambio de frenos | 25 |
| 1.1.5.2 Cambio de rodamientos de ruedas | 26 |
| 1.1.5.3 Revisión y mantenimiento a los diferenciales | 27 |
| 1.1.5.4 Mantenimiento y reparación de la caja de velocidades | 28 |
| 1.1.5.5 Mantenimiento del fan clutch | 29 |
| 1.1.5.6 Mantenimiento o cambio de la bomba de aire | 30 |
| 1.1.5.7 Mantenimiento del motor | 31 |
| 1.2 PUENTE GRÚA | 32 |
| 1.2.1 Movimientos de un puente grúa | 33 |
| 1.2.1.1 Traslación de la viga puente | 33 |
| 1.2.1.2 Traslación del carro polipasto | 33 |
| 1.2.1.3 Elevación y descenso | 33 |
| 1.2.2 Mecanismos de elevación | 33 |
| 1.2.2.1 Polipasto monorriel | 34 |
| 1.2.2.2 Carro polipasto | 34 |
| 1.2.2.3 Carro abierto | 35 |
| 1.2.3 Elementos de suspensión | 35 |
| 1.2.3.1 Ganchos | 36 |
| 1.2.4 Elementos de transmisión por cadena | 36 |
| 1.2.5 Ruedas y piñones para cadena | 36 |
| 1.2.6 Viga principal del puente grúa | 37 |
| 1.2.7 Equipos eléctricos | 37 |
| 1.2.7.1 Motores | 37 |
| 2.ESTADO ACTUAL DE LOS SISTEMAS DE ELEVACIÓN Y TRANSPORTE | 39 |
| 2.1 GRÚA TORRE | 39 |
| 2.1.1 Partes de las grúas torre | 39 |
| 2.1.2 Tipos de grúas torres | 40 |
| 2.1.2.1 Tradicionales | 40 |
| 2.1.2.2 Autodesplegables o automontantes | 41 |
| 2.1.2.3 Pluma abatible | 42 |

| | |
|---|----|
| 2.1.3 Riesgos y medidas preventivas en la grúa torre | 42 |
| 2.2 PUENTE GRÚA | 43 |
| 2.2.1 Partes del puente grúa | 44 |
| 2.2.2 Tipos de puente grúa | 45 |
| 2.2.2.1 Puente grúa monorraíl | 45 |
| 2.2.2.2 Puente grúa birriel | 45 |
| 2.2.2.3 Puente grúa pórtico | 46 |
| 2.2.2.4 Puente grúa semiportico | 46 |
| 2.2.3 Riesgos y medidas preventivas en el puente grúa | 47 |
| | |
| 3. CONCEPTUALIZACIÓN Y PARAMETRIZACIÓN | 48 |
| 3.1 CONCEPTUALIZACIÓN | 48 |
| 3.2 PARAMETRIZACIÓN | 51 |
| 3.2.1 Dimensiones máximas | 51 |
| 3.2.2 Capacidad de carga máxima | 56 |
| 3.2.3 Ergonomía de la estructura | 56 |
| | |
| 4. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS | 57 |
| 4.1 ALTERNATIVAS | 57 |
| 4.1.1 Alternativa 1 | 57 |
| 4.1.2 Alternativa 2 | 57 |
| 4.1.3 Alternativa 3 | 58 |
| 4.2 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS | 59 |
| | |
| 5. INGENIERÍA DEL PROYECTO | 60 |
| 5.1 ACERO ESTRUCTURAL | 60 |
| 5.1.1 Clasificación de los aceros estructurales | 61 |
| 5.1.1.1 Aceros al carbono | 61 |
| 5.1.1.2 Aceros de alta resistencia y baja aleación | 61 |
| 5.1.1.3 Aceros aleados | 61 |
| 5.1.2 Selección del acero | 61 |
| 5.1.2.1 Acero ASTM A-36 | 61 |
| 5.1.2.2 Acero ASTM A-572 | 62 |
| 5.1.2.3 Acero ASTM A-242 | 63 |
| 5.1.3 Criterios de selección | 64 |
| 5.2 SELECCIÓN DEL POLIPASTO DE CADENA CON TROLLEY MOTORIZADO | 64 |
| 5.2.1 Parámetros de selección | 64 |
| 5.2.2 Trolley motorizado | 64 |
| 5.2.3 Polipasto de cadena | 66 |
| 5.2.4 Comprobación de la selección del trolley y el polipasto | 67 |
| 5.3 SELECCIÓN DE LA VIGA PRINCIPAL | 68 |
| 5.3.1 Cargas aplicadas a la viga principal | 69 |
| 5.3.2 Fuerza ejercida por la rueda del polipasto en las aletas del perfil | 71 |
| 5.3.3 Selección de perfiles para la viga principal | 72 |

| | |
|---|-----|
| 5.3.4 Criterios de diseño | 76 |
| 5.3.4.1 Flexión local de las aletas debida a la carga de las ruedas | 76 |
| 5.3.4.2 Calculo de fuerza cortante y momento flector | 81 |
| 5.3.4.3 Criterio de Von Misses | 84 |
| 5.3.4.4 Carga ejercida en cualquier punto de la viga | 87 |
| 5.3.5 Resistencia a la fatiga | 91 |
| 5.4 SELECCIÓN DE LA ESTRUCTURA | 97 |
| 5.4.1 Selección del perfil | 97 |
| 5.4.2 Cálculos de la estructura | 103 |
| 5.4.2.1 Calculo y diseño de la estructura | 105 |
| 5.5 SELECCIÓN DEL MECANISMO DE TRASLACIÓN DE LA ESTRUCTURA | 112 |
| 5.5.1 Carga total del sistema | 113 |
| 5.5.2 Selección del bloque de rueda | 113 |
| 5.5.3 Selección de los motoreductores | 115 |
| 5.6 DISEÑO DE LAS PLATINAS DE UNIÓN | 119 |
| 5.6.1 Platinas de unión número 1 y número 2 | 119 |
| 5.6.2 Platinas de unión número 3 y número 4 | 122 |
| 5.7 SEGURIDAD CONTRA EL VUELCO | 125 |
| 5.8 CALCULO DE LAS UNIONES SOLDADAS | 127 |
| 5.8.1 Soldadura de la viga principal a la platina | 127 |
| 5.8.2 Soldadura de la estructura | 132 |
| 5.8.3 Soldadura de la estructura a la platina superior | 135 |
| 5.8.4 Soldadura de las platinas inferiores | 138 |
| 5.9 CALCULOS DE LA UNION ATORNILLADA | 141 |
| 5.9.1 Unión atornillada a tensión | 142 |
| 5.9.2 Uniones atornilladas a cortante | 148 |
| 5.9.2.1 Cortante producido por las uniones atornilladas superiores | 148 |
| 5.9.2.2 Cortante producido por la uniones atornilladas inferiores | 150 |
| 5.10 SELECCIÓN DE LOS CAMINOS DE RODADURA | 152 |
| 5.11 ZAPATAS Y ANCLAJES DE LOS RIELES | 155 |
| 6. EVALUACIÓN POR MEF | 159 |
| 6.1 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE TRASLACIÓN DEL TROLLEY | 159 |
| 6.1.1 Análisis de la viga con la carga en el centro | 159 |
| 6.1.2 Análisis de la viga con la carga en un extremo | 161 |
| 6.1.3 Análisis de las platinas de apoyo de la viga | 163 |
| 6.2 ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DEL PUENTE GRÚA | 164 |
| 6.2.1 Análisis de pandeo de la estructura | 164 |
| 6.2.2 Desplazamientos de la estructura | 165 |
| 6.2.3 Esfuerzos en los elementos de la estructura | 166 |
| 6.2.4 Análisis de la platina 2 | 167 |
| 6.2.5 Análisis de la platina 3 | 168 |
| 6.2.6 Análisis de la platina 4 | 169 |
| 6.3 ANÁLISIS DEL PUENTE GRÚA COMO CONJUNTO | 170 |

| | |
|--|-----|
| 6.3.1 Análisis de pandeo con la carga en el centro | 170 |
| 6.3.2 Análisis de pandeo con la carga en el apoyo | 171 |
| 6.3.3 Análisis estático con la carga en el centro | 172 |
| 6.3.4 Análisis estático con la carga en el apoyo | 173 |
| | |
| 7. MANUALES | 174 |
| 7.1 SEGURIDAD | 174 |
| 7.2 INSTALACIÓN | 175 |
| 7.2.1 Caminos de rodadura | 175 |
| 7.2.2 Estructura | 177 |
| 7.2.3 Viga principal | 178 |
| 7.3 OPERACIÓN | 179 |
| 7.4 MANTENIMIENTO | 180 |
| 7.4.1 Generalidades | 180 |
| 7.4.2 Formato de inspección | 181 |
| 7.4.3 Periodos establecidos de mantenimiento | 181 |
| 7.4.3.1 Inspección después de una detención prolongada | 181 |
| 7.4.3.2 Inspección diaria | 182 |
| 7.4.3.3 Inspección mensual | 182 |
| 7.4.3.4 Inspección trimestral | 182 |
| 7.4.3.5 Inspección anual | 183 |
| 7.4.4 Lubricación | 183 |
| 7.4.5 Estructura metálica | 184 |
| 7.4.6 Vías de rodadura | 184 |
| 7.4.7 Repuestos | 184 |
| | |
| 8. EVALUACIÓN DEL IMPACTO AMBIENTAL | 185 |
| 8.1 FACTORES AMBIENTALES | 186 |
| 8.2 ACCIONES CAUSANTES DE IMPACTO AMBIENTAL | 187 |
| 8.3 MATRIZ DE LEOPOLD | 188 |
| | |
| 9. EVALUACIÓN FINANCIERA DEL PROYECTO | 191 |
| 9.1 EGRESOS DE INGENIERIA | 191 |
| 9.1.1 Egresos de talento humano | 191 |
| 9.1.2 Egresos de maquinaria y equipos | 191 |
| 9.1.3 Egresos fungibles | 191 |
| 9.1.4 Otros egresos | 192 |
| 9.1.5 Total egresos de ingeniería | 192 |
| 9.2 EGRESOS DE FABRICACIÓN Y ENSAMBLE | 192 |
| 9.2.1 Egresos de fabricación | 192 |
| 9.2.2 Egresos de manufactura | 193 |
| 9.3 INVERSIÓN TOTAL | 193 |
| 9.4 ANÁLISIS FINANCIERO | 193 |
| 9.4.1 Análisis financiero del sistema actual | 193 |
| 9.4.1.1 Egresos de operación y manutención | 193 |

| | |
|---|-----|
| 9.4.1.2 Flujo de caja en la actualidad | 194 |
| 9.4.2 Análisis financiero con proyecto | 195 |
| 9.4.2.1 Egresos de operación y manutención | 195 |
| 9.4.2.2 Flujo de caja con proyecto | 196 |
| 9.4.3 Comparación del análisis financiero con proyecto y sin proyecto | 197 |
| 9.4.4 Cálculo del valor presente neto (VPN) | 198 |
| 9.4.5 Tasa interna de retorno (TIR) | 198 |
| | |
| 10. CONCLUSIONES | 199 |
| | |
| 11. RECOMENDACIONES | 200 |
| | |
| BIBLIOGRAFÍA | 201 |
| | |
| ANEXOS | 203 |

LISTA DE TABLAS

| | pág. |
|--|------|
| Tabla 1. Matriz de ponderación | 59 |
| Tabla 2. Especificaciones del trolley motorizado | 65 |
| Tabla 3. Especificaciones del polipasto de cadena | 66 |
| Tabla 4. Peso total de la estructura | 113 |
| Tabla 5. Capacidad de carga de cada referencia | 113 |
| Tabla 6. Tipos de ruedas DEMAG | 114 |
| Tabla 7. Especificaciones de la rueda LRS 200 | 114 |
| Tabla 8. Selección de reductor y motor | 117 |
| Tabla 9. Propiedades del metal de aporte | 128 |
| Tabla 10. Tamaño mínimo de soldadura de filete, h | 129 |
| Tabla 11. Esfuerzos permisibles del código AISC para metal de aporte | 131 |
| Tabla 12. Ponderación de la magnitud y la importancia | 185 |
| Tabla 13. Matriz de Leopold | 189 |

LISTA DE CUADROS

| | pág. |
|--|------|
| Cuadro 1. Trabajos de montaje, desmontaje y mantenimiento | 42 |
| Cuadro 2. Durante la utilización | 43 |
| Cuadro 3. Riesgos y medidas preventivas | 47 |
| Cuadro 4. Distancias de elevación y recorrido en mm | 54 |
| Cuadro 5. Dimensiones del tractocamión en mm | 55 |
| Cuadro 6. Dimensiones mínimas del puente grúa en mm | 55 |
| Cuadro 7. Dimensiones de un motor diesel en mm | 56 |
| Cuadro 8. Propiedades físicas del acero A-36 | 62 |
| Cuadro 9. Componentes del acero A-36 | 62 |
| Cuadro 10. Propiedades mecánicas acero A-36 | 62 |
| Cuadro 11. Propiedades físicas del acero A-572 | 62 |
| Cuadro 12. Componentes del acero A-572 | 63 |
| Cuadro 13. Propiedades mecánicas del acero A-572 | 63 |
| Cuadro 14. Propiedades físicas del acero ASTM A-242 | 63 |
| Cuadro 15. Componentes del acero ASTM A-242 | 63 |
| Cuadro 16. Propiedades mecánicas del acero ASTM A-242 | 63 |
| Cuadro 17. Datos para la selección del equipo | 64 |
| Cuadro 18. Comparación de velocidades | 68 |
| Cuadro 19. Dimensiones del trolley | 71 |
| Cuadro 20. Datos requeridos para el cálculo de esfuerzos | 77 |
| Cuadro 21. Evaluación de los perfiles estructurales | 80 |
| Cuadro 22. Valores de reemplazo para las matrices de rigidez | 107 |
| Cuadro 23. Matrices de los elementos | 107 |
| Cuadro 24. Matriz de rigidez global | 109 |
| Cuadro 25. Solución matricial de cálculo de desplazamientos | 109 |
| Cuadro 26. Calculo de desplazamientos | 110 |
| Cuadro 27. Matriz de desplazamientos | 110 |
| Cuadro 28. Calculo matricial de las reacciones | 110 |
| Cuadro 29. Reacciones en los apoyos | 111 |
| Cuadro 30. Características de los tipos de ruedas | 114 |
| Cuadro 31. Selección de la velocidad del motorreductor | 116 |
| Cuadro 32. Especificaciones del motorreductor | 117 |
| Cuadro 33. Propiedades del perno M14 | 143 |
| Cuadro 34. Selección del perno | 148 |
| Cuadro 35. Carga característica de la rueda | 153 |
| Cuadro 36. Resistencias de terrenos | 156 |
| Cuadro 37. Medidas del sistema de anclaje | 157 |
| Cuadro 38. Inspección después de una para prolongada | 181 |
| Cuadro 39. Inspección diaria | 182 |
| Cuadro 40. Inspección mensual | 182 |

| | |
|---|-----|
| Cuadro 41. Manual del trolley y polipasto eléctrico | 182 |
| Cuadro 42. Proceso de lubricación | 183 |
| Cuadro 43. Egresos de talento humano | 191 |
| Cuadro 44. Egresos de maquinaria y equipo | 191 |
| Cuadro 45. Egresos fungibles | 191 |
| Cuadro 46. Otros egresos | 192 |
| Cuadro 47. Total egresos de ingeniería | 192 |
| Cuadro 48. Egresos de fabricación | 192 |
| Cuadro 49. Egresos de manufactura | 193 |
| Cuadro 50. Inversión del puente grúa | 193 |
| Cuadro 51. Egresos de operación y manutención | 194 |
| Cuadro 52. Proyecciones macroeconómicas | 194 |
| Cuadro 53. Flujo de caja del sistema actual | 195 |
| Cuadro 54. Egresos de manutención y operación | 196 |
| Cuadro 55. Flujo de caja con proyecto | 197 |
| Cuadro 56. Comparación del análisis financiero | 197 |

LISTA DE FIGURAS

| | pág. |
|--|------|
| Figura 1. Cambio de frenos | 25 |
| Figura 2. Cambio de rodamiento de ruedas | 26 |
| Figura 3. Revisión y mantenimiento de los diferenciales | 27 |
| Figura 4. Mantenimiento y reparación de la caja de velocidades | 28 |
| Figura 5. Mantenimiento del fan clutch | 29 |
| Figura 6. Mantenimiento o cambio de la bomba de aire | 30 |
| Figura 7. Mantenimiento del motor | 31 |
| Figura 8. Viga del puente grúa | 33 |
| Figura 9. Mecanismo de elevación | 34 |
| Figura 10. Polipasto monorraíl | 34 |
| Figura 11. Carro polipasto | 35 |
| Figura 12. Carro abierto | 35 |
| Figura 13. Ganchos estándar | 36 |
| Figura 14. Cadena para aplicaciones de elevación | 36 |
| Figura 15. Piñón para polipasto de cadena | 37 |
| Figura 16. Vigas principales del puente grúa | 37 |
| Figura 17. Partes de una grúa torre | 40 |
| Figura 18. Torre grúa tradicional | 41 |
| Figura 19. Torre grúa autodesplegable | 41 |
| Figura 20. Torre grúa abatible | 42 |
| Figura 21. Partes del puente grúa | 44 |
| Figura 22. Puente grúa monorraíl | 45 |
| Figura 23. Puente grúa birriel | 45 |
| Figura 24. Puente grúa pórtico | 46 |
| Figura 25. Puente grúa semipórtico | 46 |
| Figura 26. Partes principales del motor | 49 |
| Figura 27. Motor Cummins ISX | 50 |
| Figura 28. Motor Detroit | 50 |
| Figura 29. Motor Caterpillar | 51 |
| Figura 30. Espacio disponible en la nave en mm | 52 |
| Figura 31. Distribución del taller | 52 |
| Figura 32. Distribución de la nave 1 | 53 |
| Figura 33. Distancias de elevación y recorrido del motor | 54 |
| Figura 34. Dimensiones del tractocamión | 54 |
| Figura 35. Dimensiones mínimas del puente grúa | 55 |
| Figura 36. Estructura pórtico sobre camino de rodadura | 56 |
| Figura 37. Alternativa 1 | 57 |
| Figura 38. Alternativa 2 | 58 |
| Figura 39. Alternativa 3 | 58 |
| Figura 40. Esquema del puente grúa | 60 |
| Figura 41. Trolley motorizado modelo VTE-U | 65 |

| | |
|--|-----|
| Figura 42. Polipasto de cadena CPV | 66 |
| Figura 43. Velocidades estándar de accionamiento | 68 |
| Figura 44. Trolley VTE2-B-U | 70 |
| Figura 45. Detalle de las fuerzas ejercidas por las ruedas | 72 |
| Figura 46. Factores de diseño de materiales dúctiles | 72 |
| Figura 47. Representación de los apoyos de la viga principal | 73 |
| Figura 48. Análisis de vigas por el método de las secciones | 74 |
| Figura 49. Análisis de la sección AB | 74 |
| Figura 50. Análisis de la sección BC | 75 |
| Figura 51. Fuerza cortante y momento flector viga principal | 75 |
| Figura 52. Puntos críticos sobre la aleta de la viga | 77 |
| Figura 53. Representación de la viga principal | 81 |
| Figura 54. Análisis de la sección AB con el peso del perfil | 82 |
| Figura 55. Análisis de la sección BC con el peso del perfil | 83 |
| Figura 56. Fuerza cortante y momento flector viga principal | 83 |
| Figura 57. Método de análisis de diseño | 84 |
| Figura 58. Puntos críticos en el perfil de la viga | 85 |
| Figura 59. Distribución del esfuerzo cortante | 86 |
| Figura 60. Fuerza ejercida a un lado de la viga | 88 |
| Figura 61. Análisis de la sección AB | 89 |
| Figura 62. Análisis de la sección BC | 89 |
| Figura 63. Diagrama de fuerza cortante | 89 |
| Figura 64. Resistencia a la fatiga en función de la resistencia de tensión | 92 |
| Figura 65. Factores de material | 92 |
| Figura 66. Factores de esfuerzo | 93 |
| Figura 67. Factores de confiabilidad aproximados | 93 |
| Figura 68. Factor de tamaño en una sección rectangular | 94 |
| Figura 69. Factores de tamaño | 95 |
| Figura 70. Elementos que conforman la estructura | 97 |
| Figura 71. Elemento 2 doblemente empotrado | 98 |
| Figura 72. Ecuaciones de reemplazo fuerza cortante y momento flector | 98 |
| Figura 73. Fuerza cortante y momento flector del elemento 2 | 99 |
| Figura 74. Valores de K para longitud efectiva | 100 |
| Figura 75. Traslado de fuerzas en vigas y marcos | 103 |
| Figura 76. Traspaso de fuerzas a los nodos de la estructura | 104 |
| Figura 77. Designación en elementos planos | 105 |
| Figura 78. Matriz de rigidez para elementos planos | 106 |
| Figura 79. Notación de desplazamientos en elementos inclinados | 106 |
| Figura 80. Matriz de rigidez para elementos inclinados | 107 |
| Figura 81. Reacciones en los elementos | 111 |
| Figura 82. Posicionamiento de las ruedas y los motoreductores | 113 |
| Figura 83. Especificaciones del bloque de rueda LRS 200 | 115 |
| Figura 84. Bloque de rueda LRS 200 | 115 |
| Figura 85. Representación del motorreductor | 117 |
| Figura 86. Reductor AMK 20 TD y motor ZBF 80 A 8/2 | 118 |

| | |
|--|-----|
| Figura 87. Numeración de las platinas | 119 |
| Figura 88. Representación de las platinas de unión | 120 |
| Figura 89. Dimensiones de las platinas 1 | 120 |
| Figura 90. Área de contacto de la platina 1 y la viga principal | 121 |
| Figura 91. Área de contacto de la platina 2 con la estructura | 122 |
| Figura 92. Platina 3 para unir la estructura al LRS | 123 |
| Figura 93. Dimensiones de la platina 3 | 123 |
| Figura 94. Área de contacto de la estructura con la platina 3 | 123 |
| Figura 95. Platina 4 de unión al bloque de rueda | 124 |
| Figura 96. Área de contacto de la platina 4 unida a la rueda | 124 |
| Figura 97. Conjunto de las platinas inferiores | 125 |
| Figura 98. Calculo de la seguridad contra el vuelco | 125 |
| Figura 99. Distancias para el cálculo de la seguridad | 126 |
| Figura 100. Partes soldadas del puente grúa | 127 |
| Figura 101. Unión soldada de la viga a la platina | 128 |
| Figura 102. Medidas del cordón de soldadura | 129 |
| Figura 103. Soldadura en la estructura | 132 |
| Figura 104. Medidas del cordón de soldadura | 133 |
| Figura 105. Soldadura sobre el elemento 2 | 135 |
| Figura 106. Medidas del cordón de soldadura | 136 |
| Figura 107. Soldadura de las platinas inferiores | 138 |
| Figura 108. Medidas del cordón de soldadura | 139 |
| Figura 109. Representación atornillada | 142 |
| Figura 110. Tensión en los pernos más lejanos | 142 |
| Figura 111. Momentos en el centroide de la unión | 143 |
| Figura 112. Representación y especificaciones del riel | 153 |
| Figura 113. Sistema de anclaje del riel | 155 |
| Figura 114. Sistema de anclaje | 157 |
| Figura 115. Espaciamiento entre los pilares de concreto | 158 |
| Figura 116. Sujeción del riel | 158 |
| Figura 117. Cargas y apoyos de la viga principal | 159 |
| Figura 118. Esfuerzo con la carga en el centro de la viga | 160 |
| Figura 119. Deflexión máxima de la viga | 160 |
| Figura 120. Factores de seguridad de la viga principal | 161 |
| Figura 121. Apoyos y cargas a un extremo de la viga | 161 |
| Figura 122. Esfuerzo soportado a un extremo de la viga | 162 |
| Figura 123. Factores de seguridad con la carga a un extremo | 162 |
| Figura 124. Área de contacto entre la platina 1 y la viga | 163 |
| Figura 125. Esfuerzo en las platinas 1 | 163 |
| Figura 126. Fuerzas y apoyos de la estructura | 164 |
| Figura 127. Factor de seguridad contra el pandeo | 165 |
| Figura 128. Cargas y restricciones en los nodos | 165 |
| Figura 129. Reacciones en los apoyos | 166 |
| Figura 130. Esfuerzos en los elementos de la estructura | 166 |
| Figura 131. Aplicación de las cargas y restricciones de la platina 2 | 167 |

| | |
|---|-----|
| Figura 132. Esfuerzo de la platina 2 | 167 |
| Figura 133. Área de contacto entre la estructura y la platina 3 | 168 |
| Figura 134. Esfuerzo sometido para la platina 3 | 168 |
| Figura 135. Área de contacto entre LRS y la platina 4 | 169 |
| Figura 136. Esfuerzo sometido para la platina 4 | 169 |
| Figura 137. Ubicación de los apoyos y la carga | 170 |
| Figura 138. Factores de seguridad contra el pandeo | 171 |
| Figura 139. Apoyos y ubicación de la carga | 171 |
| Figura 140. Factores de seguridad contra el pandeo | 172 |
| Figura 141. Esfuerzos sometidos en el puente grúa | 172 |
| Figura 142. Esfuerzos sometidos en el puente grúa | 173 |
| Figura 143. Fabricación de las zapatas | 176 |
| Figura 144. Sujeción de los rieles de rodadura | 177 |
| Figura 145. Fijación de la platina a los LRS | 177 |
| Figura 146. Ensamble total de la estructura | 178 |
| Figura 147. Ensamble de la estructura a los rieles | 178 |
| Figura 148. Ensamble de la viga principal | 179 |
| Figura 149. Control de mando | 179 |
| Figura 150. Celda matriz de Leopold | 186 |
| Figura 151. Factores ambientales aplicables al proyecto | 186 |
| Figura 152. Acciones del proyecto | 187 |
| Figura 153. Flujo de caja | 197 |

LISTA DE ANEXOS

| | pág. |
|--|------|
| Anexo A. Equipos de elevación | 204 |
| Anexo B. Norma CMAA # 74 traducida al español | 211 |
| Anexo C. Perfiles tipo IPN | 219 |
| Anexo D. Perfiles huecos cuadrados | 221 |
| Anexo E. Principio de superposición | 223 |
| Anexo F. Propiedades flexionantes de la soldadura de filete | 225 |
| Anexo G. Especificaciones para las uniones atornilladas | 227 |
| Anexo H. Formatos de mantenimiento del puente grúa | 229 |
| Anexo I. Manual de mantenimiento del trolley y polipasto | 232 |
| Anexo J. Factores ambientales y acciones que puedan causar impacto ambiental | 238 |
| Anexo K. Cotizaciones | 241 |
| Anexo L. Planos | 250 |

RESUMEN

En este proyecto denominado “DISEÑO DE UN PUENTE GRUA PARA EL TRANSPORTE DE MOTORES DIESEL PARA EL TALLER L&G DIESEL TRUCK”, se presentó el diseño de un sistema de elevación y transporte para la fácil movilización de motores a su sitio de reparación, teniendo en cuenta los requerimientos básicos y funcionales expuestos por el taller y el buen cumplimiento de estos.

Para esto se tuvo que hacer una evaluación de las técnicas actuales empleadas por el taller, para el cumplimiento de este proceso junto con los requerimientos mínimos de operación, luego de esto se dio paso a definir y evaluar tres alternativas de solución que sean viables y que puedan dar solución al problema expuesto, esto valorándolas según el grado de importancia.

Se realizó el diseño detallado de la máquina, así como la evaluación de todos los esfuerzos de cada mecanismo que la constituyen, esto con la comprobación de un software de elementos finitos, se elaboraron los manuales de montaje, instalación y mantenimiento con las recomendaciones básicas, así como los planos necesarios de fabricación y ensamble. Por último, se hizo una evaluación de impacto ambiental que trae consigo la fabricación de la máquina y una evaluación financiera para saber la viabilidad que da el proyecto.

Palabras clave: Diseño, Puente Grúa, L&G DIESEL TRUCK

INTRODUCCIÓN

Es de notar la *importancia* de los tiempos y la seguridad de los operarios a la hora de realizar el proceso de elevación y transporte de los motores, al sitio de reparación del taller L&G DIESEL TRUCK, este proceso se hace de forma manual por medio de un diferencial o recurriendo al alquiler de un montacargas, lo que *origina* la realización de este proyecto de grado, el cual lleva por *objetivo* principal “Diseño de un puente grúa para el transporte de motores diesel para el taller L&G DIESEL TRUCK”, el cual tiene como objetivos específicos o secundarios;

- ✓ Evaluar la situación actual de los sistemas de elevación y transporte
- ✓ Determinar los principales requerimientos funcionales y parámetros básicos
- ✓ Definir las posibles alternativas de solución para el sistema de elevación
- ✓ Elaborar el diseño detallado del puente grúa
- ✓ Evaluar por medio del MEF los subsistemas críticos
- ✓ Elaborar los manuales de montaje, instalación y mantenimiento
- ✓ Elaborar los planos de fabricación, ensamble y montaje como también los planos eléctricos y de control
- ✓ Evaluar el impacto ambiental en la fabricación
- ✓ Evaluar financieramente el proyecto

Con lo anterior, este proyecto tiene como *alcance* el diseño de un puente grúa el cual soportará una carga máxima de 1,5 toneladas; para ello se calculará la estructura del puente y se seleccionara algunos mecanismos para sus movimientos. Con esto se eliminaran tiempos y posibles accidentes en el proceso de elevación y transporte de los motores.

Las principales *limitaciones* del proyecto son el exceso de actividades comparado con el tiempo para realizarlas y la falta de compromiso por parte de los proveedores de los distintos mecanismos que conforman el puente grúa, ya que al tratarse de un trabajo de grado no le prestan la atención requerida y en muchas ocasiones no envían la información requerida por qué piensan que es pérdida de tiempo.

La *metodología* utilizada en este proyecto, fue la de evaluar el tiempo y el personal utilizado para realizar el proceso de elevación y transporte, haciendo una

comparación con un puente grúa y evaluando los mismos factores. Luego se procede a tomar las medidas de la nave y con toda esta información recaudada se estableció diseñar un puente grúa para el transporte de motores para la empresa L&G DIESEL TRUCK.

1. GENERALIDADES

1.1 EMPRESA

1.1.1 Génesis y origen de la empresa. L&G DIESEL TRUCK es una entidad que se dedica al mantenimiento y reparación de toda la parte mecánica de los vehículos de carga, fue creada a mediados del año 2.008, gracias a la unión de Luis Sandoval y Gerardo Quintero Uricoechea, los cuales tenían un amplio conocimiento y experiencia en toda la parte de reparación y mantenimiento de vehículos de carga pesada debido a que pertenecían a reconocidas compañías del sector de transporte terrestre, en un principio hacían trabajos de pequeña escala como cambios de frenos, revisión de ruedas, cambios de cauchos de vigas entre otros, hasta que tuvieron la oportunidad de adquirir su sede ubicada en el sur de Bogotá más exactamente en la dirección AV calle 17#129-75, la cual contaba con una amplia zona, apropiada para el fácil desplazamiento de los vehículos y el espacio suficiente para realizar tareas de mayor escala; reparación de motores, diferenciales, mantenimiento preventivo total de los vehículos entre otros dieron paso al crecimiento de las labores del taller tanto así que se vieron en la necesidad de buscar personal altamente calificado para cumplir con estas obligaciones

Actualmente el taller cuenta con un importante reconocimiento, personal altamente comprometido con la prestación eficaz del servicio, equipos y maquinaria sofisticada, alto compromiso con el servicio las 24 horas del día, todo esto con el objetivo de satisfacer al cliente y con miras a seguir creciendo como compañía y ofrecer el mejor servicio.

1.1.2 Misión. Somos L&G DIESEL TRUCK, damos soluciones fiables, duraderas y de calidad a los problemas que puedan presentar los vehículos conservándolos en un estado de operación seguro y brindando asesoría de forma profesional, satisfaciendo las necesidades de nuestros clientes, creando valor para nuestros trabajadores y accionistas.

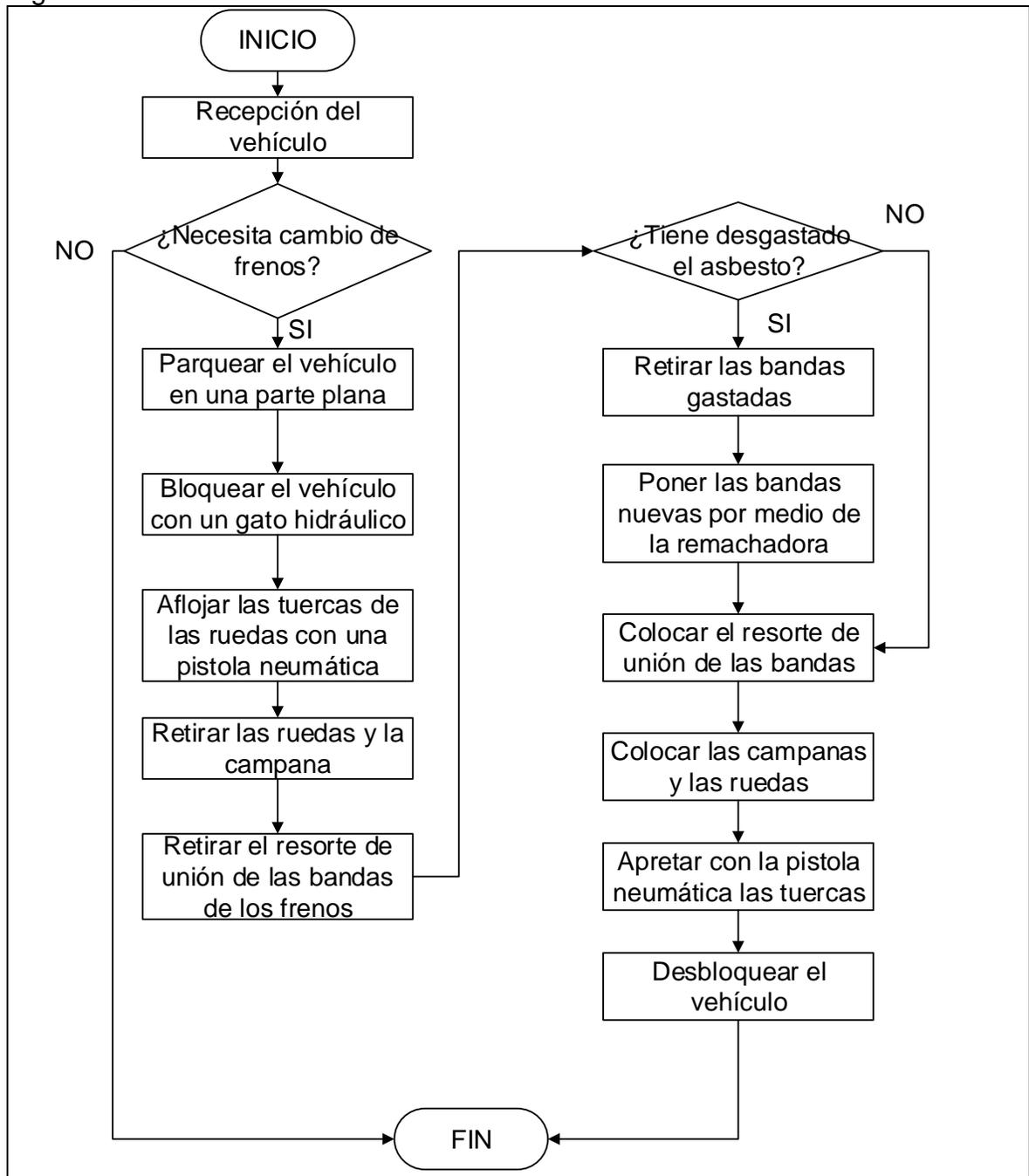
1.1.3 Visión. Para el 2.021, seremos la empresa líder en la ciudad de Bogotá, mediante el crecimiento continuo basado en los procesos de calidad y la satisfacción de nuestros clientes, reduciendo tiempos de reparación en sus vehículos, también seremos el taller de referencia para nuestros empleados, clientes y proveedores, proponiendo tecnologías de punta orientadas a la optimización de los procesos.

1.1.4 Valores de la organización. Como una empresa que presta servicios nuestros valores están enfocados a la satisfacción de nuestros clientes y colaboradores, los valores que definen nuestra organización son: compromiso, honestidad, respeto a nuestros clientes, lealtad, integridad, trabajo en equipo.

1.1.5 Procesos realizados. El taller, cuenta con un sistema de mantenimiento preventivo para el acondicionamiento de todos los vehículos, donde se destacan los siguientes procesos;

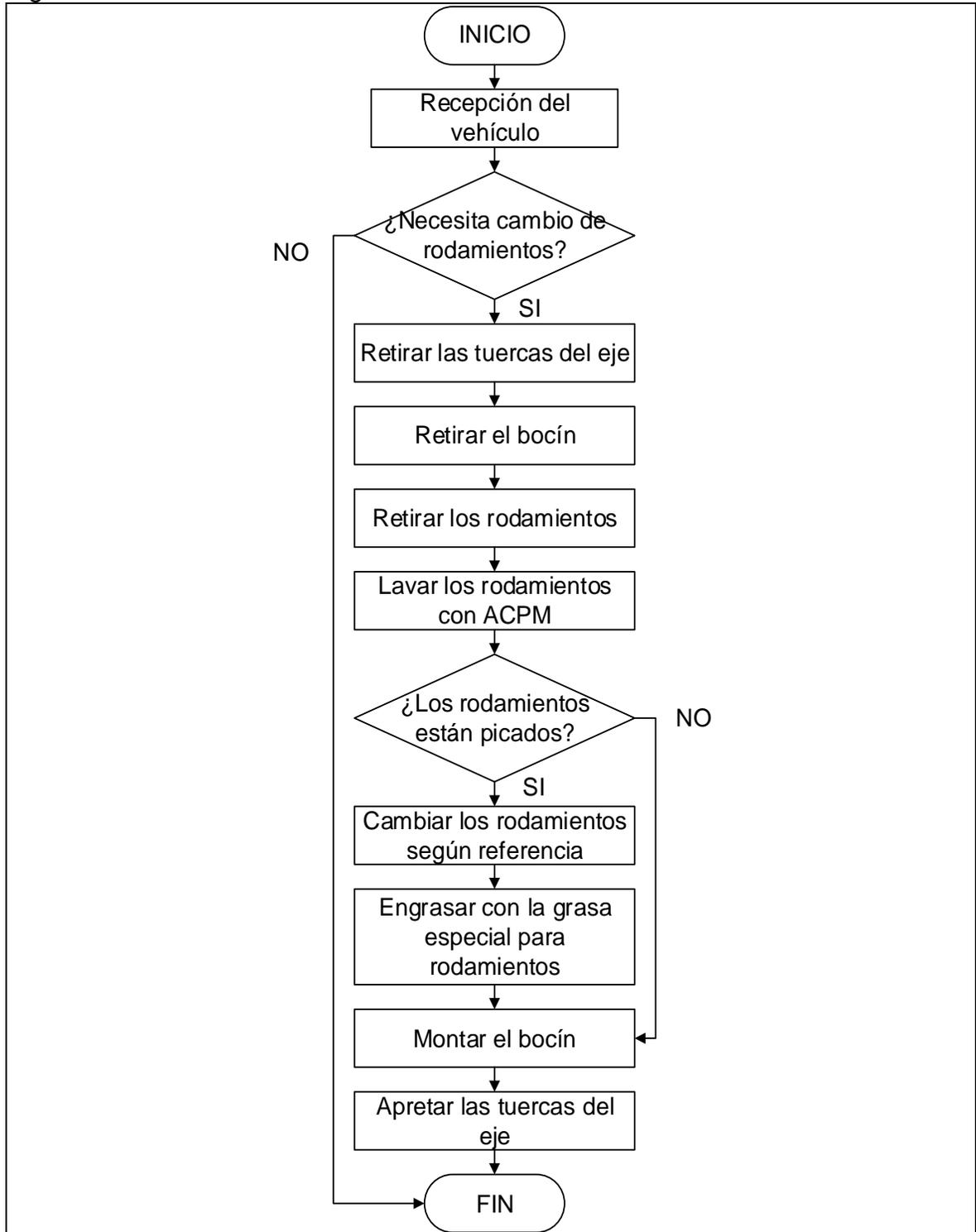
1.1.5.1 Cambio de frenos. En la Figura 1., se puede observar el diagrama de proceso para el cambio de frenos.

Figura 1. Cambio de frenos



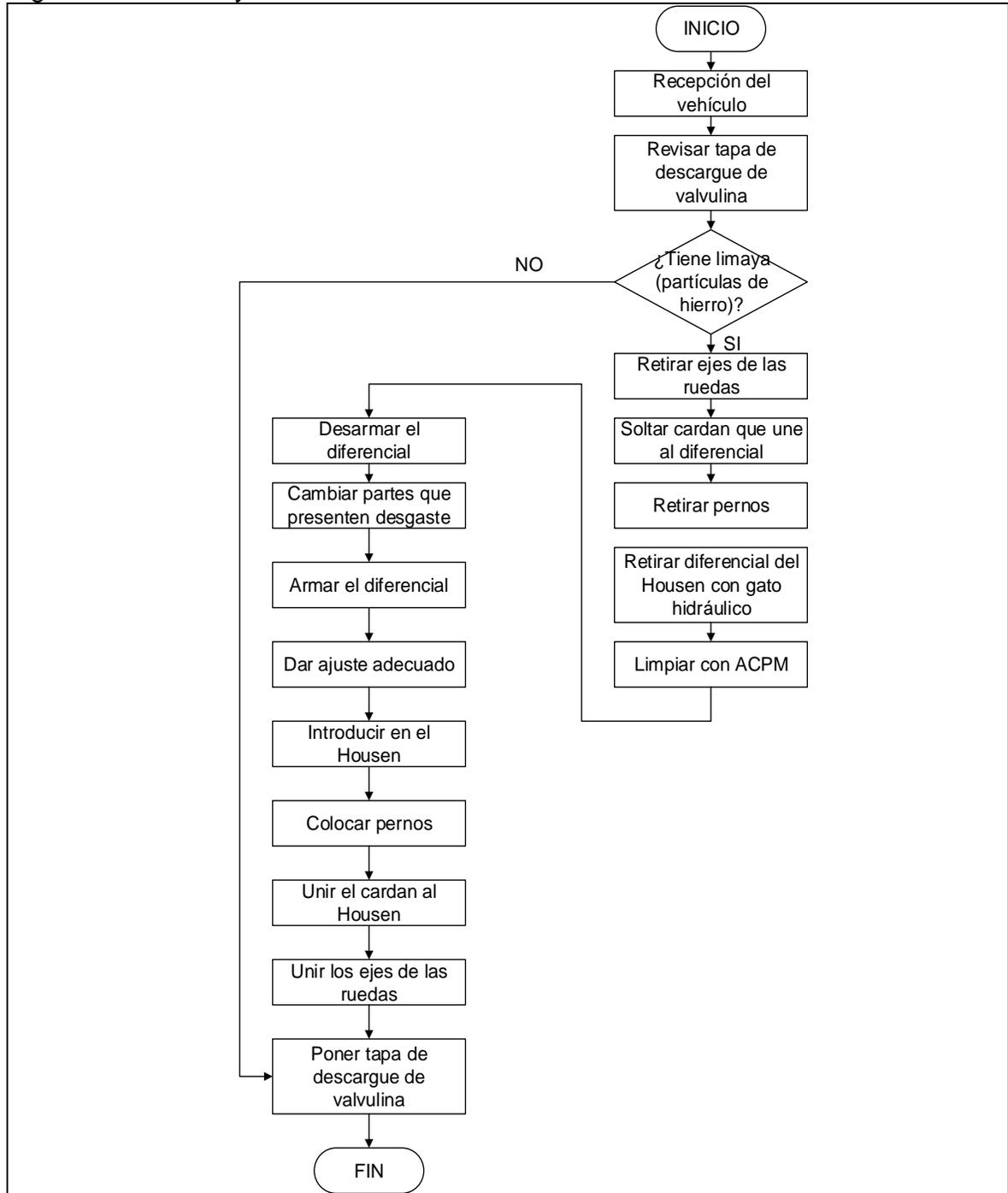
1.1.5.2 Cambio de rodamientos de ruedas. En la Figura 2., se puede observar el diagrama de procesos para el cambio de rodamientos.

Figura 2. Cambio de rodamientos de ruedas



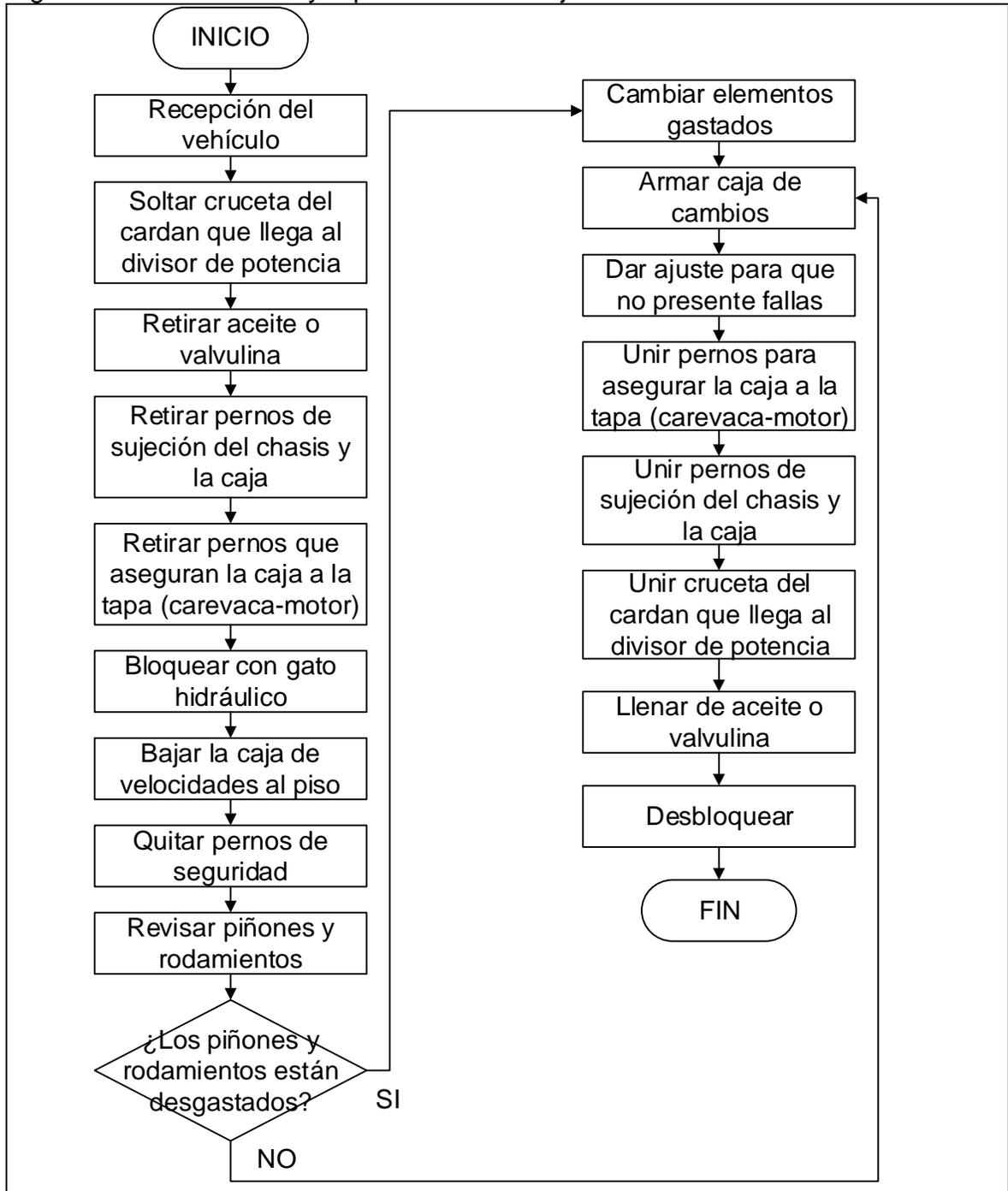
1.1.5.3 Revisión y mantenimiento a los diferenciales. En la Figura 3., se encuentra el diagrama de procesos para la revisión y mantenimiento de los diferenciales.

Figura 3. Revisión y mantenimiento de los diferenciales



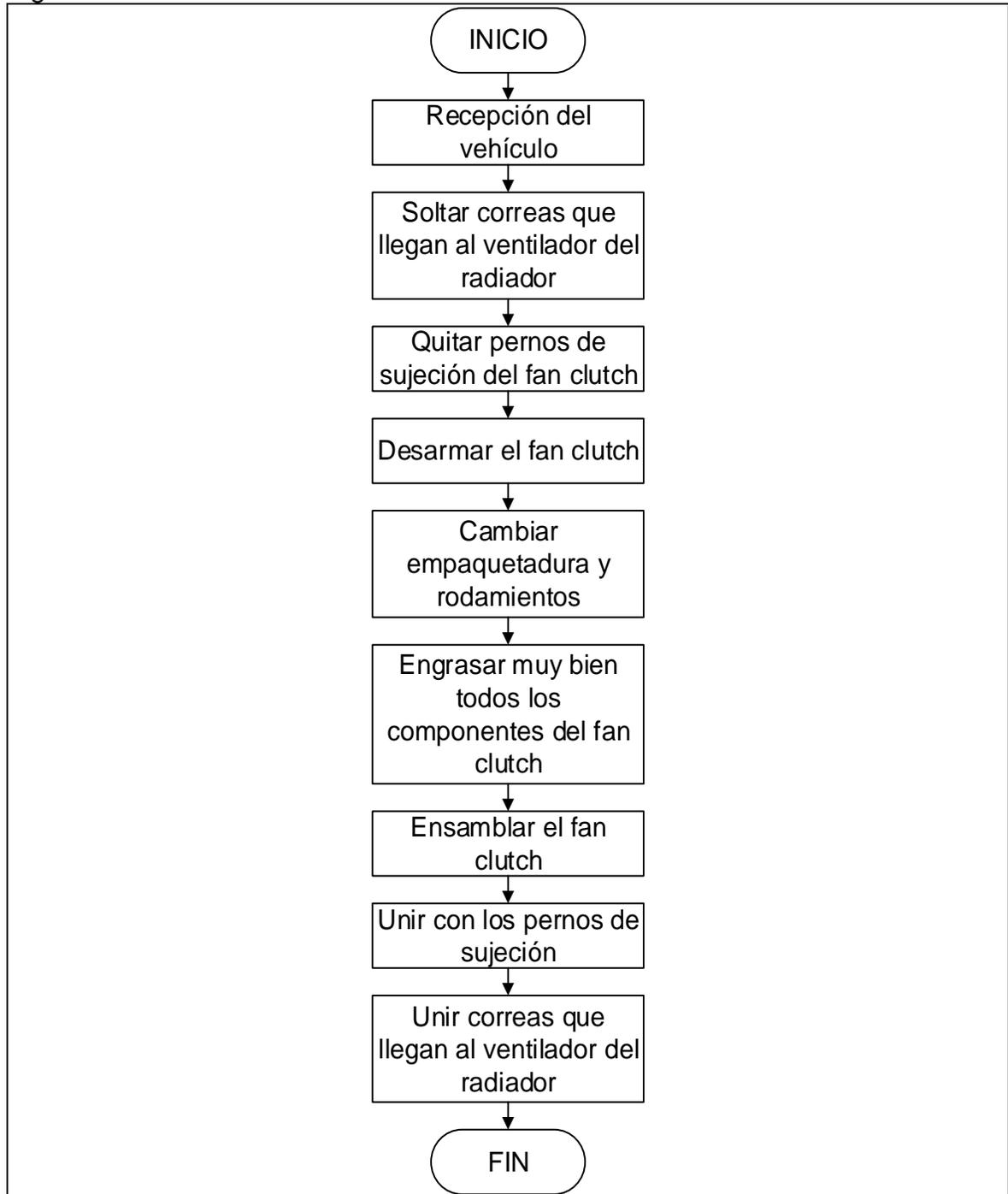
1.1.5.4 Mantenimiento y reparación de la caja de velocidades. En la Figura 4., se puede observar el diagrama de procesos del mantenimiento y reparación de la caja de velocidades.

Figura 4. Mantenimiento y reparación de la caja de velocidades



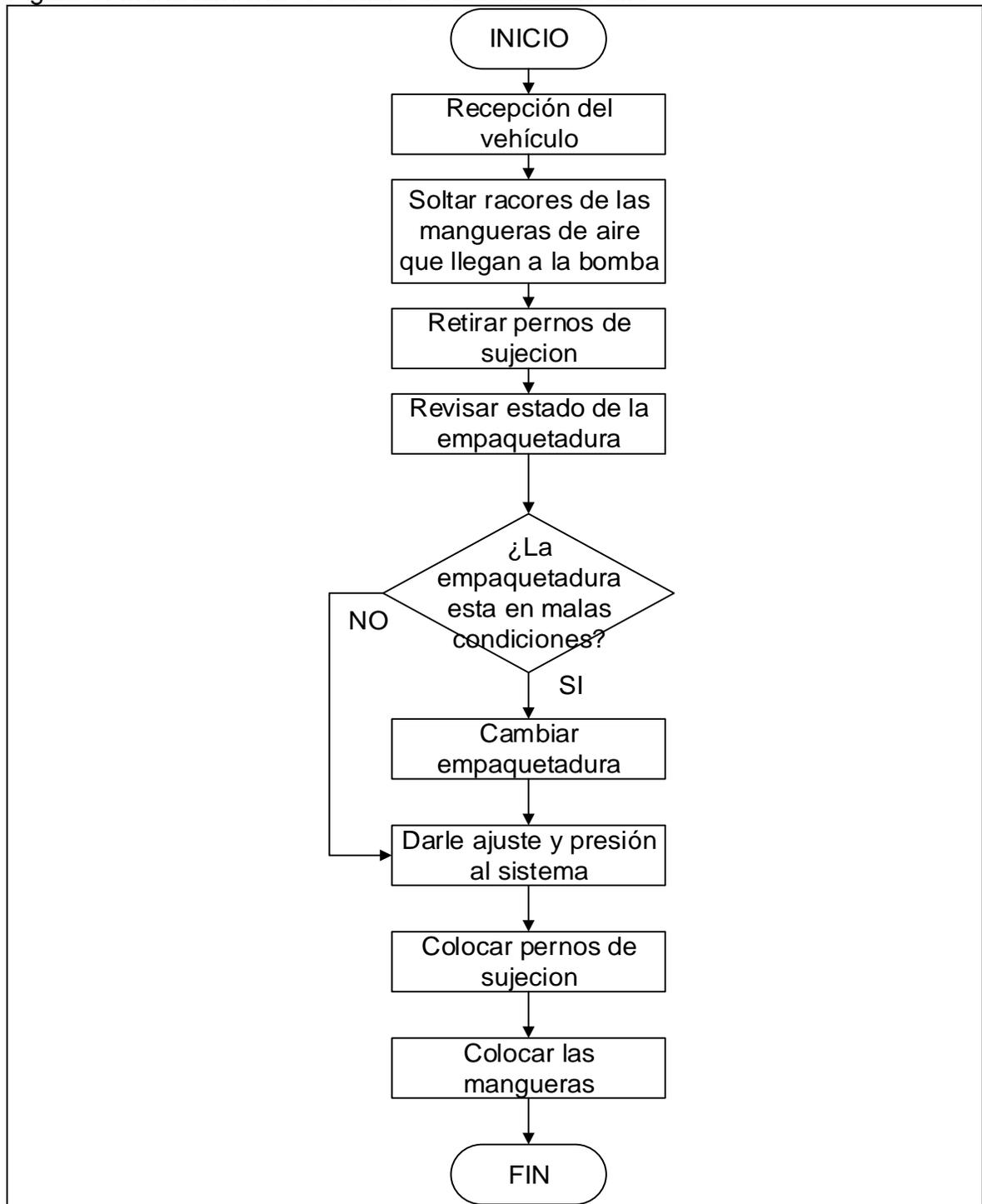
1.1.5.5 Mantenimiento del fan clutch. En la Figura 5., se muestra el diagrama de procesos para el mantenimiento del fan clutch, el cual tiene como función regular la temperatura del motor y su mantenimiento debe ser por lo menos cada 8 meses.

Figura 5. Mantenimiento del fan clutch



1.1.5.6 Mantenimiento o cambio de la bomba de aire. En la Figura 6., se observa el diagrama de proceso del mantenimiento o cambio de la bomba de aire, que se encuentra a la altura de la parte interna del pedal del freno.

Figura 6. Mantenimiento o cambio de la bomba de aire



1.1.5.7 Mantenimiento del motor. En la Figura 7., se muestra el diagrama de proceso del mantenimiento del motor, el cual es el proceso referente del presente proyecto.

Figura 7. Mantenimiento del motor

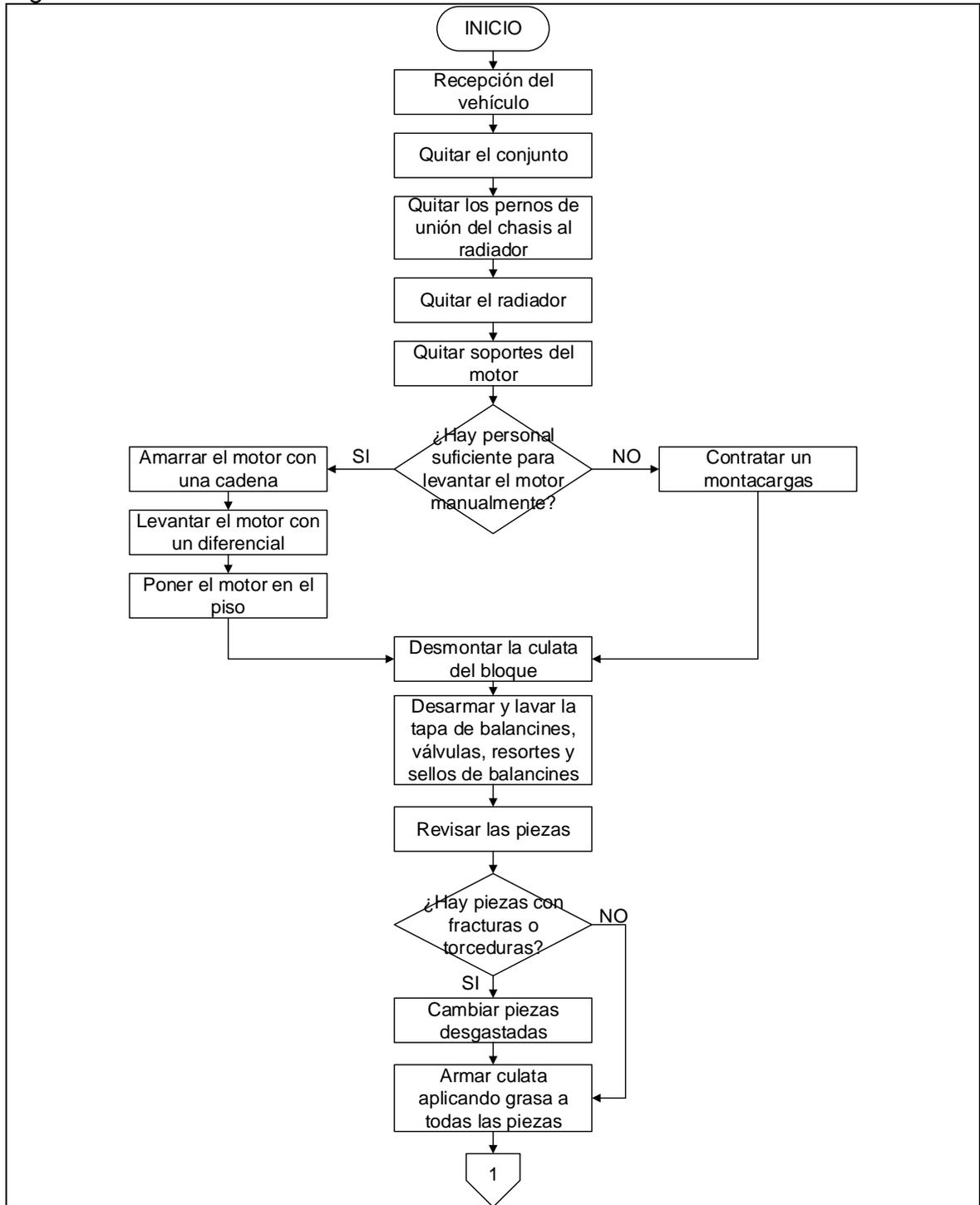
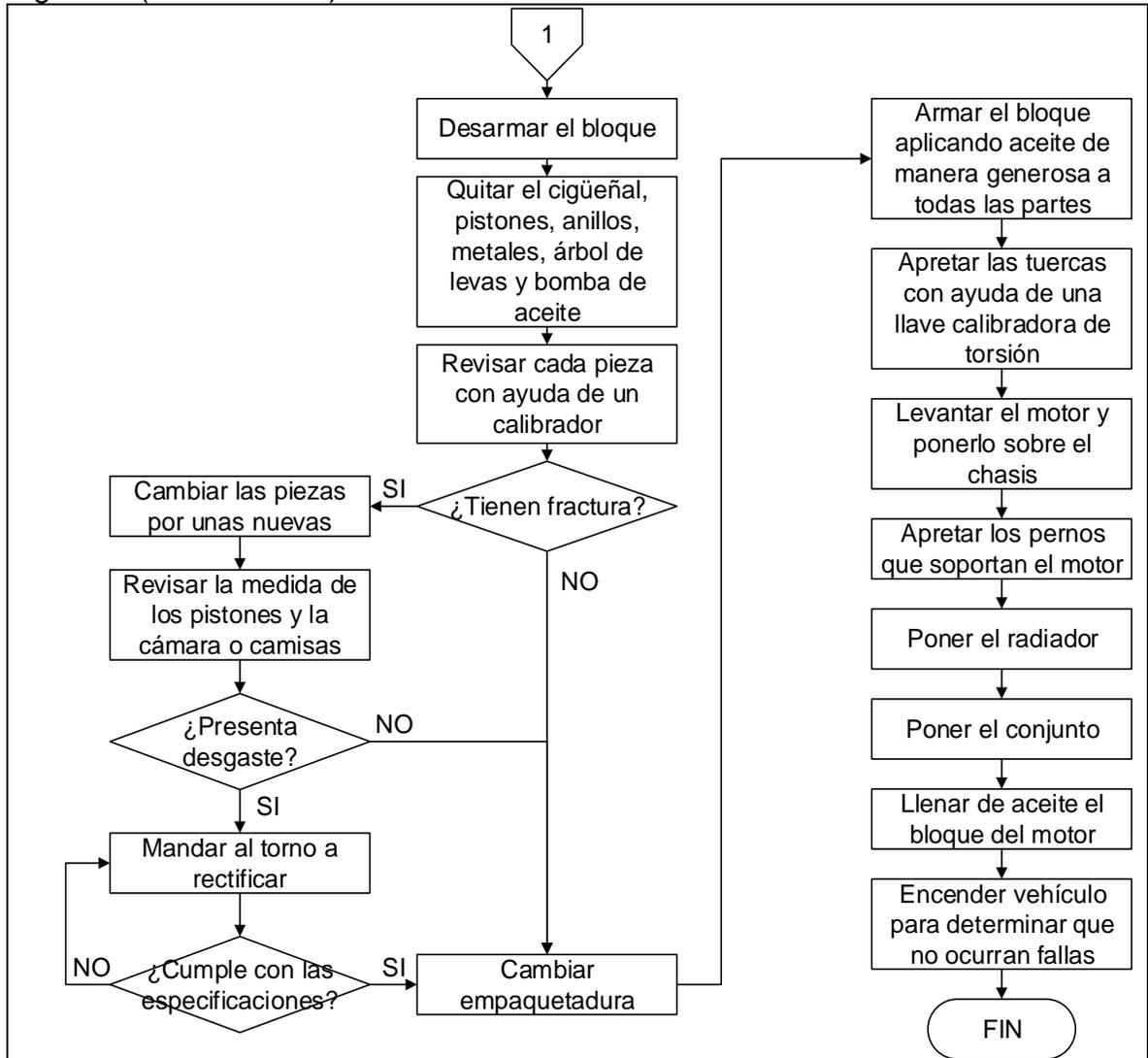


Figura 7. (Continuación)



1.2 PUENTE GRÚA

El principal campo de aplicación del puente grúa, es en talleres para el transporte de materia prima como partes o piezas. El campo abarcado por la grúa es un rectángulo cuya superficie coincide con la del taller, la fuerza portante y las velocidades de trabajo de la grúa están dadas por la carga máxima que va a transportar; constan de una o dos vigas principales sobre las que se apoya el carro para el movimiento transversal por la nave. Las vigas de perfil laminado normales o de alas anchas se emplean para luces entre los 10 y los 15 metros y para luces mayores se utilizan puentes de doble viga.

Figura 8. Viga del puente grúa



Fuente: Alibaba.com. Recuperado del sitio web < [http : // spanish . alibaba.com / product-gs/new-european-design-lh-workshop-trolley-hoist-bridge-crane-10ton-799113634.html](http://spanish.alibaba.com/product-gs/new-european-design-lh-workshop-trolley-hoist-bridge-crane-10ton-799113634.html)>[con acceso el 04-04-2016]

1.2.1 Movimientos de un puente grúa. Los tres movimientos realizados por un puente grúa son;

1.2.1.1 Traslación de la viga puente. Su movimiento se realiza longitudinal a la nave y se hace accionando un motor eléctrico con una serie de moto-reductores que arrastran por rieles el carro testero.

1.2.1.2 Traslación del carro polipasto. Uno de los motores del polipasto mueve las ruedas permitiendo que este se mueva de forma transversal a la nave, ya sea de tipo monorriel o de doble viga.

1.2.1.3 Elevación y descenso. Se hace por medio de un cable metálico o una cadena unida a un motor eléctrico que tiene el polipasto, el cual ayuda a subir la carga; este cable o cadena a su vez es unida a un aparejo y un gancho.

1.2.2 Mecanismos de elevación. La elección del mecanismo de elevación y transporte está limitada por la capacidad de carga que soporte y la luz del puente grúa.

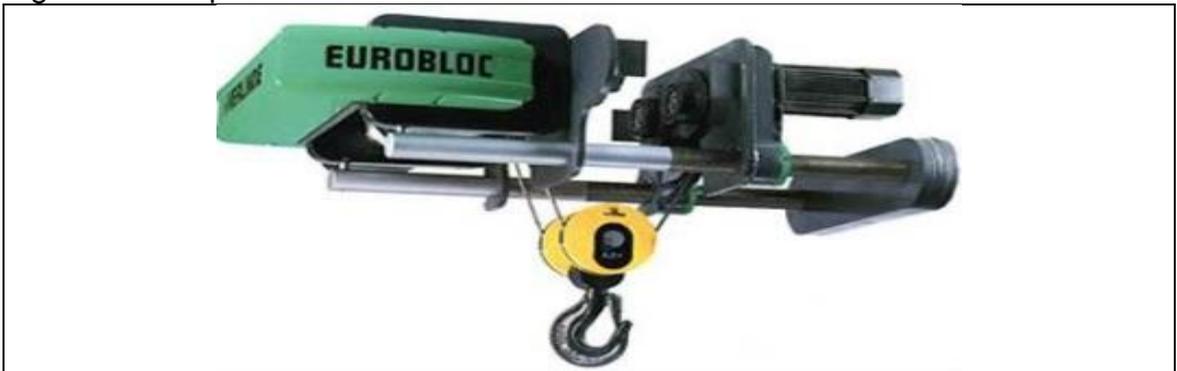
Figura 9. Mecanismo de Elevación



Fuente: Alibaba.com. Recuperado del sitio web <<http://spanish.alibaba.com/product-gs/new-european-design-lh-workshop-trolley-hoist-bridge-crane-10ton-799113634.html>>[con acceso el 04-04-2016]

1.2.2.1 Polipasto monorriel. Este mecanismo de elevación se caracteriza por ser de los más livianos y compactos, debido a que la estructura está conformada por las propias carcazas de los mecanismos de accionamiento, reducción y eléctricos, estos mecanismos van soportados sobre las aletas de la viga del puente monorriel y permite la elevación y el descenso de las cargas como también el movimiento a lo ancho de la nave.

Figura 10. Polipasto Monorriel



Fuente: Universidad de Salamanca. Departamento de ingeniería mecánica. Recuperado del sitio web <[http:// dim.usal.es /areaim / guía %20P .%20I / puente%20grua.htm](http://dim.usal.es/areaim/guía%20P.%20I/puente%20grua.htm)>[con acceso el 04-04-2016]

1.2.2.2 Carro polipasto. Se utiliza para el levantamiento de cargas intermedias, se caracteriza por la simplicidad del polipasto y la rodadura sobre las vigas del puente grúa birriel, este carro está conformado por uno o dos travesaños que soportan todos los mecanismos de elevación y traslación, también llevan dos largueros donde van los rodillos de rodadura del carro.

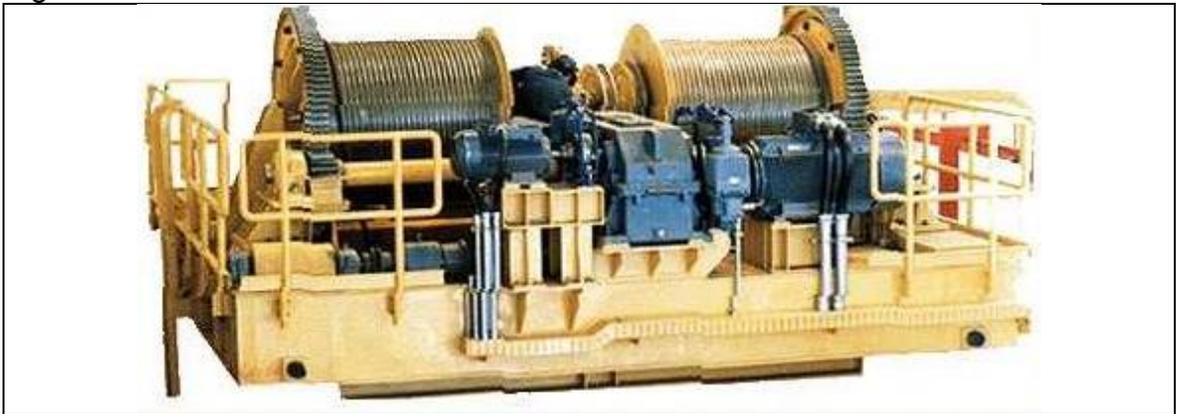
Figura 11. Carro Polipasto



Fuente: Universidad de Salamanca. Departamento de ingeniería mecánica. Recuperado del sitio web <<http://dim.usal.es/areaim/guia%20P.%20I/puente%20grua.htm>>[con acceso el 04-04-2016]

1.2.2.3 Carro abierto. Es el mecanismo de elevación más utilizado, posee dos velocidades, la velocidad de uso normal y la velocidad de precisión. Para hacer ensambles de grandes piezas, su estructura es muy robusta y resistente, capaz de soportar las grandes cargas portantes y transmitir los esfuerzos a los rodillos de rodadura, que van soportados sobre las vigas del puente grúa birriel.

Figura 12. Carro Abierto

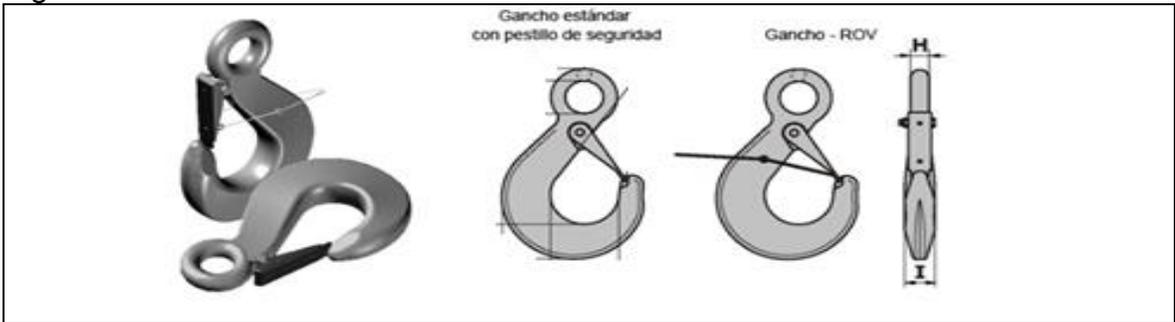


Fuente: Universidad de Salamanca. Departamento de ingeniería mecánica. Recuperado del sitio web <<http://dim.usal.es/areaim/guia%20P.%20I/puente%20grua.htm>>[con acceso el 04-04-2016]

1.2.3 Elementos de suspensión. Tienen como misión fundamental conectar la carga a elevar con el mecanismo de elevación, estos dispositivos están sometidos a múltiples esfuerzos y es evidente que su funcionamiento debe ofrecer todas las garantías de seguridad, ya que las estadísticas demuestran que un gran número de los accidentes de trabajo son causados por un enganche mal hecho.

1.2.3.1 Ganchos. Los ganchos están normalizados hasta cargas útiles de 250 toneladas. La DIN 687 indica los ganchos brutos de forja para cabrestantes a mano y a motor. La DIN 689 indica los ganchos de grilletes para cadenas de cargas y la DIN 688 los esfuerzos admisibles y las instrucciones para las verificaciones y cuidados periódicos.

Figura 13. Gancho estándar



Fuente: CAICO. Solución para el manejo de materiales. Recuperado del sitio web <http://cmdepanama.com/ganchos_gn.html> [con acceso el 04-04-2016]

1.2.4 Elementos de transmisión por cadena. Se distinguen las cadenas calibradas y las no calibradas, estas últimas son utilizadas en las eslingas, que básicamente son las de amarrar la carga; las cadenas calibradas (DIN 765) se componen de eslabones estrictamente conformes a una dimensión determinada y entrelazados entre sí, también se emplean cadenas según la especificación DIN 696, que permiten soportar cargas más elevadas llegando a un esfuerzo máximo de 800 Kg/cm^2 .

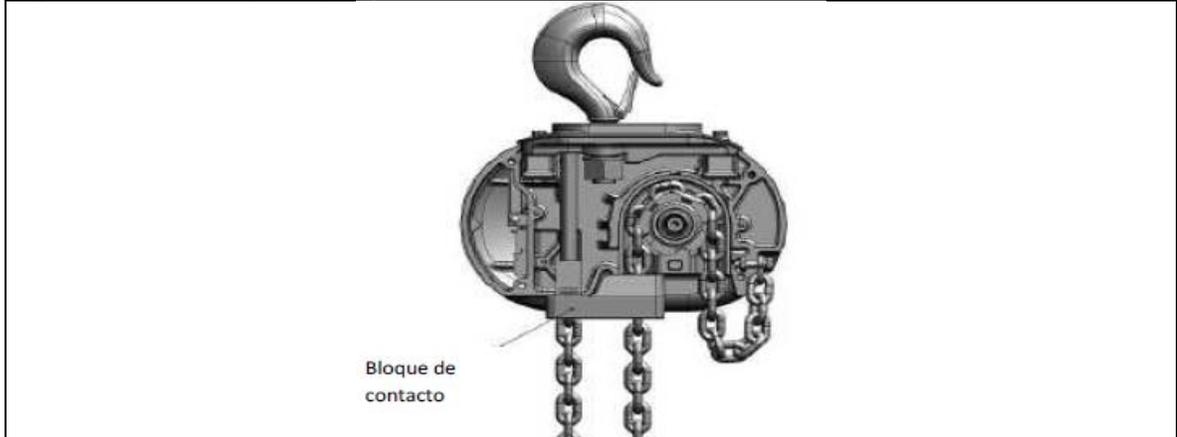
Figura 14. Cadena para aplicaciones de elevación



Fuente: CAICO. Solución para el manejo de materiales. Recuperado del sitio web <http://cmdepanama.com/ganchos_gn.html> [con acceso el 04-04-2016]

1.2.5 Ruedas y piñones para cadena. Las mallas de las cadenas se alojan en los vacíos de la rueda o del piñón, de modo que los salientes transmitan el movimiento a la cadena, los piñones se emplean ventajosamente en lugar de los tambores, por sus pequeños diámetros, debido al poco número de dientes que poseen, este diámetro pequeño permite que la carga no se desplace lateralmente como sucede en los tambores. Los piñones de cadena se hacen regularmente de fundiciones y en algunas ocasiones en acero moldeado, el número menor de dientes que se puede realizar es de 4 pero se aconseja utilizar un número mayor para no sobrecargar el piñón.

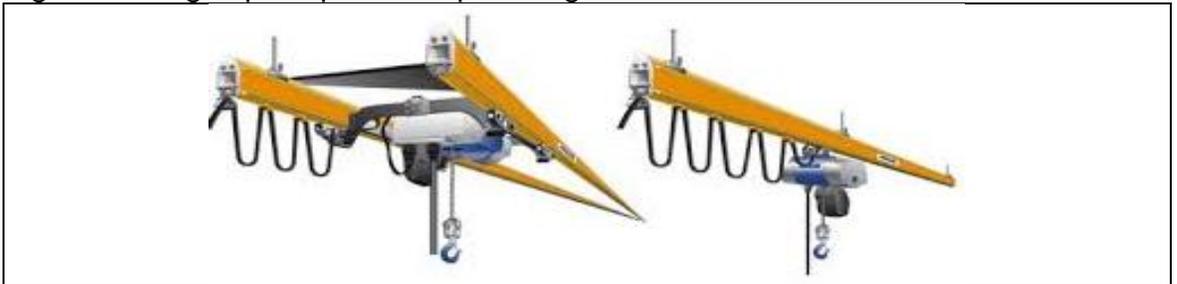
Figura 15. Piñón para polipasto de cadena



Fuente: Lodestar. Recuperado del sitio web <<http://www.cm-et.com/Public/34352/Lodestar%20Instruction%20Manual%20-%20Spanish.pdf>> [con acceso el 04-04-2016]

1.2.6 Viga principal del puente grúa. Todos los puentes grúa constan de una o dos vigas principales, sobre las que se apoyan los rodillos del carro está, a su vez sirve de guía de transporte para el trolley. Para el transporte de cargas menores a 3 toneladas se suele utilizar una sola viga construida normalmente en un perfil I o S y el polipasto monorriel va sobre las aletas inferiores. Para cargas superiores se usan puentes con dos vigas principales sobre las que se mueve el carro polipasto.

Figura 16. Vigas principales del puente grúa.



Fuente: Realización del estudio de reingeniería de la empresa "Melaine Engineering". Recuperado del sitio web <<http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/6406/1/CD-4936.pdf>> [con acceso el 04-04-2016]

1.2.7 Equipos eléctricos. La electricidad es la fuente número de uno de energía empleada actualmente en máquinas de elevación, antiguamente se utilizaba un motor en conexión continua para mover los diferentes dispositivos de una grúa; esto se realizaba por medio de embragues e inversores. En la actualidad se prefiere utilizar un motor individual para cada movimiento.

1.2.7.1 Motores. Los motores de las máquinas de elevación necesitan un gran par de arranque, debido las grandes cargas que tienen en suspensión en el aire,

también deben permitir un arranque progresivo por medio de un aparellaje apropiado, su sentido de giro debe ser reversible y también debe resistir un par de frenado ocasionado por el descenso de la carga.

- Motores de corriente continua. Entre los que se destacan los motores en serie, shunt o en paralelo y el motor compound.
 - Motor en serie. Desarrollan un par de arranque muy fuerte (2,5 a 3 veces el par normal). Para cambiar el giro solo se debe invertir la polaridad del arrollamiento del inducido, la ventaja principal de los motores serie es que adaptan su velocidad debido a la carga; para cargas elevadas su velocidad es baja, pero para cargas livianas su velocidad es alta teniendo riesgos por el embalamiento cuando el motor queda completamente descargado.
 - Motor shunt o paralelo. El empleo del motor shunt es poco frecuente y se limita a los casos donde se quiere una velocidad constante e independiente de la carga, se puede regular la velocidad dentro de ciertos límites. Su par de arranque y su capacidad de carga son inferiores a los motores serie.
 - Motor compound. Este es una combinación entre el motor serie y el motor shunt, se utiliza en sistemas de elevación especiales en los q se necesita un buen par de arranque, pero también se requiere que no haya un embalaje con cargas livianas.
- Motores trifásicos. Entre los que se encuentran los motores asíncronos y de anillos colectores.
 - Motor asíncrono. Ocupan un lugar muy importante en los ascensores y su utilización en máquinas de elevación es cada vez más frecuente. Su comportamiento en el arranque está dado por la resistencia del estator.
 - Motor de anillos colectores. Permiten regular la velocidad por medio de resistencias conectadas a los anillos; es decir que el arranque se puede adaptar fácilmente para las necesidades. El par máximo que alcanza es 2,5 a 3 veces el par normal.

2. ESTADO ACTUAL DE LOS SISTEMAS DE ELEVACIÓN Y TRANSPORTE

El manejo de cargas se genera mediante la utilización de equipos de trabajo o en algunos casos de manera manual, estos equipos pueden ser grúas de diferentes tipos, puentes grúa, grúas pórtico, diferenciales, etc., al igual que se debe utilizar componentes auxiliares para su correcto amarre. Todo esto para llevar a cabo actividades relacionadas con levantamiento y transporte de material, almacenamiento, cargue y descargue, las cuales forman parte de la vida cotidiana de muchas industrias. Algunos de los sistemas más utilizados en la actualidad para la elaboración de estas tareas se mostrarán a continuación.

2.1 GRÚA TORRE

Las grúas torre son estructuras metálicas que están equipadas con mecanismos alimentados por corriente eléctrica los cuales permiten el desplazamiento vertical, radial o circular y horizontal de las cargas que se encuentren suspendidas. Son aparatos de elevación que son mayormente utilizados en obras de edificación, también sirven para desplazar y elevar cualquier tipo de carga sin importar su forma, cuentan con un mecanismo de aprehensión el cual se monta a la parte superior de una torre o también llamada mástil y en la parte inferior se conecta a la base de la grúa, este mecanismo está suspendido a una pluma en la que se encuentra un carro el cual cumple la función de desplazarse a lo largo de la pluma.

2.1.1 Partes de las grúas torre. Este tipo de grúas cuentan con un número importante de partes dentro de las que se destacan;

Torre vertical o mástil. Es la estructura de forma vertical que soporta la parte superior de la grúa, está compuesta por unos módulos que aseguran la altura necesaria, estos módulos se unen por medio de tornillos. En esta parte de la grúa se puede ubicar la zona giratoria que aporta a la grúa un movimiento de 360 grados.

Pluma o flecha. Es un componente estructural de la torre, es capaz de soportar la aprehensión o el carro que lo soporta, asegura el alcance y la altura para recoger los elemento a levantar.

Contra pluma. Esta acoplada al mástil en la zona opuesta a la unión con la flecha, esta parte de la grúa es la que soporta los contrapesos.

Carro de pluma. Es el componente encargado de desplazarse a lo largo de la pluma.

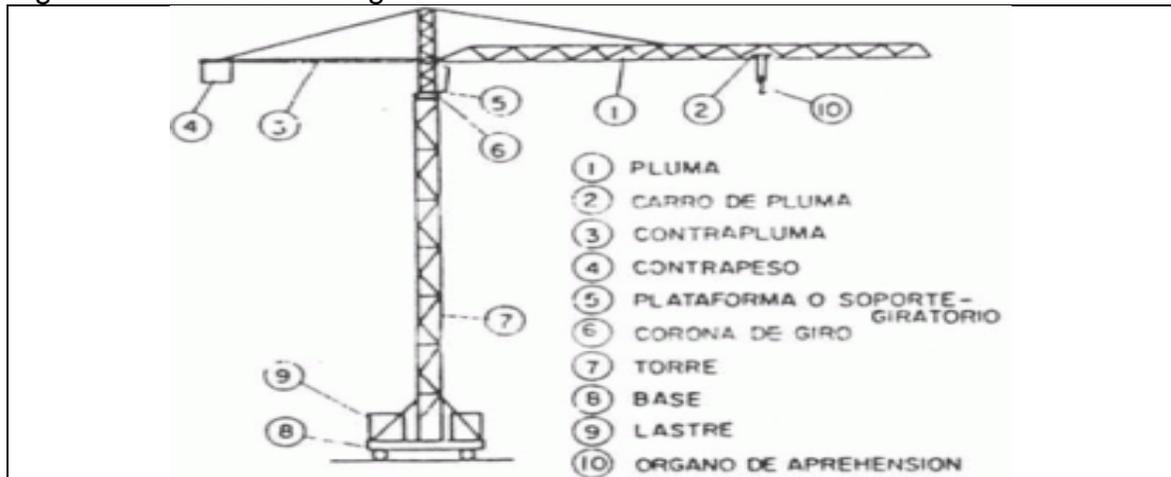
Órgano de aprehensión. Es el dispositivo que cumple la función de suspender, coger o soportar las cargas que sean levantadas.

Base. Es el elemento que soporta la grúa torre, también tiene la función de dar estabilidad a la estructura.

Contrapeso. Es la masa fijada sobre la contra pluma la cual cumple la función de equilibrar la pluma.

Lastre. Es el componente encargado de estabilizar la grúa frente al viento y al peso que pueda trasladar, está compuesta por piezas de hormigón las cuales se colocan en la base de la grúa.

Figura 17. Partes de una grúa torre



Fuente: ARQHYS. Arquitectura. Partes de la grúa torre. Recuperado del sitio web <<http://www.arqhys.com/construccion/gruas-construccion.html>> [con acceso el 07-04-2016]

2.1.2 Tipos de grúas torre. Existen diversos tipos de torres grúa en el mercado dentro de las que encontramos cuatro tipos: tradicionales, auto desplegadas o auto montantes, las de pluma abatible y otros tipos las cuales son menos habituales o son evoluciones de las anteriores.

2.1.2.1 Tradicionales. Este tipo de grúas son las más comunes y las más utilizadas en el mundo de la construcción ya que por su fácil adaptación son capaces de llegar a las alturas de los más grandes edificios.

Figura 18. Torre grúa tradicional



Fuente: TEREX. Grúas torre giratorias. Recuperado del sitio web <<http://www.viarural.com.co/agroindustria/maquinariaconstruccion/terex/gruas/gruas-torre-giratorias/default.htm>> [con acceso el 07-04-2016]

2.1.2.2 Autodesplegables o automontantes. Este tipo de torres se caracterizan por su facilidad de montaje y transporte, como también su fácil adaptación, por esto son altamente utilizadas en obras de poca altura. Su principal diferencia con las torres tradicionales son la ausencia de contra pluma y lastres. El giro se realiza en la parte inferior de la torre, tiene una característica en su montaje y es que a pesar de estar en la clasificación de grúas pluma, pueden ser montadas con un pequeño ángulo de inclinación con lo que consiguen un poco más de altura en la punta de la pluma, incluso en ocasiones pueden trabajar con una parte de está recogida.

Figura 19. Torre grúa autodesplegable



Fuente: Monografías.com. grúas torre. Recuperado del sitio web <<http://www.Monografías.com/trabajos32/grua-torre/grua-torre.shtml>> [con acceso el 07-04-2016]

2.1.2.3 Pluma abatible. En este tipo de grúas su característica principal es la presencia de un dispositivo que permite pasar de una pluma horizontal a una prácticamente vertical, esto debido a que en este tipo de grúas, no existe la presencia de un carro que distribuya las cargas, por lo que para llevar una carga a una determinada distancia es necesario subir o bajar la pluma. Este tipo de grúas no son muy frecuentes.

Figura 20. Torre grúa abatible



Fuente: Pasoxpaso.net. gruas torre. Recuperado del sitio web <<http://construccion.pasoxpaso.net/fotos-gruas-torre/2835>> [con acceso el 07-04-2016]

2.2.3 Riesgos y medidas preventivas en la grúa torre. La manipulación de este tipo de máquinas, siempre causa riesgo tanto en el que la opera como a los que están a su alrededor, a continuación se analizarán diferentes funciones que realizan las grúas así como sus riesgos y medidas preventivas.

Cuadro 1. Trabajos de montaje, desmontaje y mantenimiento

| Circunstancias peligrosas | Medidas preventivas |
|--|---|
| Caída de personas en el desplazamiento por la torre y trabajos de la misma. | En la torre existirá una escala fija, en toda su longitud con aros salvavidas, de no ser así se utilizara cinturón de seguridad con dispositivo paracaídas deslizante por un cable tendido en toda la altura de la torre. Para los trabajos de montaje y desmontaje, los montadores irán provistos de cinturón de seguridad que sujetaran a la estructura. Se utiliza calzado antideslizante. |
| Caída de personas en el desplazamiento por la pluma, la contra pluma y trabajos en las mimas | Cuando un operario tenga que subir a la pluma o la contra pluma utilizara cinturón de seguridad. La cuerda salvavidas del mismo se deslizara sobre un cable tendido longitudinal- mente a la misma. |
| Caída de personas desde pasarelas y plataformas de servicio. | En las plataformas de servicio, andamios, pasarelas, etc., existirán barandillas. El piso será antideslizante |

Cuadro 1. (Continuación)

| Circunstancias peligrosas | Medidas preventivas |
|---|--|
| Desplome de la grúa por rotura del cable de tracción o fallo en los husillos. | Mantener en perfectas condiciones de utilización los elementos auxiliares de elevación, cables, husillos, etc., de acuerdo con lo establecido en la O.G.S.H.T. (ordenanza general de seguridad e higiene en el trabajo) |
| Atrapamientos en los puntos de contacto de los cables-poleas o en los engranajes. | Los trabajos de conservación y mantenimiento se efectuaran siempre con la grúa parada. En las poleas, tambores y engranajes, existirán las protecciones adecuadas: cubre poleas, carcasas, etc. La ropa de trabajo estará ajustada al cuerpo y a las extremidades, los operarios no llevan anillos, medallas, etc. |

Fuente: Ministerio de trabajo y asuntos sociales España. Recuperado del sitio web<http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NT P/Ficheros/101a200/ntp_125.pdf> [con acceso el 07-04-2016]

Cuadro 2. Durante la utilización

| Circunstancias peligrosas | Medidas preventivas |
|---|---|
| Contacto eléctrico indirecto, debido a derivaciones del sistema eléctrico a los elementos mecánicos de la grúa | En las grúas existirá una apuesta a tierra asociada a un interruptor diferencial de sensibilidad mínima 300 miliamperios. La resistencia de la puesta a tierra no debe sobrepasar los 80 ohmios. Para conseguir en una grúa móvil una buena toma de tierra es recomendable enterrar un cable de cobre en toda la longitud de la vía, provisto de una piqueta en cada extremo y empalmar cada tramo de esta a dicho cable con otros del mismo diámetro. |
| Contacto eléctrico directo, debido al contacto de la carga o de los cables de la grúa con líneas eléctricas aéreas. Atrapamientos de personas entre la grúa móvil y elementos fijos, edificios, maquinaria, etc. | Ver NTP-72 (trabajos con elementos de altura en presencia de líneas eléctricas aéreas) La distancia mínima entre las partes más salientes de la grúa y los obstáculos más próximos será de 70cm. |
| Desplome de la grúa | No debe utilizarse la grúa con velocidad del viento igual o superior a 60Km/h, o al límite fijado por el constructor. Cuando la velocidad del viento supere este límite hay que llevar la grúa móvil sobre el tramo de seguridad del rail y anclarla con las tenazas. La pluma debe orientarse en el sentido de los vientos dominantes y ser puesta en veleta (giro libre), desfrenando el motor de orientación. No deben arrancarse con la grúa objetos adheridos al suelo. No deben elevarse cargas con tiros inclinados. |
| Caída de la carga o partes de ella | Las cargas de forma alargada se sujetaran con eslingas dobles para evitar que puedan caer por deslizamiento. Cuando sea preciso se guiaran con cuerdas, estando la persona que guía la carga fuera del alcance de caída de la misma. |
| Caída de personas al recoger la carga junto a aberturas exteriores (se hace mención de este riesgo, no siendo implacable a la grúa ni a las maniobras con esta máquina realizadas, por considerarlo muy grave y origen de accidentes) | Se instalaran en las plantas de los edificios plataformas en voladizo, dotadas de barandillas y rodapié para la descarga de los materiales. |

Fuente: Ministerio de trabajo y asuntos sociales España. Recuperado del sitio web<http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NT P/Ficheros/101a200/ntp_125.pdf> [con acceso el 07-04-2016]

2.2 PUENTE GRÚA

Los puentes grúa son equipos de elevación de carga pesada o liviana los cuales son utilizados en distintos tipos de industrias como lo son la portuaria, cementera, ferretera, etc., principalmente el puente grúa es utilizado para trasladar y elevar cargas generalmente en procesos de almacenamiento. Son en la mayoría de los casos requeridos en naves industriales, talleres y almacenes.

2.2.1 Partes del puente grúa. Este tipo de grúas cuentan con un número importante de partes dentro de las que se destacan;

Puente. Es la estructura principal que posee movimiento, consiste en dos cabezales con uno o dos puentes, dependiendo del tipo de equipo.

Cabezales. Están localizados a cualquier lado de la estructura, son las ruedas sobre las cuales la grúa viaja.

Viga(s). Son las vigas horizontales principales del puente grúa.

Carro. Se desplaza a lo largo de la viga y recorre el ancho de la nave.

Gancho. Va sujeto al carro mediante el cable principal realizando los movimientos de subida y bajada de las cargas.

Malacate. Es montado en el carro, tiene la función de levantamiento a través de un gancho o un artefacto de izaje.

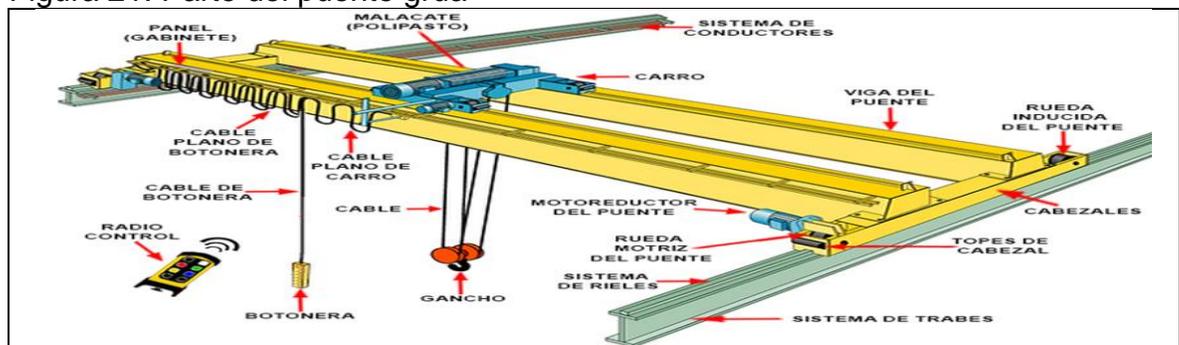
Testeros. Son los carros de traslación que mueven la viga principal del puente a lo largo de unos carriles.

Motores de movimiento. Los motores aportan la energía motriz a los testeros con el fin de mover el puente grúa en su movimiento longitudinal.

Mandos del puente grúa. Son utilizados para el manejo del puente, los constituyen una serie de botones los cuales permiten el traslado de la carga que se encuentre suspendida.

Línea de alimentación. Constituyen todos los cables que energizan los motores de movimientos de los carros y el motor de elevación.

Figura 21. Parte del puente grúa

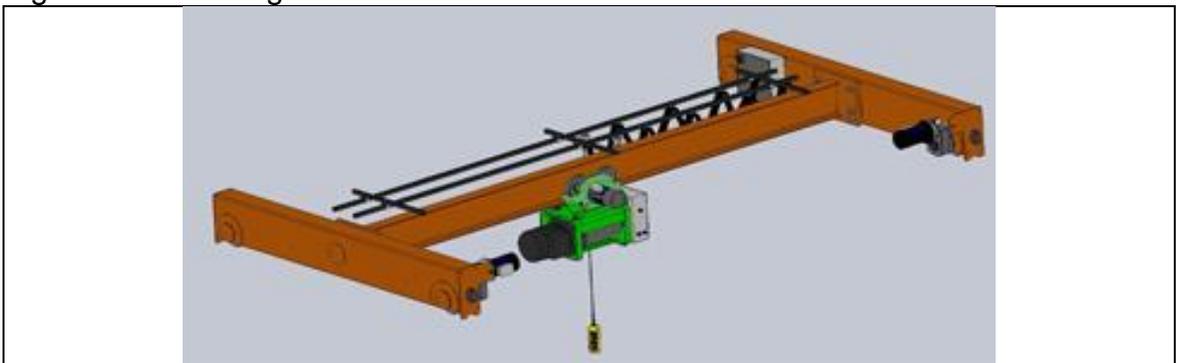


Fuente: Munck. Recuperado del sitio web <<http://www.Munckcranes.com.mx/componentes-de-gruacuteas.html>> [con acceso el 07-04-2016]

2.2.2 Tipos de puente grúa. Dentro de los puente grúas se encuentran diversos tipos cada uno acomodado para el proceso que se requiera, a continuación se nombran los principales tipos;

2.2.2.1 Puente grúa monorraíl. Este tipo de puente grúa está constituido por una sola viga principal, es altamente utilizado para el levantamiento y transporte de cargas, cuando resulta necesario aprovechar la altura disponible del local y este no es muy ancho. Este tipo de grúas tienen la ventaja de poseer el doble de velocidad en todos sus movimientos (elevación, traslación del carro y traslación del puente) y están equipados con un sistema de elevación como el polipasto.

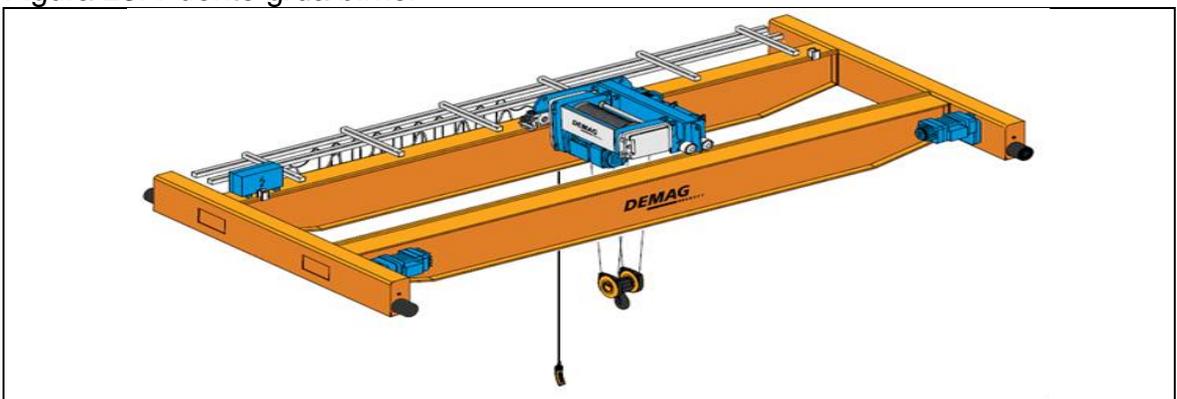
Figura 22. Puente grúa monorraíl



Fuente: IMKSAS. Puentes grúa. Recuperado del sitio web <<http://imksas.com/Puentes-Gr%C3%BAa.php>> [con acceso el 07-04-2016]

2.2.2.2 Puente grúa birriel. Este tipo de puente grúa consta de dos vigas principales donde se apoya el carro que sostiene el polipasto, tiene la ventaja de que permite alcanzar la máxima altura posible del gancho, es ideal para cargas elevadas o naves con luz media o grande, puede alcanzar cargas de hasta 500 toneladas.

Figura 23. Puente grúa birriel



Fuente: Mecaser. Puente grúa de dos vigas. Recuperado del sitio web <<http://mecaser.ec/?productos=producto-5>> [con acceso el 07-04-2016]

2.2.2.3 Puente grúa pórtico. Este tipo de grúa puede ser o bien birriel o monorriel se diferencia de los demás en que posee rieles apoyados en el suelo en donde se desplaza el puente, es especial para condiciones en las que sea obligatorio el uso de columnas.

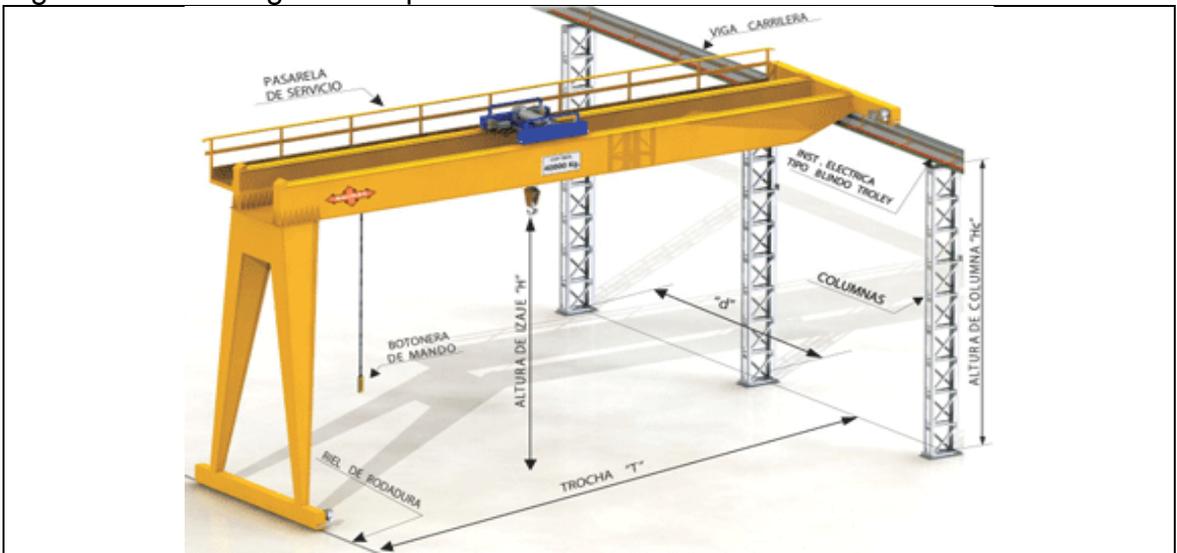
Figura 24. Puente grúa pórtico



Fuente: IMKSAS. Puentes grúa. Recuperado del sitio web <[http://imksas.com/Puentes-Gr%C3%BAa . php](http://imksas.com/Puentes-Gr%C3%BAa.php)> [con acceso el 07-04-2016]

2.2.2.4 Puente grúa semipórtico. Es una estructura en la que de un lado se tiene la perspectiva de un puente grúa y desde la otra de un monorriel o un birriel, en uno de los lados consiste en una serie de columnas móviles que va fija a la viga de carga. La función de la columna móvil es la de desplazarse a la misma altura de la carga a través de un riel el cual está sujeto al suelo.

Figura 25. Puente grúa semiportico



Fuente: AGIRRE. Grua semiportico birrail. Recuperado del sitio web <<http://agirre-erakuntzak.es/online/index.php/gruas-semiportico>> [con acceso el 07-04-2016]

2.2.3 Riesgos y medidas preventivas en el puente grúa. La manipulación de este tipo de máquinas trae un riesgo tanto para la persona que lo maneja como para los que está alrededor, es por esto que a continuación se nombrarán algunas medidas preventivas que se deben tener en cuenta a la hora de manipular el puente grúa.

Cuadro 3. Riesgos y medidas preventivas

| Origen | Riesgos | Medidas de prevención |
|---|---|--|
| Durante el accionamiento | No identificación correcta de mandos en la botonera. Golpes contra obstáculos durante el guiado de la carga | Utilización de botoneras con identificación clara de los movimientos y controles. Mantener los pasillos de circulación libres de obstáculos y señalizados |
| Por fallo, ausencia de finales de carrera y dispositivos limitadores | Riesgo de golpes con la carga por oscilaciones originadas al chocar contra los topes. Riesgo de rotura de sistema de elevación por sobrecarga y daños en la estructura del puente. Riesgo de caída de la carga ausencia de mantenimiento adecuado de los finales de carrera. Choque entre puentes- grúa que circulan por el mismo camino de rodadura. Sistema de elevación por sobrecarga y daños en la estructura del puente. Riesgo de caída de la carga ausencia de mantenimiento adecuado de los finales de carrera. Choque entre puentes- grúa que circulan por el mismo camino de rodadura. | Los puentes-grúa deben estar provistos de los siguientes dispositivos; Final de carrera superior e inferior del movimiento de elevación. Final de carrera máximo y mínimo de traslación del carro. Final de carrera de traslación del puente. Nunca cargar un puente grúa de modo que supere la carga máxima admisible. Final de carrera máximo y mínimo de traslación del carro. Final de carrera de traslación del puente. Nunca cargar un puente grúa de modo que supere la carga máxima admisible. |
| Por caída de la carga en el descenso | Riesgo de caída por no disponer de dispositivos eficaces en caso de fallo en una de las fases del motor en el descenso de la carga. | Colocar un relé de asimetría a la salida del motor que detecte un posible fallo de una fase o de uno de los contactos del contactor. |
| Por fallo de los accesorios de elevación (cables-ganchos) | Riesgo de desprendimiento de la carga del gancho de elevación. Caída de la carga por rotura del cable. | Los ganchos deberán disponer de pestillos de seguridad. Efectuar comprobaciones periódicas de los ganchos. |
| Por manipulación defectuosa de la carga por los operarios en el transporte de la misma. | No conocer las instrucciones de seguridad. Por circular encima del personal. Por reparaciones provisionales efectuadas debajo de cargas suspendidas Por circular la carga a alturas inadecuadas. Por la utilización del gancho para el izado de personal. | Formar el personal en la manipulación y transporte de carga En los transportes sin carga izar el gancho a una altura en que no exista riesgo contra las personas y objetos Efectuar las reparaciones de los puentes grúa en el lugar adecuado. No utilizar el gancho de la grúa para subir personal en plataformas, ni subirse a la carga durante el transporte. |

Fuente: Estructplan. Equipos para izar. Recuperado del sitio web <<http://www.estrucplan.com.ar/Producciones/entrega.asp?IdEntrega=117>> [con acceso el 07-04-2016]

3. CONCEPTUALIZACIÓN Y PARAMETRIZACIÓN

Para efectos de este proyecto los conceptos y parámetros básicos son basados en las necesidades y acondicionamiento adecuado del taller.

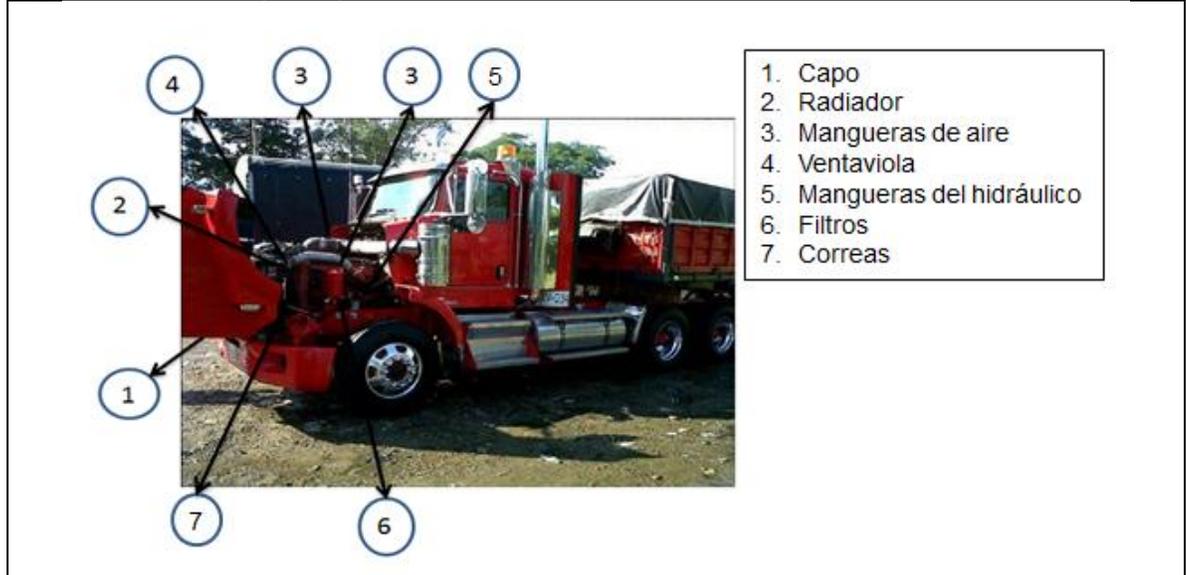
3.1 CONCEPTUALIZACIÓN

El taller cuenta con un área de trabajo aproximadamente de 731 metros cuadrados en la cual se realizan todas las operaciones y actividades a los vehículos, contando con un espacio cubierto en donde se realizan las actividades de mayor complejidad, como lo es la reparación de los motores. Para la correcta realización de esta actividad se tendrán que tener en cuenta aspectos como la ubicación y la cantidad de camiones que pueden ser reparados al mismo tiempo, el proceso de desmonte y montaje de los motores de los respectivos camiones, el transporte de los motores a su sitio de reparación y viceversa, y por último los tipos y marcas de motores que son reparados por el taller y en donde se ubican sus platinas de soporte para que puedan ser levantados.

Teniendo en cuenta las condiciones actuales del taller y el espacio en el cual se pretende montar el puente grúa, se establece que sólo podrán estacionarse en la nave acondicionada un máximo de tres camiones, estacionándose de frente uno detrás del otro dejando un espacio entre camión y camión tal como se muestra en la Figura 32. Debido a que todos los camiones de este tipo no tienen las mismas medidas, en ocasiones se puede presentar que el tercer camión quede con los ejes traseros fuera del espacio cubierto, lo cual para efectos del presente proyecto no afectará en el proceso. Gracias a la forma en que se acomodan los camiones se corre el riesgo de que un camión que este en reparación obstaculice a otro que ya esté listo para salir, para esto el taller opto por una medida preventiva, la cual consiste en el escaneo y revisión previa a los vehículos y gracias a la gran experiencia que posee el personal se tiene conocimiento necesario de los repuestos y de soluciones que se deben realizar, por lo tanto antes de proceder al respectivo retiro se acude a los proveedores para saber si cuentan con las piezas que se necesiten y sin antes no tener la aprobación de ellos no se realizara la reparación del motor.

Para el proceso de montar y desmontar los motores, es importante conocer que al ser estos motores exclusivamente de trabajo tienen un gran número de piezas, las cuales deben ser retiradas con anterioridad, en la Figura 26., se muestran algunas de estas partes.

Figura 26. Partes principales del motor



Luego de retirar las piezas mostradas en la Figura 26., se procede a desmontar el motor, para esto lo primero que se debe hacer es retirar los pernos que sujetan los soportes al chasis. Para realizar el procedimiento de izaje se debe tener en cuenta que el acople del motor a la caja esta incrustado bajo la cabina, gracias a esto lo segundo que se debe hacer es levantar el motor unos milímetros y moverlo hacia adelante para que quede completamente liberado.

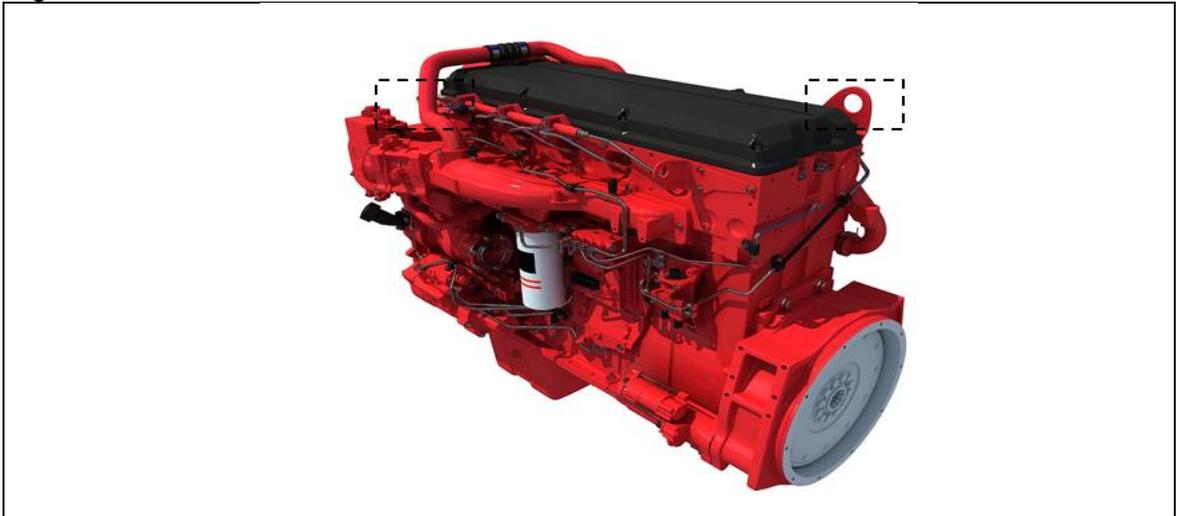
Considerando la ubicación de los camiones nombrada anteriormente y por motivos de seguridad, el motor no podrá pasar encima de los camiones que se encuentren estacionados adelante, para esto se ubicara una zona por la cual tendrán que ser trasladados, como se observa en la Figura 32., esto para los vehículos dos y tres, teniendo en cuenta que se deberá levantar el motor unos milímetros más de la altura del guardabarro, sin embargo para el vehículo número uno no existirá ninguna dificultad, ya que el motor se puede trasladar directamente sin pasar por encima de ningún vehículo

El taller solo repara tres tipos de motores: Cummins, Detroit y Caterpillar, para efectos de este proyecto es indispensable conocer en donde están ubicadas las platinas de soporte para el fácil levantamiento de estos. Por tal motivo, en la Figura 27., la Figura 28., y la Figura 29., se muestran resaltadas la ubicación de dichas platinas.

El sistema para agarrar los motores y levantarlos, será igual para los tres tipos de motores, ya que todos estos, cuentan con cuatro platinas de soporte; para realizar este proceso es necesario la adquisición de cuatro eslingas de amarre, estas deberán tener una capacidad mínima de 2.000 Kg cada una y una longitud aproximada de 500 mm, estos sistemas de amarre cuentan con un gancho a cada

uno de sus extremos, uno de los ganchos se conectara al soporte del motor y el otro al gancho del sistema de elevación; el operario a cargo del levantamiento y el transporte del motor, deberá asegurarse que las eslingas queden perfectamente sujetadas en cada uno de sus extremos y luego esto si se podrá proceder al levantamiento del mismo. Cabe aclarar que este sistema de sujeción del motor solo se utilizara en caso de que el trolley cuente con un gancho, de no ser así, el fabricante de estos tipos de mecanismos, deberá proporcionar los diferentes parámetros, para poder realizar esta operación bajo las normas de seguridad.

Figura 27. Motor Cummins ISX



Fuente: gandoza. Heavy duty diesel engine. Recuperado del sitio web <<http://www.gandoza.com/heavy-duty-diesel-engine.html>>[con acceso el 12-04-2016]

Figura 28. Motor Detroit



Fuente: R&L Diesel Service, Inc. Recuperado del sitio web <<http://www.rldiesel.com/Series.html>> [con acceso el 12-04-2016]

Figura 29. Motor Caterpillar



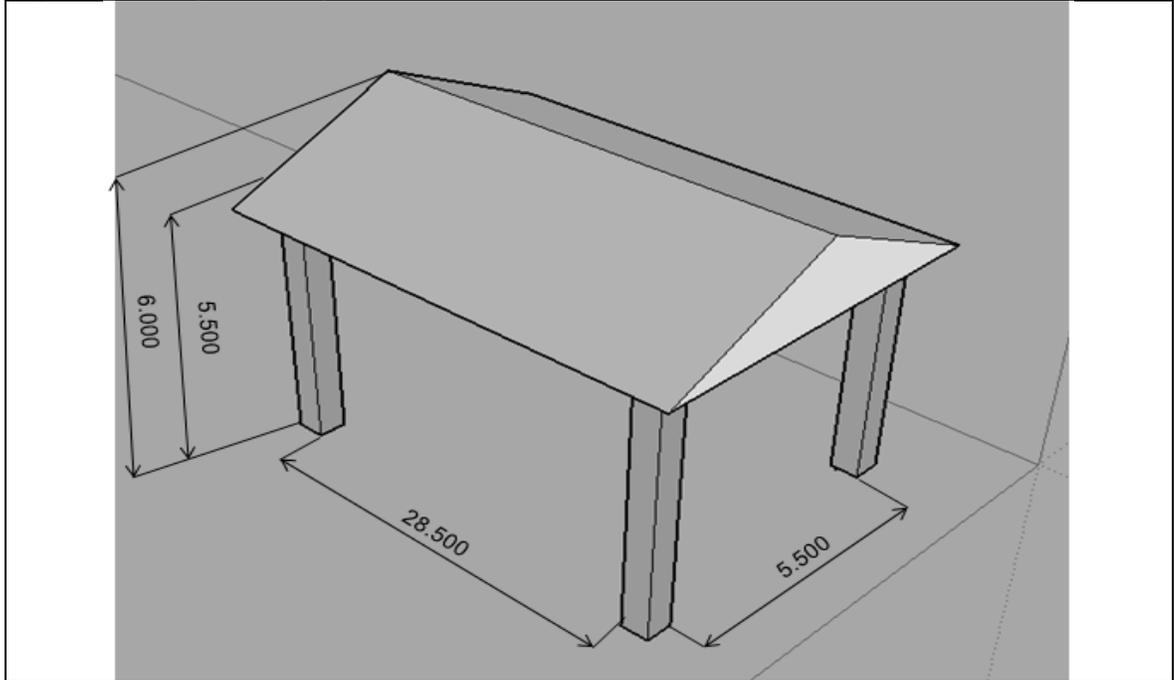
Fuente: CAT. C7.1ACERT. Recuperado del sitio web < http://www.cat.com/en_US/products/new/power-systems/industrial/industrial-diesel-engines-lesser-regulated-non-regulated/18391626.html > [con acceso el 12-04-2016]

3.2 PARAMETRIZACIÓN

El taller como se nombró en el apartado anterior cuenta con un área aproximada de 731 metros cuadrados en la cual se lleva a cabo todas las operaciones y actividades a los vehículos, dentro de esta área se cuenta con un espacio cubierto de 313,5 metros cuadrados acondicionado para las actividades de mayor complejidad como la reparación de motores y la oficina. El puente grúa se instalara en una de las naves de la zona que está cubierta, la cual cuenta con un área de 157 metros cuadrados.

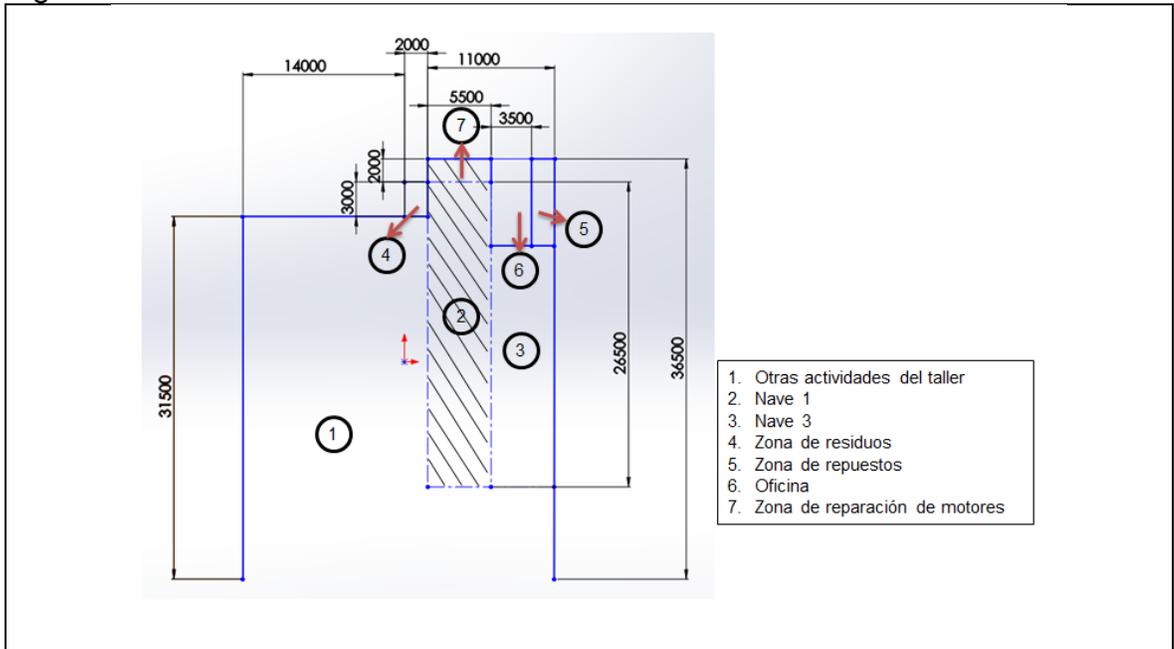
3.2.1 Dimensiones máximas. De acuerdo a las especificaciones y al espacio disponible con el que cuenta el taller, el puente grúa no puede sobrepasar las dimensiones máximas expuestas en la Figura 30. Es importante aclarar que el diseño se basa en una estructura estacionaria debido a que es acomodada a las medidas descritas, esto también por las limitaciones de espacio del taller. Adicional a esto la distribución y el espacio establecido por la empresa permiten que las actividades posteriores y consiguientes al levantamiento y transporte del motor sean de fácil aplicación.

Figura 30. Espacio disponible de la nave en mm



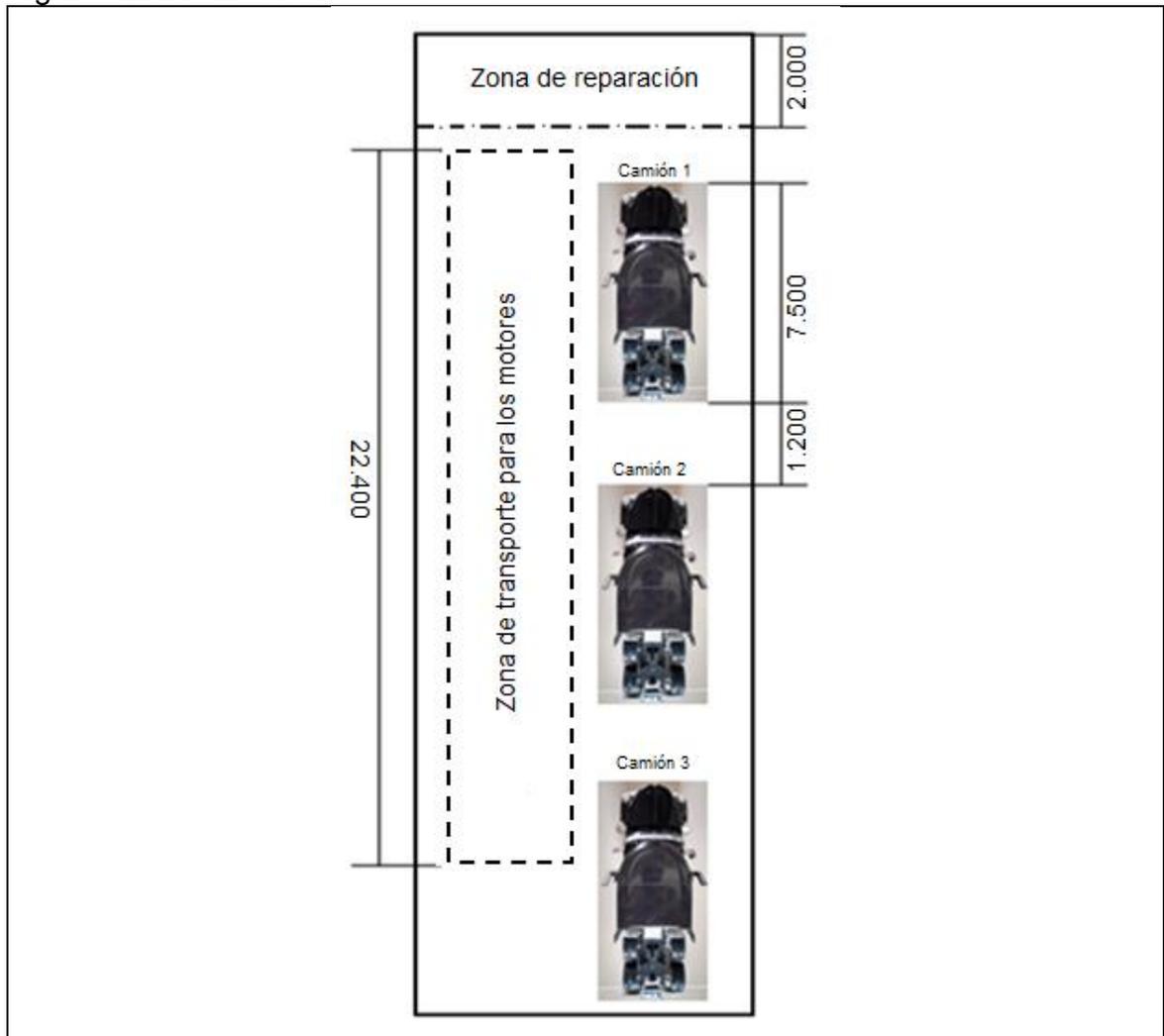
A continuación se presenta la Figura 31., con la distribución operativa del taller en donde se puede ubicar el espacio de trabajo del puente grúa en la zona resaltada, la cual comprende la parte de la nave 1 y el sitio de reparación de los motores.

Figura 31. Distribución del taller



En la Figura 32., se hará una ampliación de la nave 1 en la cual se mostrara la distribución del proceso del trasporte de los motores desde el tracto-camión hasta el sitio de reparación, la forma en la que se deben ubicar los vehículos, el espacio que se debe respetar entre uno y otro y las medidas aproximadas que conforman la nave.

Figura 32. Distribución de la nave 1



Como se nombró en el apartado anterior es fundamental conocer ciertas distancias antes de proceder a transportar el motor, para esto se muestra la Figura 33., y el Cuadro 4., que contienen las distancias mínimas de elevación y recorrido que tendrá que hacer el puente grúa para poder desprender en su totalidad el motor del chasis del camión.

Figura 33. Distancias de elevación y recorrido del motor

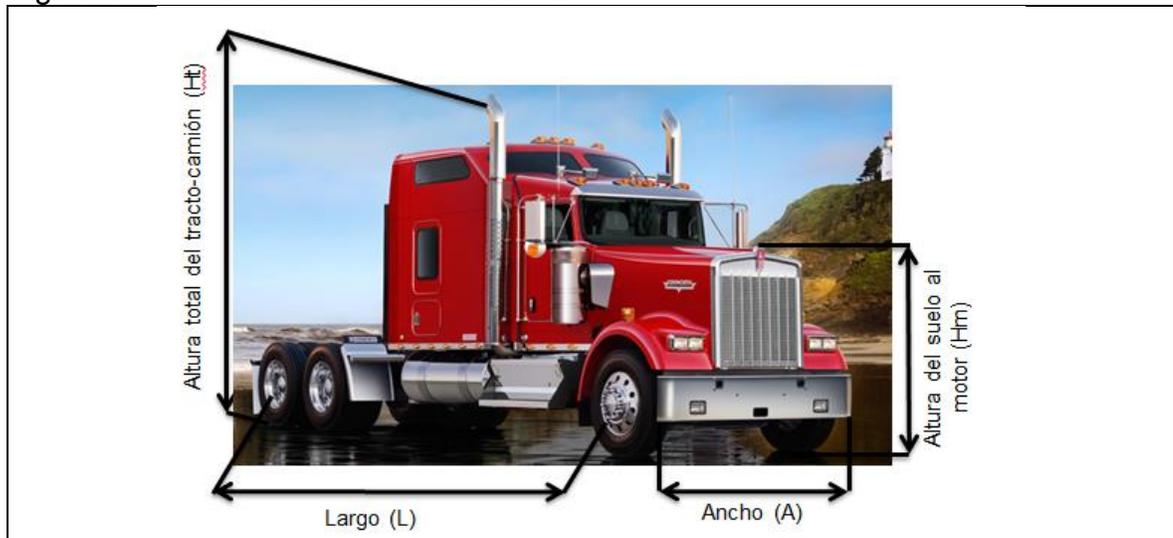


Cuadro 4. Distancias de elevación y recorrido del motor en mm

| | |
|------------------------------------|-------|
| Altura del piso al guardabarro | 1.400 |
| Distancia del Carter al piso | 800 |
| Distancia del motor bajo la cabina | 400 |

Se tomó el tamaño más grande del tracto-camión como guía para establecer algunos requerimientos de dimensiones de la estructura, como la altura que debe tener la viga principal del puente grúa para no interferir con el tracto-camión, estas dimensiones se pueden encontrar en el Cuadro 5., y la Figura 34.

Figura 34. Dimensiones del tractocamión



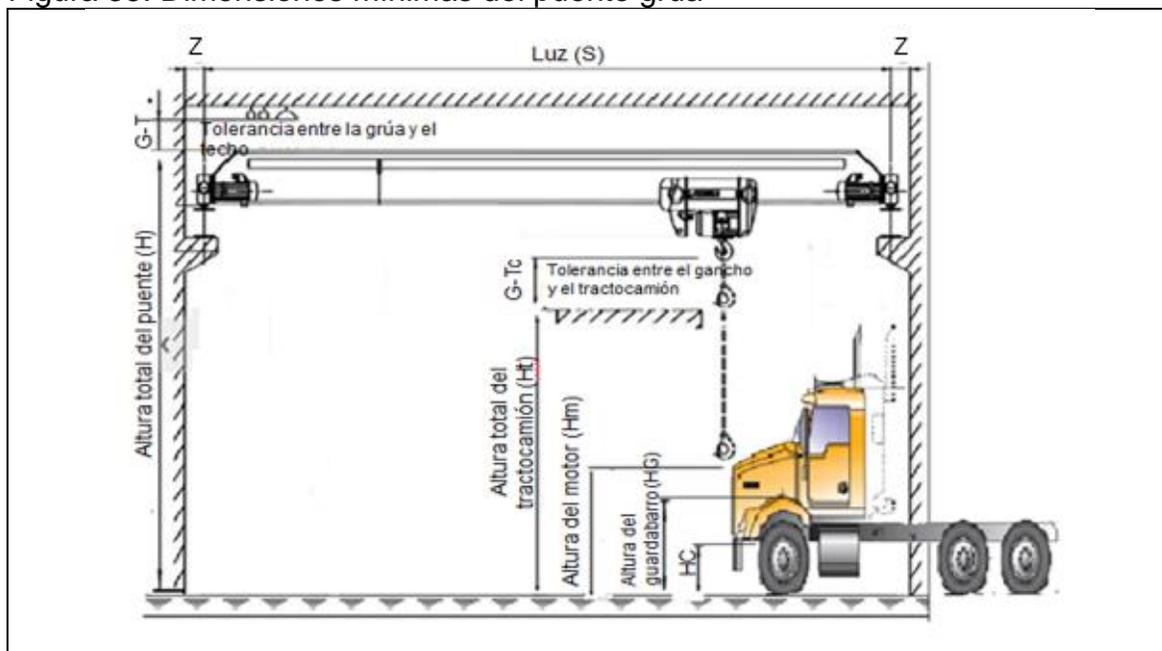
Fuente: Kenworth. The world's best. Recuperado por el sitio web <<http://www.kenworth.com/trucks/w900>> [con acceso el 14-04-2016]

Cuadro 5. Dimensiones del tractocamión en mm

| | |
|--------------------------------|-------|
| Largo (L) | 7.500 |
| Ancho (A) | 3.000 |
| Altura del suelo al motor (Hm) | 2.000 |
| Altura del tracto camión (Ht) | 4.200 |

Conociendo estas dimensiones se podrá hacer una idea clara de la estructura como se muestra en la Figura 35., y el Cuadro 6.

Figura 35. Dimensiones mínimas del puente grúa



Cuadro 6. Dimensiones mínimas del puente Grúa en mm

| | |
|---|-------|
| Altura del puente (H) | 5.100 |
| Tolerancia entre la grúa y el techo (G-T) | 400 |
| Tolerancia entre la grúa y el tracto camión | 900 |
| Altura del motor (Hm) | 2.000 |
| Altura total del tracto camión (Ht) | 4.200 |
| Luz (S) | 5.000 |
| (Z) | 200 |
| Altura del guardabarros (HG) | 1.400 |
| Altura del Carter (HC) | 800 |

En cuanto a los motores, es importante conocer las dimensiones debido a que el puente grúa será diseñado para el levantamiento y transporte de los mismos, esto sin importar que el taller pueda ocupar esta máquina en el transporte de otros componentes de pesos similares. Motores como estos al ser de uso exclusivo de trabajo son de dimensiones ligeramente grandes, en el Cuadro 7., se pueden encontrar las dimensiones promedio de dichos motores.

Cuadro 7. Dimensiones de un motor diesel en mm

| | |
|-------|-------|
| Largo | 1.412 |
| Alto | 741 |
| Ancho | 203 |

3.2.2 Capacidad de carga máxima. La capacidad de carga según los requerimientos expuestos por el taller es básicamente el peso del motor completo. Para esto el puente grúa a diseñar va a tener una capacidad de carga máxima de 1.500 Kg esto basado a que los motores a levantar tienen un peso en seco de 1.202 Kg y en húmedo de 1.266 Kg.

3.2.3 Ergonomía de la estructura. Es importante resaltar que la estructura que actualmente sostiene el techo de la nave 1 y la nave 2 (mostradas en la Figura 31), fue diseñada exclusivamente para soportar el peso de la misma; debido a esto no es posible que el puente grúa sea soportado por estas columnas. Por esta razón, la mejor forma de desplazar los motores a lo largo de la nave es por un camino de rodadura ubicado en el suelo como el mostrado en la Figura 36.

Figura 36. Estructura pórtico sobre camino de rodadura



Fuente: FEMM S.A.S. Pórticos y semiporticos. Recuperado del sitio web <<http://puentegruasfemm.com/pg/index.php/porticos-y-semiporticos>> [con acceso el 14-04-2016]

4. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

Para el diseño de esta máquina, existen variedad de posibilidades que ayudan a la movilización de cargas, teniendo en cuenta los principales requerimientos y parámetros definidos anteriormente, se plantearon diversas alternativas de solución, para el correcto diseño de la máquina.

4.1 ALTERNATIVAS

4.1.1 Alternativa 1. Carro polipasto soportado sobre las aletas inferiores de la viga principal. Esta alternativa cuenta con una facilidad en su montaje, transporta cargas superiores a 1.000 Kg a largas o cortas distancias, además de esto se le pueden instalar varios tipos de polipastos, ya que cuenta con un sistema de ajuste manual, puede ser instalado en un amplio rango de anchos de perfiles de viga, es de fácil operación, consume muy poca energía, sus ruedas son de acero resistentes al desgaste de fácil desplazamiento y son especiales para anchos de perfil de viga curvos o rectos.

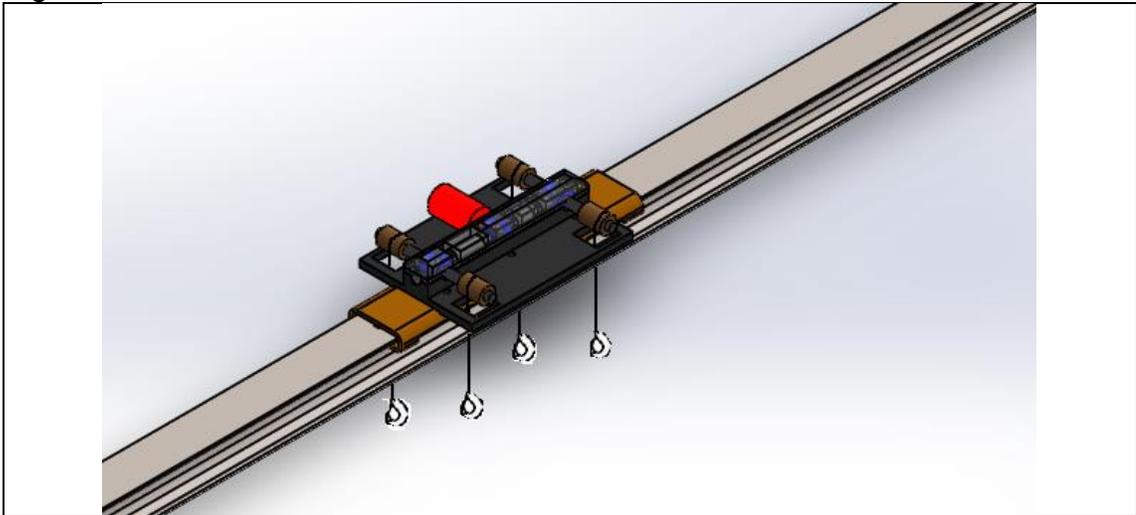
Figura 37. Alternativa 1



Fuente: VICINAY. Polipastos y cabrestantes eléctricos. Recuperado del sitio web <<http://www.vicinaycemvisa.com/polipastos-y-carros/polipastos-electricos>> [con acceso el 14-04-2016]

4.1.2 Alternativa 2. Carro de traslación suspendido sobre la viga principal. El carro está suspendido sobre la viga principal y está equipado con un motor, el cual reparte su potencia en 4 tambores que suben y bajan la carga, estos tendrán que girar a las mismas revoluciones. Este sistema no necesita de las 4 eslingas para amarrar el motor debido a que tiene cuatro cables los cuales se ajustan a cada soporte del motor dividiendo así el peso en cuatro, lo cual reduce el diámetro necesario de cable en comparación con el polipasto, que solo utiliza un cable para soportar el peso total.

Figura 38. Alternativa 2



4.1.3 Alternativa 3. Viga giratoria. Este sistema está provisto de dos vigas, la principal que es la encargada de soportar todo el peso y desplazarse a lo largo de la nave, esta cuenta con un sistema que le proporciona un giro de 360° a una viga que se encuentra inferior a esta. La viga inferior tiene una longitud aproximada a la longitud del motor, con el fin de sujetarlo por los dos lados y levantarlo, el transporte se tendrá que realizar sobre los demás vehículos que se encuentren en la nave, debido a que este no cuenta con un movimiento a lo largo de la viga principal, una ventaja de este tipo de sistemas es que se puede girar el motor y acomodarlo en la posición que se desee, está provisto con dos motores eléctricos los cuales le dan el movimiento de giro y elevación de la carga.

Figura 39. Alternativa 3



4.2 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Para la evaluación y selección de alternativas, se procede a realizar un sistema de scoring al cual, se le asignaran los requerimientos básicos para el buen funcionamiento de la máquina, estos requerimientos son;

- Menor costo de fabricación
- Menor cantidad de mantenimiento
- Facilidad de operación
- Menor consumo de energía

Se le asignara el puntaje de 1 a 5, siendo 1 el menor valor y 5 el mayor valor, donde la empresa calificara la importancia de cada uno de los requerimientos que se evaluarán a continuación.

La empresa define el costo de fabricación con una importancia de 4, debido a que esta no cuenta con un alto poder económico para la implementación de la máquina.

La empresa define la menor cantidad de mantenimiento con una importancia de 2, ya que maquinas como estas no requieren de un mantenimiento complejo.

La empresa define la facilidad de operación con una importancia de 3, ya que se requiere que la maquina no sea complicada de operar, con el fin de no invertir una suma alta de dinero en la capacitación de los empleados, se pretende que reciban esta capacitación un máximo de dos empleados y estos les puedan enseñar al resto del personal.

La empresa define el menor consumo de energía con una importancia de 2, debido a que no quiere que el alto consumo de energía afecte en los costos del taller.

Tabla 1. Matriz de ponderación

| Característica | Importancia | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 |
|---------------------------------|-------------|---------------|---------------|---------------|
| Menor costo de fabricación | 4 | 4 | 3 | 2 |
| Menor cantidad de mantenimiento | 2 | 3 | 3 | 2 |
| Facilidad de operación | 3 | 3 | 3 | 2 |
| Menor consumo de energía | 2 | 3 | 4 | 1 |
| Total | | 37 | 35 | 20 |

De acuerdo a la matriz de ponderación, siguiendo los principales requerimientos de la empresa, la alternativa elegida es la numero 1 “Carro polipasto soportado sobre las aletas inferiores de la viga principal” con un total de 37 puntos.

5. INGENIERÍA DEL PROYECTO

En este capítulo se desarrollará el paso a paso del diseño y la selección de los diferentes elementos que componen el puente grúa, para ello se empezará con la selección del acero en el que se fabricará la estructura, luego se procederá a seleccionar el polipasto y el trolley que serán los encargados del movimiento de izaje y el movimiento a lo largo del puente, luego de seleccionar estos dos parámetros, conocer y tener todas sus características se procederá con el diseño de la estructura del puente grúa, se seleccionará la viga apropiado que soporte las cargas y un perfil cuadrado para las columnas que soportarán la viga principal, se calcularán las uniones soldadas y atornilladas de la estructura y por último se seleccionara el camino de rodadura por donde se moverá la grúa pórtico.

En la Figura 40., se muestra un diseño aproximado del puente grúa que se planea diseñar.

Figura 40. Esquema del puente grúa



Fuente: PETRO CRANES. Puentes grua. Recuperado del sitio web <<http://www.puentegruascolombia.com/>> [con acceso el 01-05-2016]

5.1 ACERO ESTRUCTURAL

En la actualidad la gran variedad de aceros estructurales normalmente son referidos por su designación ASTM o por sus propiedades, que le permiten al diseñador seleccionar los parámetros más apropiados como lo es la soldabilidad, la resistencia a la corrosión y uno muy importante para fines de diseño la resistencia a la fluencia, la cual ya se encuentra establecida por la AISC para esfuerzos permisibles. Algunas ventajas de los aceros estructurales son;

- Alta resistencia. Permite secciones más esbeltas en comparación con otros materiales

- Uniformidad. Mantiene sus propiedades a temperaturas atmosféricas
- Ductilidad. Debido a esta propiedad la estructura se deforma considerablemente antes de la falla
- Soldabilidad. Puede ser soldado sin alterar su microestructura

5.1.1 Clasificación de los aceros estructurales¹. Los aceros estructurales laminados en caliente pueden clasificarse como;

5.1.1.1 Aceros al carbono. Se dividen de acuerdo al porcentaje de carbono que contengan este puede ser de bajo contenido de carbono (menos del 0.15%), dulce carbono (0,15% - 0,29%); mediano contenido de carbono (0,30% - 0,59%); y alto contenido de carbono (0,60% - 1,7%); los aceros estructurales están comprendidos como aceros dulce, un ejemplo es el acero A-36 con un contenido de carbono entre 0,25% y 0,29%.

5.1.1.2 Aceros de alta resistencia y baja aleación. Estos tipos de aceros tiene un esfuerzo de fluencia entre 2.812,28 kg/cm² y 4.921,49 kg/cm², es muy similar a los aceros al carbón la diferencia radica en la adición de elementos como el cromo, el cobre, el manganeso y el molibdeno entre otros que mejoran algunas propiedades mecánicas. Algunos de estos aceros son el A224, A572, A606.

5.1.1.3 Aceros aleados. Estos aceros pueden ser templados en frío para obtener resistencia a la fluencia entre 5.624 kg/cm² y 7.733 kg/cm² pero debido a su elevada dureza hay que realizarles posteriormente un revenido con tal de elevar la ductilidad y hacer que el acero sea menos frágil, algunos de los aceros aleados son el A514 y el A709 grado 100; estos aceros al realizarles más tratamientos son más costosos.

5.1.2 Selección del acero. Para la selección del acero se compararán 3 tipos de aceros del tipo estructural con el fin de seleccionar el acero adecuado, esta selección es muy importante para el apropiado desarrollo del proyecto debido a que el acero seleccionado será el responsable de soportar todas las cargas y garantizar la estabilidad de la estructura del puente grúa.

5.1.2.1 Acero ASTM A-36. Acero estructural de buena soldabilidad adecuado para la fabricación de vigas soldadas, edificios, estructuras remachadas y de industria, piezas atornilladas y puentes.

¹ Allstudies. Clasificación del acero por composición química, propiedades o uso. Recuperado del sitio web <http://allstudies.com/clasificacion-acero.html> [con acceso el 12-12-2016]

El acero ASTM A-36 cuenta con un gran número de propiedades que hacen que pueda ser utilizado en una amplia variedad de procesos, en el Cuadro 8., Cuadro 9., y Cuadro 10., se encuentran algunas de las propiedades más importantes.

Cuadro 8. Propiedades físicas del acero A-36

| Propiedades físicas | Sistema internacional |
|---------------------|------------------------|
| Densidad | 7,85 g/cm ³ |

Fuente. Matweb. Material property data. <<http://www.matweb.com>>

Cuadro 9. Componentes del acero A-36

| Componentes del acero | % |
|-----------------------|-------------|
| Carbono (C) | 0,27 |
| Cobre (Cu) | 0,2 |
| Hierro (Fe) | 98 |
| Manganeso (Mn) | 0,8 – 1,2 |
| Fosforo (P) | 0,040 |
| Silicio (Si) | 0,15 – 0,40 |
| Azufre (s) | 0,050 |

Fuente. Matweb. Material property data. <<http://www.matweb.com>>

Cuadro 10. Propiedades mecánicas acero A-36

| Propiedades mecánicas | Sistema internacional | Sistema ingles | Comentarios |
|--|---------------------------|--------------------------|------------------------------------|
| Resistencia ultima a la tracción o tensión | 450 – 500 Mpa | 58.000 – 79.800 Psi | |
| Fluencia a cortante | 145Mpa | 21Ksi | |
| Módulo de rigidez | 77Gpa | 11.200Ksi | |
| Fluencia a tensión | 250Mpa | 36.300Psi | |
| Alargamiento a ruptura | 20% y 23% | 20% y 23% | En 200 mm y 50mm respectivamente |
| Módulo de elasticidad | 200Gpa | 29.000Ksi | |
| Limite elástico a la compresión (fluencia) | 152Mpa | 22.000Psi | Resistencia admisible o permisible |
| Módulo de bulk | 140Gpa | 20.300Ksi | Típica del acero |
| Relación de poisson | 0.260 | 0.260 | |
| Modulo a cortante | 79,3Gpa | 1.500Ksi | |
| Coefficiente de expansión | 11,7x10 ⁻⁶ /°C | 6,5x10 ⁻⁶ /°C | |

Fuente. Matweb. Material property data. <<http://www.matweb.com>>

5.1.2.2 Acero ASTM A-572. El acero ASTM A-572 es un acero estructural de alta resistencia y baja aleación, está disponible en varios grados dependiendo del tamaño del perfil. En el caso del grado 50, este se encuentra disponible en todos los tamaños de perfiles con un espesor de placa de hasta 4 pulgadas, este grado es utilizado para puentes, torres de energía y edificaciones remachadas, atornilladas o soldadas.

En el Cuadro 11., Cuadro 12., y Cuadro 13., se encuentran algunas de las propiedades más importantes del acero ASTM A-572.

Cuadro 11. Propiedades físicas del acero A-572

| Propiedad física | Sistema internacional |
|------------------|------------------------|
| Densidad | 7,85 g/cm ³ |

Fuente. Matweb. Material property data. <<http://www.matweb.com>>

Cuadro 12. Componentes del acero A-572

| Componentes del acero | % |
|-----------------------|------|
| Carbono (C) | 0,23 |
| Hierro (Fe) | 98 |
| Manganeso (Mn) | 1,35 |
| Silicio (Si) | 0,3 |
| Fosforo (P) | 0,04 |
| Azufre (S) | 0,05 |

Fuente. Matweb. Material property data. <<http://www.matweb.com>>

Cuadro 13. Propiedades mecánicas del acero A-572

| Propiedades mecánicas | Sistema internacional | Sistema ingles |
|--|-----------------------|----------------|
| Resistencia ultima a la tracción o tensión | 450Mpa | 65.300Ksi |
| Fluencia a tensión | 345Mpa | 5.000Ksi |
| Alargamiento a ruptura | 21% | 21% |
| Módulo de Bulk | 140Gpa | 20.300Ksi |
| Modulo a cortante | 80Gpa | 11.600Ksi |

Fuente. Matweb. Material property data. <<http://www.matweb.com>>

5.1.2.3 Acero ASTM A-242. Con este tipo de acero se construyen perfiles y placas o barras de alta resistencia y baja aleación para construcciones remachadas, atornilladas o soldadas. Se usa principalmente en miembros estructurales cuando el ahorro en peso y la ductilidad son importantes, la resistencia a la corrosión es sustancialmente mejor a la de los aceros al carbono.

En el Cuadro 14., Cuadro 15., y Cuadro 16., se encuentran algunas de las propiedades más importantes del acero ASTM A-242.

Cuadro 14. Propiedades físicas del acero ASTM A-242

| Propiedades físicas | Sistema internacional |
|---------------------|------------------------|
| Densidad | 7,85 g/cm ³ |

Fuente. Matweb. Material property data. <<http://www.matweb.com>>

Cuadro 15. Componentes del acero ASTM A-242

| Componentes del material | % |
|--------------------------|------|
| Carbono (C) | 0,15 |
| Cobre (Cu) | 0,2 |
| Hierro (Fe) | 98 |
| Manganeso (Mn) | 1 |
| Fosforo (P) | 0,15 |
| Azufre (s) | 0,05 |

Fuente. Matweb. Material property data. <<http://www.matweb.com>>

Cuadro 16. Propiedades mecánicas del acero ASTM A-242

| Propiedades mecánicas | Sistema internacional | Sistema ingles |
|--|-----------------------|----------------|
| Resistencia ultima a la tracción o tensión | 485Mpa | 70.300Psi |
| Fluencia a tensión | 345Mpa | 50.000Psi |
| Alargamiento de ruptura | 18% | 18% |
| Módulo de Bulk | 140Gpa | 20300Ksi |
| Módulo de cortante | 80Gpa | 11.600Ksi |

Fuente. Matweb. Material property data. <<http://www.matweb.com>>

5.1.3 Criterios de selección. Los aceros mencionados anteriormente son aceros de dulce carbono y son especiales para aplicaciones estructurales, las propiedades y componentes no varían mucho unas de otras, es por esta razón que se podría seleccionar cualquiera para cumplir con los requerimientos del proyecto.

Los criterios a tener en cuenta para la selección del acero serán los siguientes;

- Fluencia a tensión
- Contenido de carbono
- Costo y comercialización

Teniendo en cuenta los dos primeros parámetros, el acero al tener mayor contenido de carbono, su resistencia y límite de fluencia aumenta, por esta razón, el acero más favorable para los dos primeros parámetros será el A-36 debido a que cuenta con un mayor porcentaje de carbono pero menor límite de fluencia.

En cuanto al parámetro de costo y comercialización el acero A-572 y el A-242 son más costosos por tener una aleación la cual genera esfuerzos de fluencia más altos y buena resistencia frente a la corrosión. Todos estos aceros son comerciales en el país, pero el A-36 es el más antiguo y cuenta con buen respaldo y confiabilidad, es por esto que al cumplir con los tres parámetros seleccionados se escogerá el acero A-36 para la estructura de este proyecto.

5.2 SELECCIÓN DEL POLIPASTO DE CADENA CON TROLLEY MOTORIZADO

Para la correcta selección de este tipo de dispositivos se debe tener en cuenta que estos equipos constan de dos partes, el trolley motorizado y el polipasto de cadena, considerando que cada uno tiene su movimiento propio.

5.2.1 Parámetros de selección. Estos parámetros son importantes para lograr la adecuada selección del equipo y se presentan en el Cuadro 17.

Cuadro 17. Datos para la selección del equipo

| ESPACIO DISPONIBLE | |
|-----------------------------|-----------|
| Altura | 5.000 mm |
| Longitud | 28.500 mm |
| Luz | 5.000 mm |
| ESPECIFICACIONES DE TRABAJO | |
| Peso máximo | 1,5 Ton |
| Numero de ciclos por hora | 4 |
| Tipo de carga | Ligero |
| Tipo de servicio | Normal |

5.2.2 Trolley motorizado. Este dispositivo es el encargado de suministrar el movimiento horizontal al polipasto a lo largo de la viga principal como se observa en la

Figura 41. Teniendo en cuenta esto, el trolley se ha de seleccionar de acuerdo a la carga que pueda levantar (Ver Anexo A). Las especificaciones que son útiles para el desarrollo de este proyecto se presentarán en la Tabla 2., y estarán resaltadas en color negro.

Figura 41. Trolley motorizado modelo VTE-U



Fuente: TecniYALE. Trolleys. Recuperado del sitio web <<http://www.Tecniyale.com/paginas/trolleys>>[con acceso el 01-06-2016]

Tabla 2. Especificaciones del trolley motorizado

| Modelo | Núm. EAN 4025092 | Capacidad Kg | Velocidad traslación m/min | Motor KW | Ancho ala de viga b Mm | Espesor Max. Ala de viga b mm | Radio min. Curvatura m | Peso Kg |
|------------------|---------------------|-----------------|----------------------------------|---------------------|---------------------------------|--|---------------------------------|------------|
| VTE 1- A-18/U | 073547 | 1.000 | 18 o 18/4,5 | 0,18 o 0,18/0,06 | 58-180 | 19 | 0,9 | 19,5 |
| VTE 1- B-18/U | 073585 | 1.000 | 18 o 18/4,5 | 0,18 o 0,18/0,06 | 180-300 | 19 | 0,9 | 25,2 |
| VTE 2- B-18/U | 073608 | 2.000 | 18 o 18/4,5 | 0,18 o 0,18/0,06 | 58-180 | 19 | 1,15 | 30,2 |
| VTE 3- A-11/U | 073424 | 3.000 | 11 o 11/2,8 | 0,37 o 0,3/0,09 | 74-180 | 27 | 1,5 | 51,0 |
| VTE 3- B-11/U | 073509 | 3.000 | 11 o 11/2,8 | 0,37 o 0,3/0,09 | 180-300 | 27 | 1,4 | 53,0 |
| VTE 5- A-11/U | 073448 | 5.000 | 11 o 11/2,8 | 0,37 o 0,3/0,09 | 98-180 | 27 | 2,0 | 77,0 |
| VTE 5- B-11/U | 073523 | 5.000 | 11 o 11/2,8 | 0,37 o 0,3/0,09 | 180-300 | 27 | 1,8 | 80,0 |

Fuente: TecniYALE. Trolleys. Recuperado del sitio web <<http://www.Tecniyale.com/paginas/trolleys>>[con acceso el 01-06-2016]

La capacidad nominal seleccionada es de 2 toneladas, ya que es la más aproximada a la carga máxima de diseño del puente grúa del presente proyecto.

La velocidad de traslación que maneja el trolley seleccionado es de 18m/min y la potencia del motor es aproximadamente de ¼ HP. Estos tipos de trolley son especialmente recomendados para cargas superiores a 1.000 Kg, es adecuado para casi todo los tipos de polipastos con gancho de suspensión y maneja un voltaje estándar de funcionamiento de 230 Voltios, trifásico, 60 Hz por lo tanto esta en el rango de la línea de alimentación que se maneja a nivel nacional.

El trolley seleccionado puede ser montado en un rango de vigas tipo I especialmente las IPE e IPN con un rango de ancho de ala de viga de 180 a 300 mm, aunque también puede ser acomodado a otro tipo de vigas estándar.

5.2.3 Polipasto de cadena. El polipasto es el encargado de realizar los movimientos de elevación y descenso de la carga sujeta al gancho, por medio de una cadena como se muestra en la Figura 42. Su selección se realizará dependiendo de la carga a levantar y la altura de elevación.

Figura 42. Polipasto de cadena CPV



Fuente: TecniYALE. Trolleys. Recuperado del sitio web <<http://www.Tecniyale.com/paginas/trolleys>>[con acceso el 01-06-2016]

Las especificaciones que son útiles para el presente proyecto están resaltadas en color negro en la Tabla 3.

Tabla 3. Especificaciones del polipasto de cadena

| Modelo | Núm. EAN 402509 2 | Capacidad en Kg/número de ramales | Dimensiones de la cadena dxp mm | Clasificación FEM/ISO | Velocidad de elevación m/min | Factor de elevación 2 velocidad m/min | Motor KW | Factor de servicio | Peso con asa de suspensión Kg | Peso con carro de empuje Kg | Peso con carro eléctrico Kg |
|------------|-------------------|-----------------------------------|---------------------------------|-----------------------|------------------------------|---------------------------------------|-----------|--------------------|-------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| CPV F 5-8 | 173803 | 500/1 | 5X15,1 | 1 Am/M4 | 8 | 2 | 0,75/0,18 | 33/17 | 27 | 42 | 50 |
| CPV 5-20 | 303712 | 500/1 | 7,1X20,5 | 1 Am/M4 | 20 | - | 1,5 | 50 | 58 | 77 | 84 |
| CPV F 5-20 | 303729 | 500/1 | 7,1X20,5 | 1 Am/M4 | 20 | 5 | 1,5/0,37 | 33/17 | 59 | 78 | 85 |
| CPV 6-16 | 365123 | 630/1 | 7,1X20,5 | 1 Am/M4 | 16 | - | 1,5 | 50 | 58 | 77 | 84 |

Tabla 3. (Continuación)

| Modelo | Núm. EAN 402509 2 | Capacidad en Kg/número de ramales | Dimensiones de la cadena dpx mm | Clasificación FEM/ISO | Velocidad de elevación m/min | Factor de elevación 2 velocidad m/min | Motor KW | Factor de servicio | Peso con asa de suspensión Kg | Peso con carro de empuje Kg | Peso con carro eléctrico Kg |
|------------|-------------------|-----------------------------------|---------------------------------|-----------------------|------------------------------|---------------------------------------|-----------|--------------------|-------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| CPV F 6-16 | 948548 | 630/1 | 7,1X20,5 | 1 Am/M4 | 16 | 4 | 1,5/0,37 | 33/17 | 59 | 78 | 85 |
| CPV 10-4 | 174473 | 1000/2 | 5X15,1 | 1 Am/M4 | 4 | - | 0,75 | 50 | 28 | 43 | 51 |
| CPV F 10-4 | 174725 | 1000/2 | 5X15,1 | 1 Am/M4 | 4 | 1 | 0,75/0,18 | 33/17 | 29 | 44 | 52 |
| CPV 10-8 | 173797 | 1000/1 | 7,1X20,5 | 1 Am/M4 | 8 | - | 1,5 | 50 | 58 | 77 | 84 |
| CPV F 10-8 | 173780 | 1000/1 | 7,1X20,5 | 1 Am/M4 | 8 | 2 | 1,5/0,37 | 33/17 | 59 | 78 | 85 |
| CPV 20-4 | 174480 | 2000/2 | 7,1X20,5 | 1 Am/M4 | 4 | - | 1,5 | 50 | 63 | 82 | 89 |
| CPF V 20-4 | 174459 | 2000/2 | 7,1X20,5 | 1 Am/M4 | 4 | 1 | 1,5/0,37 | 33/17 | 64 | 83 | 90 |

Fuente: TecniYALE. Trolleys. Recuperado del sitio web <<http://www.Tecniyale.com/paginas/trolleys>>[con acceso el 01-06-2016]

La capacidad nominal será de 2 toneladas, la misma que la del trolley. El polipasto seleccionado maneja una altura de elevación estándar de 5 metros (Ver Anexo A), esta dimensión es menor que la altura disponible en el Cuadro 17. La velocidad de elevación del polipasto seleccionado es de 4m/min, cuenta con un motor de 2 HP para realizar los movimientos de ascenso y descenso.

5.2.4 Comprobación de la selección del trolley y el polipasto. Esta comprobación se hará para confirmar si los equipos seleccionados suplen las necesidades de velocidad de traslación y de elevación según las normas ya estipuladas, teniendo en cuenta los rangos establecidos por la DIN 15022². Como se podrá apreciar en la Figura 43., los recuadros resaltados de color negro son los valores comúnmente usados dependiendo al servicio que tengan, teniendo en cuenta su capacidad de carga y el número de ciclos por hora que posean.

² DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. Cranes; lifting heights, operating speeds. DIN 15022. Alemania. 1979.

Figura 43. Velocidades estándar de accionamiento

| Número máximo de ciclos por hora | Fuerza portante tons. | Grupo del aparato o del movimiento | | | | | | | | | | | | | |
|----------------------------------|-----------------------|------------------------------------|------|------|------|-----------------------------|------|------|------|--|------|------|------|-----|-----|
| | | I Servicio ligero hasta 18 | | | | II Servicio normal hasta 30 | | | | III y IV Servicio forzado hasta 60 (y más) | | | | | |
| | | Velocidades de trabajo m/min. | | | | | | | | | | | | | |
| Traslación del carro | | 16 | 20 | 25 | 32 | 20 | 25 | 32 | 40 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | |
| Traslación de la grúa | | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 50 | 63 | 80 | 100 | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 |
| | 2 | 6,3 | 8 | 10 | 12,5 | 16 | 20 | 25 | 32 | 40 | 25 | 32 | 40 | | |
| | 3,2 | 5 | 6,3 | 8 | 12,5 | 16 | 20 | 25 | 32 | 40 | 25 | 32 | 40 | | |
| | 5 | 5 | 6,3 | 8 | 12,5 | 16 | 20 | 25 | 32 | 40 | 25 | 32 | 40 | | |
| | 8 | 4 | 5 | 6,3 | 10 | 12,5 | 16 | 20 | 25 | 32 | 20 | 25 | 32 | | |
| | 10 | 4 | 5 | 6,3 | 10 | 12,5 | 16 | 20 | 25 | 32 | 20 | 25 | 32 | | |
| | 12,5 | 4 | 5 | 6,3 | 10 | 12,5 | 16 | 20 | 25 | 32 | 20 | 25 | 32 | | |
| | 16 | 4 | 5 | 6,3 | 8 | 10 | 12,5 | 16 | 20 | 25 | 16 | 20 | 25 | | |
| | 20 | 3,15 | 4 | 5 | 6,3 | 8 | 10 | 12,5 | 16 | 20 | 12,5 | 16 | 20 | | |
| | 32 | 2,5 | 3,15 | 4 | 5 | 6,3 | 8 | 10 | 12,5 | 16 | 10 | 12,5 | 16 | | |
| | 50 | 1,6 | 2 | 2,5 | 3,15 | 4 | 5 | 6,3 | 8 | 10 | 6,3 | 8 | 10 | | |
| Elevación | 80 | 1,6 | 2 | 2,5 | 1,6 | 2 | 2,5 | 4 | 5 | 6,3 | 4 | 5 | 6,3 | | |
| | 100 | 1,6 | 2 | 2,5 | 1,6 | 2 | 2,5 | 3,15 | 4 | 5 | 3,15 | 4 | 5 | | |
| | 125 | 1,25 | 1,6 | 2 | 1,25 | 1,6 | 2 | 2,5 | 3,15 | 4 | 2,5 | 3,15 | 4 | | |
| | 160 | 1,25 | 1,6 | 2 | 1,25 | 1,6 | 2 | 2 | 2,5 | 3,15 | 2 | 2,5 | 3,15 | | |
| | 200 | 1 | 1,25 | 1,6 | 1 | 1,25 | 1,6 | 1,6 | 2 | 2,5 | 1,6 | 2 | 2,5 | | |
| | 250 | 0,8 | 1 | 1,25 | 0,8 | 1 | 1,25 | 1,6 | 2 | 2,5 | 1,6 | 2 | 2,5 | | |
| Elevación lenta | | 0,3 | 0,5 | 0,8 | 1 | 1,25 | | | | | | | | | |

Fuente: ERNST, Hellmut, Aparatos de elevación y transporte: Tornos y grúas.

Observando la Figura 43., se podrá hacer una comparación de las velocidades de los equipos ya seleccionados, con las velocidades ya establecidas por la norma DIN 15022, como se muestra en el Cuadro 18.

Cuadro 18. Comparación de velocidades

| | Trolley motorizado | Polipasto de cadena |
|---------------------------------|--------------------|---------------------|
| Velocidad seleccionada | 18 m/min | 4 m/min |
| Velocidad según norma DIN 15022 | 16-32 m/min | <6,3-8-10 m/min |

El Cuadro 18., muestra que los equipos están bien seleccionados y cumplen con la normativa ya establecida.

5.3 SELECCIÓN DE LA VIGA PRINCIPAL

Para la selección de la viga principal se llevarán a cabo una serie de pasos que serán explicados en cada apartado, estos serán significativos para el correcto desarrollo del proyecto. Se iniciará con los cálculos de las cargas aplicadas a la viga, teniendo en cuenta las especificaciones de la norma CMAA #74 y se procederá a calcular la carga total ejercida sobre cada una de las ruedas del

trolley motorizado. Conociendo esto se podrá elegir el perfil que cumpla con cada uno de los requerimientos de diseño.

5.3.1 Cargas aplicadas a la viga principal. Para la selección de la viga principal se tendrán en cuenta las cargas aplicadas por el trolley y el polipasto, como también las cargas producidas por el peso que ha de levantar el puente grúa. Estas cargas serán tomadas de acuerdo a lo estipulado en la norma CMAA # 74 (Ver Anexo B).

- Carga del polipasto y trolley (TL). Se tomará el peso del polipasto de cadena y el peso del trolley eléctrico y se sumaran (Ver Anexo B, Apartado B.2.2.2). El peso del polipasto será de 63 kg, el del trolley 30,2 kg y eso dará un peso total de 93,2 kg. Para cálculos del peso se tomará la gravedad como $9,81 \frac{m}{s^2}$.

$$W = m * g$$

$$W = 93,2 \text{ kg} * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$W = TL = 914,3N$$

Dónde;

m: masa

W: peso

g: gravedad

- Carga viva o de elevación (LL). la carga a levantar será de 1,5 toneladas o 1.500 kg. (Ver Anexo B, Apartado B.2.2.3).

$$W = m * g$$

$$W = 1.500 \text{ kg} * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$W = LL = 14.715N$$

- Factor de carga muerta (DLF). Tomando el catálogo del trolley motorizado se tiene que la velocidad es 18 m/min (Ver Anexo A o Tabla 1.), por lo tanto el DLF se tomará de la tabla de los valores de la norma CMAA #74 (Ver Anexo B, Apartado B.2.2.5). la velocidad tendrá que estar en unidades de FPM (pies/minuto).

$$18 \frac{m}{min} * \left(\frac{1 Ft}{0,3048m} \right) = 59,05 FPM$$

$$DLF = 1,1$$

- Factor de carga del polipasto (HLF). (Ver Anexo B, Apartado B.2.2.6)

$$HLF = 0,15 \leq 0,005 * (\text{Velocidad de elevación del polipasto (FPM)}) \leq 0,5$$

$$HLF = 0,15 \leq 0,005 * (13,12 FPM) \leq 0,5$$

$$HLF = 0,15 \leq 0,066 \leq 0,5$$

$$HLF = 0,15$$

- Fuerza de inercia de los polipastos (IFD). (Ver Anexo B, Apartado B.2.2.7)

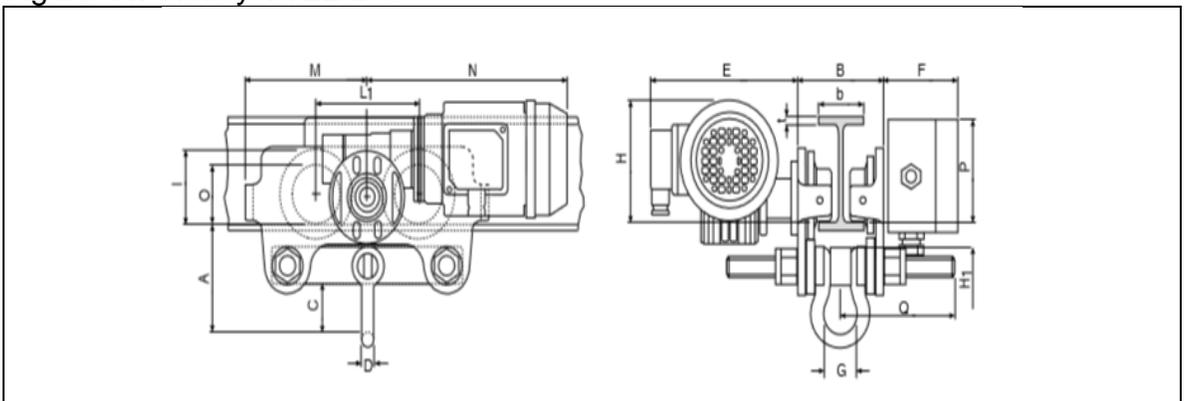
$$IFD = 0,025 * (\text{carga viva o LL})$$

$$IFD = 0,025 * 14.715 N$$

$$IFD = 367,87 N$$

- Cargas puntuales o concentradas aplicadas a la viga. Las cargas puntuales se ubican en el centro de las ruedas, dependiendo del trolley seleccionado, el trolley VTE2-B-18/U cuenta con una distancia entre centros de 150 mm (Ver Anexo A, Cuadro 19.)

Figura 44. Trolley VTE2-B-U



Fuente: TecniYALE. Trolleys. Recuperado del sitio web <<http://www.Tecniyale.com/paginas/trolleys>>[con acceso el 01-06-2016]

Cuadro 19. Dimensiones del trolley

| Cota | Dimensión (mm) | Cota | Dimensión (mm) | Cota | Dimensión (mm) |
|------|----------------|------|----------------|------|----------------|
| A | 115 | G | 43 | N | 255 |
| B | b+54 | H | 128 | O | 80 |
| C | 47 | H1 | 24 | P | 123 |
| D | 16 | I | 98 | Q | 213 |
| E | 187 | L1 | 150 | | |
| F | 94 | M | 180 | | |

5.3.2 Fuerza ejercida por la rueda del polipasto en las aletas del perfil. Para calcular la carga ejercida sobre las aletas de la viga se tendrán en cuenta los factores calculados en el apartado 5.3.1.

$$P = TL * (DLF) + LL * (1 + HLF) + IFD$$

$$P = 914,3N * (1,1) + 14.715N * (1 + 0.15) + 367,875N = 18.296N$$

Donde;

P: carga total ejercida

TL: Carga del polipasto y trolley

LL: Carga viva o de elevación

HLF: Factor de carga del polipasto

IFD: Fuerza de inercia de los polipastos

DLF: Factor de carga muerta

La carga total tendrá que ser dividida en las 4 ruedas que conforman el trolley, de la siguiente manera;

$$P_{ru} = \frac{P}{4}$$

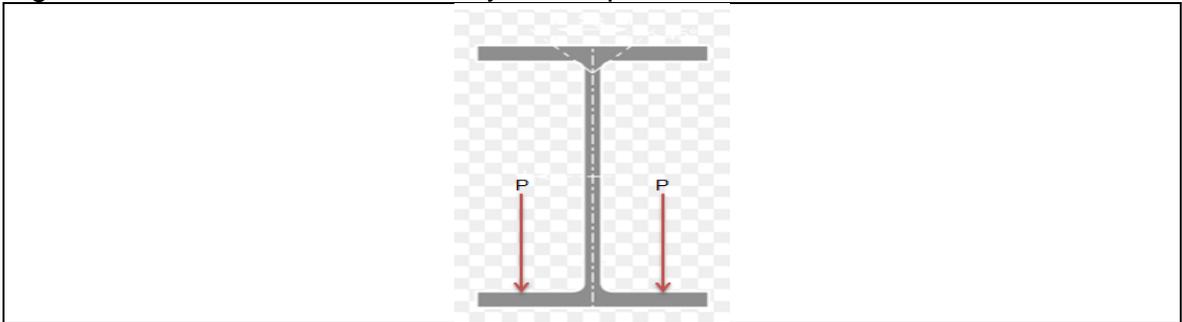
$$P_{ru} = \frac{18.296 N}{4} = 4,57KN$$

Donde;

P_{ru} : Carga por rueda

P: Carga total ejercida

Figura 45. Detalle de las fuerzas ejercidas por las ruedas



5.3.3 Selección de perfiles para la viga principal. Para la selección de los perfiles se escogerán los acordes al tipo IPN o IPE debido a que son afines al trolley seleccionado. El perfil que se escoja deberá cumplir con la condición³ $\sigma_m \leq \sigma_{perm}$, ya que así se comprobará que el diseño de la viga es el adecuado.

Para seleccionar el perfil se debe determinar el esfuerzo permisible a flexión⁴. Para calcularlo se escogerá el esfuerzo de fluencia (σ_y) del acero A-36 y un factor de diseño (N) tomado de la Figura 46.

Figura 46. Factores de diseño de materiales dúctiles

| 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. |

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. MOTT, Robert. Pág. 185

³ FERDINAND Beer. y E. RUSSELL Johnston, Jr. Análisis y diseño de vigas para flexión. En: Mecánica de materiales. 3 ed. México: McGRAW-Hill, 2003. P. 333.

⁴ MOTT, Robert. Diseño para diferentes tipos de carga. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación, 2006. P.189.

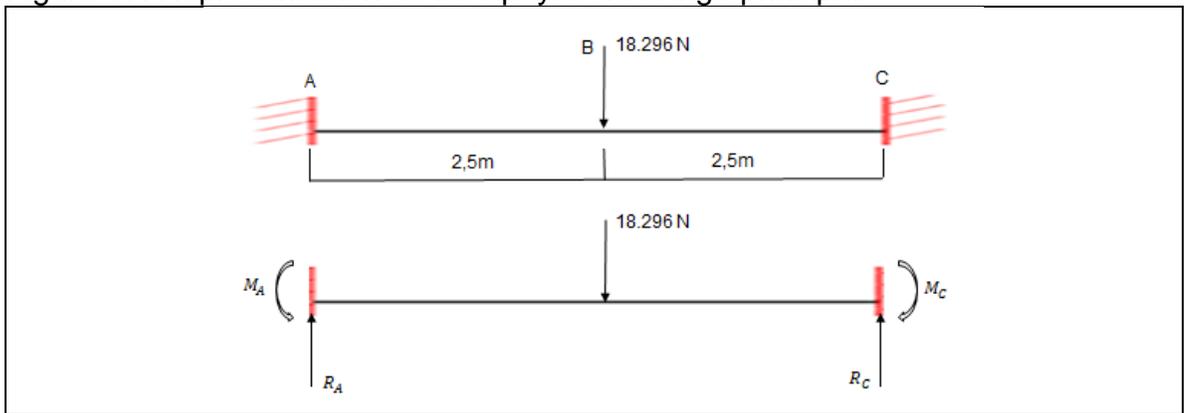
Se escogerá un valor N de 2 que está entre los rangos de 1,25 a 2 para el caso de estructuras bajo cargas estáticas con un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.

$$\sigma_{prm} = \frac{\sigma_y}{N}$$

$$\sigma_{prm} = \frac{250MPa}{2} = 125MPa$$

Como ya se conoce la carga a la que va a estar sometida la viga, se determinará la fuerza cortante y el momento flector. La viga principal tendrá un comportamiento de empotramiento a los dos lados, como se muestra en la Figura 47.

Figura 47. Representación de los apoyos de la viga principal



Para conocer las reacciones presentes en la viga, se tendrá que hacer uso de métodos alternos que den una solución precisa y confiable, uno de estos métodos es el de superposición (Ver Anexo E) y se muestra a continuación;

$$R_C = \frac{P * a^2}{L^3} * (a + 3b)$$

$$R_C = \frac{(18.296N) * (2,5m)^2}{(5m)^3} * (2,5m + 3 * (2,5m)) = 9.148N$$

$$M_C = -\frac{P * a^2 * b}{L^2}$$

$$M_C = -\frac{(18.296N) * (2,5m)^2 * (2,5m)}{(5m)^2} = -11.435Nm$$

Las reacciones R_A y M_A podrán calcularse por métodos de estática de la siguiente manera;

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_C - 18.296N = 0$$

$$R_A = -R_C + 18.296N$$

$$R_A = -9.148N + 18.296N = 9.148N$$

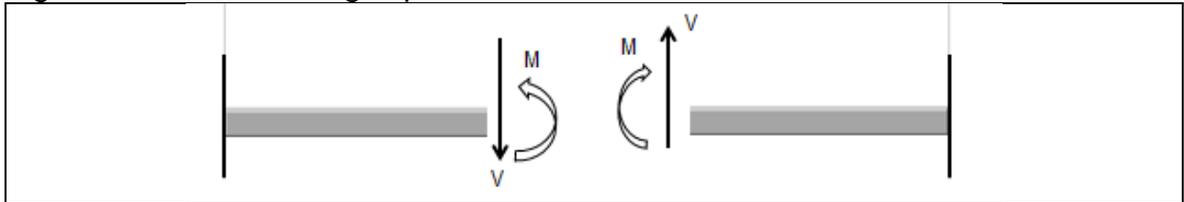
$$\sum M_C = 0$$

$$18.296N * (2,5m) - 9.148 * (5m) + M_A - 11.435Nm = 0$$

$$M_A = -18.296N * (2,5m) + 9.148 * (5m) + 11.435Nm = 11.435Nm$$

Conociendo las reacciones se podrá hacer un análisis de la viga para determinar la fuerza cortante y el momento flector, teniendo en cuenta la fuerza y el momento expuesto por el método de las secciones, como se muestra en la Figura 48.

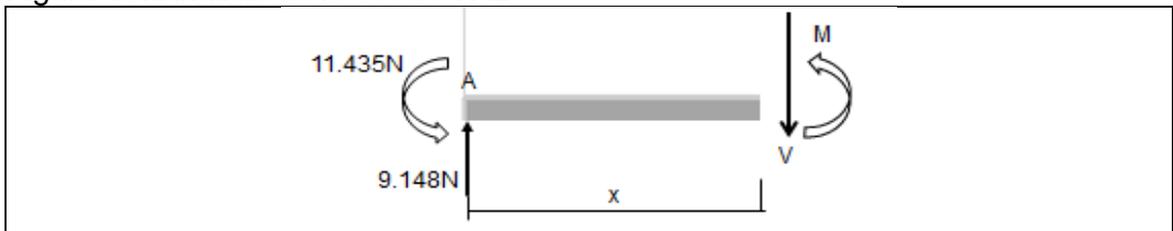
Figura 48. Análisis de vigas por el método de las secciones



Se analizarán ambas secciones de la viga así;

- Sección AB. Para la sección AB se tomara el corte izquierdo, el análisis se muestra en la Figura 49.

Figura 49. Análisis de la sección AB



$$\sum F_y = 0$$

$$9.148N - V = 0$$

$$\sum M_{corte} = 0$$

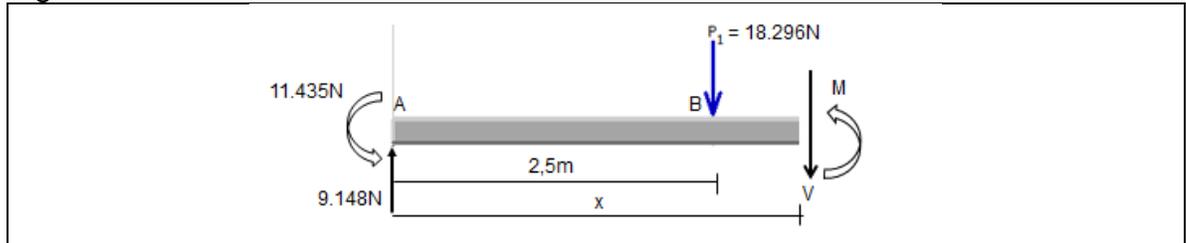
$$M - 9.148 * (x) + 11.435Nm = 0$$

$$V = 9.148N$$

$$M = 9.148N * (x) - 11.435Nm$$

- Sección BC. Para la sección BC se tomará el corte izquierdo, el análisis se muestra en la Figura 50.

Figura 50. Análisis de la sección BC



$$\sum F_y = 0$$

$$9.148N - 18.296N - V = 0$$

$$V = -9.148N$$

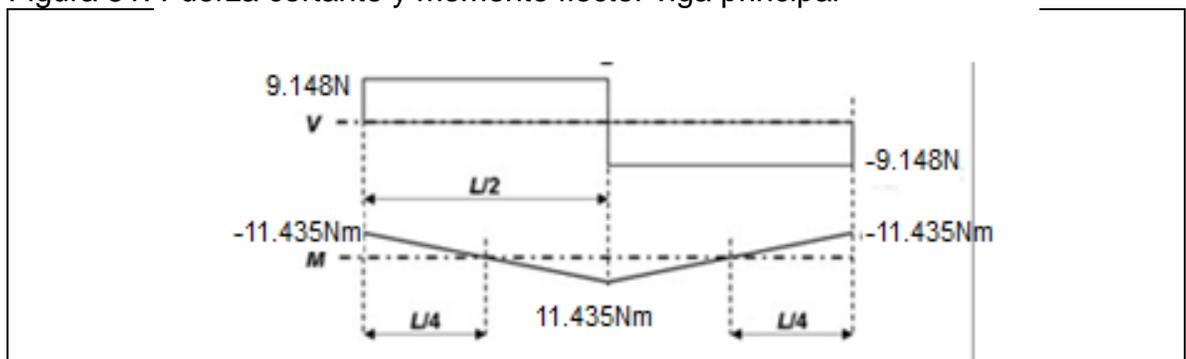
$$\sum M_{corte} = 0$$

$$M + 18.296N * (x - 2,5m) - 9.148N * (x) + 11.435Nm = 0$$

$$M = 9.148N * (x) - 18.296 * (x - 2,5m) - 11.435Nm$$

Para determinar las gráficas de fuerza cortante y momento flector se reemplazará en las ecuaciones resaltadas de cada sección, encontradas anteriormente, la gráfica resultante se encuentran en la Figura 51.

Figura 51. Fuerza cortante y momento flector viga principal



Con la figura anterior se podrá conocer el momento máximo; con este se encontrará el módulo de sección para determinar el perfil, de la siguiente manera;

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{perm}$$

Tomando el σ_{max} como igual al σ_{perm} se tiene;

$$\sigma_{max} = \sigma_{perm} = \frac{M_{max}}{S}; S = \frac{M_{max}}{\sigma_{perm}}$$

$$S = \frac{11.435Nm}{125 * 10^6 \frac{N}{m^2}}$$

$$S = 9,15 * 10^{-5}m^3 * \left(\frac{100cm^3}{1m^3}\right) = 91,48cm^3$$

Donde;

S : Módulo elástico de sección

M_{max} : Momento flector máximo

σ_{perm} : Esfuerzo permisible

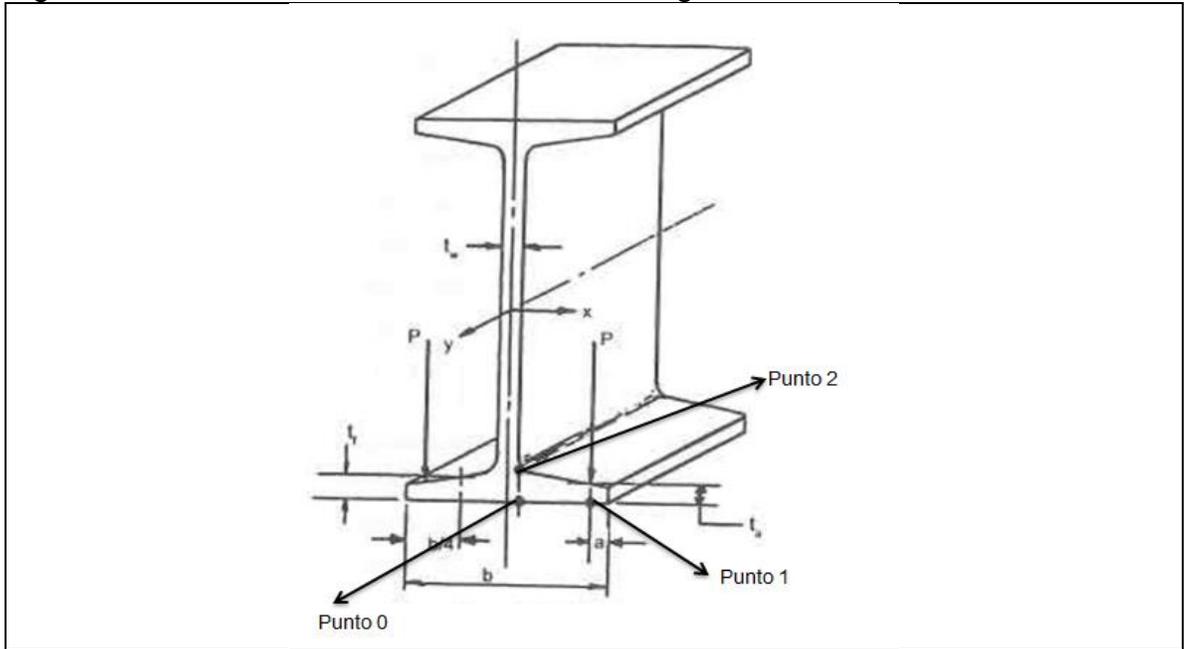
σ_{max} : Esfuerzo máximo

Con este módulo de sección se puede determinar que el perfil adecuado es el perfil IPN 160 (ver Anexo C).

5.3.4 Criterios de diseño. Es significativo plantear otro tipo de criterios para tener mayor seguridad de que el perfil obtenido en el apartado 5.3.3, sea el más óptimo para la solución del proyecto, estos criterios se presentarán a continuación;

5.3.4.1 Flexión local de las aletas debida a la carga de las ruedas. Al estar las ruedas en contacto con las aletas inferiores de la viga, generan flexión tanto lateral como longitudinalmente, lo que causa una serie de esfuerzos. Basándose en la norma CMAA #74 se toman tres puntos críticos, sobre las aletas de la viga los cuales se resaltan en la norma (Ver Anexo B, Aparatado B.4), y se muestran en la Figura 52.

Figura 52. Puntos críticos sobre la aleta de la viga



Cuadro 20. Datos requeridos para el cálculo de esfuerzos

| Dato | Sistema internacional | Sistema ingles |
|-----------|-----------------------|----------------|
| Carga (P) | 932,52 kg | 2.056 lb |
| a | 31,5 mm | 1,24 in |
| b | 74 mm | 2,9 in |
| t_w | 9,5 mm | 0,37 in |
| t_f | 6,91 mm | 0,27 in |

$$\lambda = \frac{2a}{b - t_w}$$

$$\lambda = \frac{2 * 1,24in}{2,9in - 0,37in} = 0,98$$

$$t_a = t_f - \left[\frac{b}{24} \right] + \left[\frac{a}{6} \right]$$

$$t_a = 0,27in - \left[\frac{2,9in}{24} \right] + \left[\frac{1,24in}{6} \right] = 0,36in$$

➤ Esfuerzos aplicados en el punto 0;

$$C_{x0} = -1,096 + 1,095\lambda + 0,192e^{-6\lambda}$$

$$C_{x0} = -1,096 + 1,095 * (0,98) + 0,192e^{-6*(0,98)} = -0,022$$

$$C_{y0} = -0,981 - 1,479\lambda + 1,120e^{-1,322\lambda}$$

$$C_{y0} = -0,981 - 1,479 * (0,98) + 1,120e^{-1,322*(0,98)} = -2,12$$

$$\sigma_{x0} = c_{x0} \left(\frac{P}{ta^2} \right)$$

$$\sigma_{x0} = -0,022 \left(\frac{2.056lb}{(0,36in)^2} \right) = -349 \frac{lb}{in^2} * \left(\frac{1Mpa}{145 \frac{lb}{in^2}} \right) = -2,41Mpa$$

$$\sigma_{y0} = c_{y0} \left(\frac{P}{ta^2} \right)$$

$$\sigma_{y0} = -2,12 \left(\frac{2.056lb}{(0,36in)^2} \right) = -33.632 \frac{lb}{in^2} * \left(\frac{1Mpa}{145 \frac{lb}{in^2}} \right) = -231,9Mpa$$

➤ Esfuerzos aplicados en el punto 1;

$$C_{x1} = 3,963 - 4,835\lambda - 3,965e^{-2,675\lambda}$$

$$C_{x1} = 3,963 - 4,835 * (0,98) - 3,965e^{-2,675*(0,98)} = -1,06$$

$$C_{y1} = 1,810 - 1,150\lambda + 1,060e^{-7,70\lambda}$$

$$C_{y1} = 1,810 - 1,150 * (0,98) + 1,060e^{-7,70*(0,98)} = 0,68$$

$$\sigma_{x1} = c_{x1} \left(\frac{P}{ta^2} \right)$$

$$\sigma_{x1} = -1,06 \left(\frac{2.056lb}{(0,36in)^2} \right) = -16.816 \frac{lb}{in^2} * \left(\frac{1Mpa}{145 \frac{lb}{in^2}} \right) = 115,9Mpa$$

$$\sigma_{y1} = c_{y1} \left(\frac{P}{ta^2} \right)$$

$$\sigma_{y1} = 0,68 \left(\frac{2.056lb}{(0,36in)^2} \right) = 10.788 \frac{lb}{in^2} * \left(\frac{1Mpa}{145 \frac{lb}{in^2}} \right) = 74,4Mpa$$

➤ Esfuerzos aplicados en el punto 2;

$$\sigma_{x2} = -\sigma_{x0}$$

$$\sigma_{y2} = -\sigma_{y0}$$

$$\sigma_{x2} = 2,41\text{Mpa}$$

$$\sigma_{y2} = 231,9\text{Mpa}$$

➤ Esfuerzo cortante máximo;

$$\tau_{max} = \frac{V_{max}}{A}$$

$$\tau_{max} = \frac{9.148\text{ N}}{2,28 * 10^{-3}\text{m}^2} = 4.012.280\text{ Pa} * \left(\frac{1\text{Mpa}}{1 * 10^6\text{Pa}}\right) = 4,01\text{Mpa}$$

➤ Esfuerzo combinado para los puntos 0, 1 y 2. Luego de conocer estos parámetros se calculará el esfuerzo de Von Mises (esfuerzos combinados (σ_t)) el cual no puede exceder el σ_{perm} calculado anteriormente.

$$\sigma_t = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x * \sigma_y + 3(\tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_{t0} = \sqrt{(-2,41\text{Mpa})^2 + (-231,9\text{Mpa})^2 - (-2,41\text{Mpa} * -231,9\text{Mpa}) + 3(4,01\text{ Mpa})^2}$$

$$\sigma_{t0} = 230,80\text{ Mpa}$$

$$\sigma_{t1} = 101,94\text{ Mpa}$$

$$\sigma_{t1} = 230,80\text{ Mpa}$$

Como se puede observar los esfuerzos (σ_t) soportados en cada punto sobrepasan el valor de σ_{perm} , lo que quiere decir que el perfil IPN 160 no soportará los esfuerzos generados por la carga. Debido a esto, se realiza una evaluación a otros perfiles, con el fin de identificar cuál de estos no sobrepasa el σ_{perm} , como se muestra en el Cuadro 21.

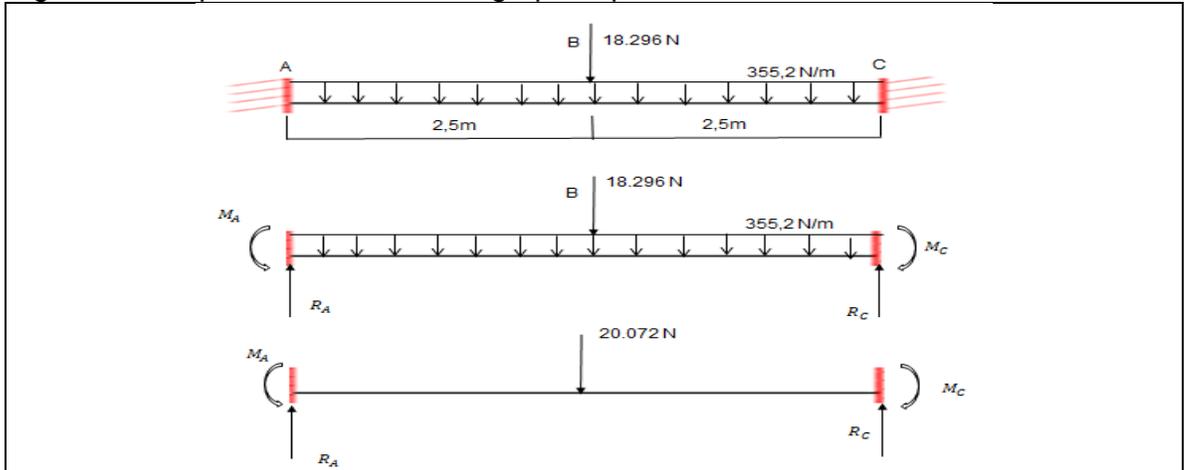
Cuadro 21. Evaluación de perfiles estructurales

| | Perfil IPN180 | | | | Perfil INP200 | | | | Perfil IPN220 | | | | Perfil IPN240 | | | |
|---------------------------------|---------------|---------------|----------|------------|---------------|---------------|-----------|------------|---------------|---------------|----------|------------|---------------|---------------|-----------|------------|
| P | 930,17 | Kg | 2050,67 | Lb | 930,17 | Kg | 2050,67 | Lb | 930,17 | Kg | 2050,67 | Lb | 930,17 | Kg | 2050,67 | Lb |
| a | 31,5 | mm | 1,24 | in | 31,5 | mm | 1,24 | in | 31,5 | mm | 1,24 | in | 31,5 | mm | 1,24 | in |
| b | 82 | mm | 3,23 | in | 90 | mm | 3,54 | in | 98 | mm | 3,86 | in | 106 | mm | 4,17 | in |
| tw | 10,4 | mm | 0,41 | in | 11,3 | mm | 0,44 | in | 12,2 | mm | 0,48 | in | 13,1 | mm | 0,52 | in |
| tf | 7,53 | mm | 0,30 | in | 8,15 | mm | 0,32 | in | 8,77 | mm | 0,35 | in | 9,39 | mm | 0,37 | in |
| λ | 0,880 | | | | 0,801 | | | | 0,734 | | | | 0,678 | | | |
| ta | 0,369 | | | in | 0,380 | | | in | 0,391 | | | in | 0,402 | | | |
| V | 9148 | | | N | 9148 | | | N | 9148 | | | N | 9148 | | | |
| A | 0,00279 | | | m² | 0,00335 | | | m² | 0,00396 | | | m² | 0,00461 | | | |
| Esfuerzos en el punto 0 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Cx0 | -0,132 | | | | -0,218 | | | | -0,290 | | | | -0,350 | | | |
| Cy0 | -1,932 | | | | -1,776 | | | | -1,643 | | | | -1,527 | | | |
| esfuerzo x0 | -1985,06 | Lb/in² | -13,69 | MPa | -3095,30 | Lb/in² | -21,35 | MPa | -3880,90 | Lb/in² | -26,76 | MPa | -4432,27 | Lb/in² | -30,57 | MPa |
| esfuerzo y0 | -29160,42 | Lb/in² | -201,11 | MPa | -25235,54 | Lb/in² | -174,04 | MPa | -22011,04 | Lb/in² | -151,80 | MPa | -19329,76 | Lb/in² | -133,31 | MPa |
| Esfuerzos en el punto 1 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Cx1 | -0,668 | | | | -0,373 | | | | -0,143 | | | | 0,038 | | | |
| Cy1 | 0,799 | | | | 0,892 | | | | 0,969 | | | | 1,036 | | | |
| esfuerzo x1 | -10080,44 | Lb/in² | -69,52 | MPa | -5303,90 | Lb/in² | -36,58 | MPa | -1920,91 | Lb/in² | -13,25 | MPa | 479,55 | Lb/in² | 3,31 | MPa |
| esfuerzo y1 | 12062,38 | Lb/in² | 83,19 | MPa | 12667,79 | Lb/in² | 87,36 | MPa | 12988,04 | Lb/in² | 89,57 | MPa | 13112,19 | Lb/in² | 90,43 | MPa |
| Esfuerzos en el punto 2 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| esfuerzo x2 | 1985,06 | Lb/in² | 13,69 | MPa | 3095,30 | Lb/in² | 21,35 | MPa | 3880,90 | Lb/in² | 26,76 | MPa | 4432,27 | Lb/in² | 30,57 | MPa |
| esfuerzo y2 | 29160,42 | Lb/in² | 201,11 | MPa | 25235,54 | Lb/in² | 174,04 | MPa | 22011,04 | Lb/in² | 151,80 | MPa | 19329,76 | Lb/in² | 133,31 | MPa |
| Esfuerzo cortante máximo | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Tmax | 3278853 | Pa | 3,278853 | MPa | 2730746,3 | Pa | 2,7307463 | MPa | 2310101 | Pa | 2,310101 | MPa | 1984381,8 | Pa | 1,9843818 | MPa |
| Esfuerzo combinado | | | | | | | | | | | | | | | | |
| esfuerzo t0 | 194,71 | | | MPa | 164,48 | | | MPa | 140,40 | | | MPa | 121,01 | | | MPa |
| esfuerzo t1 | 132,55 | | | MPa | 110,40 | | | MPa | 96,96 | | | MPa | 88,89 | | | MPa |
| esfuerzo t2 | 194,71 | | | MPa | 164,48 | | | MPa | 140,40 | | | MPa | 121,01 | | | MPa |

Según el Cuadro 21 el perfil óptimo para el proyecto será el IPN 240, considerando esto, los siguientes criterios serán evaluados con este perfil.

5.3.4.2 Calculo de fuerza cortante y momento flector. Ya conocido el perfil que soporta los esfuerzos más críticos aplicados por la carga, se procederá a calcular la fuerza cortante y el momento flector, teniendo en cuenta el propio peso del perfil. Se realizará el mismo procedimiento que en el apartado 5.3.3

Figura 53. Representación de la viga principal



$$M_A = \frac{q * l^2}{12} + \frac{P * L}{8}$$

$$M_A = \frac{355,2 \frac{N}{m} * (5m)^2}{12} + \frac{18.296N * 5m}{8} = 12.175Nm$$

$$M_C = \frac{q * l^2}{12} + \frac{P * L}{8}$$

$$M_C = \frac{355,2 \frac{N}{m} * (5m)^2}{12} + \frac{18.296N * 5m}{8} = 12.175Nm$$

Las reacciones R_A y R_C podrán calcularse por métodos de estática de la siguiente manera;

$$\sum M_A = 0$$

$$M_A - M_C - 20.072N * (2,5m) + R_C * (5m) = 0$$

$$R_C = \frac{-12.175Nm + 12.175Nm + 20.072N * (2,5m)}{5m} = 10.036N$$

$$\sum F_y = 0$$

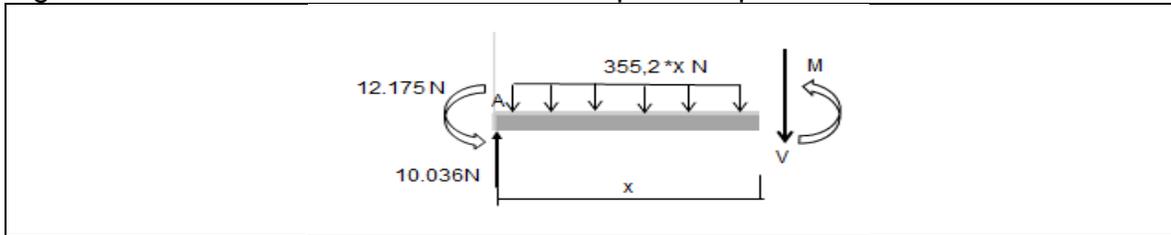
$$R_A + R_C - 20.072N = 0$$

$$R_A = -10.036N + 20.072N = 10.036N$$

Al igual que en el apartado 5.3.3 se tendrá que realizar un análisis de secciones para determinar las ecuaciones de fuerza cortante y momento flector como se muestra a continuación;

- Sección AB. Para la sección AB se tomara el corte izquierdo el análisis se muestra en la Figura 54.

Figura 54. Análisis de la sección AB con el peso de perfil



$$\sum F_y = 0$$

$$10.036 N - 355.2X - V = 0$$

$$V = 10.036 - 355,2X N$$

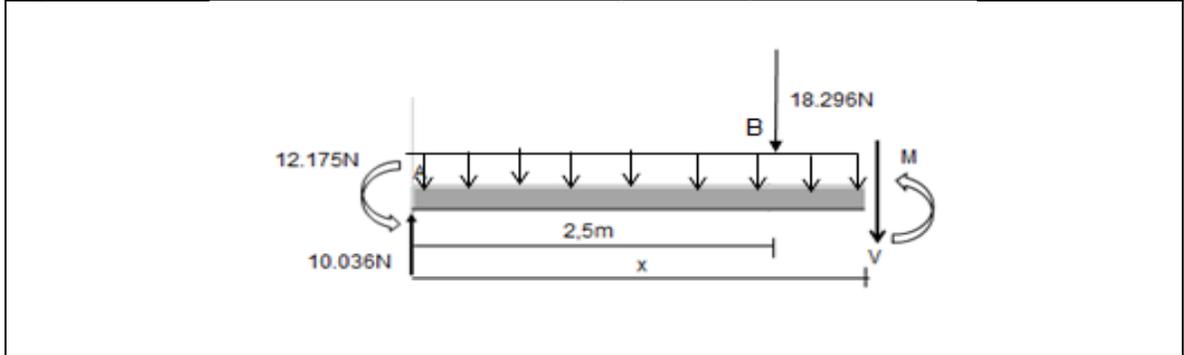
$$\sum M_{corte} = 0$$

$$M + 12.175Nm - 10036X N + 355,2X N * \left(\frac{X}{2}\right) = 0$$

$$M = -12.175Nm + 10.036X N - 355,2X N * \left(\frac{X}{2}\right)$$

- Sección BC. Para la sección BC se tomara el corte izquierdo, el análisis se muestra en la Figura 55.

Figura 55. Análisis de la sección BC con el peso del perfil



$$\sum F_y = 0$$

$$-V - 18.296N + 10.036N - 355,2X = 0$$

$$V = 18.296N - 10.036N + 355,2X$$

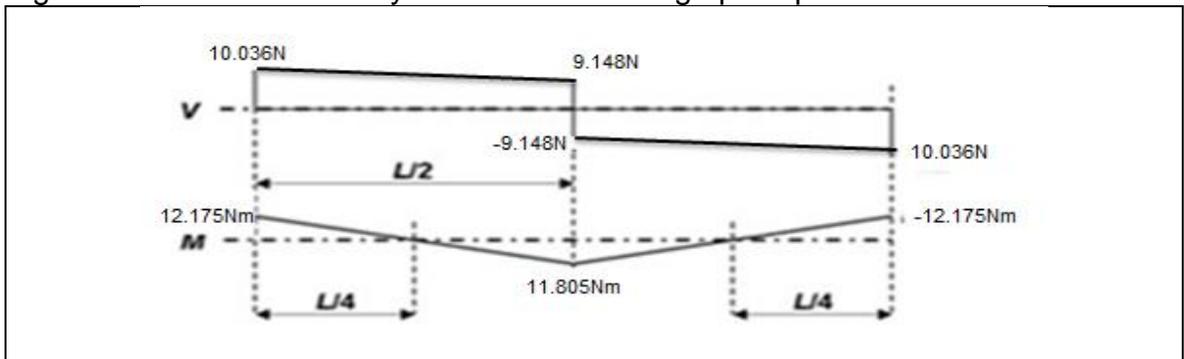
$$\sum M_{corte} = 0$$

$$12.175Nm - 10.036 N * X + 355,2X N * \left(\frac{X}{2}\right) + 18.296N * (X - 2,5m) + M = 0$$

$$M = -12.175Nm + 10.036 N * X - 355,2X N * \left(\frac{X}{2}\right) - 18.296N * (X - 2,5m)$$

Para determinar las gráficas de fuerza cortante y momento flector se reemplazará en las ecuaciones resaltadas de cada sección, la gráfica resultante se encuentra en la Figura 56.

Figura 56. Fuerza cortante y momento flector viga principal



Con la figura anterior se podrá conocer el momento máximo y con este se podrá comprobar que el $\sigma_{max} \leq \sigma_{perm}$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S}$$

$$\sigma_{max} = \frac{12.175Nm}{354 * 10^{-6}m} = 34.392.655Pa * \left(\frac{1MPa}{1000Pa}\right) = 34,4MPa$$

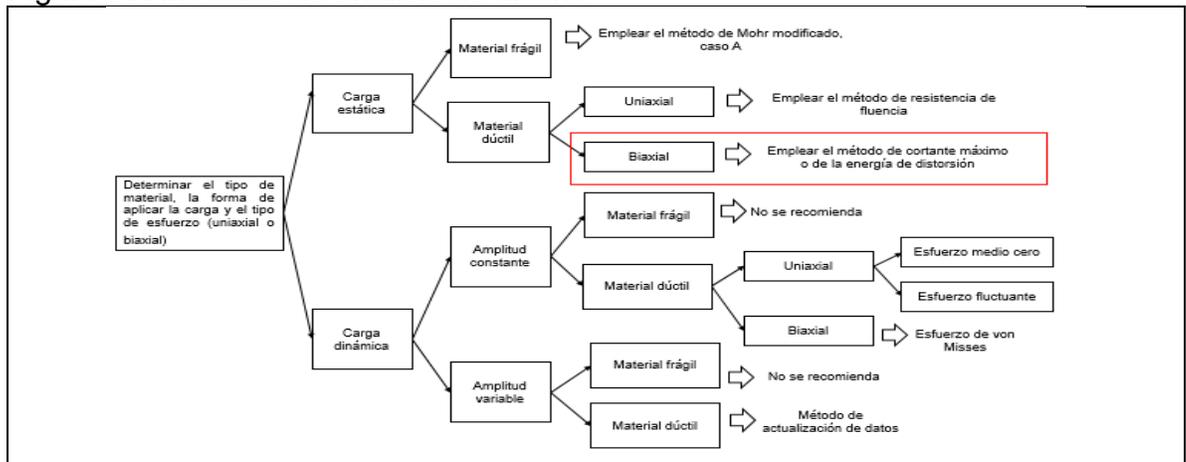
$$\sigma_{max} \leq \sigma_{perm}$$

$$34,4MPa \leq 125MPa \text{ (Si cumple)}$$

Con este segundo criterio se corrobora que el perfil seleccionado sigue siendo el adecuado.

5.3.4.3 Criterio de Von Mises⁵. Para el caso de este proyecto se ha hecho un análisis del tipo de carga a la que va a estar sometido el sistema, el tipo de material y el tipo de esfuerzo, para esto se tomó como referencia la Figura 57., resaltando de color rojo el tipo de carga, el tipo de material y el método más acorde a realizar.

Figura 57. Métodos de análisis de diseño



Fuente: Diseño de elementos de máquinas. MOTT, Robert. Pag. 194

Para estructuras como la evaluada en este proyecto se debe conocer el momento flector máximo en la situación más crítica, en este caso es al aplicar la carga en el centro de la viga, ya que es la parte más alejada de los apoyos, es por esto, que el criterio de diseño seleccionado es el de Von Mises (energía de distorsión) que se utiliza en el contexto de teorías de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles. Se toman los valores correspondientes al momento flector máximo y la fuerza cortante máxima, los cuales se observan en la Figura 56., que

⁵ Ibid., P.189-190.

corresponden a las situaciones más desfavorables en la viga ya previamente calculada.

$$M_{max} = 12.175Nm$$

$$V_{max} = 10.036N$$

Con estos datos se calculan el esfuerzo cortante máximo⁶, teniendo en cuenta que la sección de la viga es de forma irregular, se usara la siguiente ecuación;

$$\tau_{max} = \frac{V * Q}{I * t}$$

Donde;

τ_{max} : Esfuerzo cortante en un punto

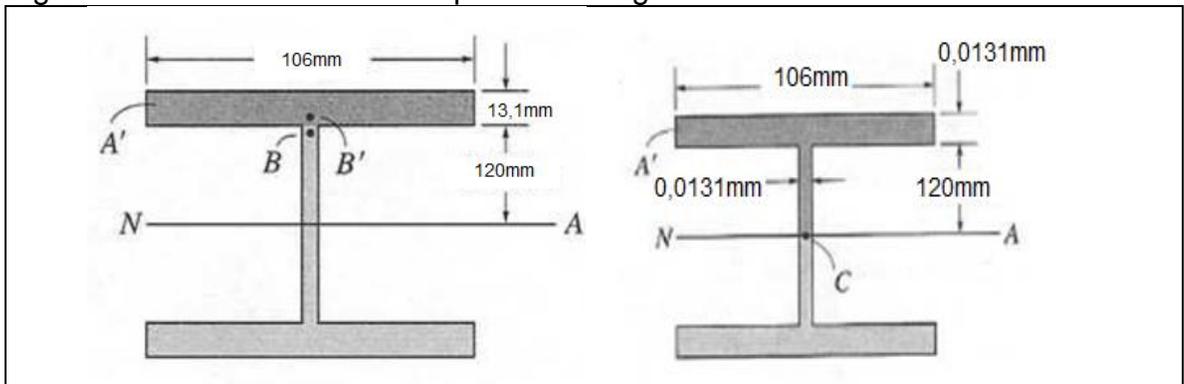
V : Fuerza cortante interna

I : Momento de inercia de la sección transversal

t : Anchura del área de la sección transversal

Q : $y' * A'$, donde A' es el área superior o inferior de la sección transversal y y' es la distancia desde el eje neutro hasta el centroide de la sección transversal

Figura 58. Puntos críticos en el perfil de la viga



Fuente: Mecánica de materiales. HIBBELER, R.C. Pág. 384

El momento de inercia (I) de la viga será tomado del catálogo del perfil (Ver Anexo C);

$$I = 4.250cm^4 * \left(\frac{1m}{100cm}\right)^4 = 4,25 * 10^{-5}m^4$$

Para el punto B', $t'_B = 0,106m$, y A' es el área sombreada en la Figura 58.

⁶ HIBBELER, R.C. Esfuerzo cortante transversal. En: Mecánica de materiales. 6 ed. México: Pearson educación, 2006. P. 379.

$$Q_{B'} = y'A' = [0,127m] * (0,106m) * (0,0131m) = 1,75 * 10^{-4}m^3$$

$$\tau_{B'} = \frac{V * Q_{B'}}{I * t_{B'}} = \frac{(10,04KN) * (1,75 * 10^{-4}m^3)}{(4,25 * 10^{-5}m^4) * (0,106m)}$$

$$\tau_{B'} = 389,8KPa * \left(\frac{1Mpa}{1000Kpa}\right) = 0,39Mpa$$

Para el punto B, $t_B = 0,0131m$ y $Q_B = Q_{B'}$

$$\tau_B = \frac{V * Q_B'}{I * t_{B'}} = \frac{(10,04KN) * (1,75 * 10^{-4}m^3)}{(4,25 * 10^{-5}m^4) * (0,0131m)}$$

$$\tau_B = 3.155,8KPa * \left(\frac{1Mpa}{1000Kpa}\right) = 3,15Mpa$$

Para el punto C, $t'_c = 0,0131m$ y el A' es el área sombreada en la Figura 63.

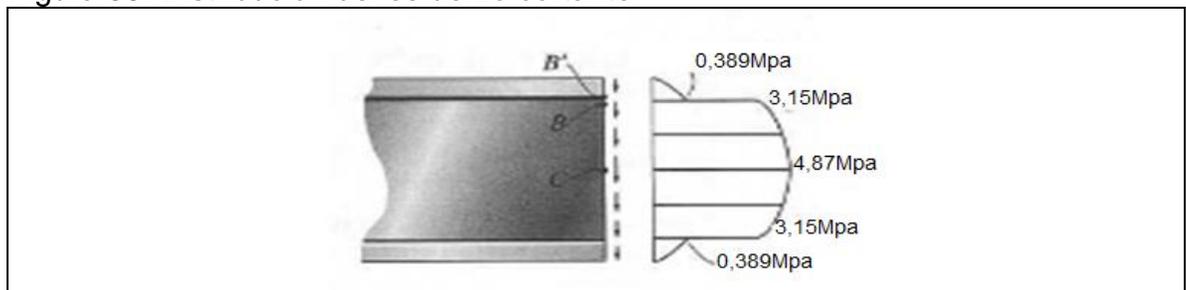
$$Q_c = \sum y'A' = ([0,127m] * (0,106m) * (0,0131m)) + ([0,06m] * (0,0131m) * (0,12m)) = 2,70 * 10^{-4}m^3$$

$$\tau_c = \frac{V * Q_c}{I * t'_c} = \frac{(10,04KN) * (2,70 * 10^{-4}m^3)}{(4,25 * 10^{-5}m^4) * (0,0131m)}$$

$$\tau_c = 4.868,9KPa * \left(\frac{1Mpa}{1000Kpa}\right) = 4,87Mpa$$

Los esfuerzos calculados dan como resultado una distribución de esfuerzo cortante en forma de parábola en donde, el punto C al estar en el centro del alma de la viga sufre el esfuerzo cortante máximo, como se muestra en la Figura 59.

Figura 59. Distribución del esfuerzo cortante



$$\tau_c = \tau_{max} = 4,87 Mpa$$

Conociendo el valor del σ_{max} calculado en el apartado 5.3.4.1 y aplicando el criterio de von Mises (energía de distorsión), se podrá saber si la viga principal está bien diseñada y cumple con el criterio de $\sigma_e \leq \sigma_y$.⁷ (σ_y : Esfuerzo de fluencia)

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_{max})^2 + 3(\tau)^2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{(121,01MPa)^2 + 3(4,87MPa)^2} = 121,3MPa$$

Donde;

σ_e : Esfuerzo criterio de von Mises

σ_{max} : Esfuerzo máximo

τ : Esfuerzo cortante

Conociendo esto se tiene que;

$$\sigma_e \leq \sigma_y$$

$$121,3MPa \leq 250MPa. \text{ (Si cumple)}$$

A continuación se calculara el factor de seguridad para esta viga por medio del criterio de Von Mises.

$$\eta_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_e}$$

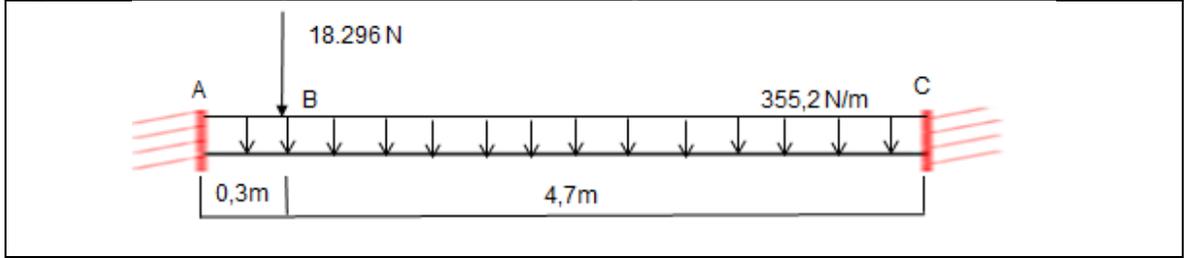
$$\eta_s = \frac{250MPa}{121,3MPa} = 2,06$$

Este factor de seguridad indica que la viga estará protegida contra la falla por flexión 2,06 veces.

5.3.4.4 Carga ejercida en cualquier punto de la viga. Como la carga estará en movimiento a lo largo de la viga principal, se tendrá que analizar el comportamiento cuando la fuerza este sobre un apoyo, debido a que en este punto la fuerza cortante es máxima, a continuación se hará el análisis por secciones para determinar dicha fuerza.

⁷ MOTT, Robert. Diseño para diferentes tipos de carga. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación, 2006. P.189-190.

Figura 60. Fuerza ejercida a un lado de la viga



$$M_A = \frac{q * l^2}{12} + \frac{P * L}{8}$$

$$M_A = \frac{355,2 \frac{N}{m} * (5m)^2}{12} + \frac{18.296N * 0,3m}{8} = 1.425,7Nm$$

$$M_C = \frac{q * l^2}{12} + \frac{P * L}{8}$$

$$M_C = \frac{355,2 \frac{N}{m} * (5m)^2}{12} + \frac{18.296N * 4,7m}{8} = 11.488,5Nm$$

Las reacciones R_A y R_C podrán calcularse por métodos de estática de la siguiente manera;

$$\sum M_A = 0$$

$$M_A - M_C - 18.296N * (0,3m) - 1.776 * (2,5m) + R_C * (5m) = 0$$

$$R_C = \frac{-1.425,7Nm + 18.296N * (0,3m) + 1.776N * (2,5m) + 11.488,5Nm}{5m} = 3.998N$$

$$\sum F_y = 0$$

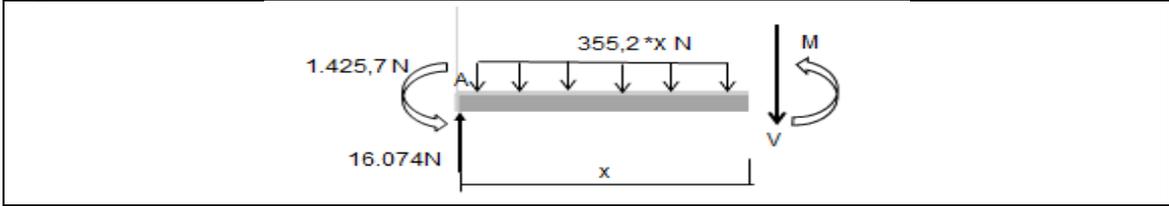
$$R_A + R_C - 18.296N - 1.776N = 0$$

$$R_A = -3.998N + 18.296N + 1.776N = 16.074N$$

Al igual que en el apartado 5.3.3 se tendrá que realizar un análisis de secciones para determinar las ecuaciones de fuerza cortante

- Sección AB. Para la sección AB se tomará el corte izquierdo, el análisis se muestra en la Figura 61.

Figura 61. Análisis de la sección AB



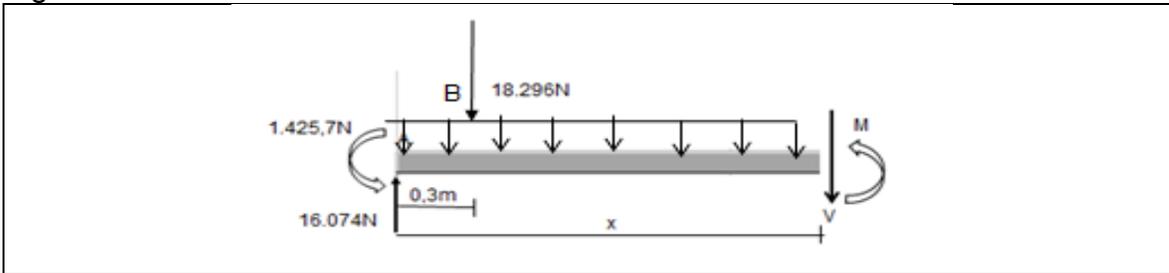
$$\sum F_y = 0$$

$$16.074 \text{ N} - 355,2X - V = 0$$

$$V = 16.074 - 355,2X \text{ N}$$

- Sección BC. Para la sección BC se tomara el corte izquierdo, el análisis se muestra en la Figura 62.

Figura 62. Análisis de la sección BC

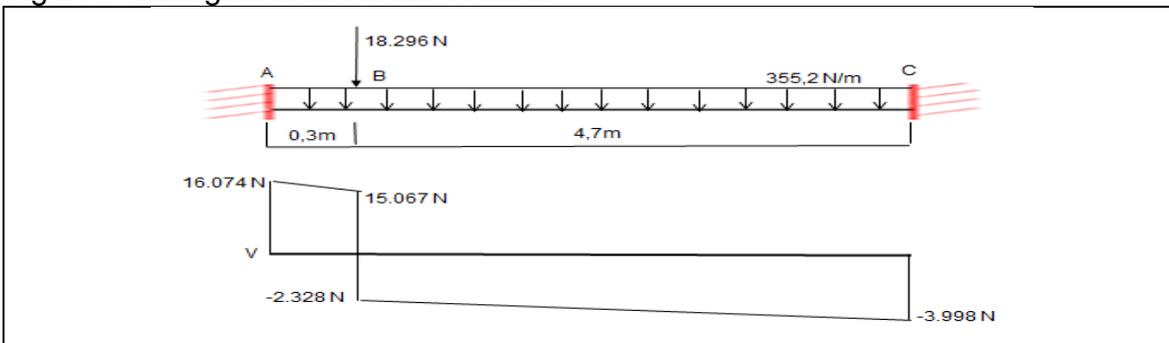


$$\sum F_y = 0$$

$$-V - 18.296 \text{ N} + 16.074 \text{ N} - 355,2X = 0$$

$$V = -18.296 \text{ N} + 16.036 \text{ N} - 355,2X$$

Figura 63. Diagrama de fuerza cortante



$$V_{max} = 16.074 \text{ N}$$

Con estos datos se calcula el esfuerzo cortante presente en esta viga en la situación más desfavorable, de la misma forma que en el apartado 5.3.4.2;

$$\tau_{max} = \frac{V * Q}{I * t}$$

Para el punto B', $t_{B'} = 0,106m$, y A' es el área sombreada en la Figura 58.

$$Q_{B'} = y'A' = [0,127m] * (0,106m) * (0,0131m) = 1,75 * 10^{-4}m^3$$

$$\tau_{B'} = \frac{V * Q_{B'}}{I * t_{B'}} = \frac{(16,07KN) * (1,75 * 10^{-4}m^3)}{(4,25 * 10^{-5}m^4) * (0,106m)}$$

$$\tau_{B'} = 624,25KPa * \left(\frac{1Mpa}{1000Kpa}\right) = 0,624Mpa$$

Para el punto B, $t_B = 0,0131m$ y $Q_B = Q_{B'}$

$$\tau_B = \frac{V * Q_{B'}}{I * t_B} = \frac{(16,07KN) * (1,75 * 10^{-4}m^3)}{(4,25 * 10^{-5}m^4) * (0,0131m)}$$

$$\tau_B = 5.051,2KPa * \left(\frac{1Mpa}{1000Kpa}\right) = 5,05Mpa$$

Para el punto C, $t_c = 0,0131m$ y el A' es el área sombreada en la figura 59.

$$Q_c = \sum y'A' = ([0,127m] * (0,106m) * (0,0131m)) + ([0,06m] * (0,0131m) * (0,12m)) = 2,70 * 10^{-4}m^3$$

$$\tau_c = \frac{V * Q_c}{I * t_c} = \frac{(16,07KN) * (2,70 * 10^{-4}m^3)}{(4,25 * 10^{-5}m^4) * (0,0131m)}$$

$$\tau_c = 7.793,3KPa * \left(\frac{1Mpa}{1000Kpa}\right) = 7,79Mpa$$

Igual que en el apartado 5.3.4.3 el esfuerzo cortante máximo estará situado en la mitad del alma de la viga y será;

$$\tau_c = \tau_{max} = 7,79 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_{max})^2 + 3(\tau)^2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{(121,01\text{MPa})^2 + 3(7,79\text{MPa})^2}$$

$$\sigma_e = 121,76\text{MPa}$$

Donde;

σ_e : Esfuerzo de von Mises

σ_{max} : Esfuerzo máximo

τ =Esfuerzo cortante

Conociendo esto se tiene que;

$$\sigma_e \leq \sigma_y$$

$$121,76\text{MPa} \leq 250\text{MPa}. \text{ (Si cumple)}$$

A continuación se calculara el factor de seguridad para esta viga por medio del criterio de Von Mises.

$$\eta_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_e}$$

$$\eta_s = \frac{250\text{MPa}}{121,76\text{MPa}} = 2,05$$

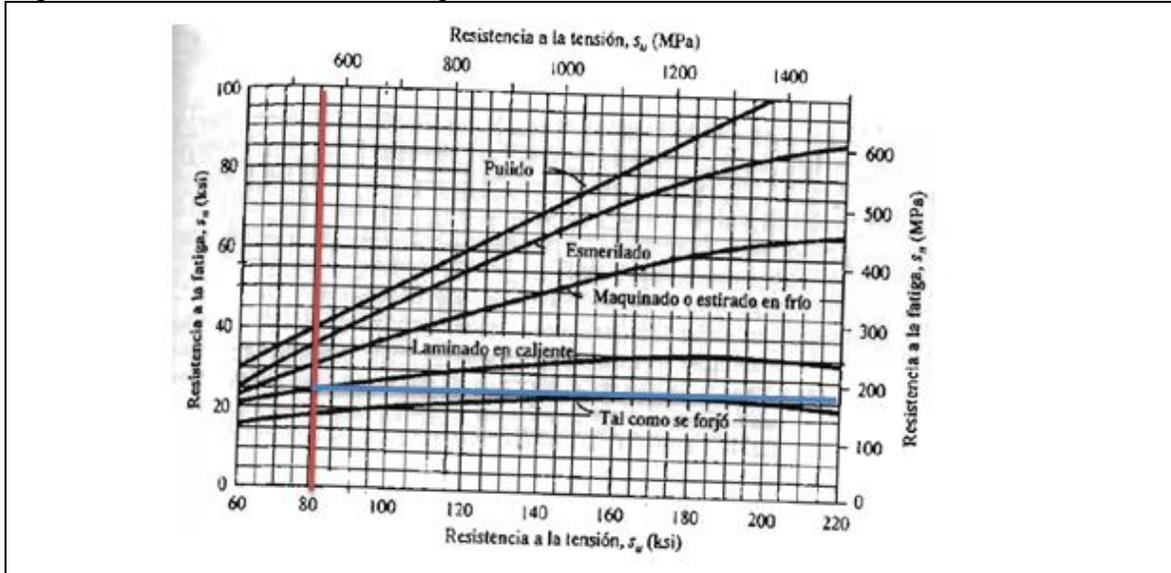
Este factor de seguridad indica que la viga estará protegida contra la falla por la, flexión 2,05 veces, además de esto indica que el perfil seleccionado soportara todas las cargas sin importar el punto en donde estén aplicadas.

5.3.5 Resistencia a la fatiga. Es el valor de esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad de ciclos de carga. Se deben tener en cuenta una serie de factores como lo son el tamaño, la carga, la temperatura, entre otros. Cuando no se dispone de ensayos de resistencia real a la fatiga (S'_n)⁸, es necesario conocer el material de la pieza y determinar su resistencia ultima de tensión (S_u) como también, el proceso de manufactura usado para producir dicha parte, después de conocer esto se debe recurrir a un procedimiento para estimar la fatiga, que implica la utilización de diferentes factores, los cuales se explicaran a continuación;

⁸ Ibid., p.173.

- Resistencia a la fatiga modificada (S_n). Este factor es necesario debido a que los acabados de las superficies de los materiales están expuestos a irregularidades, que aumentan los esfuerzos y pueden ocasionar fallas por fatiga, por esto se tienen que adaptar estimaciones de resistencia, comparada con la resistencia ultima a la tensión, dichas estimaciones se presentan en la Figura 64. Se mostrara el valor de la resistencia a la fatiga modificada para el actual proyecto.

Figura 64. Resistencia a la fatiga en función de la resistencia de tensión



Fuente: Diseño de elementos de máquinas. MOTT, Robert. Pag. 175

Tomando como base un acero laminado en caliente, una resistencia a la fatiga de 175 MPa y una resistencia a la tensión de 400 MPa, se tiene;

$$S_n = 166,66 \text{ MPa}$$

- Factor de material (C_m). Las aleaciones metálicas en general se pueden forjar, colar o pulverizar, para el factor de material se debe saber qué tipo de proceso se le realizó al material en estudio, para el caso de este proyecto es un acero colado y dichos factores se encuentran en la Figura 65.

Figura 65. Factores de material

| | | | |
|--|--------------|-------------------------|--------------|
| Aplique un factor de material C_m de la siguiente lista. | | | |
| Acero forjado: | $C_m = 1.00$ | Hierro colado maleable: | $C_m = 0.80$ |
| Acero colado: | $C_m = 0.80$ | Hierro colado gris: | $C_m = 0.70$ |
| Acero pulverizado: | $C_m = 0.76$ | Hierro colado dúctil: | $C_m = 0.66$ |

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. MOTT, Robert. Pag. 174

Según la Figura 65., para el caso de aceros colados el factor es;

$$C_m = 0,80$$

- Factor de tipo de esfuerzo (C_{st}). Es importante conocer si la pieza en estudio está sometida a un esfuerzo a flexión o a una carga axial. En este caso el sistema está sometido a un esfuerzo a flexión, según la Figura 66., se tiene;

$$C_{st} = 1.0$$

Figura 66. Factores de esfuerzo

| |
|--|
| Aplique un factor de tipo de esfuerzo: $C_{st} = 1.0$ para el esfuerzo flexionante, $C_{st} = 0.80$ para la tensión axial. |
|--|

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. MOTT, Robert. Pag. 174

- Factor de confiabilidad (C_R). Al diseñar se recomienda usar un factor de confiabilidad alto, en lo posible del 99%, o del 99,99% los factores a estas confiabilidades se muestran en la Figura 67.

Figura 67. Factores de confiabilidad aproximados

| Factores de confiabilidad aproximados C_R | |
|---|-------|
| Confiabilidad deseada | C_R |
| 0.50 | 1.0 |
| 0.90 | 0.90 |
| 0.99 | 0.81 |
| 0.999 | 0.75 |

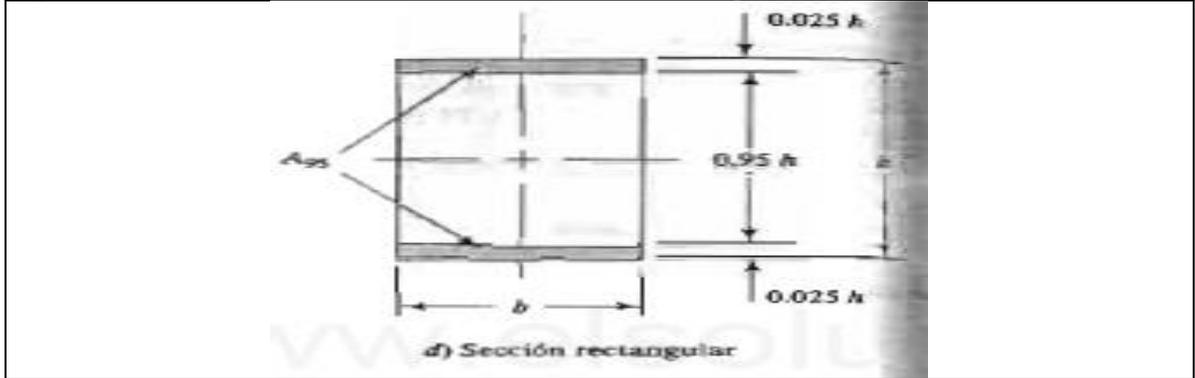
Fuente: Diseño de elementos de máquinas. MOTT, Robert. Pag. 175

Según la Figura 67., se tiene;

$$C_R = 0,75$$

- Factor de tamaño (C_s). El factor de tamaño se debe calcular dependiendo a la sección que se esté evaluando, en este caso es una sección rectangular. Se calculará el área (A_{95}), que es el área que esta fuera del 95% del área total y que es la que más puede sufrir fatiga como se observa en la Figura 68.

Figura 68. Factor de tamaño en una sección rectangular



Fuente: Diseño de elementos de máquinas. MOTT, Robert. Pag. 178

Para esto será necesario el cálculo de un diámetro equivalente (D_e)⁹ que se obtiene con la siguiente ecuación;

$$D_e = 0,808 * \sqrt{(h * b)}$$

$$h = 0,025h$$

Donde;

D_e : Diámetro equivalente

b : Ancho

h : Fibras exteriores del largo

Para el perfil IPN 240 al ancho $b= 106$ y alto $h= 240$ mm

$$h = 0,025 * 240\text{mm} = 6\text{mm}$$

$$D_e = 0,808 * \sqrt{6\text{mm} * 106\text{mm}} = 20,37\text{mm}$$

Para conocer el factor de tamaño (C_s) se recurrirá a la Figura 69., y al diámetro equivalente.

⁹ Ibid., p.178.

Figura 69. Factores de tamaño

| TABLA 5-2 Factores de tamaño | |
|---|---------------------------|
| Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional | |
| Rango de tamaño | Para D en pulgadas |
| $D \leq 0.30$ | $C_S = 1.0$ |
| $0.30 < D \leq 2.0$ | $C_S = (D/0.3)^{-0.11}$ |
| $2.0 < D < 10.0$ | $C_S = 0.859 - 0.02125D$ |
| Unidades SI | |
| Rango de tamaño | Para D en mm |
| $D \leq 7.62$ | $C_S = 1.0$ |
| $7.62 < D \leq 50$ | $C_S = (D/7.62)^{-0.11}$ |
| $50 < D < 250$ | $C_S = 0.859 - 0.000837D$ |

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. MOTT, Robert. P. 175

Con lo anterior se tiene que;

$$C_S = \left(\frac{D_e}{7,62} \right)^{-0,11}$$

$$C_S = \left(\frac{20,37}{7,62} \right)^{-0,11} = 0,90$$

Ya conocidos estos factores se podrá conocer el valor de la resistencia a la fatiga estimada (S'_n) con la siguiente ecuación;

$$S'_n = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_S$$

$$S'_n = 166,66 \text{Mpa} * 0,80 * 1 * 0,75 * 0,90 = 90 \text{MPa}$$

Donde;

- S'_n : Resistencia a la fatiga real
- S_n : Resistencia a la fatiga modificada
- C_m : Factor de material
- C_{st} : Factor tipo de esfuerzo
- C_R : Factor de confiabilidad
- C_S : Factor de tamaño

Para determinar si el factor de seguridad de la viga es el adecuado teniendo en cuenta la fatiga que pueda sufrir el sistema, se recurrirá a la ecuación de diseño

basado en el método de Goodman¹⁰, el cual habla de los esfuerzos normales fluctuantes en materiales dúctiles, empleando la siguiente ecuación;

$$\frac{K_t * \sigma_a}{S'_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N}$$

Donde;

K_t : Factor de concentración de esfuerzo

σ_a : Esfuerzo alternante: $(\sigma_{max} - \sigma_{min})/2$

σ_m : Esfuerzo medio: $(\sigma_{max} + \sigma_{min})/2$

σ_{max} : Esfuerzo máximo producido con la carga viva (LL)

σ_{min} : Esfuerzo máximo producido sin la carga viva (LL)

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\frac{12.175Nm}{0,000206m^3} - \frac{11.435Nm}{0,000206m^3}}{2} = 1.7966.116Pa * \left(\frac{1MPa}{1 * 10^6Pa}\right) = 1,79MPa$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\frac{12.175Nm}{0,000206m^3} + \frac{11.435Nm}{0,000206m^3}}{2} = 57.305.825Pa * \left(\frac{1MPa}{1 * 10^6Pa}\right) = 57,31MPa$$

Despejando el factor de seguridad (N) de la ecuación de diseño

$$N = \frac{1}{\frac{K_t * \sigma_a}{S'_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

$$N = \frac{1}{\frac{1 * 1,79Mpa}{90Mpa} + \frac{57,31Mpa}{500Mpa}} = 7,43$$

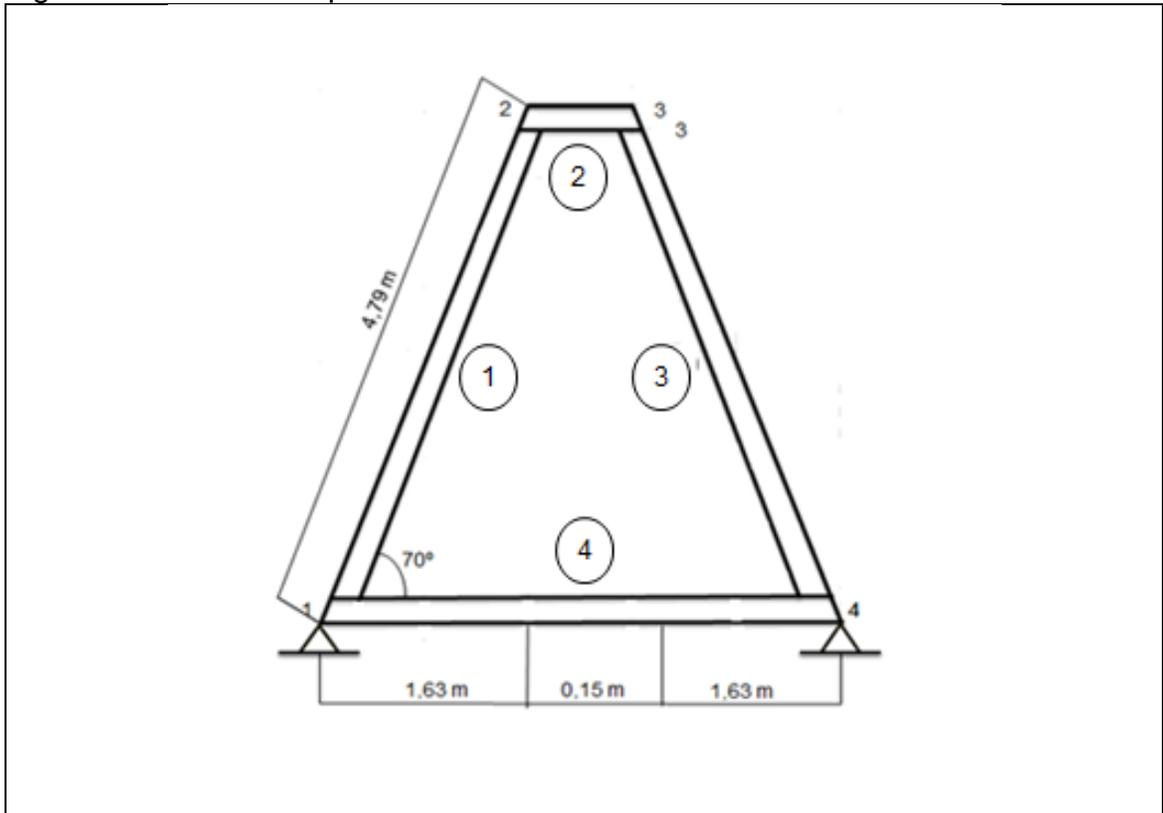
Se puede notar que en todos los cálculos realizados, se cumple satisfactoriamente con el factor de seguridad, por lo tanto el perfil seleccionado es el conveniente para la elaboración del presente proyecto.

¹⁰ Ibid., p.196.

5.4 SELECCIÓN DE LA ESTRUCTURA

Como se pudo apreciar en la Figura 40., la viga principal estará suspendida sobre una estructura conformada por 4 elementos los cuales se muestran en Figura 70. En este apartado se conocerán los cálculos para su correcta selección y diseño.

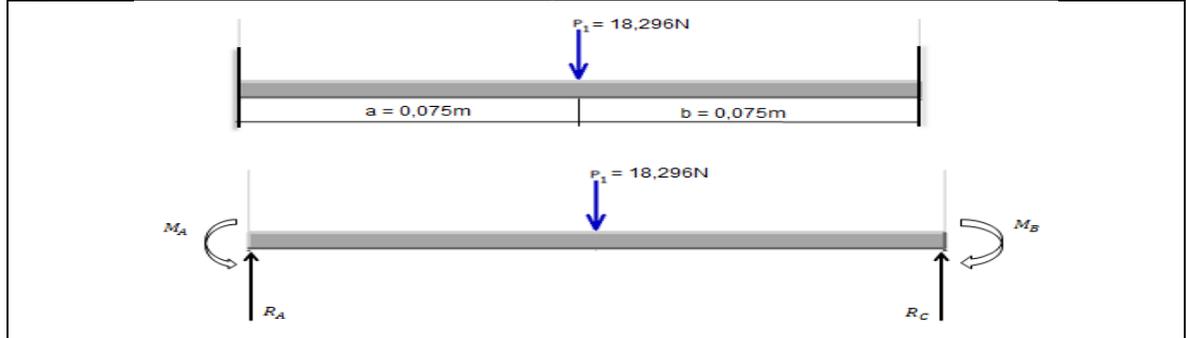
Figura 70. Elementos que conforman la estructura



5.4.1. Selección del perfil. En este tipo de estructuras los perfiles más utilizados son los perfiles cuadrados huecos o de tubo rectangular, gracias a que el uso de estos disminuye los esfuerzos de torsión y la resistencia al pandeo, tienen facilidad en su montaje ya que permite la unión con otras piezas por medio de soldadura y consta de superficies exteriores reducidas, además de su gran comercialización en el país.

A continuación se realizará la búsqueda del perfil más óptimo, para esto se enfatizará en el elemento 2 visto en la Figura 70., el cual recibe toda la carga transmitida por la viga principal. Este elemento estará empotrado a ambos lados como se observa en la Figura 71., se utilizará el método de superposición (Ver Anexo E) con el fin de conocer las reacciones y con estas poder calcular la fuerza cortante y el momento flector máximo, como se muestra a continuación;

Figura 71. Elemento 2 doblemente empotrado



$$R_C = \frac{P * a^2}{L^3} * (a + 3b)$$

$$R_C = \frac{18.296N * (0,075m)^2}{(0,15m)^3} * (0,075m + 3 * (0,075m)) = 9.148N$$

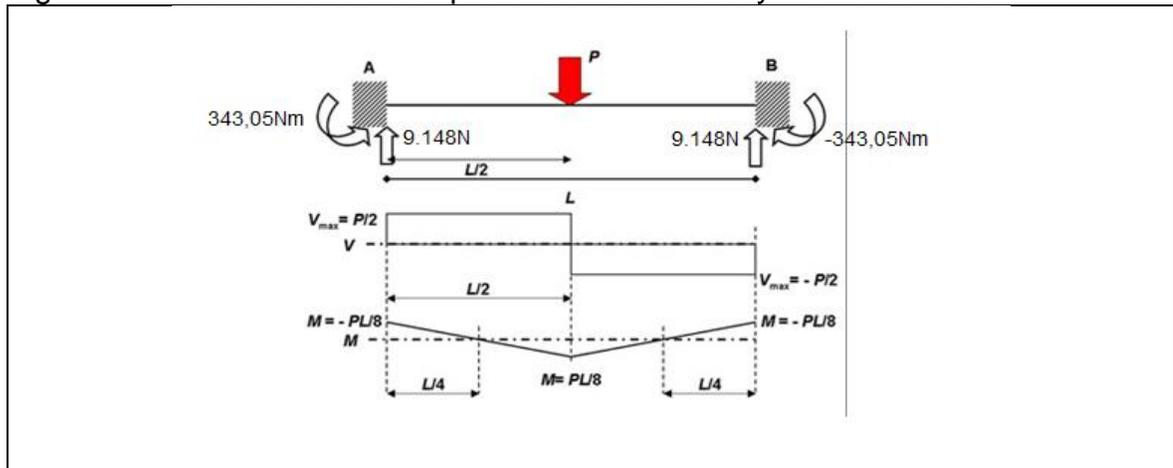
$$M_C = -\frac{P * a^2 * b}{L^2}$$

$$M_C = -\frac{18.296N * (0,075m)^2 * 0,075m}{(0,15m)^2} = -343,05Nm$$

Las reacciones R_A y M_A podrán calcularse mediante métodos de estática.

Para determinar la fuerza cortante y momento máximo se tendrá que reemplazar en las ecuaciones que se muestran en la Figura 72.

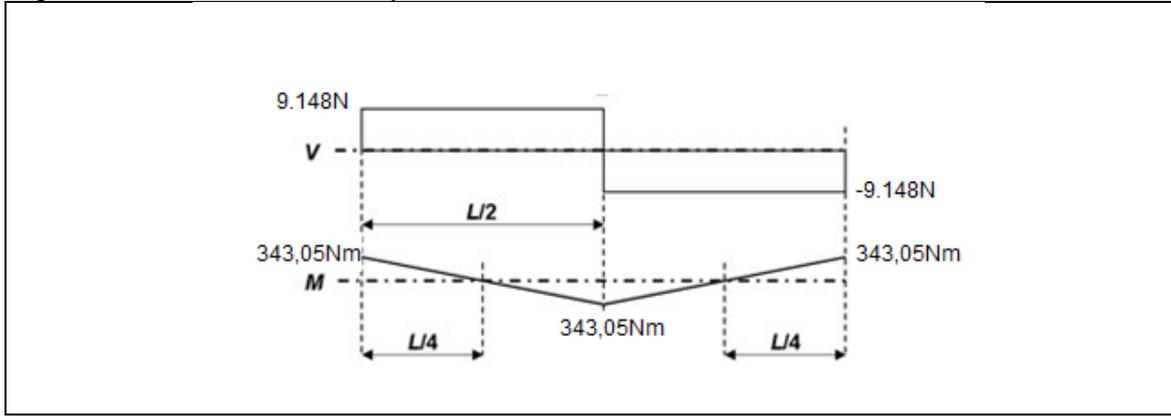
Figura 72. Ecuaciones de reemplazo fuerza cortante y momento flector



Fuente: http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/argicast/materias/materia2/CLAS E_VIGAS.html

Con ayuda de la Figura 72., se podrá encontrar la gráfica de fuerza cortante y momento flector la cual se muestra en la Figura 73.

Figura 73. Fuerza cortante y momento flector del elemento 2



Fuente: http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/argicast/materias/materia2/CLAS E_VIGAS.html

Conociendo el momento máximo, se despejará el módulo de sección (S). Se procederá a buscar el perfil más óptimo (Ver Anexo D), con el módulo de sección más cercano por arriba para garantizar que no sobrepase el σ_{perm} .

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{perm}$$

Tomando el σ_{max} como igual al σ_{perm} se tiene;

$$\sigma_{max} = \sigma_{perm} = \frac{M_{max}}{S}; S = \frac{M_{max}}{\sigma_{perm}}$$

$$S = \frac{343,05 Nm}{125 * 10^6 \frac{N}{m^2}} = 2,74 * 10^{-6} m^3 * \left(\frac{100 cm^3}{1 m^3} \right) = 2,74 cm^3$$

El perfil más cercano es el perfil #40,4 con un módulo de sección de $3,40 cm^3$. Con este perfil se procede a hacer un chequeo por esbeltez para los elementos 1 y 3 vistos en la Figura 70.

Para iniciar con este chequeo se debe conocer la constante K (Ver Figura 74.), con ella se podrá obtener la longitud efectiva (L_e)¹¹. Ya que el diseño de las columnas depende exclusivamente del pandeo al que estén sometidas, se debe conocer los tipos de apoyos de las columnas, en este caso dará como resultado un factor K de 1,0.

¹¹ Ibid., p.233.

Figura 74. Valores de K para longitud efectiva

| | | | | | | |
|--|------|---------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|------------------------------|-----|
| Las líneas interrumpidas muestran la forma pandeada de la columna | a) | b) | c) | d) | e) | f) |
| | | | | | | |
| Valor K teórico | 0.5 | 0.7 | 1.0 | 1.0 | 2.0 | 2.0 |
| Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son parecidas a las ideales | 0.65 | 0.80 | 1.2 | 1.0 | 2.10 | 2.0 |
| Símbolos para las condiciones de extremo | | | | | | |
| | | Rotación y traslación impedidos | Rotación libre y traslación impedida | Rotación impedida y traslación libre | Rotación y traslación libres | |

Fuente: McCormac. Estructuras de acero método LRFD. 2 ed. México: Alfaomega, 2002. P. 141

$$L_e = K * L$$

$$L_e = 1,0 * 4,79m = 4,79m$$

Donde;

L_e : Longitud efectiva

K : Constante dependiente de los apoyos

L : Longitud del miembro

Conociendo la longitud efectiva se procede a verificar que la relación de esbeltez¹² no supere la relación de esbeltez máxima¹³ permitida;

$$\frac{K * L}{r} \leq 200$$

$$\frac{1,0 * 4,79m}{0,0142m} \leq 200$$

$$337,32 \leq 200 \text{ (No cumple).}$$

¹² Ibid., p. 234.

¹³ MCCORMAC. Introducción a los miembros cargados axialmente a compresión. En: Estructuras de acero método LRFD. 2 ed. México: Alfaomega, 2002. P. 148.

Debido a que la relación de esbeltez supera la máxima permitida es necesario buscar otro perfil que cumpla las especificaciones de diseño, se procederá a igualar la ecuación de la relación de esbeltez máxima, para así poder conocer el perfil más óptimo;

$$\frac{K * L}{r} \leq 200$$

Como la relación de esbeltez debe ser menor o igual a 200, se tomara un valor de 160 para no llegar al límite de pandeo;

$$\frac{K * L}{r} \leq 160$$

Se despejara el radio de giro, para conocer qué perfil es el más adecuado (Ver Anexo D);

$$r = \frac{K * L}{160}$$

$$r = \frac{1,0 * 4,79m}{160} = 0,0299m * \left(\frac{100cm}{1m}\right) = 2,99cm$$

El perfil más óptimo será el #80,5.

Se debe conocer si la columna se considera como columna corta o columna larga, para ello se compara la relación de esbeltez con la constante de columna (C_c), si la relación de esbeltez es menor a la constante (C_c) la columna se considera como corta y se resolverá por la fórmula de J.B. Johnson¹⁴;

$$P_{cr} = A * S_y * \left[1 - \frac{S_y * \left(\frac{K * L}{r}\right)^2}{4\pi^2 * E} \right]$$

Donde;

P_{cr} : Carga crítica de pandeo

A : Área de la sección transversal

S_y : Resistencia de fluencia

K : Constante dependiente de los apoyos

L : Longitud del miembro

E : Módulo de elasticidad

¹⁴ MOTT, Robert. Columnas. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación, 2006. P.239.

Si por el contrario, la relación de esbeltez es mayor a la constante (C_c), la columna se considera como larga y se resolverá por la fórmula de Euler¹⁵;

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * A}{\left(\frac{K * L}{r}\right)^2}$$

Donde;

P_{cr} : Carga crítica de pandeo

A : Área de la sección transversal

K : Constante dependiente de los apoyos

L : Longitud del miembro

E : Módulo de elasticidad

Para determinar el tipo de columna primero se debe conocer la constante (C_c);

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 2 * 10^{11} Pa}{250 * 10^6 Pa}} = 125,66$$

Igualmente se debe conocer la relación de esbeltez;

$$Relacion\ de\ esbeltez = \frac{K * L}{r_{min}}$$

$$Relacion\ de\ esbeltez = \frac{1,0 * 4,79m}{0,0301m} = 159,13$$

Como la relación de esbeltez es mayor que la constante de columna (C_c), la columna será larga. Para conocer la carga crítica de pandeo se utilizará la ecuación de Euler y se calculará la carga permisible¹⁶

¹⁵ Ibid., p. 235.

¹⁶ Ibid., p. 293.

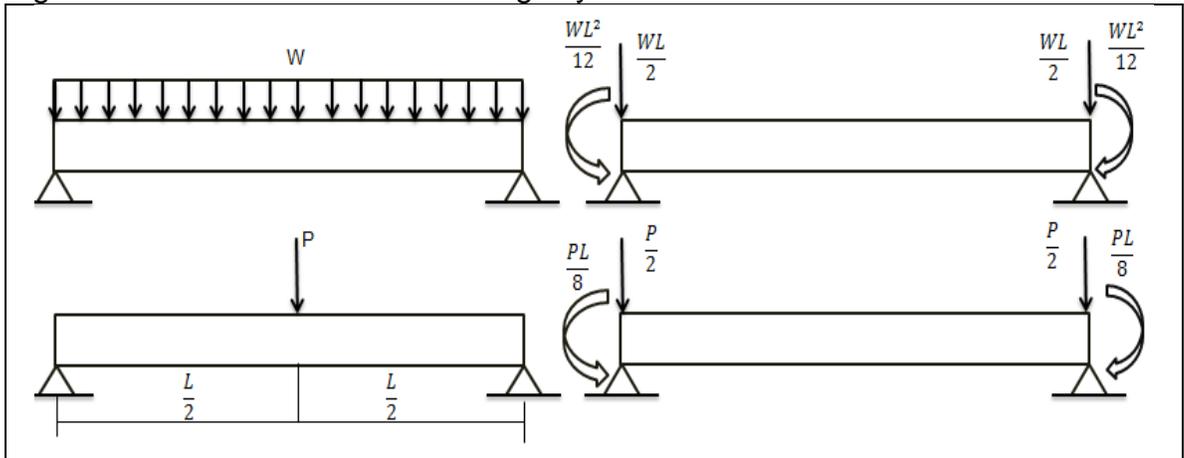
$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * A}{\left(\frac{K * L}{r}\right)^2}$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * 2 * 10^{11} Pa * 1,41 * 10^{-3} m^2}{(159,13)^2} = 109.912 N$$

$$P_{perm} = \frac{P_{cr}}{1,67} = \frac{109.912 N}{1,67} = 65.815 N$$

5.4.2 Cálculos de la estructura. Para el análisis de la estructura se deben conocer las fuerzas y momentos que actúan sobre la misma, para esto se trasladará la fuerza P a los nodos 2 y 3 siguiendo los parámetros expuestos en la Figura 75.

Figura 75. Traslado de fuerzas en vigas y marcos



Fuente: CATEDRA DE ELEMENTOS FINITOS. (Marzo, 2013: Bogotá, Colombia).
Fundación universidad de América, 2013.

- Fuerza actuante en los extremos del perfil. El cálculo de la fuerza actuante en cada extremo del perfil estará dada por;

$$F = \frac{WL}{2} + \frac{P}{2}$$

$$F = \frac{2,45 \frac{N}{m} * 0,15m}{2} + \frac{18.296N}{2} = 9.148N$$

Donde;

F : Fuerza resultante en los extremos de la viga

W : Carga distribuida

P : Carga puntual en el centro de la viga

L : Longitud de la viga

- Momento actuante en los extremos del perfil. El cálculo de los momentos actuantes en cada extremo del perfil estará dado por;

$$M = \frac{WL^2}{12} + \frac{PL}{8}$$

$$M = \frac{2,45 \frac{N}{m} * (0,15m)^2}{12} + \frac{18.296N * 0,15m}{8} = 343,05Nm$$

Donde;

F : Fuerza resultante en los extremos de la viga

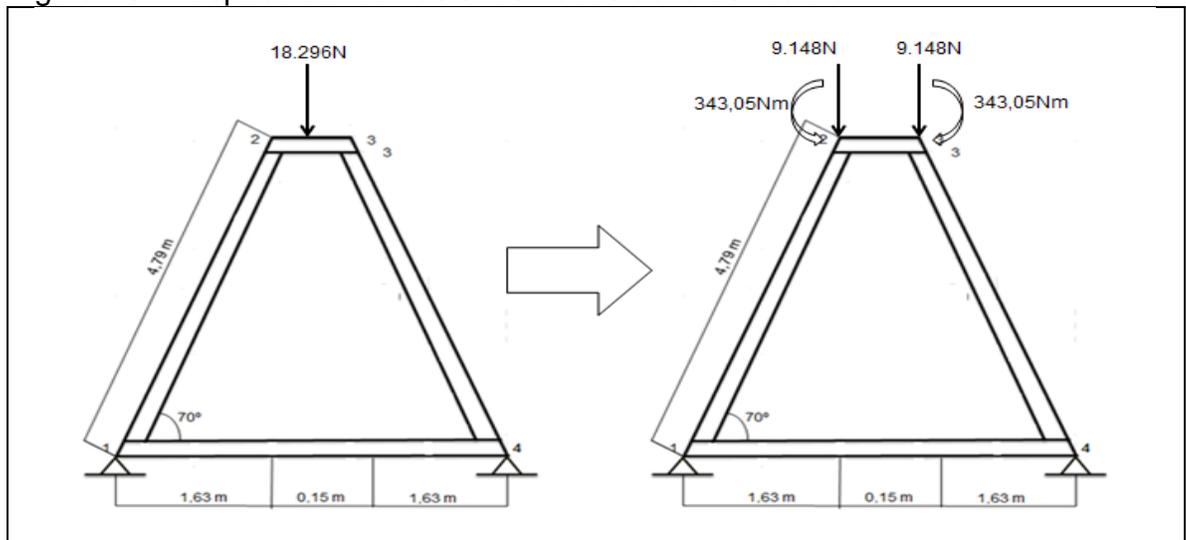
W : Carga distribuida

P : Carga puntual en el centro de la viga

L : Longitud de la viga

Estos valores obtenidos se podrán observar en la Figura 76.

Figura 76. Traspaso de fuerzas a los nodos de la estructura

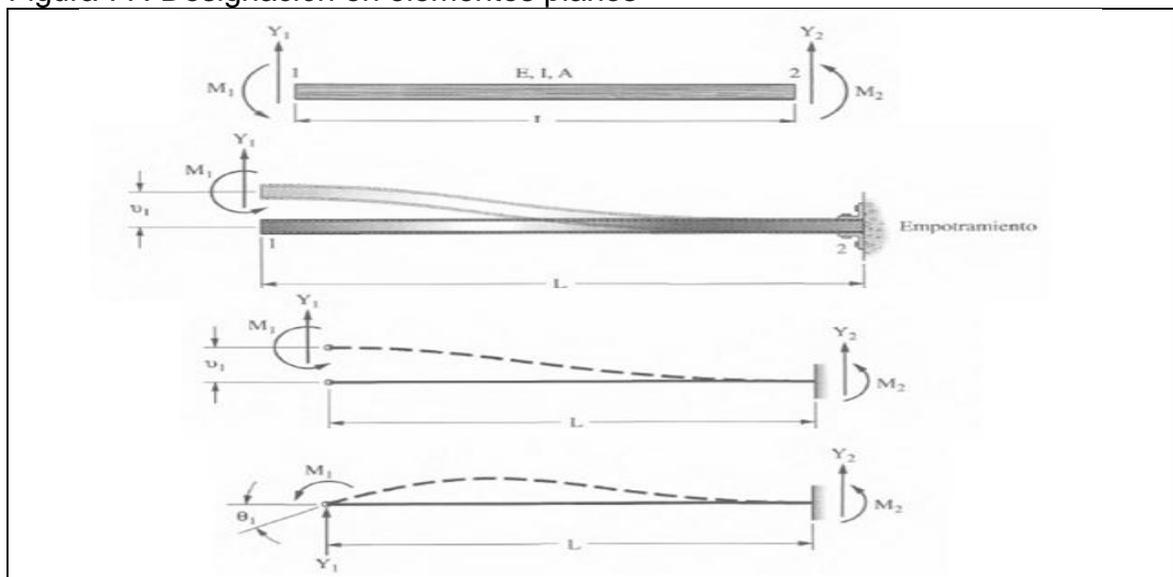


5.4.2.1 Cálculo y diseño de la estructura. Como se vio en la Figura 70., la estructura que soporta la viga principal, tendrá una forma característica, simétrica a ambos lados del puente grúa, es por esto que solo será necesario el cálculo de uno de los dos lados.

Como la estructura mostrada es estáticamente indeterminada es decir, las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos nos son suficientes para la solución, es necesario el uso de otro tipo de análisis, por lo tanto se estudiará la estructura por medio de un análisis matricial. Gracias a este método se podrá saber cuáles son los desplazamientos y las reacciones en los apoyos. La estructura cuenta con 2 elementos inclinados y 2 elementos planos, por esto se deben conocer las matrices de rigidez, dependiendo del caso en que se vaya a trabajar.

- Matriz de rigidez para elementos planos¹⁷. Como los elementos de la estructura están sometidos a flexión se asignarán números de nodo a los extremos del elemento, se destinará un sentido positivo para las fuerzas de acción y de rotación, los nodos se designan como las posiciones donde se aplican las fuerzas y donde se miden los desplazamientos. Las fuerzas y momentos se designan por las letras Y y M respectivamente. Los desplazamientos se designaran con las letras u para las fuerzas en el eje x , v para las fuerzas ejercidas en el eje y y θ para las fuerzas de rotación (Ver Figura 77.).

Figura 77. Designación en elementos planos



Fuente: Análisis de estructuras: métodos clásico y matricial. McCormac. P. 479

¹⁷ MCCORMAC. Fundamentos del método de los desplazamientos o de las rigideces. Análisis de estructuras: Métodos clásico y matricial. 4 ed. México: Alfaomega, 2011. P.478.

Para este tipo de elementos la matriz de rigidez será mostrada en la Figura 78.

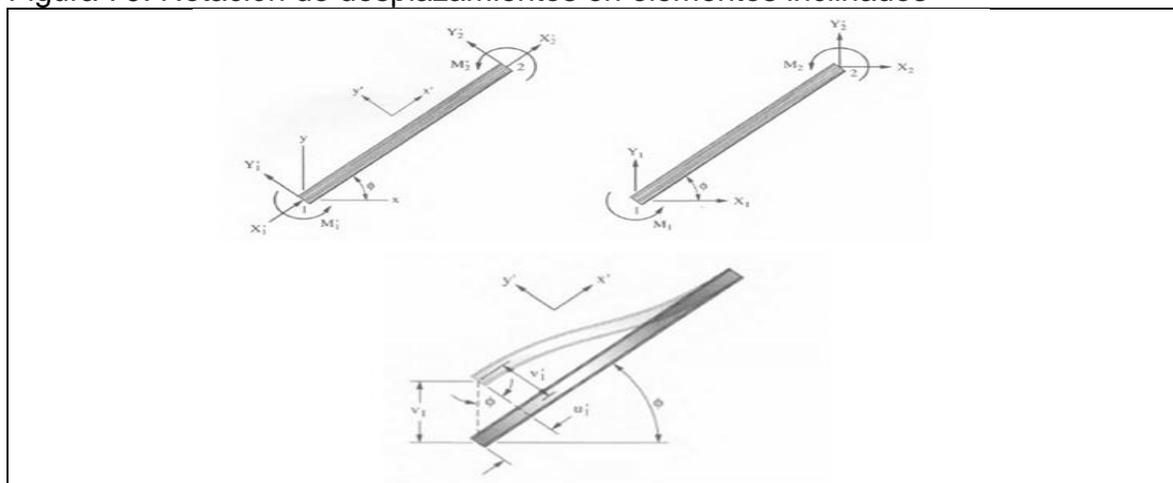
Figura 78. Matriz de rigidez para elementos planos

$$\begin{Bmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ M_1 \\ X_2 \\ Y_2 \\ M_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{AE}{L} & 0 & 0 & -\frac{AE}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} & 0 & -\frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} \\ -\frac{AE}{L} & 0 & 0 & \frac{AE}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} & 0 & \frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \theta_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{Bmatrix}$$

Fuente: Análisis de estructuras: métodos clásico y matricial. McCormac. P. 488

- Matriz de rigidez para elementos inclinados¹⁸. Los elementos que estén inclinados tendrán la misma notación que en los elementos planos, la diferencia radica en que la matriz de rigidez y los desplazamientos estarán dadas por los ángulos a los que este inclinado el elemento como se muestra en la Figura 79.

Figura 79. Notación de desplazamientos en elementos inclinados



Fuente: Análisis de estructuras: métodos clásico y matricial. McCormac. P.501-503

La matriz de rigidez para elementos inclinados se mostrará en la Figura 80., en donde $s = \sin \phi$ y $c = \cos \phi$.

¹⁸ Ibid., p. 483.

Figura 80. Matriz de rigidez para elementos inclinados

$$\begin{matrix} \left\{ \begin{matrix} X_1 \\ Y_1 \\ M_1 \\ X_2 \\ Y_2 \\ M_2 \end{matrix} \right\} = \end{matrix} \left[\begin{matrix} c^2 \left(\frac{AE}{L} \right) + s^2 \left(\frac{12EI}{L^3} \right) & & & & & \\ sc \left(\frac{AE}{L} - \frac{12EI}{L^3} \right) & s^2 \left(\frac{AE}{L} \right) + c^2 \left(\frac{12EI}{L^3} \right) & & & & \\ -s \left(\frac{6EI}{L^2} \right) & c \left(\frac{6EI}{L^2} \right) & \left(\frac{6EI}{L} \right) & & & \\ -c^2 \left(\frac{AE}{L} \right) - s^2 \left(\frac{12EI}{L^3} \right) & -sc \left(\frac{AE}{L} - \frac{12EI}{L^3} \right) & s \left(\frac{6EI}{L^2} \right) & c^2 \left(\frac{AE}{L^2} \right) + s^2 \left(\frac{12EI}{L^3} \right) & & \\ -sc \left(\frac{AE}{L} - \frac{12EI}{L^3} \right) & -s^2 \left(\frac{AE}{L} \right) - c^2 \left(\frac{12EI}{L^3} \right) & -c \left(\frac{6EI}{L^2} \right) & sc \left(\frac{AE}{L} - \frac{12EI}{L^3} \right) & s^2 \left(\frac{AE}{L} \right) + c^2 \left(\frac{12EI}{L^3} \right) & \\ -s \left(\frac{6EI}{L^2} \right) & c \left(\frac{6EI}{L^2} \right) & \left(\frac{2EI}{L} \right) & s \left(\frac{6EI}{L} \right) & -c \left(\frac{6EI}{L^2} \right) & \left(\frac{4EI}{L} \right) \end{matrix} \right] \begin{matrix} \left\{ \begin{matrix} u_1 \\ v_1 \\ \theta_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{matrix} \right\} \end{matrix}$$

(Simétrica)

Fuente: Análisis de estructuras: métodos clásico y matricial. McCormac. P. 504

Como se nombró anteriormente, los elementos 1 y 3 se regirán por la matriz de rigidez mostrada en la Figura 80., y los elementos 1 y 2 se regirán por la matriz de rigidez de la Figura 78. Para efectuar los respectivos cálculos de la matriz en cada uno de los elementos, es importante tener en cuenta las especificaciones mostradas en el Cuadro 22.

Cuadro 22. Valores de reemplazo para las matrices de rigidez

| | | |
|---|-----------------------|----------------|
| E | 200000000 | Pa |
| A | 0,00141 | m ² |
| I | 2,17*10 ⁻⁶ | m ⁴ |

En el Cuadro 23., se mostrara el reemplazo de la matrices de cada uno de los elementos;

Cuadro 23. Matrices de los elementos

| Elemento 1* | | | | | | |
|-------------|-------------|------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | x1 | y1 | m1 | x2 | y2 | m2 |
| x1 | 6911,36624 | 18912,193 | -62,9080838 | -6911,36624 | -18912,193 | -62,9080838 |
| y1 | 18912,193 | 51989,2372 | 22,8964665 | -18912,193 | 51961,2851 | 22,8964665 |
| m1 | -62,9080838 | 22,8964665 | 320,668058 | 62,9080838 | -22,8964665 | 106,889353 |
| x2 | -6911,36624 | -18912,193 | 62,9080838 | 6911,36624 | 18912,193 | 301,329722 |
| y2 | -18912,193 | 51961,2851 | -22,8964665 | 18912,193 | 51989,2372 | -22,8964665 |
| m2 | -62,9080838 | 22,8964665 | 106,889353 | 301,329722 | -22,8964665 | 213,778706 |

Cuadro 23. (Continuación)

| Elemento 2* | | | | | | |
|-------------|----------|-------------|-------------|----------|-------------|-------------|
| | x2 | y2 | m2 | x3 | y3 | m3 |
| x2 | 1880000 | 0 | 0 | -1880000 | 0 | 0 |
| y2 | 0 | 910222,222 | 68266,6667 | 0 | -910222,222 | 68266,6667 |
| m2 | 0 | 68266,6667 | 6826,66667 | 0 | -68266,6667 | 3413,33333 |
| x3 | -1880000 | 0 | 0 | 1880000 | 0 | 0 |
| y3 | 0 | -910222,222 | -68266,6667 | 0 | 910222,222 | -68266,6667 |
| m3 | 0 | 68266,6667 | 3413,33333 | 0 | -68266,6667 | 6826,66667 |

| Elemento 3* | | | | | | |
|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | x3 | y3 | m3 | x4 | y4 | m4 |
| x3 | 6911,64412 | -18912,5242 | -62,9079156 | -6911,64412 | 18912,5242 | -62,9079156 |
| y3 | -18912,5242 | 51988,9594 | -22,8969286 | 18912,5242 | 51961,0072 | -22,8969286 |
| m3 | -62,9079156 | -22,8969286 | 320,668058 | 62,9079156 | 22,8969286 | 106,889353 |
| x4 | -6911,64412 | 18912,5242 | 62,9079156 | 6911,64412 | -18912,5242 | 301,328916 |
| y4 | 18912,5242 | 51961,0072 | 22,8969286 | -18912,5242 | 51988,9594 | 22,8969286 |
| m4 | -62,9079156 | -22,8969286 | 106,889353 | 301,328916 | 22,8969286 | 213,778706 |

| Elemento 4* | | | | | | |
|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | x4 | y4 | m4 | x1 | y1 | m1 |
| x4 | 82697,9472 | 0 | 0 | -82697,9472 | 0 | 0 |
| y4 | 0 | 77,4743737 | 132,093807 | 0 | -77,4743737 | 132,093807 |
| m4 | 0 | 132,093807 | 300,293255 | 0 | -132,093807 | 150,146628 |
| x1 | -82697,9472 | 0 | 0 | 82697,9472 | 0 | 0 |
| y1 | 0 | -77,4743737 | -132,093807 | 0 | 77,4743737 | -132,093807 |
| m1 | 0 | 132,093807 | 150,146628 | 0 | -132,093807 | 300,293255 |

*Todas las matrices están en términos de miles

Como se vio en la Figura 70., los nodos 1 y 4 están restringidos a movimientos, en esos puntos se encuentran los apoyos por lo que se cumplirá la siguiente condición;

$$u_1 = v_1 = \theta_1 = u_4 = v_4 = \theta_4 = 0$$

En el Cuadro 24., se muestra la matriz de rigidez global $[K]$, la cual se calcula sumando los términos semejantes.

Cuadro 24. Matriz de rigidez global

| Matriz de rigidez global | | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|--------|--------|------|----------|---------|--------|----------|---------|--------|--------|--------|------|
| | x1 | y1 | m1 | x2 | y2 | m2 | x3 | y3 | m3 | x4 | y4 | m4 |
| x1 | 89609 | 18912 | -63 | -6911 | -18912 | -63 | 0 | 0 | 0 | -82698 | 0 | 0 |
| y1 | 18912 | 52067 | -109 | -18912 | 51961 | 23 | 0 | 0 | 0 | 0 | -77 | -132 |
| m1 | -63 | -109 | 621 | 63 | -23 | 107 | 0 | 0 | 0 | 0 | 132 | 150 |
| x2 | -6911 | -18912 | 63 | 1886911 | 18912 | 301 | -1880000 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| y2 | -18912 | 51961 | -23 | 18912 | 962211 | 68244 | 0 | -910222 | 68267 | 0 | 0 | 0 |
| m2 | -63 | 23 | 107 | 301 | 68244 | 7040 | 0 | -68267 | 3413 | 0 | 0 | 0 |
| x3 | 0 | 0 | 0 | -1880000 | 0 | 0 | 1886912 | -18913 | -63 | -6912 | 18913 | -63 |
| y3 | 0 | 0 | 0 | 0 | -910222 | -68267 | -18913 | 962211 | -68290 | 18913 | 51961 | -23 |
| m3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 68267 | 3413 | -63 | -68290 | 7147 | 63 | 23 | 107 |
| x4 | -82698 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -6912 | 18913 | 63 | 89610 | -18913 | 301 |
| y4 | 0 | -77 | 132 | 0 | 0 | 0 | 18913 | 51961 | 23 | -18913 | 52066 | 155 |
| m4 | 0 | -132 | 150 | 0 | 0 | 0 | -63 | -23 | 107 | 301 | 155 | 514 |

Como se puede observar en la matriz global de rigidez, el color naranja representa la matriz de los elementos que presentan desplazamiento y el color rojo la matriz de los elementos que permanecen fijos.

Siguiendo esto se obtendrá la siguiente ecuación, la cual se muestra en el Cuadro 25.

$$[P] = [K] * [\phi]$$

Donde;

[P]: Matriz de fuerzas

[K]: Matriz de rigidez global de los elementos con movimiento

[\phi]: Matriz de desplazamientos

Cuadro 25. Solución matricial de cálculo de desplazamientos

| P | | Matriz rigidez reducida (K) | | | | | | | Desplazamientos | | |
|---------|---|-----------------------------|----------|-------------|----------|---------|--------------|---|-----------------|---|------|
| 0 | | 1886911 | 18912,19 | 301,3297216 | -1880000 | 0 | 0 | | U_2 | | |
| -9148 | | 18912,19 | 962211,5 | 68243,7702 | 0 | -910222 | 68266,66667 | | V_2 | | |
| -343,05 | = | 301,3297 | 68243,77 | 7040,445372 | 0 | -68267 | 3413,333333 | * | θ_2 | * | 1000 |
| 0 | | -1880000 | 0 | 0 | 1886912 | -18913 | -62,90791563 | | U_3 | | |
| -9148 | | 0 | -910222 | -68266,6667 | -18912,5 | 962211 | -68289,5636 | | V_3 | | |
| 343,05 | | 0 | 68266,67 | 3413,333333 | -62,9079 | -68290 | 7147,334725 | | θ_3 | | |

El despeje de la matriz de desplazamientos se muestra en el Cuadro 26., utilizando la siguiente ecuación;

$$[\phi] = [K]^{-1} * [P]$$

Cuadro 26. Calculo de desplazamientos

| Desplazamiento | | Matriz inversa | | | | | | P | |
|----------------|---|----------------|------------|-----------|--------------|-----------|----------|-------|--------|
| U_2 | | 0,00013 | -2,288E-05 | 0,0002947 | 0,000130023 | 2,306E-05 | 0,0003 | 0 | |
| V_2 | | -2,3E-05 | 1,868E-05 | -0,000118 | -2,27993E-05 | 4,849E-07 | -0,00012 | -9148 | |
| θ_2 | = | 0,00029 | -0,0001184 | 0,0017372 | 0,000294916 | 0,0001199 | 0,00145 | * | -343,1 |
| U_3 | | 0,00013 | -2,28E-05 | 0,0002949 | 0,000130319 | 2,317E-05 | 0,0003 | 0 | |
| V_3 | | 2,3E-05 | 4,849E-07 | 0,0001199 | 2,31696E-05 | 1,889E-05 | 0,00012 | -9148 | |
| θ_3 | | 0,0003 | -0,0001174 | 0,0014499 | 0,000299444 | 0,0001188 | 0,00171 | 343,1 | 0,001 |

Multiplicando la matriz inversa por la matriz de las fuerzas P se obtendrán los desplazamientos en los nodos 2 y 3, mostrados en el Cuadro 27.

Cuadro 27. Matriz de desplazamientos

| | | Desplazamientos | |
|------------|---|-----------------|---------------|
| U_2 | | | 3,17068E-06 m |
| V_2 | | | 0,000175209 m |
| θ_2 | = | | -8,5068E-05 m |
| U_3 | | | 4,93124E-06 m |
| V_3 | | | 0,000176474 m |
| θ_3 | | | 0,00010127 m |

Conociendo los desplazamientos se podrán conocer las reacciones en los apoyos con la siguiente ecuación;

$$[P] = [K] * [\phi]$$

Donde;

[P]: Matriz de fuerzas

[K]: Matriz de rigidez global de los elementos fijos

[\phi]: Matriz de desplazamientos

La forma matricial se muestra en el Cuadro 28.

Cuadro 28. Cálculo matricial de las reacciones

| P (N) | | Matriz rigidez reducida (elementos fijos) | | | | | | Desplazamientos | |
|-------|---|---|--------|------------|------------|------------|------------|-----------------|----|
| X_1 | | 89609 | 18912 | -62,908084 | -82697,947 | 0 | 0 | | U2 |
| Y_1 | | 18912 | 52067 | -109,19734 | 0 | -77,474374 | -132,09381 | | V2 |
| M_1 | = | -62,908 | -109,2 | 620,96131 | 0 | 132,09381 | 150,14663 | * | M2 |
| X_4 | | -82698 | 0 | 0 | 89609,591 | -18912,524 | 301,32892 | | U3 |
| Y_4 | | 0 | -77,47 | 132,09381 | -18912,524 | 52066,434 | 154,99074 | | V3 |
| M_4 | | 0 | -132,1 | 150,14663 | 301,32892 | 154,99074 | 514,07196 | | M3 |

Las reacciones en los apoyos se mostraran en el Cuadro 29.

Cuadro 29. Reacciones en los apoyos

| P (N) | | |
|-------|---|-----------|
| X_1 | | 3195,2492 |
| Y_1 | | 9164,7404 |
| M_1 | = | -33,63938 |
| X_4 | | -3127,378 |
| Y_4 | | 9086,0016 |
| M_4 | | 44,981193 |

Las reacciones resultantes podrán calcularse de la siguiente manera;

$$R_n = \sqrt{x_n^2 + y_n^2}$$

$$R_1 = \sqrt{(3.195,2492N)^2 + (9.164,7404N)^2} = 9.706N$$

$$R_4 = \sqrt{(-3.127,378N)^2 + (9.086,0016N)^2} = 9.706N$$

Donde;

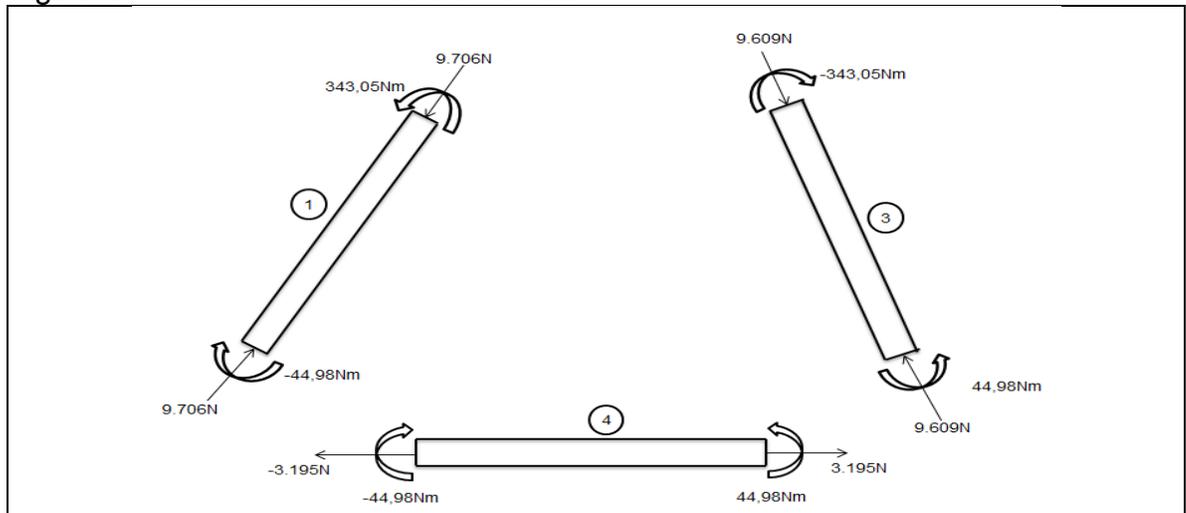
R_n : Resultante

x_n : Fuerza en x

y_n : Fuerza en y

En la Figura 81., se mostrarán las reacciones presentes los elementos 1, 3 y 4.

Figura 81. Reacciones en los elementos



Para cada elemento que conforma la estructura es importante conocer el esfuerzo al cual estará sometido, estos esfuerzos al ser planos se podrán calcular de la siguiente manera;

$$\sigma = \frac{F}{A} + \frac{M}{S}$$

Donde;

σ : Esfuerzo máximo de cada elemento

F : Fuerza interna

A : Área de sección transversal

M : Momento flector máximo

S : Módulo elástico de sección

A continuación se calcularán los esfuerzos de cada elemento escogiendo el momento máximo de cada uno;

$$\sigma_1 = \frac{9.706N}{0,00141m^2} + \frac{342,7Nm}{1,95 * 10^{-5}m^3} = 24,4MPa$$

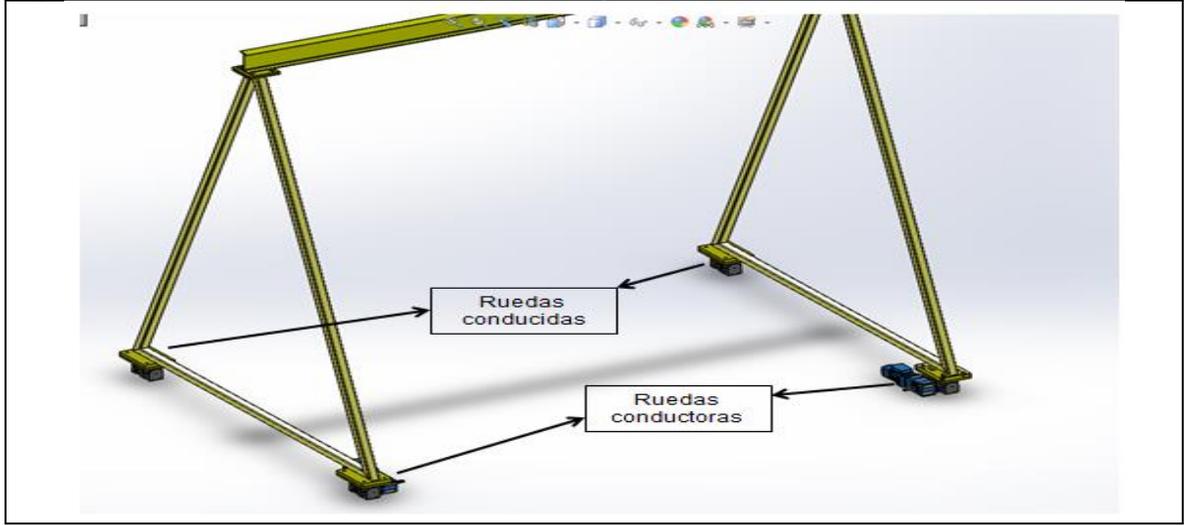
$$\sigma_3 = \frac{9.609N}{0,00141m^2} + \frac{342,7Nm}{1,95 * 10^{-5}m^3} = 24,4MPa$$

$$\sigma_4 = \frac{3.195N}{0,00141m^2} + \frac{44,98Nm}{1,95 * 10^{-5}m^3} = 4,46MPa$$

5.5 SELECCIÓN DEL MECANISMO DE TRASLACION DE LA ESTRUCTURA

El mecanismo de traslación de la estructura constará de dos motoreductores y cuatro ruedas, dentro de las cuales, se encontrarán dos que están accionadas por el motor y dos que son conducidas, como se muestra en la Figura 82. Para su selección se recurrirá al fabricante DEMAG, el cual cuenta con una serie de pasos para la selección del conjunto.

Figura 82. Posicionamiento de las ruedas y los motoredutores



5.5.1 Carga total del sistema. Para esto se tendrá en cuenta el peso de todos los componentes de la estructura y la carga máxima que soportará, estos datos se encuentran en la Tabla 4.

Tabla 4. Peso total de la estructura

| Componente | Cantidad | Peso total (kg) |
|-------------------------------|----------|-----------------|
| Viga principal | 1 | 181 |
| Trolley | 1 | 30,2 |
| Polipasto | 1 | 63 |
| Carga | 1 | 1.500 |
| Perfil 1 de la estructura | 2 | 3,3 |
| Perfil 2 y 3 de la estructura | 4 | 212,67 |
| Perfil 4 de la estructura | 2 | 75,70 |
| Total | | 2.066 |

5.5.2 Selección del bloque de rueda. El fabricante DEMAG cuenta con diferentes referencias, las cuales se encuentran en la Tabla 5.

Tabla 5. Capacidad de carga de cada referencia

| Referencia | Capacidad de carga (Ton) |
|------------|--------------------------|
| DRS | 2,75 - 40 |
| LRS | <6.5 |
| RS | 3,5 - 18 |
| DWS | 28 - 60 |

Con base en la Tabla 5., se selecciona el bloque de rueda LRS, debido a que este es el de menor capacidad manejado por el fabricante y cumple con el peso calculado en la Tabla 4.

El fabricante maneja dos tipos de ruedas, en el Cuadro 30., se muestran cuales son y qué características posee cada una.

Cuadro 30. Características de los tipos de ruedas

| Tipo de material | Características |
|---|---|
| Rueda con pestaña de fundición nodular (A) | Este tipo de ruedas están diseñadas con dos pestañas a cada lado, con el fin de proporcionar altas capacidades de carga, excelentes características de rodaje y amortiguación, son especiales para trabajar sobre carriles metálicos, estas ruedas pueden trabajar a temperaturas superiores a la temperatura ambiente. |
| Rueda con bandaje Hydropur (F) | Este tipo de ruedas están diseñadas con un bandaje (goma), el cual proporciona buena tracción y un funcionamiento silencioso, está diseñada para soportar cargas bajas. Este tipo de ruedas no puede estar bajo cargas por un tiempo mayor a dos horas, debido a que su capacidad de carga se reduce en un 50%. Debido a las deformaciones, estas ruedas son indicadas para trabajar a temperatura ambiente (20 °C), si se trabaja a una temperatura superior se reducirá su capacidad de carga 10% por cada 10° C. |

Fuente: DEMAG, cranes & componentes. Catálogo, gama de ruedas. Madrid. p. 15.

Dentro de las ruedas LRS expuestas por el fabricante, se encuentran varios tipos dependiendo a la carga que soporten, estos tipos se muestran en la Tabla 6.

Tabla 6. Tipos de ruedas DEMAG

| | Capacidad de carga | | Tamaño | |
|---|--------------------|---------|----------|----------|
| | LRS 200 | LRS 250 | LRS 250 | LRS 350 |
| Rueda con pestaña de fundición nodular (LRS..A) | 2.500 kg | | 3.500 kg | 6.500 kg |
| Rueda con bandaje hydropur (LRS..F) | 1.200 kg | | 1.700 kg | 3.000 kg |

Fuente: DEMAG, cranes & componentes. Catálogo, gama de ruedas. Madrid. p. 15.

De la Tabla 6., se selecciona el LRS 200 con pestaña en fundición nodular, debido a que este soporta las cargas expuestas en el proyecto, puede trabajar a cualquier temperatura y no tiene inconvenientes al estar cargado por mucho tiempo, como si los posee la de bandaje Hydropur.

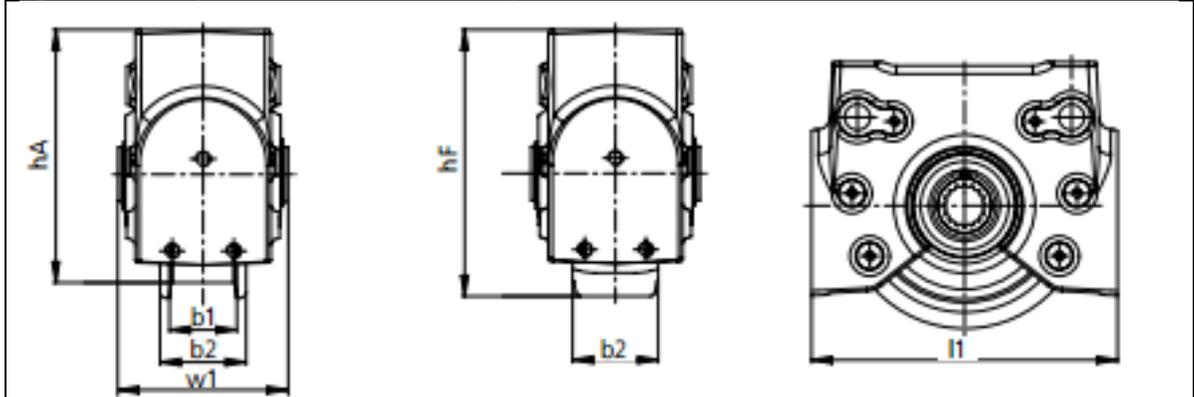
En la Tabla 7., y en la Figura 83., se mostrarán las especificaciones del bloque de rueda seleccionado.

Tabla 7. Especificaciones de la rueda LRS 200

| Tamaño | Rueda | Capacidad de carga Max | Rueda Ø | Peso | (mm) | | | | | |
|---------|-------|------------------------|---------|------|------|-----|-------|-----|----|----|
| | | | | | l1 | w1 | hA | hF | b1 | b2 |
| LRS 200 | A | 2,5 | 175 | 15,3 | 250 | 138 | 204,5 | 242 | 52 | 70 |
| | F | 1,2 | 200 | 15,1 | | | | | - | 70 |

Fuente: DEMAG, cranes & componentes. Catálogo, gama de ruedas. Madrid. p. 15.

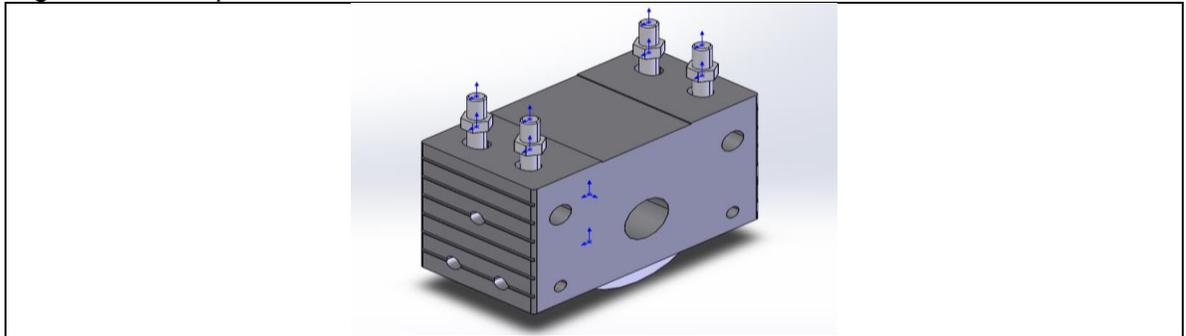
Figura 83. Especificaciones del bloque de rueda LRS 200



Fuente: DEMAG, cranes & componentes. Catálogo, gama de ruedas. Madrid. p. 15.

En la Figura 84., se podrá ver el diseño cad de la rueda junto a sus pernos de sujeción.

Figura 84. Bloque de rueda LRS 200



5.5.3 Selección de los motoredutores. Ya habiendo seleccionado la rueda se podrá escoger el motorreductor. Para calcular la velocidad de traslación del puente grúa es necesario conocer la masa por accionamiento. En este caso se tendrán dos motores, como se muestra en la Figura 82. Debido a esto la masa total del sistema tendrá que ser dividida en dos.

$$Masa\ por\ accionamiento = \frac{Masa\ total}{\# accionamientos}$$

$$Masa\ por\ accionamiento = \frac{2.066\ kg}{2} = 1.033\ kg$$

El fabricante cuenta con tres velocidades de traslación, para seleccionar la velocidad se calculará el tiempo aproximado que tarda cada una en recorrer la longitud de la nave.

$$t = \frac{X}{V}$$

Donde;

t: Tiempo

X: Longitud de la nave

V: Velocidad de traslación

Para la velocidad de 12,5 m/min el tiempo es de;

$$t = \frac{28,5m}{12,5 \frac{m}{min} * \left(\frac{1min}{60s}\right)} = 136,8 s$$

Para la velocidad de 40 m/min el tiempo es de;

$$t = \frac{28,5m}{40 \frac{m}{min} * \left(\frac{1min}{60s}\right)} = 42,7 s$$

Para la velocidad de 80m/min el tiempo es de;

$$t = \frac{28,5m}{80 \frac{m}{min} * \left(\frac{1min}{60s}\right)} = 21,4 s$$

Se selecciona la velocidad de 40 m/min, debido a que el tiempo que gasta en recorrer la nave es razonable y se encuentra expuesto en la DIN 15022

Cuadro 31. Selección de la velocidad del motorreductor

| LRS 200 A, Ø 175mm, Rmax=2500 kg | | | |
|----------------------------------|------------------------------------|---------|---------|
| Masa por accionamiento en kg | Velocidad de traslación v en m/min | | |
| | 12,5 (3,1) | 40 (10) | 80 (20) |
| | | | |
| 3000 | 11 | 13 | 15 |
| 4000 | | | |
| 5000 | | | |
| 6000 | | | |
| 7000 | 12 | 14 | |
| 8000 | | | |
| 9000 | | | |
| 10000 | | | |
| 11000 | | | |
| 12000 | | | |
| 13000 | | | |
| 14000 | | | |
| 15000 | | | |
| 16000 | | | |

Fuente: DEMAG, cranes & componentes. Catálogo, conjunto de ruedas Demag LRS. Madrid. p. 10.

Conociendo la masa por accionamiento y la velocidad de traslación, se determinará la combinación de accionamiento mostrado en el Cuadro 31., en este caso da como resultado el número 13. Con este valor se podrá seleccionar el motor y el reductor mostrados en la Tabla 8.

Tabla 8. Selección de reductor y motor

| Combinación de accionamiento | Reductor | Motor |
|------------------------------|-----------|---------------|
| 11 | UWK 20 TD | ZBF 63 A 8/2 |
| 12 | UWK 30 TD | ZBF 71 A 8/2 |
| 13 | UWK 20 TD | ZBF 80 A 8/2 |
| 14 | UWK 30 DD | ZBF 90 B 8/2 |
| 15 | UWK 30 DD | ZBF 100 A 8/2 |

Fuente: DEMAG, cranes & componentes. Catálogo, conjunto de ruedas Demag LRS. Madrid. p. 10.

En este caso se seleccionó el reductor UWK 20 TD y el motor ZBF 80 A 8/2 de la empresa fabricante DEMAG, las especificaciones de estos componentes podrán verse en el Cuadro 32.

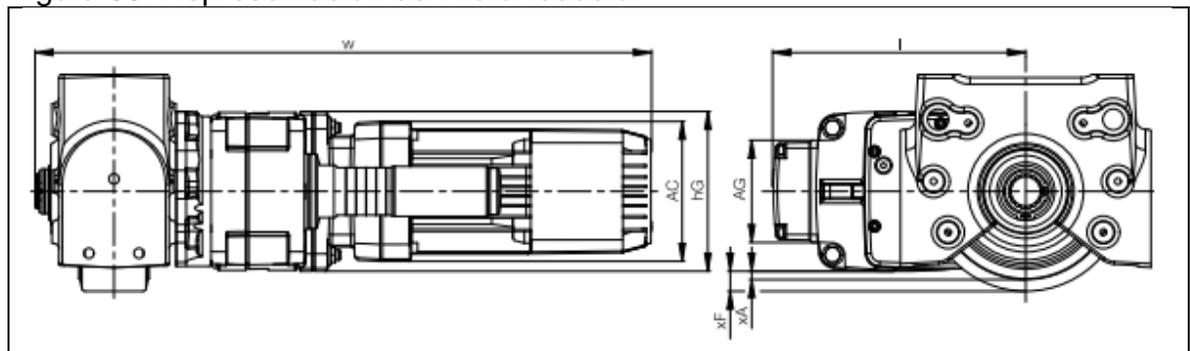
Cuadro 32. Especificaciones del motorreductor

| | Tamaño | | Combinación de accionamiento | | I | hG | w | AC | AG | Altura libre | |
|---------|----------|-----------|------------------------------|-------|-----|-----|-----|-----|-----|--------------|------|
| | Reductor | Motor | A | F | | | | | | xA | xF |
| LRS 200 | UWK 20 | ZBF 63/71 | 11 | 22 | 228 | 131 | 608 | 140 | 103 | 17,5 | 30 |
| | | ZBF 80 | 13 | - | 238 | 131 | 664 | 157 | 103 | 9 | 21,5 |
| | UWK 30 | ZBF 63/71 | 12 | 21 | 253 | 160 | 615 | 140 | 103 | 7,5 | 20 |
| | | ZBF B/100 | 14,15 | 23,25 | 281 | 160 | 715 | 196 | 133 | -10,5 | 2 |

Fuente: DEMAG, cranes & componentes. Catálogo, conjunto de ruedas Demag LRS. Madrid. p. 13.

En la Figura 85., se podrá ver la representación gráfica del motor junto al reductor, y sus respectivas medidas.

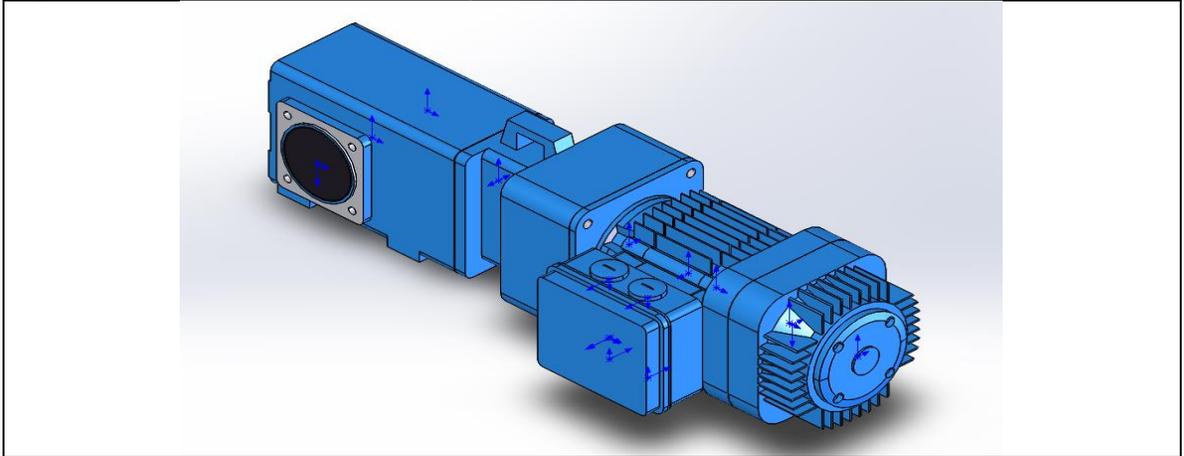
Figura 85. Representación del motorreductor



Fuente: DEMAG, cranes & componentes. Catálogo, conjunto de ruedas Demag LRS. Madrid. p. 13.

En la Figura 86., se mostrará el diseño terminado del motorreductor.

Figura 86. Reductor AMK 20 TD y motor ZBF 80 A 8/2



El motor entregado por el fabricante para la traslación de la grúa, cuenta con una potencia de 0,15/0,6 Kw, para determinar que este valor cumple con los requerimientos del proyecto, se realizara el cálculo de la potencia¹⁹, de forma analítica, con el fin de compararlas y verificar que la otorgada por el fabricante es la adecuada. La potencia se calculara de la siguiente manera;

Se tomara como base una velocidad de traslación de 40 m/min, velocidad seleccionada anteriormente

$$P = \frac{(G_1 + G_2) * W * V_{trans.}}{4.500.000 * \eta}$$

Donde;

G_1 : Peso muerto (carro, puente, etc...)

G_2 : Carga de elevación (carga útil + elementos)

W : Coeficiente de rozamiento – 7 cojinetes de rodamientos

$V_{trans.}$: Velocidad de traslación

η : Rendimiento mecánico – 0,85

El peso muerto y la carga de elevación, se tomarán en base a los datos obtenidos en la Tabla 4.

¹⁹ Anexo 1. Cálculos del redimensionamiento de los elementos de la grúa.
Recuperado del sitio web < https://zaguan.unizar.es/record/5279/files/TAZ-PFC-2010-278_ANE.pdf > [con acceso el 14-12-2016]

$$P = \frac{(181 + 30,2 + 63 + 3,3 + 212,67 + 75,70 + 1.500)Kg * 7 * 40 m/min}{4.500.000 * 0,85} = 0,15 CV$$

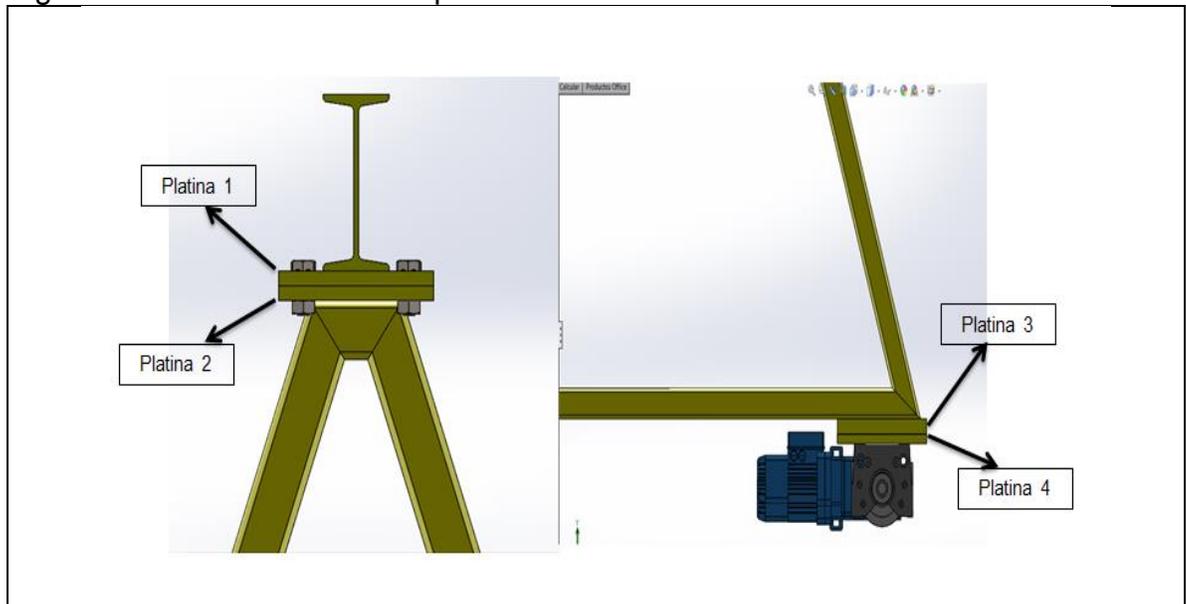
$$0,15 CV * \left(\frac{0,7457 Kw}{1 CV} \right) = 0,11 Kw$$

La potencia de 0,15 Kw suministrada por los motores del fabricante será satisfactoria para los requerimientos que exige el proyecto.

5.6 DISEÑO DE LAS PLATINAS DE UNIÓN

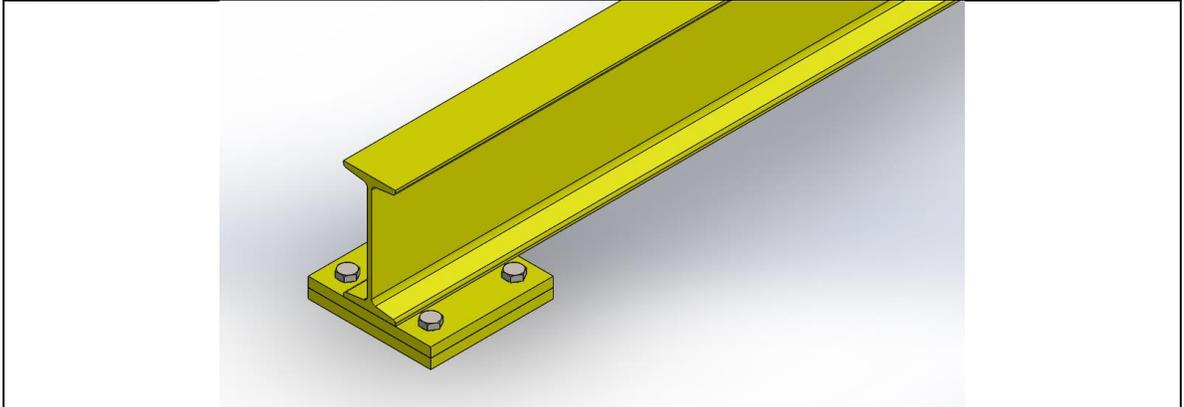
Para la unión de los componentes estructurales del puente grúa es necesaria la implementación de platinas, las cuales cumplen funciones de transmitir cargas a los demás elementos y dar sujeción a dos o más componentes. Estas platinas pueden variar en sus dimensiones y formas según la necesidad. En la Figura 87., se enumerarán las platinas para un mejor entendimiento.

Figura 87. Numeración de las platinas



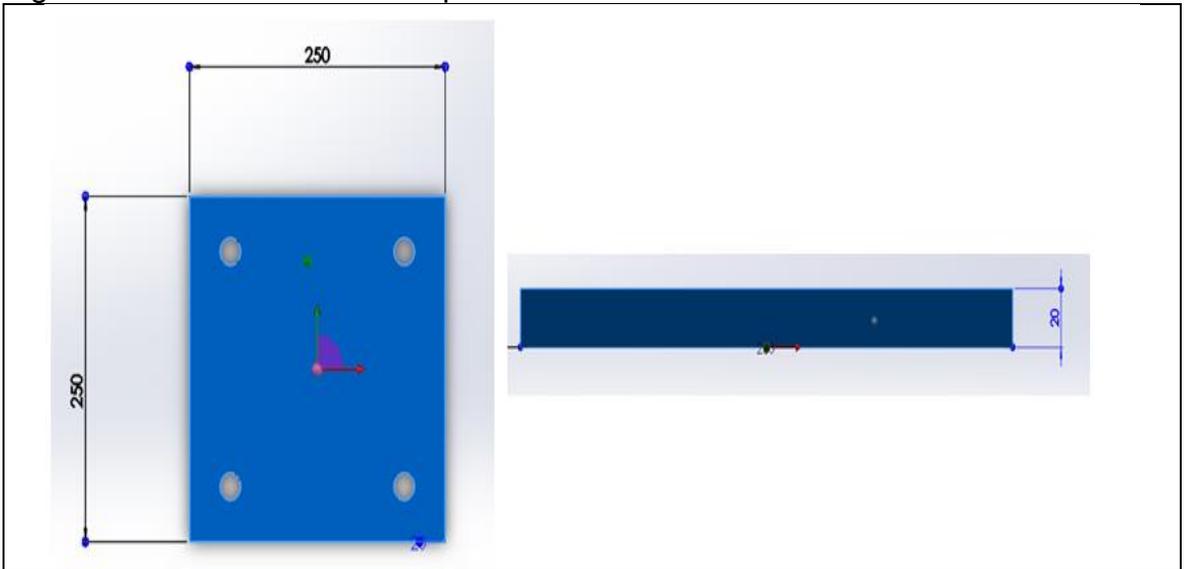
5.6.1 Platinas de unión número 1 y número 2. Para unir la viga principal a las estructuras se necesitarán cuatro platinas, las cuales irán soldadas al extremo de cada componente y sujetadas mediante pernos, como se muestra en la Figura 88.

Figura 88. Representación de las platinas de unión



Las dimensiones escogidas por los autores para estas platinas se mostrarán en la Figura 89.

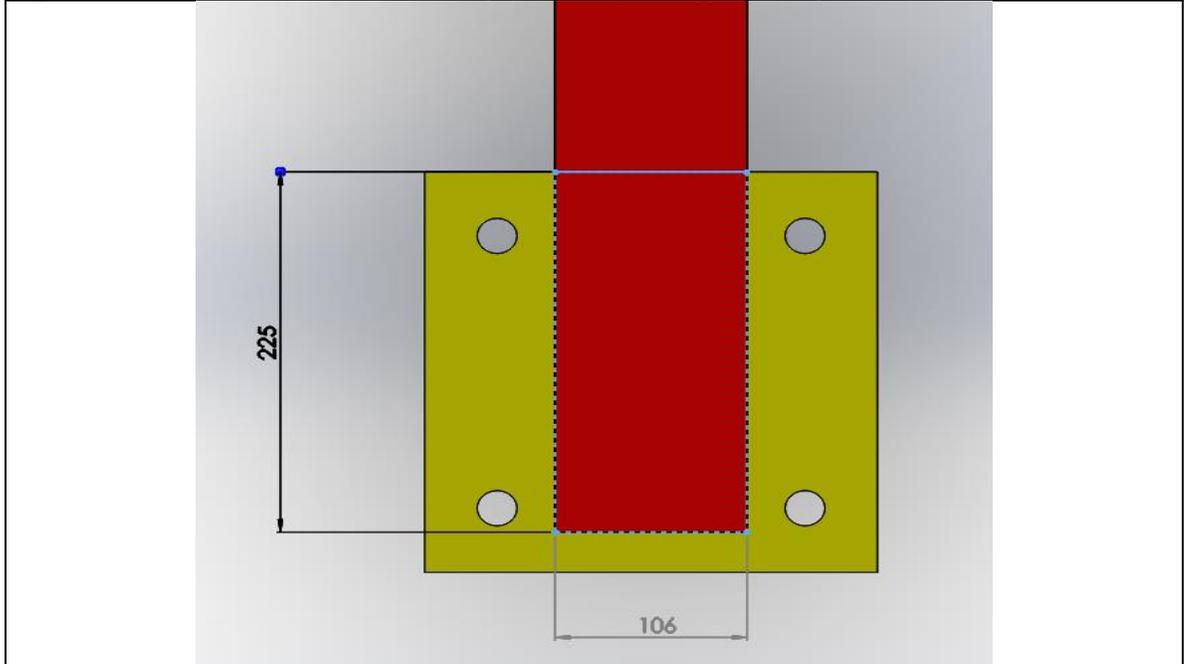
Figura 89. Dimensiones de las platina 1



Para determinar que la platina no se vaya a tallar, se debe conocer el área que está soportando un esfuerzo, en este caso se tiene una platina superior y una platina inferior, cada una con diferente área de contacto. A continuación se mostrara el diseño de cada una de estas platinas;

- Platina 1 unida a la viga principal. El área de contacto de esta platina se muestra en la Figura 90.

Figura 90. Área de contacto de la platina 1 y la viga principal



Las platinas superiores están bajo un esfuerzo de aplastamiento, el cual se calculará a continuación;

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

$$\sigma = \frac{18.296N}{(106mm * 225mm)} = 0,7671 \frac{N}{mm^2} * \left(\frac{(1000mm)^2}{1m^2} \right) = 776,1 KPa$$

Donde;

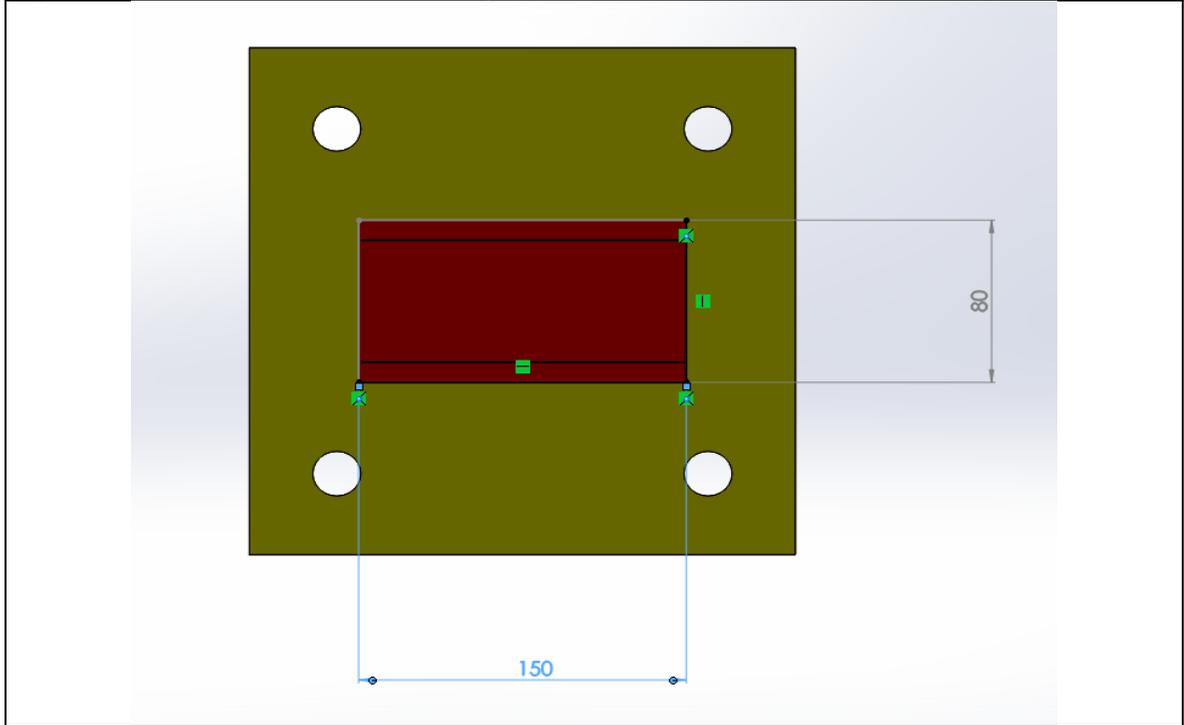
σ : Esfuerzo de aplastamiento

F : Fuerza aplicada

A : Área de contacto

- Platina inferior 2 unida a la estructura. El área de contacto de esta platina se muestra en la Figura 91.

Figura 91. Área de contacto de la platina 2 con la estructura



Al igual que las platinas superiores, las inferiores estarán bajo un esfuerzo de aplastamiento, el cual se calculará a continuación;

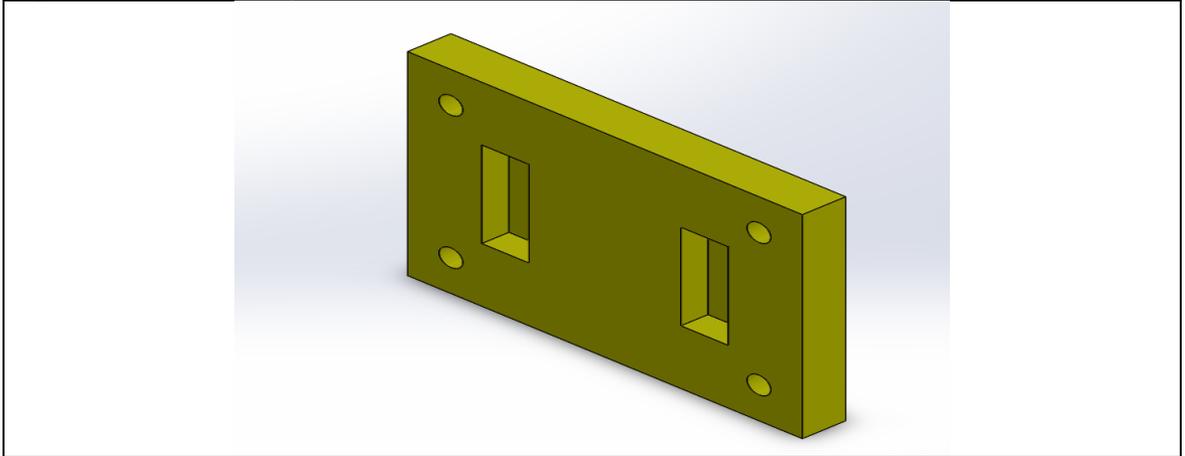
$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$\sigma = \frac{18.296N}{(150mm * 80mm)} = 1,524 \frac{N}{mm^2} * \left(\frac{(1000mm)^2}{1m^2} \right) = 1,524 MPa$$

5.6.2 Platinas de unión número 3 y número 4. Para unir la estructura a los carros de traslación se necesitarán ocho platinas, a diferencia del caso anterior solo la platina superior irá soldada a la estructura, la platina inferior irá sujeta al carro mediante pernos, debido al diseño del mismo.

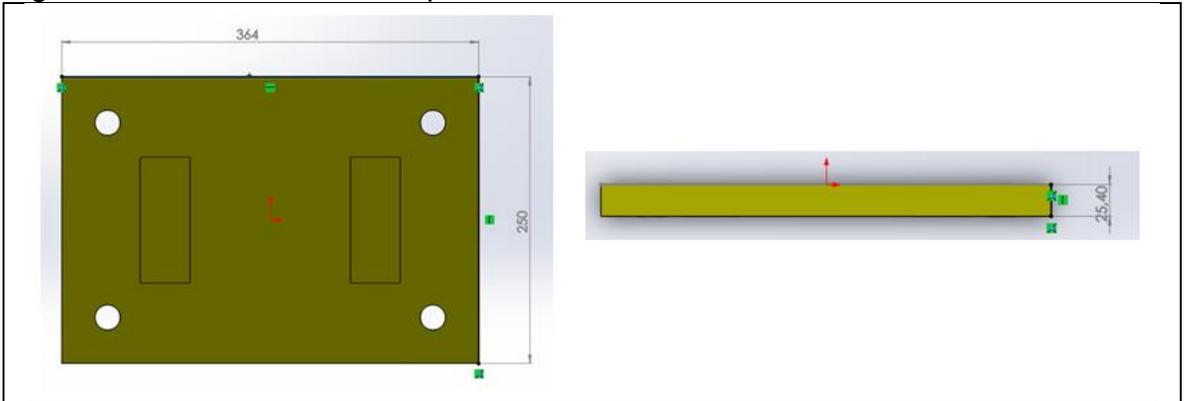
- Platina 3 unida a la estructura. Estas platinas tendrán un diseño diferente a las ya antes mostradas, a causa de los pernos que sujetan el carro a la platina inferior, la forma de la platina se muestra en la Figura 92.

Figura 92. Platina 3 para unir la estructura al LRS



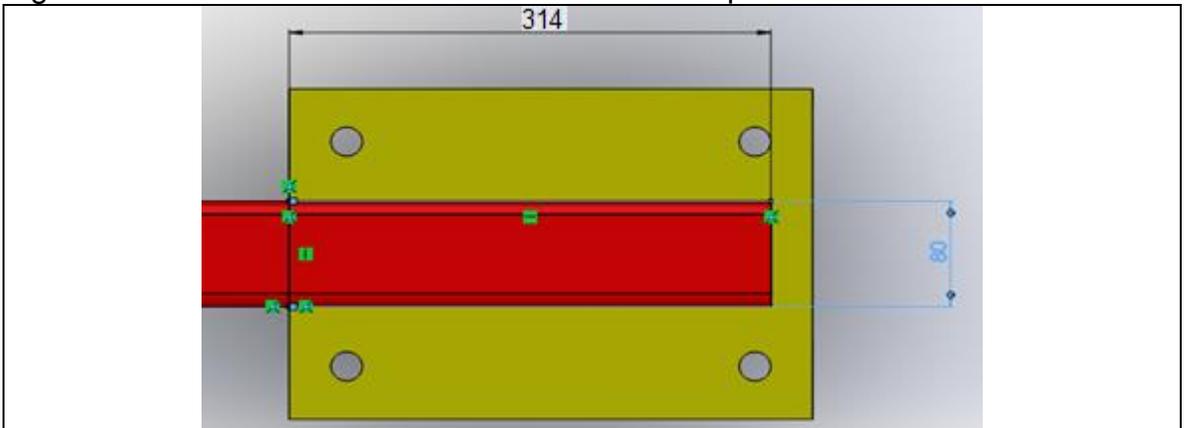
Las dimensiones de las platinas superiores se muestran en la Figura 93.

Figura 93. Dimensiones de la platina 3



El área de contacto de la estructura con la platina se muestra en la Figura 94.

Figura 94. Área de contacto de la estructura con la platina 3



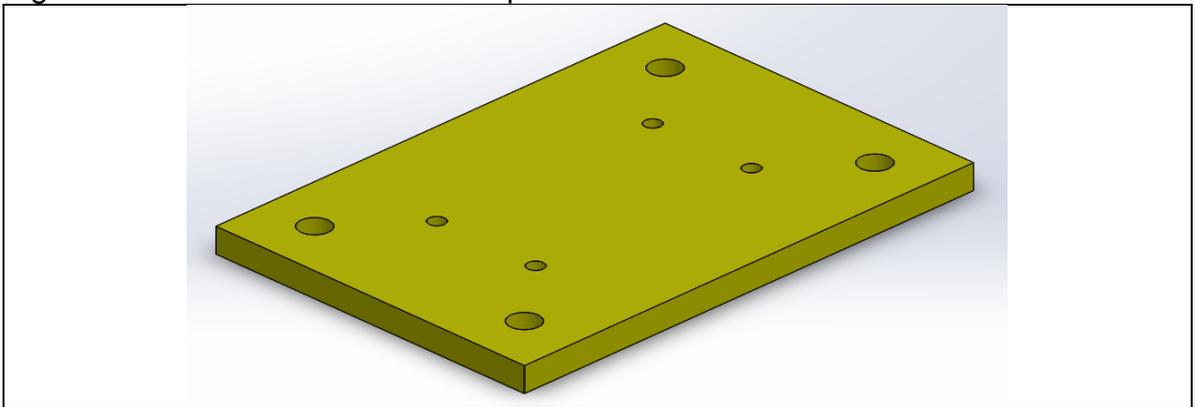
Estas platinas también están sometidas a un esfuerzo de aplastamiento, el cual se calculará a continuación con el peso de la estructura y el de la carga o motor;

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

$$\sigma = \frac{9.863.3N}{(314mm * 80mm)} = 0,393 \frac{N}{mm^2} * \left(\frac{(1.000mm)^2}{1m^2} \right) = 392,65 KPa$$

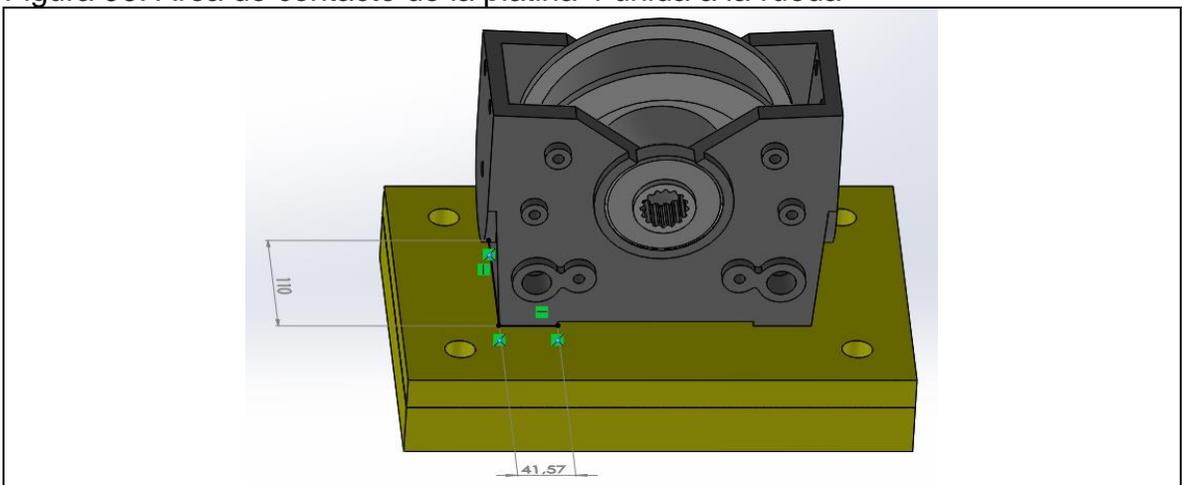
- Platina 4 unida al bloque de rueda. La platina 4 tendrá la diferencia de tener ocho huecos para los pernos en lugar de cuatro como las demás, ya que a esta se unirá el carro. La platina se mostrará en la Figura 95.

Figura 95. Platina 4 de unión al bloque de rueda



El área de contacto de la rueda con la platina se muestra en la Figura 96

Figura 96. Área de contacto de la platina 4 unida a la rueda



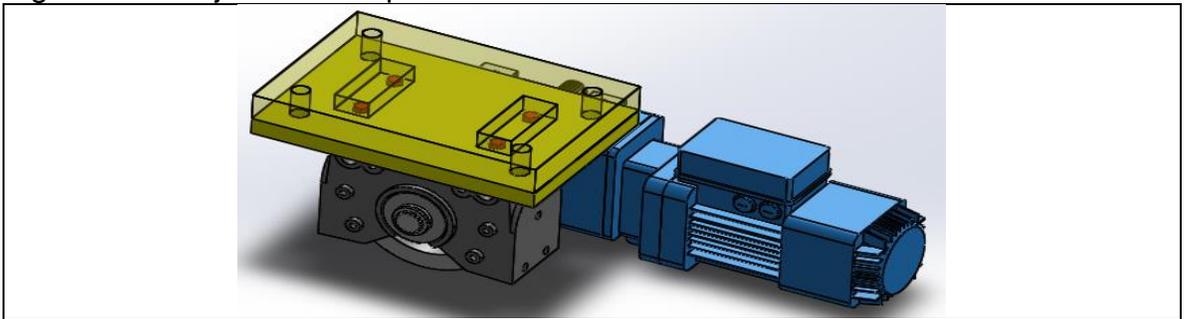
Estas platinas también están sometidas a un esfuerzo de aplastamiento, el cual se calculará a continuación;

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

$$\sigma = \frac{9.863.3N}{2 * (110mm * 41,57mm)} = 1,078 \frac{N}{mm^2} * \left(\frac{(1.000mm)^2}{1m^2} \right) = 1,078MPa$$

El conjunto de las platinas inferiores se mostrara en la Figura 97.

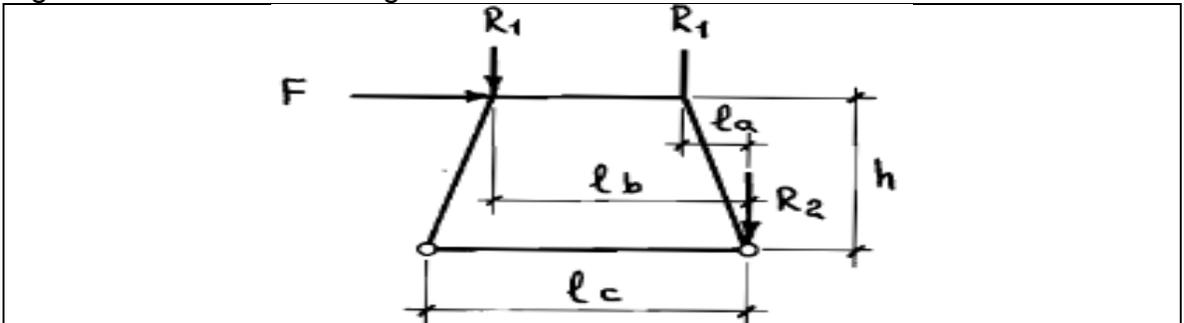
Figura 97. Conjunto de las platinas inferiores`



5.7 SEGURIDAD CONTRA EL VUELCO

En máquinas como el puente grúa, es fundamental conocer la estabilidad que traerá consigo la estructura, para esto se calculará la seguridad contra el vuelco, teniendo en cuenta el posible movimiento que se produzca en el momento en que este en operación todo el conjunto. La seguridad contra el vuelco no deberá ser inferior a un valor de 3²⁰. Se calculará teniendo en cuenta un solo lado de la grúa como se muestra en la Figura 98.

Figura 98. Cálculo de la seguridad contra el vuelco



Fuente: El proyectista de estructuras metálicas 2. Robert Nonnast. p. 275

²⁰ NONNAST, Robert. Grúas pórtico. En: El proyectista de estructuras metálicas 2. 10 ed. España, 1994. p. 275.

Para calcular la fuerza máxima²¹ que origina el vuelco en el sentido de los carriles, se necesitará el peso total de la estructura, para este caso, se despreciará la mitad del peso y se calculará de la siguiente manera;

$$F = \frac{R_2}{7}$$

$$F = \frac{1.033 \text{ kg}}{7} = 147,5 \text{ kg}$$

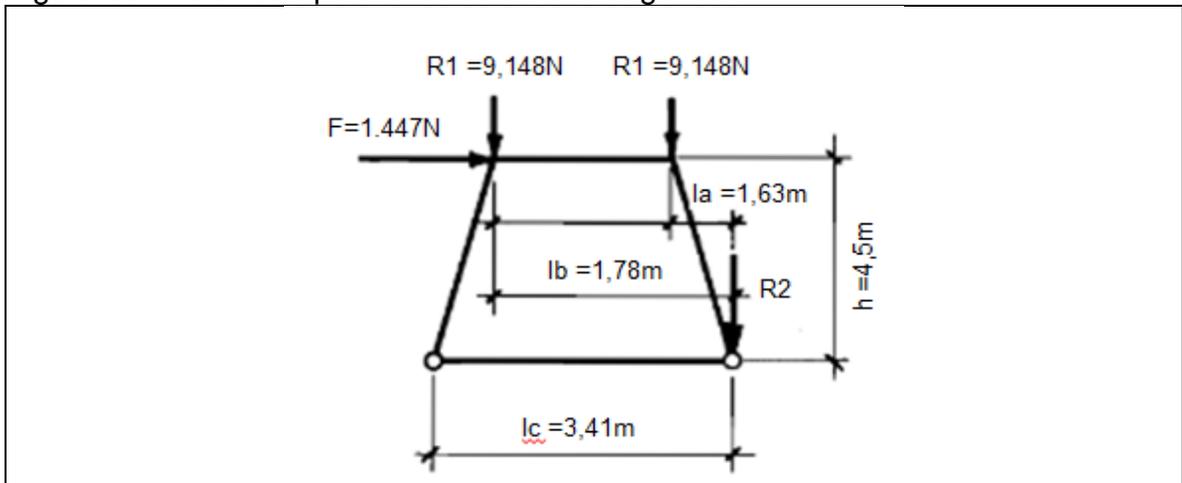
Donde;

F : Fuerza máxima

R_2 : Mitad del peso total del puente grúa

Teniendo en cuenta las distancias, las cuales se muestran en la Figura 99., se podrá calcular la seguridad contra el vuelco.

Figura 99. Distancias para el cálculo de la seguridad



La seguridad contra el vuelco podrá calcularse con la siguiente ecuación;

$$Seg. = \frac{(R_1 * l_b) + (R_1 * l_a)}{F * h}$$

$$Seg. = \frac{(9.148N * 1,78m) + (9.148N * 1,63m)}{1.447N * 4,5m}$$

$$Seg. = 4,79$$

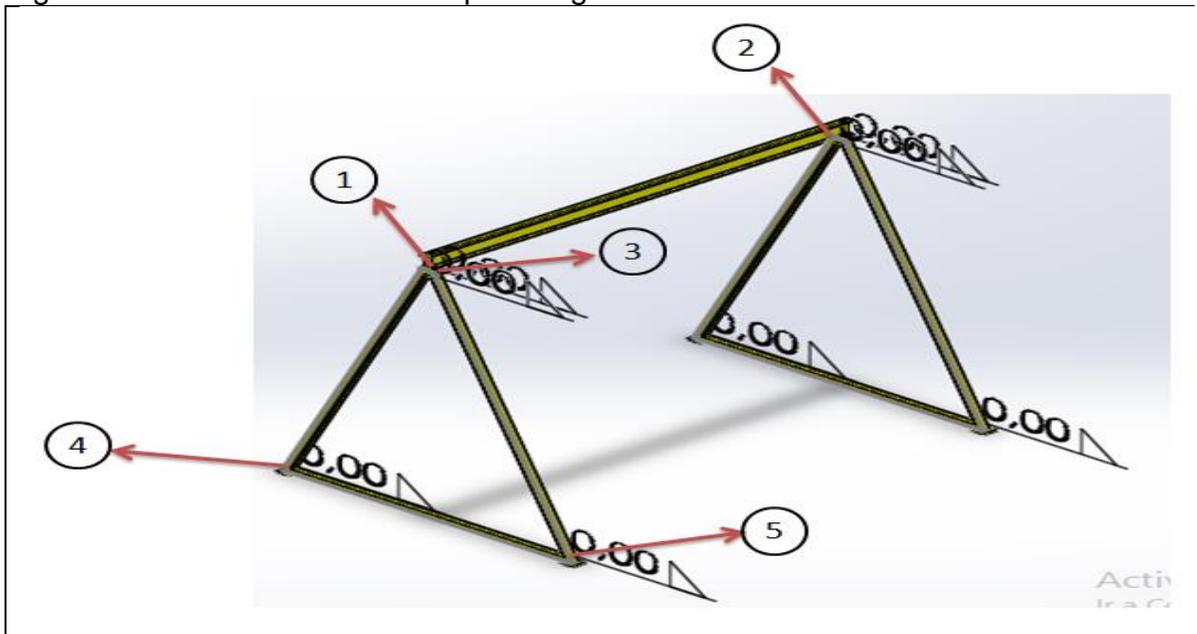
²¹ Ibid., p. 282.

La seguridad calculada es mayor a 3, lo que quiere decir, que no se presentará volcamiento a la hora de operar el puente grúa.

5.8 CÁLCULOS DE LAS UNIONES SOLDADAS

La estructura total del puente grúa tendrá varias partes en las cuales será necesario el uso de soldadura, con el fin de garantizar que el sistema se comporte rígido. Este tipo de uniones tendrán que soportar las cargas transmitidas en el puente grúa. Las partes las cuales presentan soldadura se encuentran enumeradas en la Figura 100.

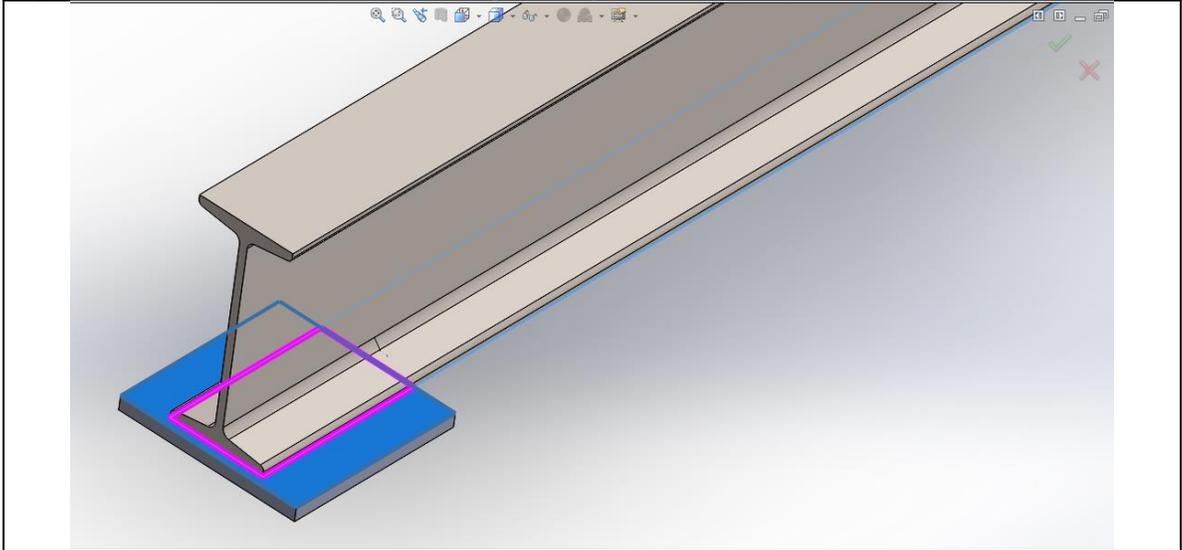
Figura 100. Partes soldadas del puente grúa



5.8.1 Soldadura de la viga principal a la platina. En el diseño de este puente grúa será necesario el uso de platinas para unir la viga principal a la estructura, Estas platinas tendrán que ir soldadas en las esquinas de la viga principal (Punto 1 y 2) como se observa en la Figura 100.

En la Figura 101., se podrá notar con mejor precisión como estarán acomodadas dichas platinas, y el cordón de soldadura que se le aplicará.

Figura 101. Unión soldada de la viga a la platina



Para los cálculos de la soldadura se tomará como referencia el tipo de soldadura de filete debido a que es una de las soldaduras que más se utilizan en elementos estructurales.

Para el diseño de la soldadura se debe conocer el número del electrodo que sea más recomendable, esto dependiendo del tipo de acero base con el que se va a trabajar, los números de los electrodos se encuentra en la Tabla 9.

Tabla 9. Propiedades del metal de aporte

| Numero de electrodo AWS | Resistencia a la tensión, Kpsi (MPa) | Resistencia a la fluencia, Kpsi (MPa) | Elongación porcentual |
|-------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|-----------------------|
| E60xx | 62(427) | 50(345) | 17-25 |
| E70xx | 70(482) | 57(393) | 22 |
| E80xx | 80(551) | 67(462) | 19 |
| E90xx | 90(620) | 77(531) | 14-17 |
| E100xx | 100(689) | 87(600) | 13-16 |
| E120xx | 120(827) | 107(737) | 14 |

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shingley. Pág. 472

En este caso como el acero con el que se va a trabajar es el A-36 lo más recomendable es utilizar el electrodo E60.

El ancho del patín (e) del perfil IPN240 es de 13,1 mm (Ver Anexo C), este será el límite del ancho del cordón permitido.

Tabla 10. Tamaño mínimo de soldadura de filete, h

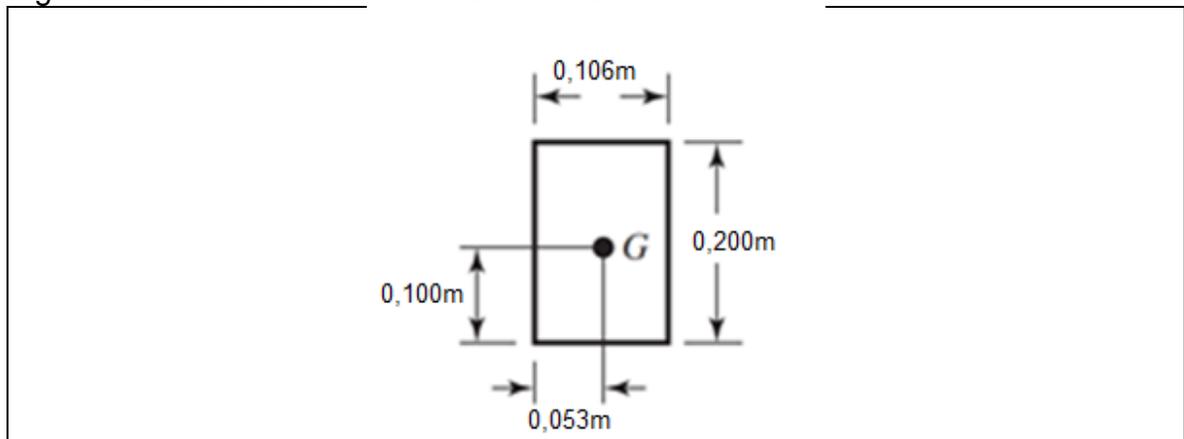
| Espesor del material de la parte unida más gruesa, pulg | | Tamaño de la soldadura, pulg |
|---|----------------------|------------------------------|
| Hasta $\frac{1}{4}$ inclusive | | $\frac{1}{8}$ |
| Mayor que $\frac{1}{4}$ | Hasta $\frac{1}{2}$ | $\frac{3}{16}$ |
| Mayor que $\frac{1}{2}$ | Hasta $\frac{3}{4}$ | $\frac{1}{4}$ |
| Mayor que $\frac{3}{4}$ | Hasta $1\frac{1}{2}$ | $\frac{5}{16}$ |
| Mayor que $1\frac{1}{2}$ | Hasta $2\frac{1}{4}$ | $\frac{3}{8}$ |
| Mayor que $2\frac{1}{4}$ | Hasta 6 | $\frac{1}{2}$ |
| Mayor que 6 | | $\frac{5}{8}$ |

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shingley. Pág. 472

En los extremos de la viga se unirá la platina aplicando la soldadura en los 4 lados como esta resaltado de color fucsia en la Figura 101. Para calcular los esfuerzos soportados por las uniones soldadas es necesario conocer el tipo de esfuerzo al que se va a estar sometido. La soldadura va a sufrir un esfuerzo de flexión y un esfuerzo cortante, los cuales se calcularán para determinar que no sobrepase el esfuerzo permisible del material de aporte.

Para realizar el cálculo de la soldadura se tendrán que conocer los valores del área y el segundo momento unitario del área (Ver anexo F), los cuales se calcularán con las dimensiones mostradas en la Figura 102.

Figura 102. Medidas del cordón de soldadura



Para el cálculo del área se tomara un ancho de cordón tentativo, como se observa en la Tabla 10. Para un ancho menor a $\frac{1}{2}$ de pulgada (12,7mm) la soldadura mínima que se le puede aplicar será de $\frac{3}{16}$ de pulgada (4,76mm). En este caso

se tomará un ancho de cordón (h) de 0,01m (10mm). (Se escogió este ancho de cordón porque no supera el ancho de la platina).

$$A_w = 1,414 * h * (b + d)$$

$$A_w = 1,414 * 0,01m * (0,106m + 0,200m) = 4,32 * 10^{-3}m^2$$

Donde;

A_w : Área de la garganta

h : Ancho del cordón

b : Lado menor del cordón

d : Lado mayor del cordón

Con el valor del área se podrá calcular el cortante primario²² de la soldadura que es producido por la fuerza de aplastamiento que sufre debido a la viga.

$$\tau' = \frac{F}{A}$$

$$\tau' = \frac{18.296N}{4,32 * 10^{-3}m^2} = 4.205.977Pa * \left(\frac{1MPa}{1 * 10^6Pa} \right) = 4,2MPa$$

Para calcular el esfuerzo producido por la flexión se debe calcular el segundo momento unitario de área de la siguiente manera;

$$I_u = \frac{d^2}{6} * (3b + d)$$

$$I_u = \frac{(0,200m)^2}{6} * (3 * 0,106m + 0,200m) = 3,45 * 10^{-3}m^3$$

Con el momento unitario de área se calculará el segundo momento de área²³ de la siguiente manera;

$$I = 0,707 * h * I_u$$

$$I = 0,707 * 0,01m * 3,45 * 10^{-3}m^3 = 24,39 * 10^{-6}m^4$$

²² BUDYNAS, Richard. y NISBETT, Keith. Soldadura, adhesión y diseño de uniones permanentes. En: Diseño en ingeniería mecánica de Shingley. 8 ed. Mexico: McGraw-Hill, p.460.

²³ Ibid., p. 469.

El momento máximo producido será cuando la carga este en el centro de la viga principal y se calculará de la siguiente manera;

$$M = F * a$$

$$M = 18.296N * 2,5m = 45.740Nm$$

Donde;

M: Momento máximo

F: Carga

a: Brazo de palanca

Con el segundo momento de área y el momento máximo se determinará el esfuerzo cortante producido por la flexión de la siguiente manera;

$$\tau'' = \frac{M * c}{I}$$

$$\tau'' = \frac{45.740Nm * 0,075m}{24,39 * 10^{-6}m^4} = 140.651.906Pa * \left(\frac{1MPa}{1 * 10^6Pa} \right) = 140,3MPa$$

Donde;

τ'' : Esfuerzo cortante a flexión

I: Segundo momento de área

c: Distancia más lejana desde el centroide de la soldadura

M: Momento flector máximo

Tabla 11. Esfuerzos permisibles del código AISC para metal de aporte

| Tipo de carga | Tipo de soldadura | Esfuerzo permisible | n |
|-------------------|--------------------|---------------------|-----------|
| Tensión | A tope | 0,60 S_y | 1,67 |
| Aplastamiento | A tope | 0,90 S_y | 1,11 |
| Flexión | A tope | 0,60-0,66 S_y | 1,52-1,67 |
| Compresión simple | A tope | 0,60 S_y | 1,67 |
| Cortante | A tope o de filete | 0,30 S_y | |

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shingley. Pág. 472

Como la platina está sometida a esfuerzos de aplastamiento y de flexión se calcularán los esfuerzos permisibles con la Tabla 11., y se corroborará que sean mayores a los ya calculados.

- Esfuerzo de aplastamiento. El esfuerzo de aplastamiento permisible se calculara de la siguiente manera;

El S_y se tomará de la Tabla 9.

$$\tau_{perm} = 0,9 * S_y$$

$$\tau_{perm} = 0,9 * 345MPa = 310,5MPa$$

$$4,2MPa \leq 310,5MPa \text{ (Si cumple)}$$

La diferencia de estos esfuerzos es aproximadamente de 73 veces, esto debido a que la soldadura se realizó en los cuatro lados de unión.

➤ Esfuerzo de flexión. El esfuerzo de flexión permisible se calculará de la siguiente manera;

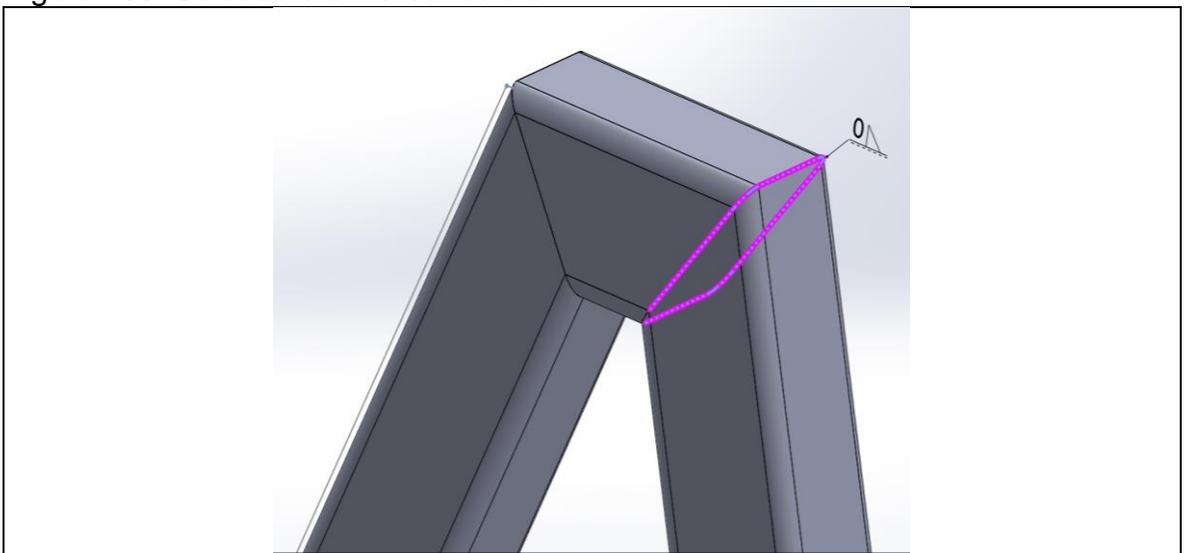
$$\tau_{perm} = 0,6 * S_y$$

$$\tau_{perm} = 0,6 * 345MPa = 207MPa$$

$$140,3MPa \leq 207MPa \text{ (Si cumple)}$$

5.8.2 Soldadura de la estructura. La estructura al ser una unión de 4 perfiles se verá obligada a la aplicación de soldadura en los puntos 3, 4 y 5 mostrados en la Figura 100. La soldadura se aplicará en los extremos de cada uno de los perfiles como se muestra en la Figura 103., esto con el fin de que se comporte como un marco rígido.

Figura 103. Soldadura en la estructura

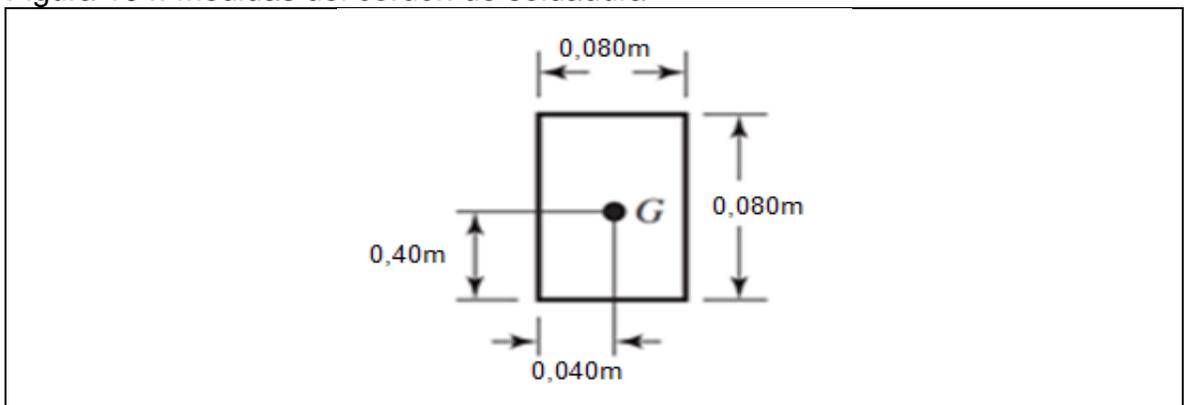


Para el cálculo de la soldadura en la estructura, solo se tomará en cuenta el elemento 2 (Ver Figura 70.), ya que este elemento es el que recibe la carga

directamente. Esta carga produce un esfuerzo cortante y en un esfuerzo flexionante con los cuales se realizará el mismo procedimiento que en el apartado 5.8.1, para corroborar que los esfuerzos no superen el esfuerzo permisible.

Tomando como referencia el espesor del perfil cuadrado (5mm), se podrá saber el ancho del cordón con la Tabla 10. Esta dice, que para espesores menores a ¼ de pulgada (6,35mm), la soldadura mínima será de 1/8 de pulgada (3,175mm). En este caso se podrá tomar como ancho del cordón el total del ancho del perfil, es decir un ancho de 5mm. En la figura 104., se encontraran las dimensiones del cordón de soldadura.

Figura 104. Medidas del cordón de soldadura



$$A_w = 1,414 * h * (b + d)$$

$$A_w = 1,414 * 0,005m * (0,080m + 0,080m) = 1,13 * 10^{-3}m^2$$

Donde;

A_w : Área de la garganta

h : Ancho del cordón

b : Lado menor del cordón

d : Lado mayor del cordón

Con el valor del área se podrá calcular el cortante primario de la soldadura, que es producido por la fuerza cortante que sufre debido a la carga.

$$\tau' = \frac{F}{A}$$

$$\tau' = \frac{18.296N}{1,13 * 10^{-3}m^2} = 16.191.150Pa * \left(\frac{1MPa}{1 * 10^6Pa} \right) = 16,2MPa$$

Para calcular el esfuerzo producido por la flexión se debe calcular el segundo momento unitario de área de la siguiente manera;

$$I_u = \frac{d^2}{6} * (3b + d)$$

$$I_u = \frac{(0,080m)^2}{6} * (3 * 0,080m + 0,080m) = 3,41 * 10^{-4}m^3$$

Con el momento unitario de área se calculará el segundo momento de área de la siguiente manera;

$$I = 0,707 * h * I_u$$

$$I = 0,707 * 0,005m * 3,41 * 10^{-4}m^3 = 1,20 * 10^{-6}m^4$$

El momento máximo producido será cuando la carga este en el centro de la viga principal y se calculara de la siguiente manera;

$$M = F * a$$

$$M = 18.296N * 0,075m = 1.372Nm$$

Donde;

M: Momento máximo

F: Carga

a: Brazo de palanca

Con el segundo momento de área y el momento máximo se determinará el esfuerzo cortante producido por la flexión de la siguiente manera;

$$\tau'' = \frac{M * c}{I}$$

$$\tau'' = \frac{1.372Nm * 0,040m}{1,20 * 10^{-6}m^4} = 45.733.333Pa * \left(\frac{1MPa}{1 * 10^6Pa} \right) = 45,7MPa$$

Donde;

τ'' : Esfuerzo cortante a flexión

I: Segundo momento de área

c: Distancia más lejana desde el centroide de la soldadura

M: Momento flector máximo

Como la platina sufre esfuerzos de cortante y de flexión se calcularán los esfuerzos permisibles con la Tabla 11., y se corroborará que sean mayores a los ya calculados.

- Esfuerzo cortante. El esfuerzo cortante permisible se calculará de la siguiente manera;

$$\tau_{perm} = 0,30 * S_y$$

$$\tau_{perm} = 0,3 * 345MPa = 103,5MPa$$

$$16,2MPa \leq 103,5MPa \text{ (Si cumple)}$$

La diferencia de estos esfuerzos es aproximadamente de 6,38 veces, esto debido a que la soldadura se realizó en los cuatro lados de unión.

- Esfuerzo de flexión. El esfuerzo de flexión permisible se calculará de la siguiente manera;

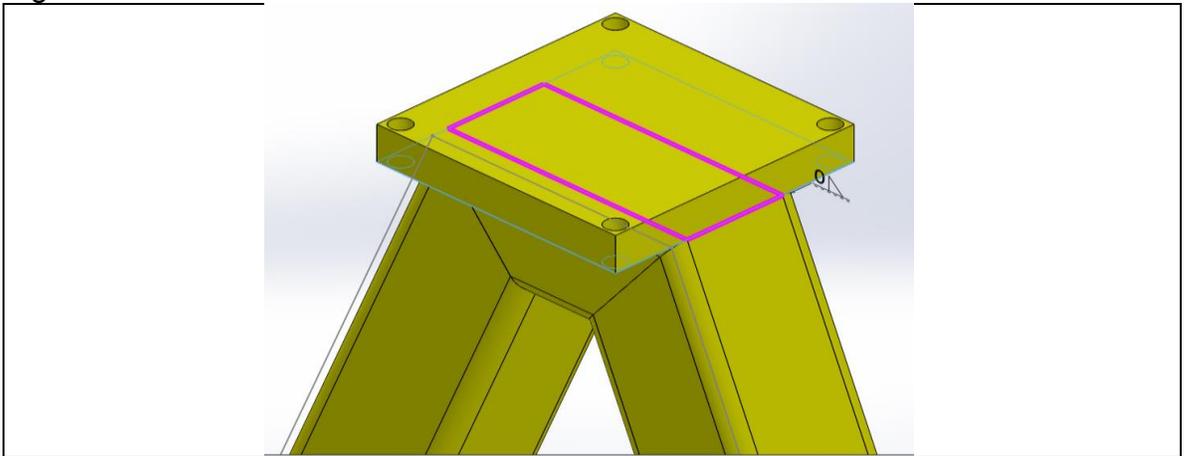
$$\tau_{perm} = 0,6 * S_y$$

$$\tau_{perm} = 0,6 * 345MPa = 207MPa$$

$$45,5MPa \leq 207MPa \text{ (Si cumple)}$$

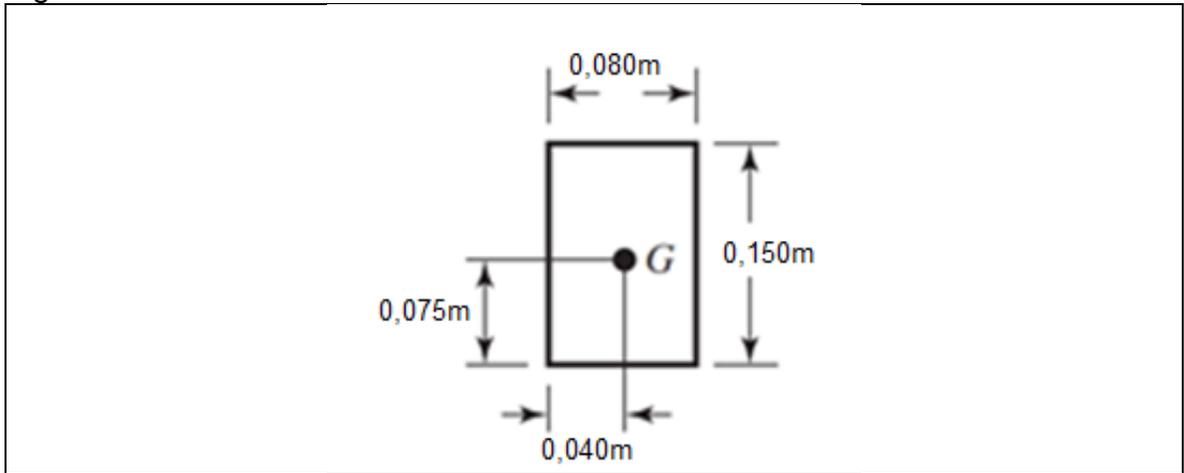
5.8.3 Soldadura de la estructura a la platina superior. Al igual que en el apartado (5.8.1) se necesitará la unión soldada de una platina al elemento 2 de la estructura (Ver Figura 70.), para poder unir todo el conjunto. En la Figura 105., se podrá observar el lugar de aplicación de la soldadura. El cálculo de esta unión soldada se realizará de la misma manera que en los apartados anteriores.

Figura 105. Soldadura sobre el elemento 2



Se procede a mirar en la Tabla 10., y se observa que la platina está en el rango entre $2\frac{1}{4}$ de pulgada (57,15mm) hasta 6 pulgadas (152,4mm), es por esta razón que el cordón mínimo de soldadura será de 1/2 pulgada (12,7mm), En este caso se tomará un cordón de soldadura h de 20mm para no estar en el mínimo. Las dimensiones de la soldadura se pueden ver en la Figura 106.

Figura 106. Medidas del cordón de soldadura



$$A_w = 1,414 * h * (b + d)$$

$$A_w = 1,414 * 0,020m * (0,080m + 0,150m) = 6,5 * 10^{-3}m^2$$

Donde;

A_w : Área de la garganta

h : Ancho del cordón

b : Lado menor del cordón

d : Lado mayor del cordón

Con el valor del área se podrá calcular el cortante primario de la soldadura que es producido por la fuerza de aplastamiento que sufre debido a la carga.

$$\tau' = \frac{F}{A}$$

$$\tau' = \frac{18.296N}{6,5 * 10^{-3}m^2} = 2.814.769Pa * \left(\frac{1MPa}{1 * 10^6Pa} \right) = 2,81MPa$$

Para calcular el esfuerzo producido por la flexión se debe calcular el segundo momento unitario de área de la siguiente manera;

$$I_u = \frac{d^2}{6} * (3b + d)$$

$$I_u = \frac{(0,150m)^2}{6} * (3 * 0,080m + 0,150m) = 1,46 * 10^{-3}m^3$$

Con el momento unitario de área se calculara el segundo momento de área de la siguiente manera;

$$I = 0,707 * h * I_u$$

$$I = 0,707 * 0,020m * 1,46 * 10^{-3}m^3 = 20,6 * 10^{-6}m^4$$

El momento máximo producido será cuando la carga este en el centro de la viga principal y se calculara de la siguiente manera;

$$M = F * a$$

$$M = 18.296N * 2,5m = 45.740Nm$$

Donde;

M: Momento máximo

F: Carga

a: Brazo de palanca

Con el segundo momento de área y el momento máximo se determinara el esfuerzo cortante producido por la flexión de la siguiente manera;

$$\tau'' = \frac{M * c}{I}$$

$$\tau'' = \frac{45.740Nm * 0,075m}{20,6 * 10^{-6}m^4} = 166.529.126Pa * \left(\frac{1MPa}{1 * 10^6Pa} \right) = 116,5MPa$$

Donde;

τ'' : Esfuerzo cortante a flexión

I: Segundo momento de área

c: Distancia más lejana desde el centroide de la soldadura

M: Momento máximo

Como la platina sufre esfuerzos de aplastamiento y de flexión se calcularán los esfuerzos permisibles con la Tabla 11., y se corroborará que sean mayores a los ya calculados.

- Esfuerzo de aplastamiento. El esfuerzo de aplastamiento permisible se calculara de la siguiente manera;

$$\tau_{perm} = 0,90 * S_y$$

$$\tau_{perm} = 0,9 * 345MPa = 310,5MPa$$

$$2,81MPa \leq 310,5MPa \text{ (Si cumple)}$$

La diferencia de estos esfuerzos es aproximadamente de 110 veces, esto debido a que la soldadura se realizó en los cuatro lados de unión.

- Esfuerzo de flexión. El esfuerzo de flexión permisible se calculara de la siguiente manera;

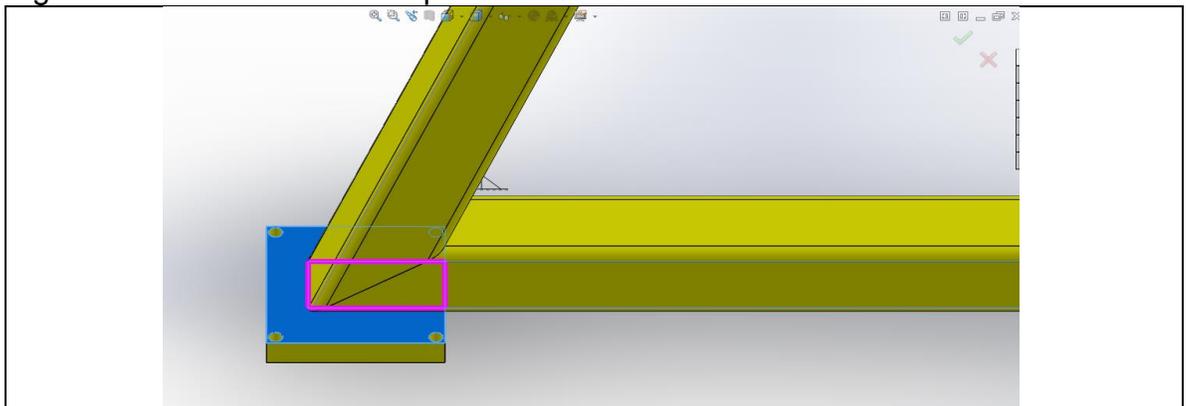
$$\tau_{perm} = 0,6 * S_y$$

$$\tau_{perm} = 0,6 * 345MPa = 207MPa$$

$$166,1MPa \leq 207MPa \text{ (Si cumple)}$$

5.8.4 Soldadura de las platinas inferiores. Las platinas inferiores serán utilizadas para unir el mecanismo de traslación del puente grúa y estarán ubicadas a cada lado de la estructura, el cordón de soldadura se muestra en la Figura 107.

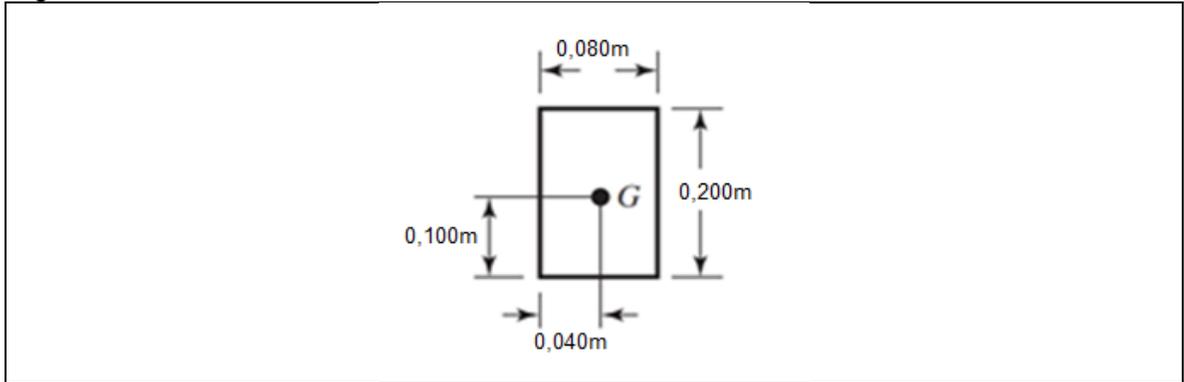
Figura 107. Soldadura de las platinas inferiores



El cálculo de esta soldadura será igual a los apartados anteriores. Se procede a mirar en la Tabla 10., y se observa que la platina está en el rango entre $2\frac{1}{4}$ de

pulgada (57,15mm) hasta 6 pulgadas (152,4mm), es por esta razón que el cordón mínimo de soldadura será 1/2 de pulgada (12,7mm), En este caso se tomará un cordón de soldadura h de 20mm para que resista los esfuerzos. Las dimensiones que tendrá que tener esta soldadura se ven en la Figura 108.

Figura 108. Medidas del cordón de soldadura



$$A_w = 1,414 * h * (b + d)$$

$$A_w = 1,414 * 0,020m * (0,080m + 0,200m) = 7,92 * 10^{-3}m^2$$

Donde;

A_w :Área de la garganta

h : Ancho del cordón

b :Lado menor del cordón

d : Lado mayor del cordón

Con el valor del área se podrá calcular el cortante primario de la soldadura que es producido por la fuerza de aplastamiento (reacción y_1) que se encuentra en el Cuadro 32.

$$\tau' = \frac{F}{A}$$

$$\tau' = \frac{9.165N}{7,92 * 10^{-3}m^2} = 1.157.167Pa * \left(\frac{1MPa}{1000Pa}\right) = 1,16MPa$$

Para calcular el esfuerzo producido por la flexión, se debe calcular el segundo momento unitario de área de la siguiente manera;

$$I_u = \frac{d^2}{6} * (3b + d)$$

$$I_u = \frac{(0,200m)^2}{6} * (3 * 0,080m + 0,200m) = 2,9 * 10^{-3}m^3$$

Con el momento unitario de área se calculara el segundo momento de área de la siguiente manera;

$$I = 0,707 * h * I_u$$

$$I = 0,707 * 0,020m * 2,9 * 10^{-3}m^3 = 41 * 10^{-6}m^4$$

El momento máximo soportado por la soldadura será el de la reacción $M_1 = 33,63$

Con el segundo momento de área y el momento máximo se determinará el esfuerzo cortante producido por la flexión de la siguiente manera;

$$\tau'' = \frac{M * c}{I}$$

$$\tau'' = \frac{33,63Nm * 0,100m}{41 * 10^{-6}m^4} = 88.024Pa * \left(\frac{1MPa}{1.000Pa}\right) = 0,082MPa$$

Donde;

τ'' : Esfuerzo cortante a flexión

I : Segundo momento de área

c : Distancia más lejana desde el centroide de la soldadura

M : Momento máximo

Con el valor del área se podrá calcular el cortante primario de la soldadura que es producido por la fuerza cortante (reacción X_1) que se encuentra en el Cuadro 29.

$$\tau' = \frac{F}{A}$$

$$\tau' = \frac{3.195N}{7,92 * 10^{-3}m^2} = 403.409Pa * \left(\frac{1MPa}{1000Pa}\right) = 0,41MPa$$

Como la platina sufre esfuerzos de aplastamiento, cortante y de flexión se calcularán los esfuerzos permisibles con la Tabla 11., y se corroborara que sean mayores a los ya calculados.

- Esfuerzo de aplastamiento. El esfuerzo de aplastamiento permisible se calculará de la siguiente manera;

$$\tau_{perm} = 0,90 * S_y$$

$$\tau_{perm} = 0,9 * 345MPa = 310,5MPa$$

$$1,16MPa \leq 310,5MPa \text{ (Si cumple)}$$

La diferencia de estos esfuerzos es aproximadamente de 110 veces, esto debido a que la soldadura se realizó en los cuatro lados de unión.

- Esfuerzo de flexión. El esfuerzo de flexión permisible se calculara de la siguiente manera;

$$\tau_{perm} = 0,6 * S_y$$

$$\tau_{perm} = 0,6 * 345MPa = 207MPa$$

$$0,082MPa \leq 207MPa \text{ (Si cumple)}$$

La diferencia de estos esfuerzos es aproximadamente de 2.524 veces, esto debido a que la soldadura se realizó en los cuatro lados de unión.

- Esfuerzo cortante. El esfuerzo cortante permisible se calculara de la siguiente manera;

$$\tau_{perm} = 0,30 * S_y$$

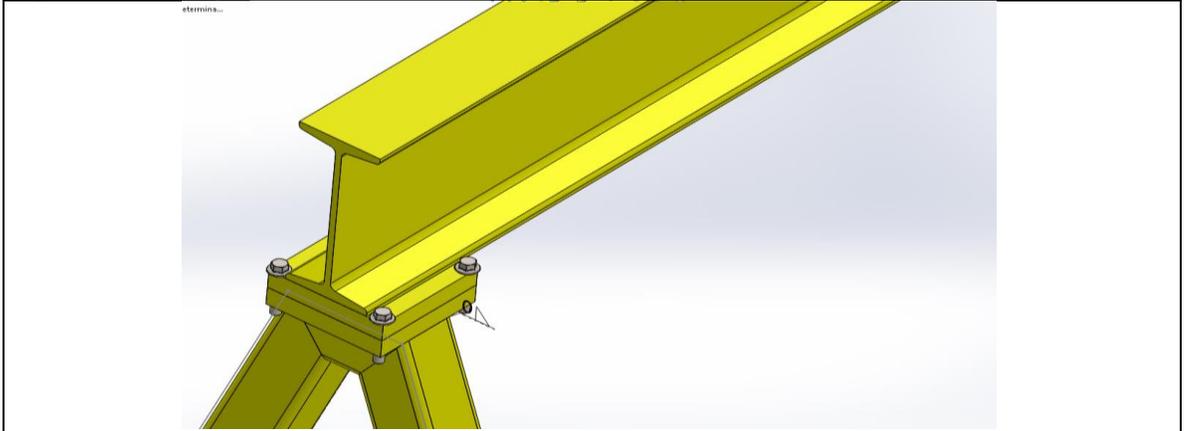
$$\tau_{perm} = 0,3 * 345MPa = 103,5MPa$$

$$0,41MPa \leq 103,5MPa \text{ (Si cumple)}$$

5.9 CÁLCULOS DE LA UNIÓN ATORNILLADA

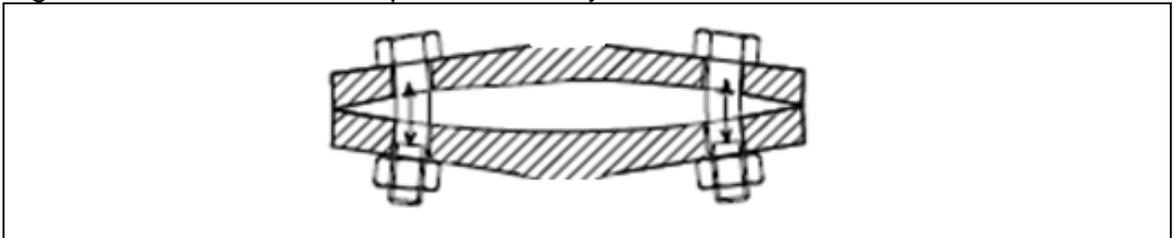
Las uniones atornilladas presentes en el presente proyecto están sometidas a dos tipos de esfuerzos, esfuerzo a tensión producido por la flexión de la viga y esfuerzo cortante producido por el movimiento de la carga a lo largo de la viga principal como se muestra en la Figura 109. A continuación se realizarán los cálculos de cada uno de estos esfuerzos para determinar el diámetro del perno óptimo, que cumpla con los dos tipos de esfuerzos.

Figura 109. Representación atornillada



5.9.1 Unión atornillada a tensión. Se calculará el esfuerzo al que estarán sometidos los pernos en una de las conexiones. Cuando la carga está en el centro la viga, esta tiende a flectarse produciendo un esfuerzo de tensión máximo en los dos pernos más lejanos, por esta razón el cálculo se realizara tomando únicamente los dos pernos afectados, como se muestra en la Figura 110.

Figura 110. Tensión en los pernos más lejanos



Para calcular la fuerza de tensión que van a soportar los pernos se realiza una sumatoria de momentos, en el centroide de la unión atornillada, como se muestra en la Figura 111. La fuerza P produce un momento en sentido horario de color azul (momento de empotramiento) y lo pernos un momento de reacción en sentido anti horario en color gris; de la primera ley de newton que dice que la sumatoria de fuerzas debe ser igual a cero, se tiene que;

$$\sum Mc = Mcarga + Mperno = 0$$

$$\sum Mc = Mcarga + (-c * -Fp) = 0$$

$$12.175Nm + (-80mm * -Fp) = 0$$

$$Fp = \frac{12.175Nm}{0,080m} = 152.187N$$

Donde;

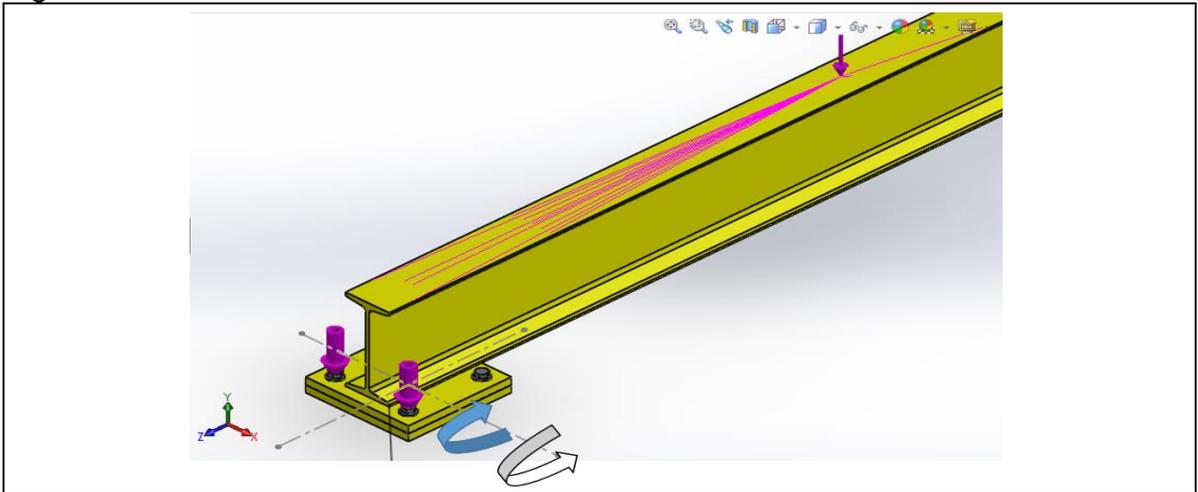
$\sum Mc$: Sumatoria de momentos en el centroide de la unión

c : Distancia desde el centroide a perno

Fp : Fuerza soportada por el perno

Esta fuerza se dividirá en el número de pernos afectados por las fuerzas resultantes, en este caso serán 2 pernos. La carga que soportará cada uno será de 76.093N.

Figura 111. Momentos en el centroide de la unión



Para determinar el perno se tendrá que partir de un diámetro tentativo, en este caso se iniciará evaluando un perno de 14mm, rosca fina y un grado SAE de 8,8. (Se evaluará el mismo grado SAE para todos los pernos en caso de que el de 14 mm no cumpla).

En el Cuadro 33., se muestran las principales características que tiene este perno, las especificaciones del grado SAE, algunas propiedades del material y longitud a unir.

Cuadro 33. Propiedades del perno M14

| Perno | M14 | | |
|------------------------------------|-----|---------|-------------------|
| Carga | P | 76.093 | N |
| Diámetro del perno | D | 14 | mm |
| Área de esfuerzo a tensión | At | 124,55 | mm ² |
| Paso | p | 1,50 | mm |
| Resistencia de prueba mínima | Sp | 600 | N/mm |
| Resistencia mínima a la tensión | Sy | 830 | N/mm ² |
| Módulo de elasticidad del Perno | E2 | 210.000 | N/mm ² |
| Módulo de elasticidad del material | E1 | 200.000 | N/mm ² |
| Longitud a unir | l | 40 | mm |
| Área de la platina | Ap | 62.500 | mm ² |

Con base a los datos obtenidos se calculará el factor de seguridad del perno y el factor de seguridad contra la separación, esto ayudara a determinar si el perno soportará las cargas a las que se someta. Se trabajará con un porcentaje de precarga del 75% (en caso de que este perno no cumpla se le aplicara la misma precarga a los siguientes que se evalúen)

- Cálculo de la precarga²⁴ (F_i);

$$F_i = \%pre * S_p * A_t$$

$$F_i = 75\% * 600 \frac{N}{mm} * 124,55mm = 56.047N$$

- Determinación de la longitud total de la rosca²⁵ (l_{rosca});

$$l_{rosca} = 2 * d + 6mm$$

$$l_{rosca} = 2 * 14mm + 6mm = 34mm$$

- Longitud total del perno (l_p). Para determinar la longitud total del perno tendrán que sumarse la longitud a unir y la altura de la tuerca.

$$l_p = l + H$$

$$l_p = 40mm + 12,8mm = 52,8mm$$

Se seleccionará una medida ya normalizada superior a la calculada, en este caso será de 60mm.

- Longitud del vástago sin roscar²⁶ (l_s). Para conocer la longitud del vástago se restará la longitud total y la longitud roscada.

$$l_s = l_p - l_{rosca}$$

$$l_s = 60mm - 34mm = 26mm$$

²⁴ NORTON, Robert. Tornillos y sujetadores. En: Diseño de máquinas. 3 ed. Mexico: Pearson educación, 2011. p. 920

²⁵ Ibid., p. 920.

²⁶ Ibid., p. 920.

- Longitud de la rosca útil (l_t). A partir de la longitud total de la rosca y la longitud a unir se calcula la longitud útil de rosca.

$$l_t = l - l_s$$

$$l_t = 40\text{mm} - 26\text{mm} = 14\text{mm}$$

- Rigidez del perno²⁷ (K_b). Para calcular la rigidez del perno es necesario el área del vástago sin roscar, el área de la parte roscada (A_t) y el módulo de elasticidad del perno (E_p), como se muestra en la siguiente ecuación;

$$\frac{1}{K_b} = \frac{l_t}{A_t * E_p} + \frac{l_s}{A_b * E_p}$$

Se debe determinar el área del perno (A_b) de la siguiente manera;

$$A_b = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * (14\text{mm})^2}{4} = 153,9\text{mm}^2$$

$$\frac{1}{K_b} = \frac{14\text{mm}}{124,55\text{mm}^2 * 210.000 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} + \frac{26\text{mm}}{153,9\text{mm}^2 * 210.000 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} = 1,33 * 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$K_b = \left(1,33 * 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}\right)^{-1} = 746.413 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

- Rigidez del material²⁸ (K_m). como las dos platinas a unir son iguales y del mismo material se tiene que;

$$K_m = \frac{A_m * E_m}{l}$$

Donde;

A_m : Área de la platina

E_m : Módulo de elasticidad del material

l : Longitud a unir

²⁷ Ibid., p. 917.

²⁸ Ibid., p. 917.

Para calcular el área de la platina (A_m) se debe tener en cuenta que se van a unir dos platinas cuadradas con una longitud de 250mm y se van a utilizar 2 pernos como la condición más crítica.

$$A_m = l * l - (\#pernos * A_b)$$

$$A_m = 250mm * 250mm - (2 * 153,93mm^2) = 62.192mm^2$$

$$K_m = \frac{62.192mm^2 * 200.000 \frac{N}{mm^2}}{40mm} = 310,96 * 10^6 N/mm$$

➤ Factor de rigidez de la unión²⁹ (C).

$$C = \frac{K_b}{K_m + K_b}$$

$$C = \frac{746.413 \frac{N}{mm}}{310,96 * 10^6 \frac{N}{mm} + 746.413 \frac{N}{mm}} = 2,39 * 10^{-3}$$

➤ Porción de carga en cada elemento. Con el factor de rigidez del material se calculará la porción de la carga que sufrirá el perno (P_b) y la porción de carga que soportara la unión (P_m)

$$P_b = C * P = 2,39 * 10^{-3} * 76.093N = 181,86N$$

$$P_m = (1 - C) * P = (1 - 2,39 * 10^{-3}) * 76.093N = 75.910N$$

➤ Cargas resultantes en el perno y en el material. Con la porción de la carga en cada elemento se procederá a calcular las cargas resultantes en el perno (F_b) y en el material (F_m) una vez aplicada la carga.

$$F_b = Fi + P_b = 56.047N + 181,86N = 56.228N$$

$$F_m = Fi - P_m = 56.047N - 75.910N = -19.863N$$

²⁹ Ibid., p. 919.

Con la fuerza máxima que soporta el perno se calcula el esfuerzo (σ_b) y el factor de seguridad del perno (N_y).

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t}$$

$$\sigma_b = \frac{56.228N}{124,55mm} = 451,44 \frac{N}{mm^2}$$

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b}$$

$$N_y = \frac{830 \frac{N}{mm^2}}{451,38 \frac{N}{mm^2}} = 1,84$$

- Factor de seguridad contra la separación. Para calcular el factor de seguridad contra la separación³⁰ (N_s) lo primero que se debe calcular es la fuerza requerida para separar la unión³¹ (P_0)

$$P_0 = \frac{Fi}{(1 - c)}$$

$$P_0 = \frac{56.047N}{(1 - 5,81 * 10^{-3})} = 56.374N$$

$$N_s = \frac{P_0}{P}$$

$$N_s = \frac{56.374N}{76.093N} = 0,74$$

El factor contra la separación del perno M14 es muy pequeño, lo que quiere decir que al momento de aplicarle la carga este no resistirá y se podrá romper. Se realizará el mismo procedimiento mostrado anteriormente para otros pernos de mayor diámetro, como se muestra en el Cuadro 34. En él se resaltaré el perno que más cumpla con los requerimientos establecidos.

³⁰ Ibid., p. 920.

³¹ Ibid., p. 919.

Cuadro 34. Selección del perno

| | | M18 | | M20 | |
|---|-----------|-------------|-------------------|-------------|-------------------|
| Resistencia a la tensión mínima | Sy | 830 | N/mm ² | 830 | N/mm ² |
| Módulo de elasticidad del material | E1 | 200.000 | N/mm | 200.000 | N/mm |
| Módulo de elasticidad del perno | E2 | 210.000 | N/mm | 210.000 | N/mm |
| Área de la platina | Ap | 62.500 | mm ² | 62.500 | mm ² |
| Carga | P | 76.093 | N | 76.093 | N |
| Diámetro del perno | D | 18 | mm | 20 | mm |
| Área de esfuerzo a tensión | At | 216,23 | mm ² | 271,5 | mm ² |
| Resistencia de prueba mínima | Sp | 600 | N/mm | 600 | N/mm |
| % de carga | % | 75% | | 75% | |
| Precarga | Fi | 97.303 | N | 122.175 | N |
| Área del perno | Ab | 254,46 | mm ² | 314,16 | mm ² |
| Longitud a unir | L | 40 | mm | 40 | mm |
| Longitud del perno | Lperno | 60 | mm | 60 | mm |
| Longitud de la rosca | Lt | 42 | mm | 46 | mm |
| Longitud sin roscar | ls | 18 | mm | 14 | mm |
| Longitud útil de rosca | lt | 22 | mm | 26 | mm |
| Rigidez del perno | Kb | 1.217.540 | N/mm | 1.496.498 | N/mm |
| Rigidez del material | Km | 309.955.304 | N/mm | 309.358.400 | N/mm |
| Factor de rigidez de la unión | C | 0,003912 | | 0,0048 | |
| Porción de la cuerda en el perno | Pb | 297,73 | N | 366,32 | N |
| Porción de la cuerda en el material | Pm | 75.795 | N | 75.726 | N |
| Cargas resultantes en el perno | Fb | 97.601 | N | 122.541 | N |
| Cargas resultantes en la platina | Fm | 21.508 | N | 46.448 | N |
| Esfuerzos en el perno | ob | 451,37 | N/mm ² | 451,34 | N/mm ² |
| Factor de seguridad en el perno | Ny | 1,83 | | 1,83 | |
| Carga requerida para separar la unión | Po | 97.685 | N | 122.766 | N |
| Factor de seguridad contra la separación | Ns | 1,28 | | 1,61 | |

Según el cuadro anterior, el perno más conveniente al aplicarle una precarga del 75% será un M20, con una longitud total de 60mm, cuerdas finas y con una tuerca ya estandarizada de espesor de 18mm.

5.9.2 Uniones atornilladas a cortante. Se verificará si los tornillos seleccionados en el apartado 5.9.1, soportan el esfuerzo cortante producido.

5.9.2.1 Cortante producido por las uniones atornilladas superiores. Para calcular el esfuerzo cortante producido por la carga en movimiento, se debe conocer la masa y la aceleración a la que están sometidas;

La aceleración se podrá calcular con la variación de la velocidad en función del tiempo, para este caso se calcula la aceleración instantánea en el intervalo de tiempo en el que arranca o se detiene el trolley.

$$a = \frac{(V_f - V_i)}{(t_f - t_i)}$$

$$a = \frac{\left(0,3 \frac{m}{s} - 0 \frac{m}{s}\right)}{(0,01 s - 0 s)} = 3 \frac{m}{s^2}$$

Donde;

a : Aceleración

V_f : Velocidad final

V_i : Velocidad inicial

t_f : Tiempo final

t_i : Tiempo inicial

Para calcular el esfuerzo cortante, se debe conocer la fuerza actuante, la cual se calcula de la siguiente manera;

$$F = m * a$$

$$F = 1.592kg * 3 \frac{m}{s^2} = 47.760N$$

Donde;

F : Fuerza actuante

m : Masa del sistema de elevación cargado

a : Aceleración

Se calculará la fuerza que soportara cada perno³², con ella se podrá calcular el esfuerzo³³ al cual estará sometido el perno, y con esto se podrá saber el factor de seguridad³⁴ del esfuerzo cortante.

$$F_p = \frac{F}{\#pernos}$$

$$F_p = \frac{47.760N}{8 \text{ pernos}} = 5.970N$$

Donde;

F_p : Fuerza en cada perno

$\#pernos$: Numero de pernos

F : Fuerza

³² NORTON, Robert. Tornillos y sujetadores. En: Diseño de máquinas. 4 ed. Mexico: Pearson educación, 2011. p. 774

³³ Ibid., p. 774

³⁴ Ibid., p. 774

$$\tau = \frac{F_p}{A_b}$$

$$\tau = \frac{5.970N}{314,16mm^2} = 19 \frac{N}{mm^2} * \left(\frac{(1000mm)^2}{1m^2} \right) = 19 * 10^6 Pa$$

Donde;

τ : Esfuerzo cortante

F_p : Fuerza en cada perno

A_b : Área del vástago

$$N = \frac{S_y * 0,577}{\tau}$$

$$N = \frac{830 * 10^6 Pa * 0,577}{19 * 10^6 Pa} = 25,2$$

Como se ve el factor de seguridad es grande, debido a que la fuerza que actúa en el perno es muy pequeña.

5.9.2.2 Cortante producido por las uniones atornilladas inferiores. Estas uniones son las encargadas de unir la estructura con los LRS, los pernos están sometidos a esfuerzo cortante por el movimiento del conjunto a lo largo del camino de rodadura. Para calcular el esfuerzo en cada perno se realizará el mismo procedimiento del apartado 5.9.2.1.

El fabricante del sistema, proporciona una velocidad de 40m/min (0,66m/seg) y 4 pernos M12 clase 8.8, para la fijación superior de cada LRS 200. Como la distancia entre los centros de los pernos y el ancho del perfil es de 80mm, no existe manera de fijarlos, es por esto que se unirán por medio de dos platinas ya previamente calculadas y diseñadas. Se calculará el esfuerzo para el perno M20 seleccionado en el apartado anterior.

Se calcula la aceleración instantánea en un intervalo de tiempo de 0,01 segundos como tiempo de arranque o frenado.

$$a = \frac{(V_f - V_i)}{(t_f - t_i)}$$

$$a = \frac{\left(0,66 \frac{m}{s} - 0 \frac{m}{s}\right)}{(0,01 s - 0 s)} = 66 \frac{m}{s^2}$$

Donde;

a : Aceleración

V_f : Velocidad final

V_i : Velocidad inicial

t_f : Tiempo final

t_i : Tiempo inicial

Para calcular el esfuerzo cortante se debe conocer la fuerza, que se calcula de la siguiente manera;

$$F = m * a$$

$$F = 2.066kg * 66 \frac{m}{s^2} = 136.356N$$

Donde;

F : Fuerza

m : Masa de todo el sistema cargado

a : Aceleración

Se calculará la fuerza que soportara cada perno, con ella se podrá calcular el esfuerzo al cual estará sometido y con esto, saber el factor de seguridad del esfuerzo cortante.

$$F_p = \frac{F}{\#pernos}$$

$$F_p = \frac{136.356N}{16 \text{ pernos}} = 8.522,2N$$

Donde;

F_p : Fuerza en cada perno

$\#pernos$: Numero de pernos

F : Fuerza

$$\tau = \frac{F_p}{A_b}$$

$$\tau = \frac{8.522,2N}{314,16mm^2} = 27,13 \frac{N}{mm^2} * \left(\frac{(1000mm)^2}{1m^2} \right) = 27,13 * 10^6 Pa$$

Donde;

τ : Esfuerzo cortante

F_p : Fuerza en cada perno

A_b : Área del vástago

$$N = \frac{S_y * 0,577}{\tau}$$

$$N = \frac{830 * 10^6 Pa * 0,577}{27,13 * 10^6 Pa} = 17,65$$

Como se ve el factor de seguridad es grande, debido a que la fuerza que actúa en el perno es muy pequeña.

El perno seleccionado cumple para unir las platinas inferiores, la única diferencia será la longitud la cual será calculada a continuación;

$$l_p = l + H$$

$$l_p = 50,8mm + 12,8mm = 63,6mm$$

Donde;

l_p : Longitud del perno

l : Longitud a unir

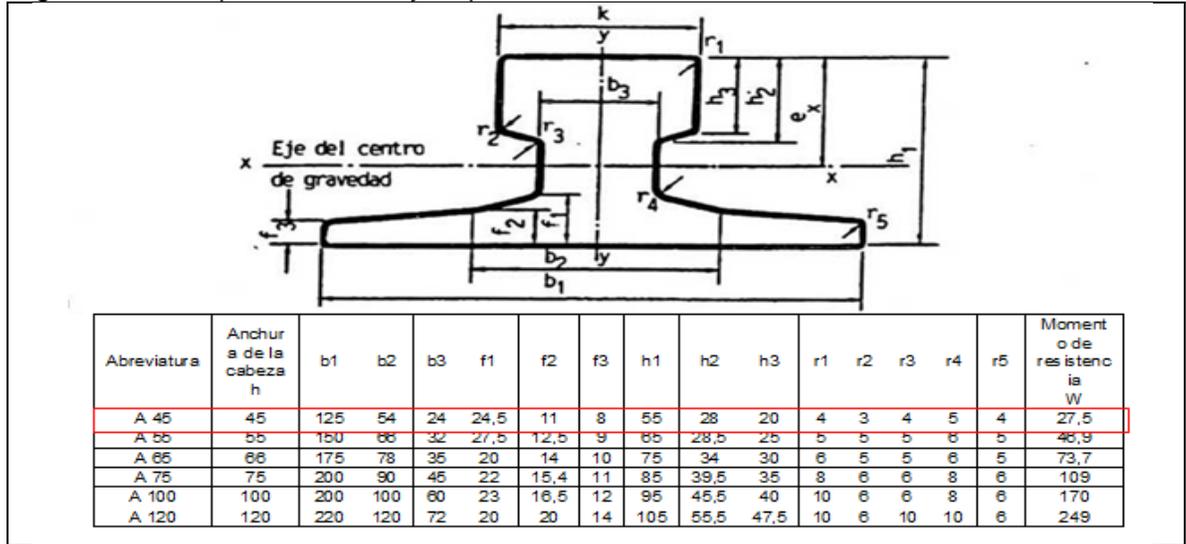
H : Longitud de la tuerca

Se seleccionara una medida ya normalizada superior a la calculada, en este caso será de 80mm.

5.10 SELECCIÓN DE LOS CAMINOS DE RODADURA

Ya seleccionado el bloque de ruedas, se podrá seleccionar el sistema de rodadura por carril metálico, en el mercado existen diferentes tipos de rieles los cuales son utilizados para trasladar diferentes equipos. En este caso se seleccionará un riel de tipo Burbach, los cuales presentan una cabeza ancha para soportar las grandes cargas y un patín ancho que facilita su fijación, en la Figura 112., se muestran las especificaciones y la representación gráfica.

Figura 112. Representación y especificaciones del riel



Fuente: Grúas. Emilio Larrode y Antonio Miravete. P. 186

Conociendo el bloque de rueda LRS, el cual tiene un diámetro de 200mm, se seleccionará el carril acorde con base el Cuadro 35.

Cuadro 35. Carga característica de la rueda

| Diámetro de la rueda portadora D1 | Ro en H para ruedas portadoras estrechas | | | | Ro en H Para ruedas portadoras anchas | | | | |
|-----------------------------------|--|--------|--------|--------|---------------------------------------|----------|----------|--------|--------|
| | Para carriles de grúa | | | | Para carriles de grúa | | | | |
| | A 45 | A 55 | A 65 | A 75 | A 55 | A 65 | A 75 | A 100 | A 120 |
| 200 | 41000 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 250 | 52000 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 315 | 65000 | - | - | - | 79000 | - | - | - | - |
| 400 | 83000 | 101000 | - | - | (101000) | 119000 | 132000 | - | - |
| 500 | 104000 | 126000 | - | - | (126000) | 148000 | 165000 | - | - |
| 630 | - | 159000 | 187000 | - | - | (187000) | 208000 | 282000 | - |
| 710 | - | - | 211000 | 235000 | - | - | (235000) | 318000 | 398000 |
| 800 | - | - | 237000 | 264000 | - | - | (264000) | 358000 | 448000 |

Fuente: Grúas. Emilio Larrode y Antonio Miravete. P. 186

El carril seleccionado es un A 45, el cual soporta una carga máxima de 41.000N, a continuación se realizaran los cálculos para determinar que el carril cumpla con los requerimientos.

- Presión específica bajo el patín³⁵. Para un hormigón de resistencia de $110 \frac{Kg}{cm^2}$ (10,78 MPa) se tiene un módulo de elasticidad de $215.000 \frac{Kg}{cm^2}$ (21,07 GPa), se

³⁵ LARRODE, Emilio y MIRAVETE, Antonio. Carriles. En: Grúas. España, 1996. p. 186.

calculara la presión que estará bajo el patin y esta no podrá superar la resistencia del concreto.

$$p = \frac{P}{2 * b_1} * \sqrt[4]{\frac{Em}{4 * E * I}}$$

$$p = \frac{5.066 N}{2 * (125 * 10^{-3}m)} * \sqrt[4]{\frac{21,07 * 10^9 Pa}{4 * (210 * 10^9 Pa) * (90 * 10^{-7}m^4)}} = 147.235 Pa$$

$$147.235 Pa * \left(\frac{1 MPa}{1 * 10^6 Pa}\right) = 0,147 MPa$$

$$0,14 MPa < 10,78 MPa$$

Donde;

p: Presión específica bajo el patín

P: Reacción de cada rueda en N

*b*₁: Ancho del riel en m

Em: Módulo de elasticidad del hormigón, *Em* = 21,07 GPa

E: Modulo de elasticidad del acero, *E* = 210 GPa

I: Momento de inercia del carril en m⁴

- Esfuerzo producido en el riel³⁶. Estos rieles generalmente son fabricados de acuerdo con las normas europeas DIN 536, su resistencia máxima a la tracción es de 690 MPa.

$$\eta = \sqrt[4]{\frac{2}{3} * \frac{b_1^2 * P * Em}{I * E}}$$

$$\eta = \sqrt[4]{\frac{2}{3} * \frac{(125 * 10^{-3}m)^2 * 5.066 N * 21,07 * 10^9 Pa}{(90 * 10^{-7}m^4) * (210 * 10^9 Pa)}} = 27,69 Pa$$

$$\sigma = \frac{0,5 * P^{\frac{5}{4}}}{W} * \frac{1}{\eta}$$

³⁶ Ibid., p. 186

$$\sigma = \frac{0,5 * (5.066 N)^{\frac{5}{4}}}{(2,75 * 10^{-5} m^3)} * \frac{1}{27,69 Pa} = 28,08 MPa$$

28,08 MPa < 690 MPa (Si cumple)

Donde;

η : Constante para el cálculo del esfuerzo en el riel

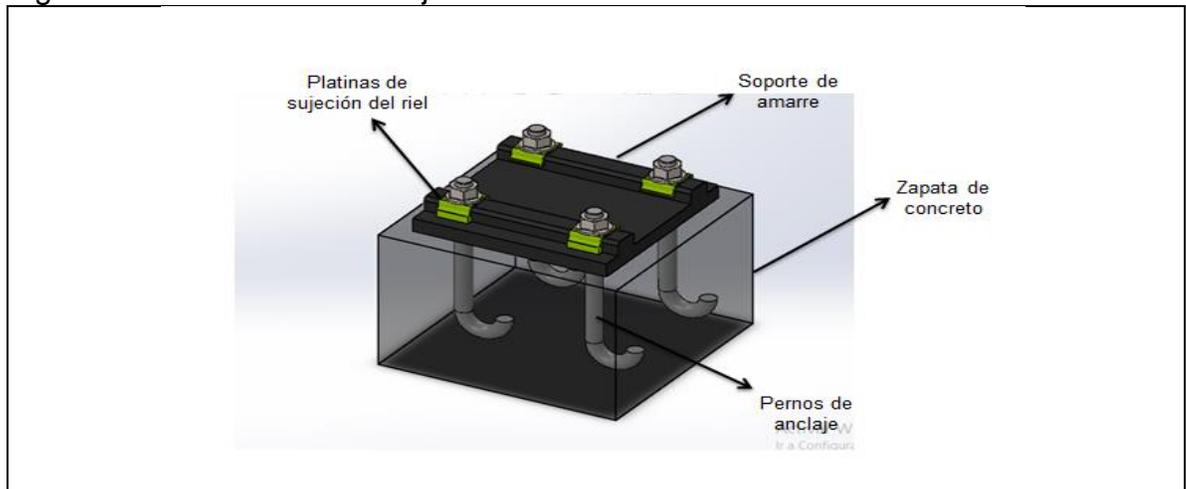
σ : Esfuerzo en el riel

W : Modulo resistente del carril en m³

5.11 ZAPATAS Y ANCLAJES DE LOS RIELES

Para la fijación de los rieles al suelo será necesaria la implementación de zapatas, en donde irán montados los sistemas de fijación del riel, como se muestra en la Figura 113., las zapatas de concreto se encuentra introducidas en el suelo, sobresaliendo el soporte de amarre, con el fin de evitar posibles deflexiones de los rieles.

Figura 113. Sistema de anclaje del riel



Para conocer las dimensiones mínimas que debe tener la zapata, se debe tener en cuenta la resistencia del terreno y el peso que soportara con esto, se calcula la base del cimiento³⁷ de la siguiente manera;

³⁷ Constructor Civil. Diseño de cimientos de concreto. Recuperado del sitio web <<http://www.elconstructorcivil.com/2014/07/disenio-de-cimientos-de-concreto.html>> [con acceso el 15-09-2016]

$$B = \frac{P}{R_t}$$

Donde;

B: Base del cimiento

P: Peso sobre la cimentación

R_t: Resistencia del terreno

Las resistencias del terreno se encuentran en el Cuadro 36.

Cuadro 36. Resistencias de terrenos

| Clases de terrenos | Resistencia de trabajo Kg/cm ² | Potencia mínima de la capa |
|--|---|----------------------------|
| Terrenos buenos y resistentes, piedra | De 20 a 30 | 1,0 |
| Tosca | Hasta 6 | 1,0 |
| Arcillas compactas y secas | Hasta 3 | 1,5 |
| Grava y arena compactas y secas | Hasta 4 | 1,5 |
| Greda compactas y secas | Hasta 3 | 1,5 |
| Terrenos medianos, húmedos, | Hasta 1,5 | 2,0 |
| Arena de aluvión | Hasta 1,0 | 2,0 |
| Arcillas flojas | De 1,0 a 1,5 | 2,0 |
| Terrenos malos y compresibles, tierra vegetal, | Hasta 0,70 | - |
| Tierra de relleno | Hasta 0,40 | - |
| Arena de médanos (dunas) | Hasta 0,50 | - |

Fuente: [http://civilgeeks.com/2011/12/04/resistencia – del- terreno- generalidades sobre - cimentacion](http://civilgeeks.com/2011/12/04/resistencia-del-terreno-generalidades-sobre-cimentacion)

Debido a que las condiciones actuales del terreno en donde se instalaran las cimentaciones, son de grava y arena compactada y seca, se tendrá una resistencia de trabajo de hasta $4 \frac{Kg}{cm^2}$.

$$B = \frac{516,41 Kg}{4 \frac{Kg}{cm^2}} = 129,10 cm^2$$

Las zapatas serán cuadradas y sus dimensiones mínimas serán de 11,36 cm * 11,36 cm. Para este caso se fabricará una zapata de 30 cm * 30 cm, debido a las especificaciones del riel.

Conocida la base de la cimentación se procede a calcular la profundidad mínima de la zapata, de la siguiente manera;

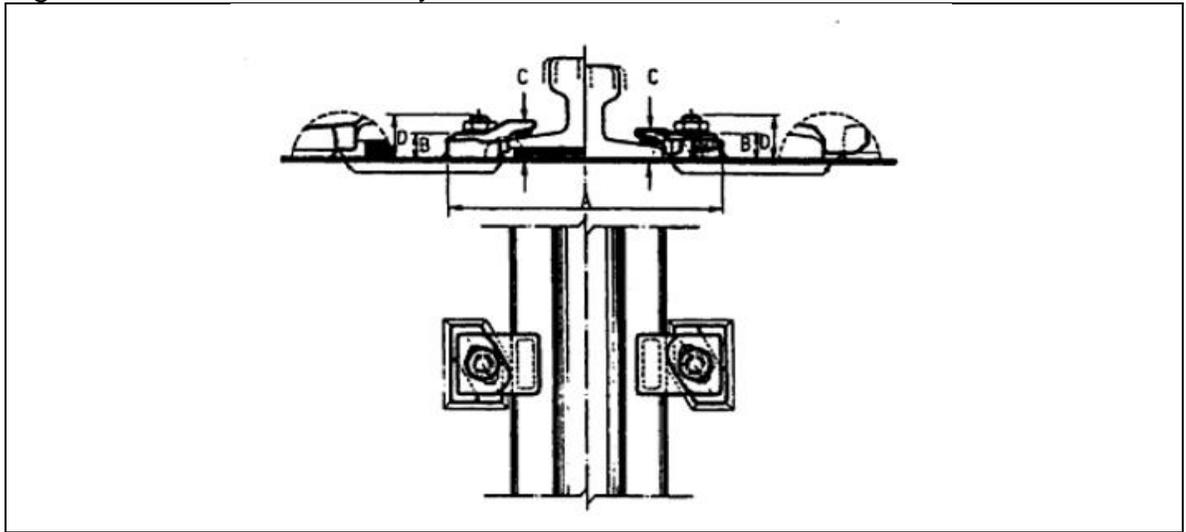
$$H = \frac{B - b}{2}$$

$$H = \frac{30 cm - 12,5 cm}{2} = 8,75 cm$$

Las zapatas tendrán una profundidad de 20 cm. Irán reforzadas con varillas de hierro N°2, la cual cuenta con un diámetro nominal de aproximadamente ¼ de pulgada, se formaran cubos en varilla de 25 cm de ancho * 25 cm de largo * 15 cm de profundidad.

Ya seleccionado el riel se procede escoger el sistema de anclaje. En este caso se realizará la sujeción con un soporte adicional de amarre. Las dimensiones mínimas para un carril A 45 se mostraran en la Figura 114 y en el Cuadro 37.

Figura 114. Sistema de anclaje



Fuente: Grúas. Emilio Larrode y Antonio Miravete. Pág. 190

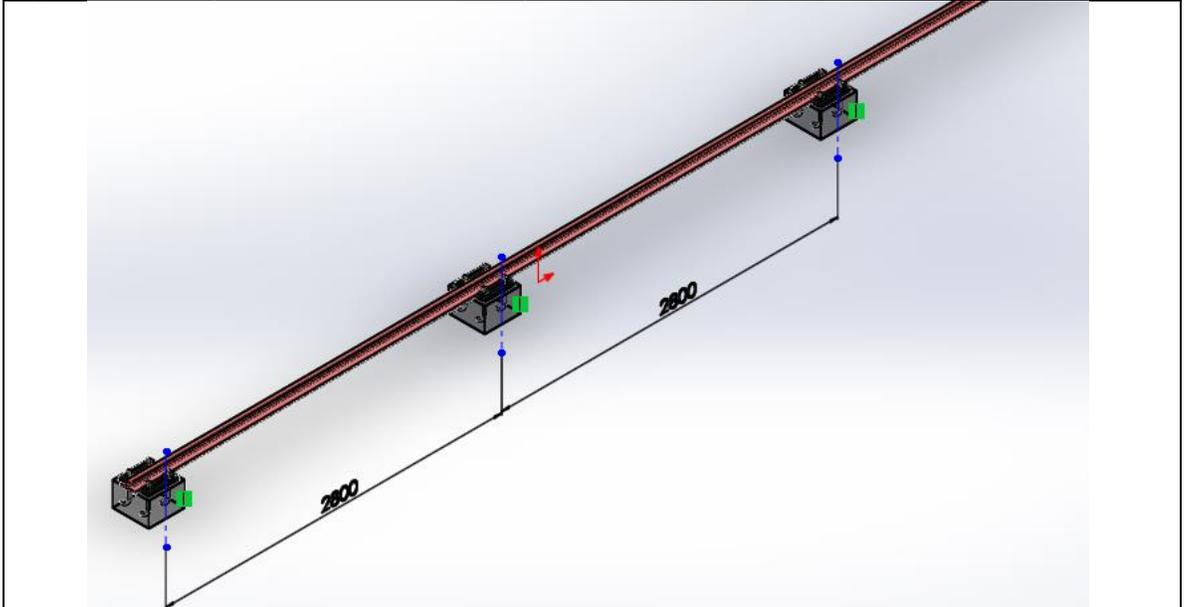
Cuadro 37. Medidas del sistema de anclaje

| Amarre con soporte | | | | | Amarre sin soporte | | | | |
|--------------------|-----|----|----|----|--------------------|-----|----|----|----|
| Rail | A | B | C | D | Rail | A | B | C | D |
| A 45 | 245 | 22 | 32 | 37 | A 45 | 245 | 22 | 25 | 37 |
| A 55 | 270 | 22 | 32 | 37 | A 55 | 270 | 22 | 25 | 37 |
| A 65 | 295 | 22 | 32 | 37 | A 65 | 295 | 22 | 25 | 37 |
| S 10 | 178 | 22 | 32 | 37 | S 10 | 178 | 22 | 25 | 37 |
| S 12 | 185 | 22 | 32 | 37 | S 12 | 185 | 22 | 25 | 37 |
| S 14 | 190 | 22 | 32 | 37 | S 14 | 190 | 22 | 25 | 37 |
| S 18 | 202 | 22 | 32 | 37 | S 18 | 202 | 22 | 25 | 37 |
| S 20 | 202 | 22 | 32 | 37 | S 20 | 202 | 22 | 25 | 37 |

Fuente: Grúas. Emilio Larrode y Antonio Miravete. Pág. 190

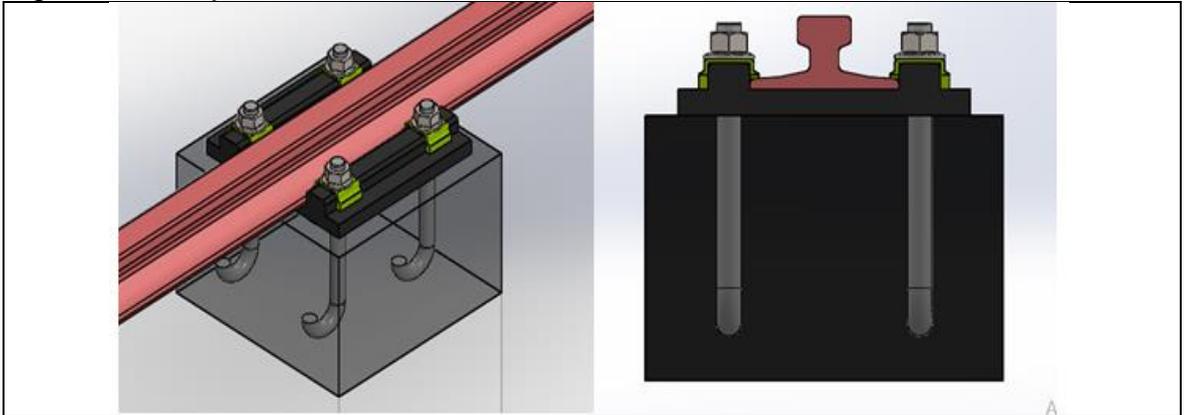
Para efectos de este proyecto se colocarán pilares para soportar la viga como se mostró en la Figura 113., estos pilares se pondrán a una distancia determinada como se muestra en la Figura 115.

Figura 115. Espaciamiento entre los pilares de concreto



Finalmente en la Figura 116., se mostrará un esquema aproximado de la fijación del riel.

Figura 116. Sujeción del riel



El perno se seleccionará dependiendo a los parámetros que establece la empresa SUYU³⁸, la cual trabaja y diseña esta clase de sistemas. Para estos tipos de sujeciones se recomienda usar pernos M24 de grado 4,6 si se usan platinas de amarre para la sujeción del riel, el perno tendrá la longitud mínima, que esta empresa establece correspondiente a 150 mm, la cual no interfiere con las demás dimensiones de las cimentaciones.

³⁸ SUYU. Sistema de fijación con abrazadera de ferrocarril KPO. Recuperado del sitio web <<http://www.railfasteners.es/2-4-kpo-clamp-rail-fastening-system.html>> [con acceso el 29-10-2016]

6. EVALUACIÓN POR MEF

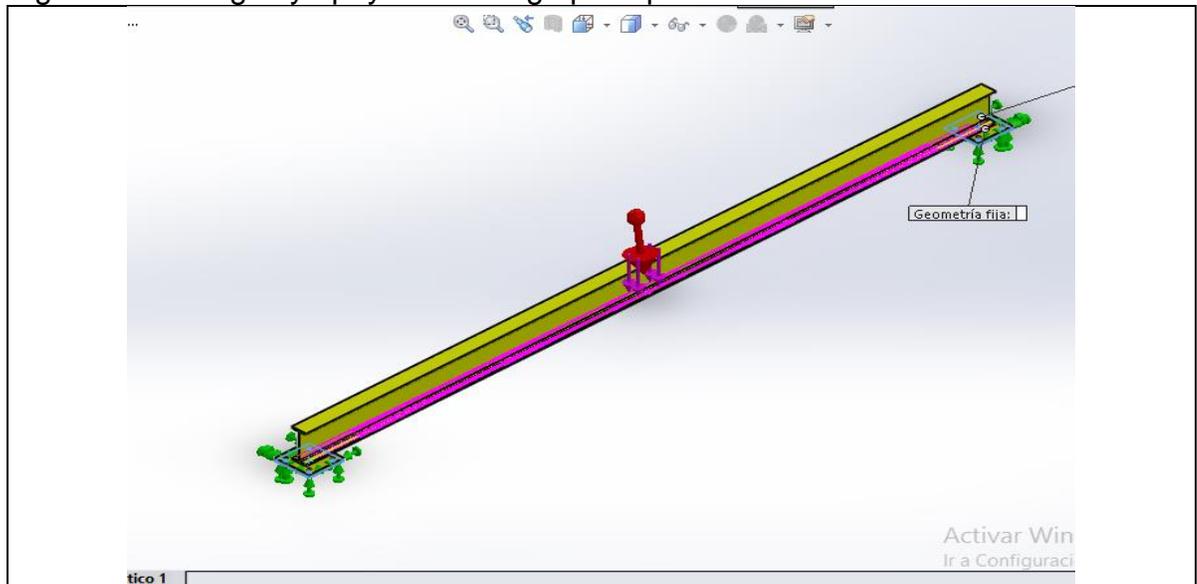
En este capítulo se corroborara por medio del análisis de elementos finitos los subsistemas críticos que conforman el puente grúa, con el fin de comparar los resultados obtenidos con el software y los obtenidos analíticamente en el capítulo anterior. El análisis se realizará de lo específico a lo general, es decir se analizarán los subsistemas por separado y luego todo el conjunto que conforma el puente grúa.

6.1 ANALISIS DEL SISTEMA DE TRASLACION DEL TROLLEY

Para este subsistema se analizara la viga principal, la cual está encargada de soportar el peso del motor. Como la carga se mueve a lo largo de la viga, se tomarán dos puntos críticos; en el centro y a un extremo de la viga, igual que en el capítulo anterior.

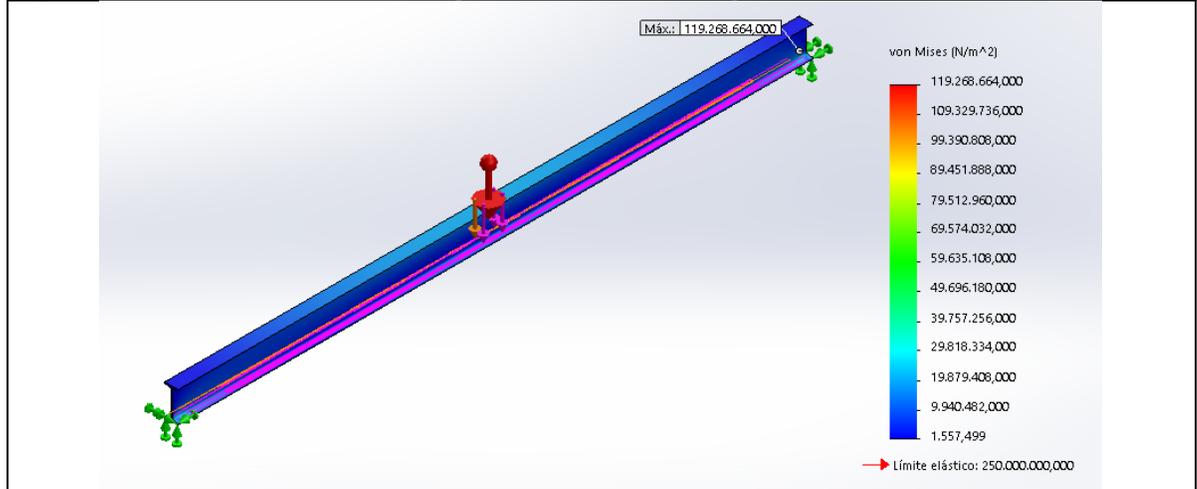
6.1.1 Análisis de la viga con la carga en el centro. En este caso se aplicarán cuatro fuerzas puntuales en la aleta inferior de la viga, debido al contacto entre la aleta y las ruedas del trolley. La fuerza ejercida por cada rueda será la calculada en el capítulo anterior ($P=4.574N$). En la Figura 117., se mostrará la posición en donde estarán aplicadas dichas cargas y el lugar en donde está apoyada la viga principal.

Figura 117. Cargas y apoyos de la viga principal



Por medio de análisis de elementos finitos del software se calculará el esfuerzo de Von Mises el cual se observa en la Figura 118., este se comparara con el obtenido analíticamente en el capítulo anterior.

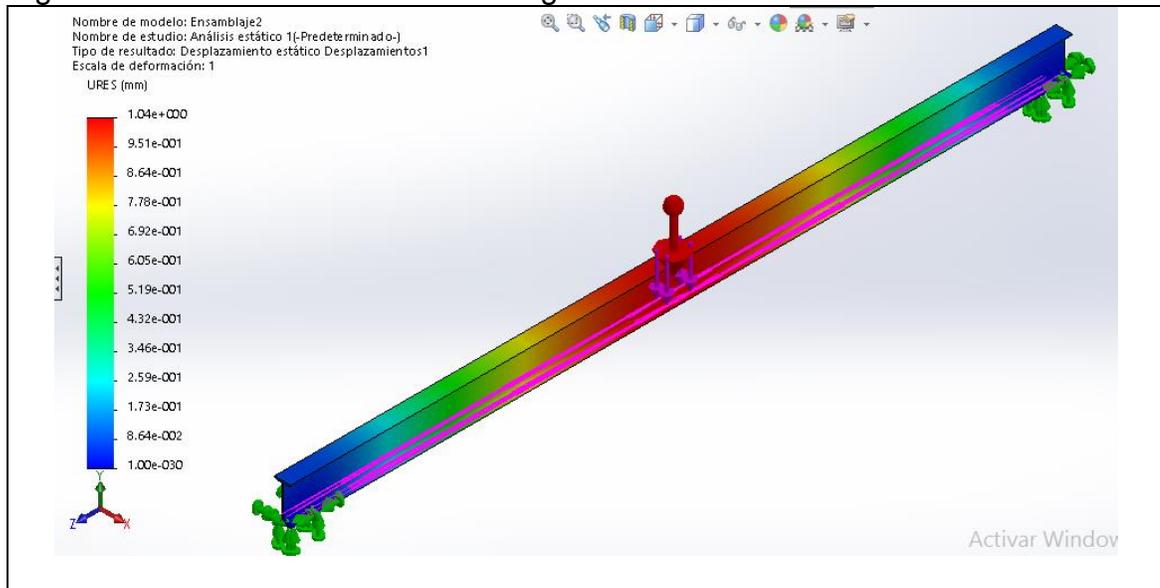
Figura 118. Esfuerzo con la carga el centro de la viga



Los esfuerzos obtenidos en la Figura 118., no se alejan demasiado de los obtenidos analíticamente lo que corrobora que la viga está bien seleccionada.

En la figura 119., se muestra la deflexión máxima que tiene la viga, esta con la carga en el centro debido que es la posición en donde más presenta deflexión.

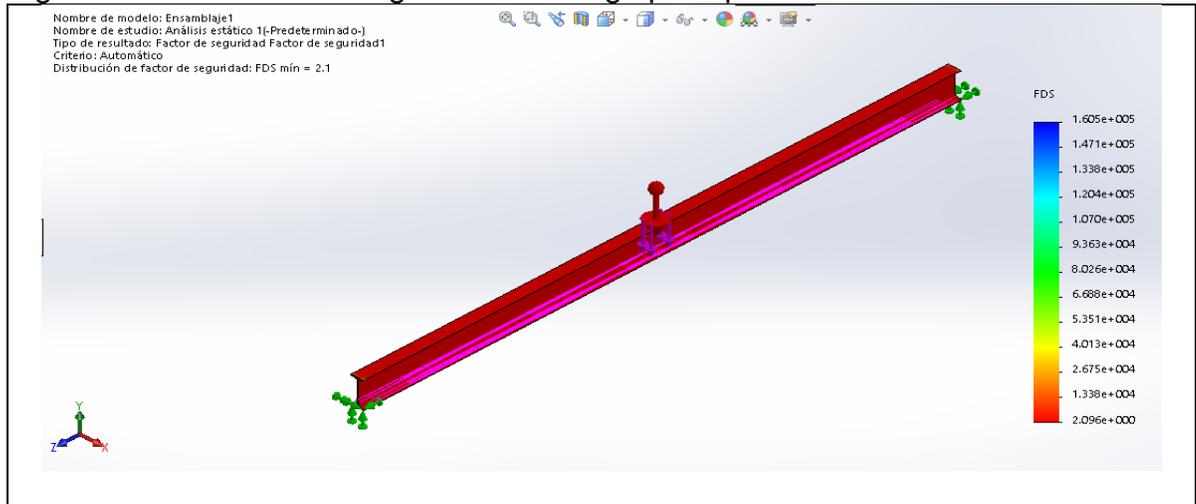
Figura 119. Deflexión máxima de la viga



Como se muestra en la Figura119., la deflexión máxima de la viga se encuentra en el centro con un desplazamiento máximo de 1.04 mm

En la Figura 120., se mostrará los factores de seguridad obtenidos mediante el software.

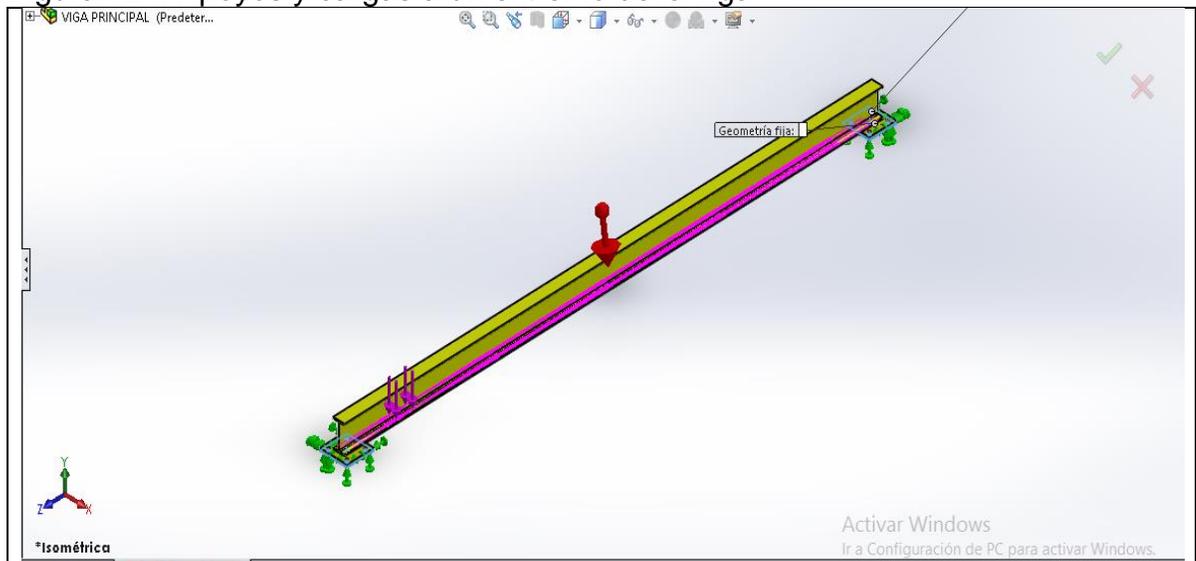
Figura 120. Factores de seguridad de la viga principal



Como se observó en la Figura 120., la viga principal soportara 2,06 veces la carga permisible en los puntos más críticos.

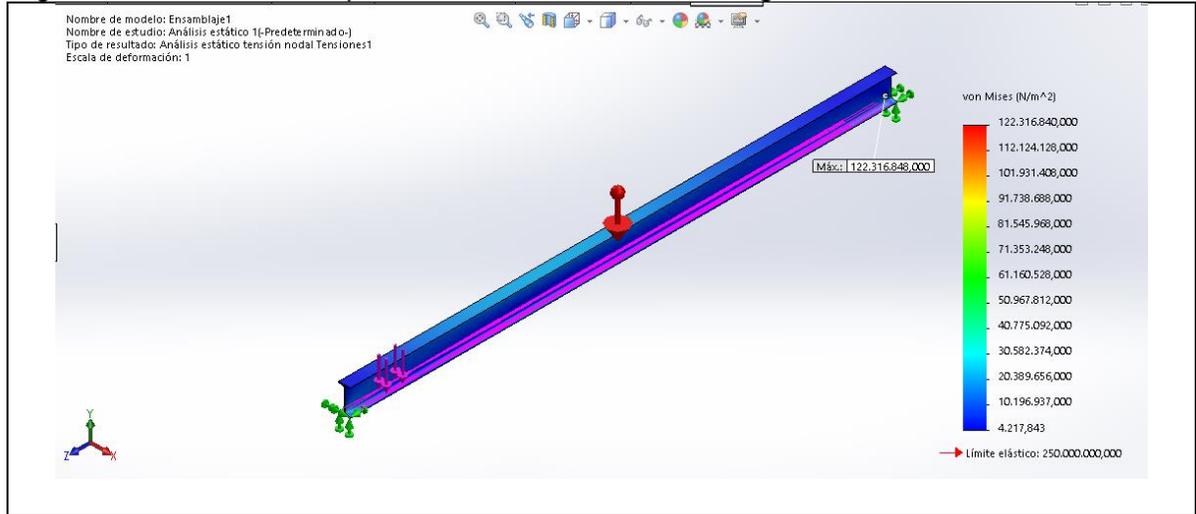
6.1.2 Análisis de la viga con la carga en un extremo. Como lo fue en el caso anterior, se tendrán las mismas cuatro cargas, con la diferencia que ahora estarán ubicadas en un extremo de la viga, como se muestra en la Figura 121.

Figura 121. Apoyos y cargas a un extremo de la viga



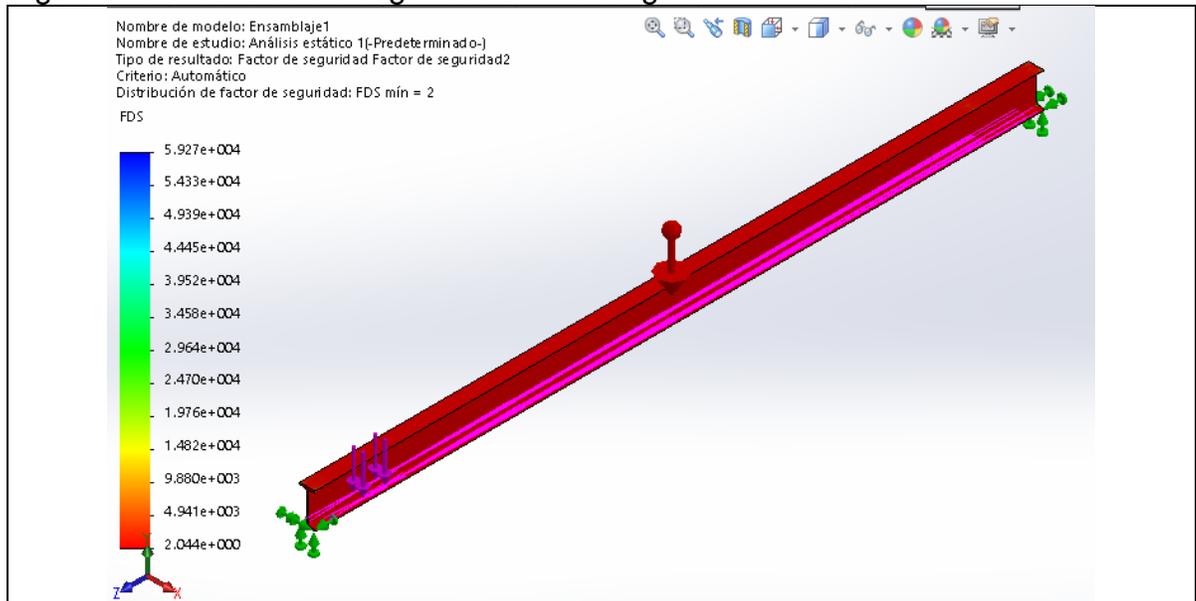
Se analizara con el software para conocer el esfuerzo de Von Mises como se muestra en la Figura 122., y así poder compararlo con el obtenido de forma analítica.

Figura 122. Esfuerzo soportado a un extremo de la viga



Como se observó en la Figura 122., el esfuerzo de Von Mises aumenta debido a que la fuerza cortante es mayor, por estar más cerca al apoyo; igual que en el caso anterior el esfuerzo calculado analíticamente es muy cercano al calculado en el software y ninguno de estos sobrepasa el $\sigma_{perm.}$, lo que quiere decir que soportará las cargas. A continuación se mostraran en la Figura 123., los factores de seguridad en los puntos más críticos.

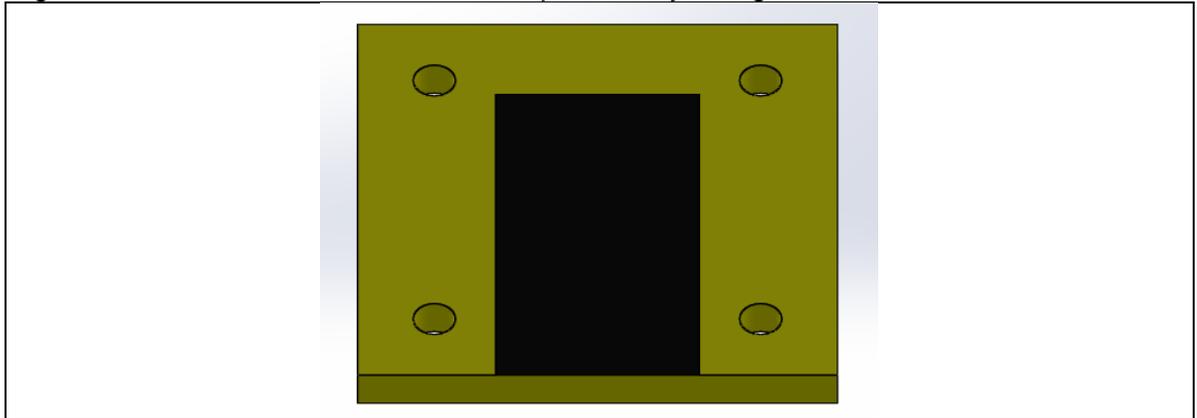
Figura 123. Factores de seguridad con la carga a un extremo



Como se observó en la Figura 123., la viga principal soportara 2,04 veces la carga permisible en los puntos más críticos.

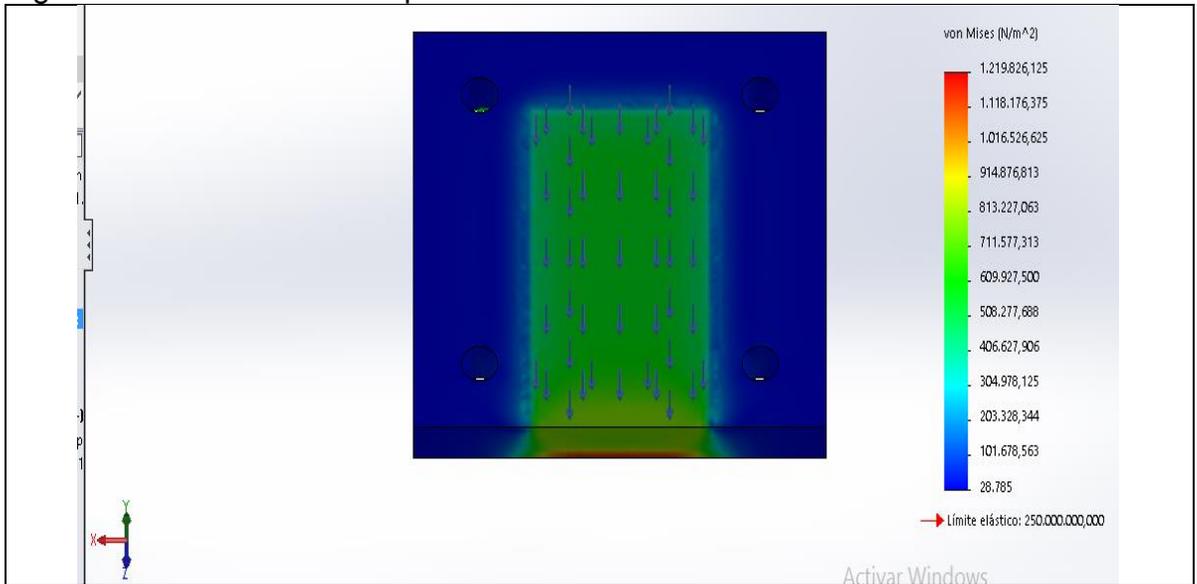
6.1.3 Análisis de las platinas de apoyo de la viga. Para el cálculo de las platinas mediante el software, se tendrá en cuenta el área de contacto entre la platina y la viga como se muestra en la Figura 124., de la misma manera como se realizó en el cálculo analítico.

Figura 124. Área de contacto entre la platina 1 y la viga



Se tomara una carga distribuida en el área de contacto, tomando como referencia la carga total como si estuviese sobre el apoyo, el esfuerzo de Von Mises por medio del software se muestra en la Figura 125.

Figura 125. Esfuerzo en las platinas 1



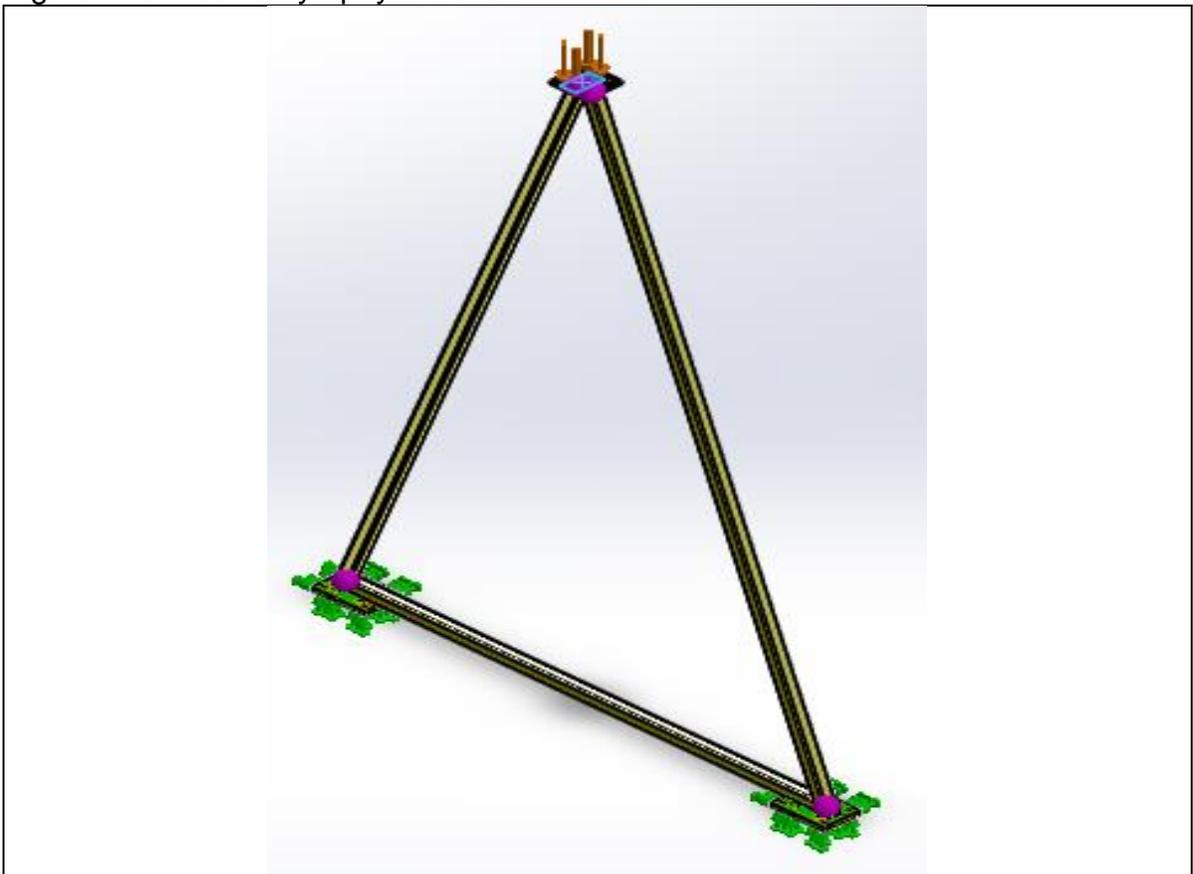
Como se pudo observar en la Figura 125., el valor del esfuerzo promedio de color verde es aproximadamente 711 KPa, este valor es cercano al obtenido analíticamente, pero con el software se puede observar que el máximo esfuerzo

soportado por la platina es de 1,2 MPa y está en un extremo de color rojo, sin importar que este valor sea mayor, la platina no supera el σ_{perm} .

6.2 ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DEL PUENTE GRÚA

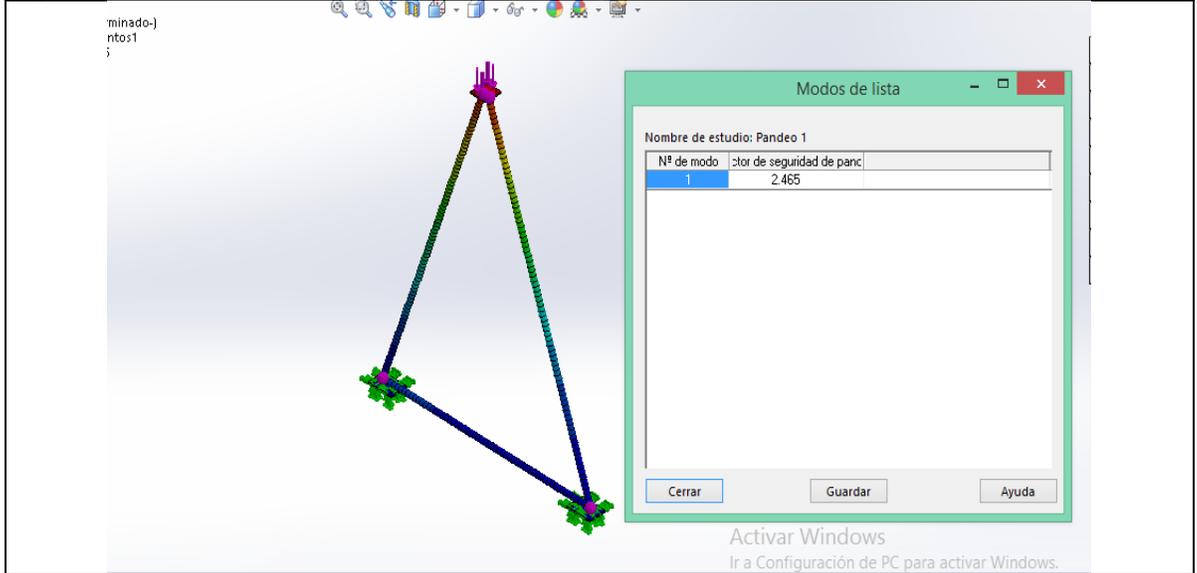
Para este subsistema se analizará una de las dos estructuras que conforman el puente grúa, en este caso se tomará como la condición más crítica el momento en que la carga este próxima al apoyo, es por esto que se le aplicará la totalidad de la carga, analizando situaciones como lo son el pandeo, los desplazamientos y los esfuerzos a los que se estará sometiendo la estructura. Por último se analizaran las platinas de unión y se verificarán los resultados con los obtenidos analíticamente. En la Figura 126., se observa la ubicación de la carga y la forma en que estará apoyada la estructura.

Figura 126. Fuerzas y apoyos de la estructura



6.2.1 Análisis de pandeo de la estructura. Mediante el software se realizará un estudio de pandeo, con el fin de obtener el factor de seguridad de la estructura y verificar que soporte la carga como se muestra en la Figura 127.

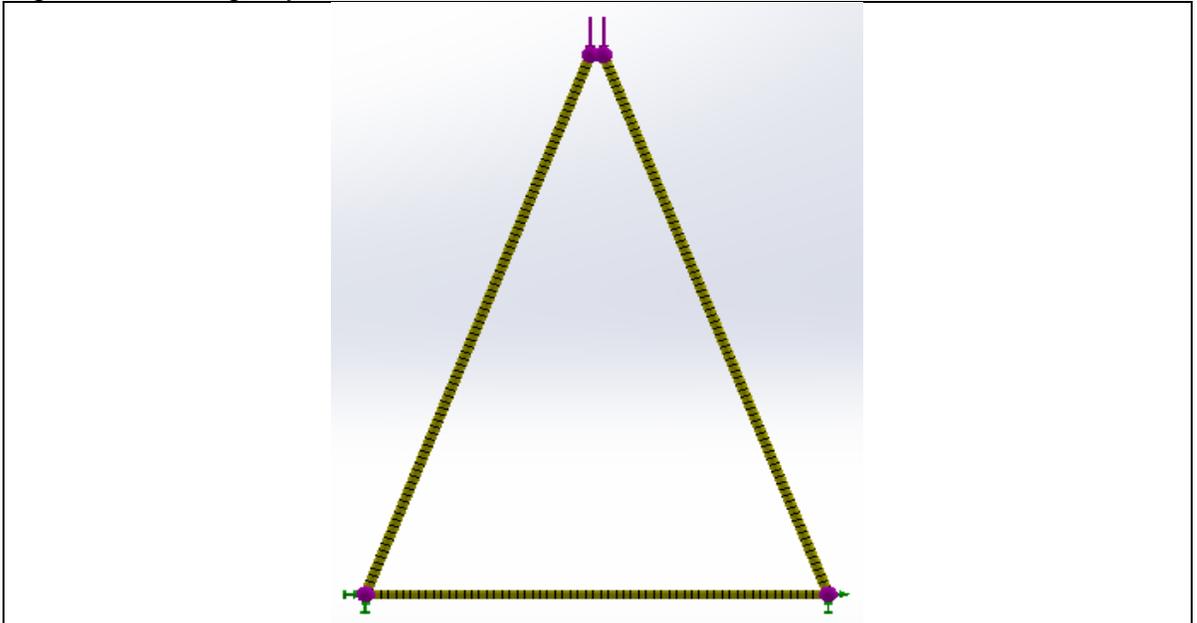
Figura 127. Factor de seguridad contra el pandeo



Como se observa en la Figura 127., la estructura cuenta con un factor de seguridad de 2,46 lo que corrobora que el perfil seleccionado analíticamente es el apropiado.

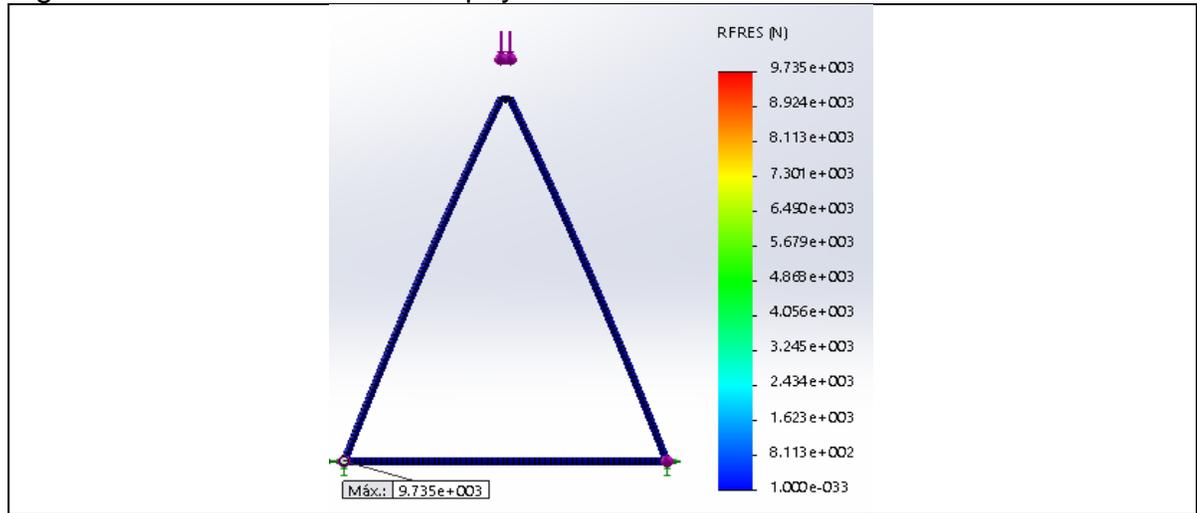
6.2.2 Desplazamientos de la estructura. Así como en el cálculo analítico por el método matricial, los desplazamientos en los nodos libres dan como resultado las reacciones en los nodos fijos o apoyos, en la Figura 128., se observa la aplicación de las cargas en los nodos libres y las restricciones en los nodos fijos.

Figura 128. Cargas y restricciones en los nodos



Ya puestas las condiciones de frontera se realizará un estudio estático para así conocer los desplazamientos y las reacciones, en este caso los desplazamientos por debajo a 1,5 mm serán relevantes, debido a que es con las reacciones que se calculan los esfuerzos en los elementos, En la Figura 129., se muestran las reacciones resultantes en los apoyos.

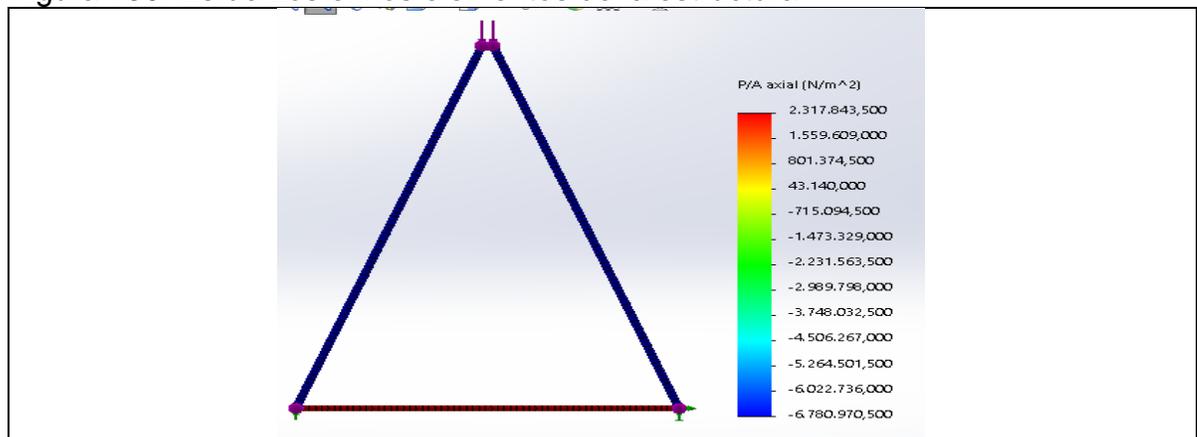
Figura 129. Reacciones en los apoyos



La Figura 129., ratifica que los cálculos hechos matricialmente son consistentes, puesto que la reacción máxima se encuentra en los apoyos y es de 9.735N muy aproximada a la del cálculo analítico que es 9.706N.

6.2.3 Esfuerzos en los elementos de la estructura. Para realizar el estudio estático y poder conocer el esfuerzo que soporta cada elemento, se cambiarán las condiciones en que estarán los apoyos, uno estará fijo y el otro se podrá deslizar esto se realizara para poder observar la tensión que sufre el elemento 4. Los esfuerzos soportados por cada elemento se mostraran en la Figura 130.

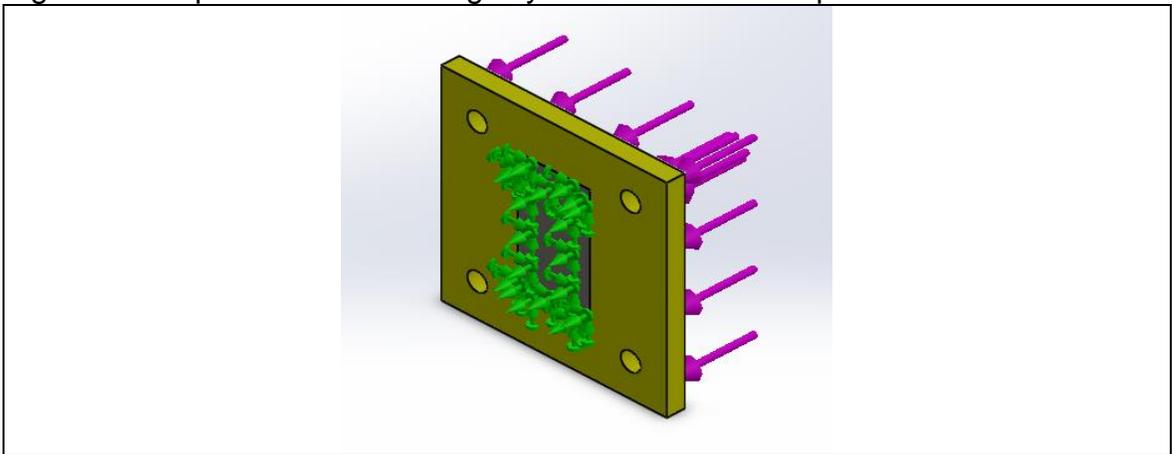
Figura 130. Esfuerzos en los elementos de la estructura



Los esfuerzos mostrados en la Figura 130., son esfuerzos de compresión o de tensión de la forma: fuerza sobre área, iguales a los calculados analíticamente. El signo negativo indica que el elemento se encuentra a compresión y el positivo que están a tensión. Como se observa ningún esfuerzo de tensión o de compresión supera el $\sigma_{perm.}$; Indicando así que la estructura está bien diseñada para las cargas que soportara.

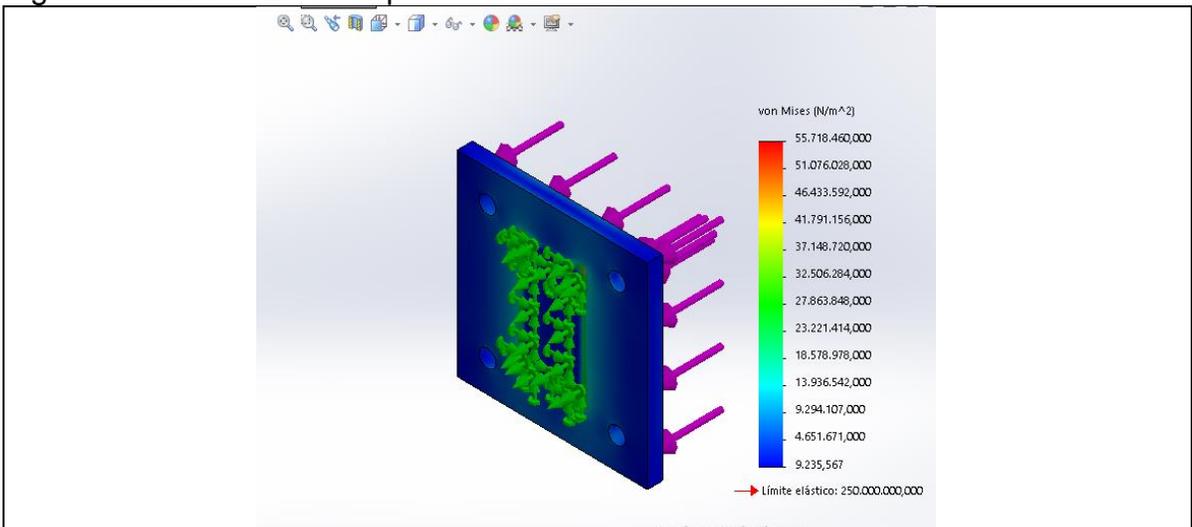
6.2.4 Análisis de la platina 2. Para analizar la platina 2 se tendrá en cuenta el área de contacto entre la estructura y la platina superior, esta será la parte fija y la cara que está en contacto con la platina de soporte de la viga, es donde se aplica la fuerza distribuida que es la misma como se muestra en le figura 131.

Figura 131. Aplicación de las cargas y restricciones de la platina 2



Conociendo las condiciones se realiza la simulación, la cual se observa en la Figura 132.

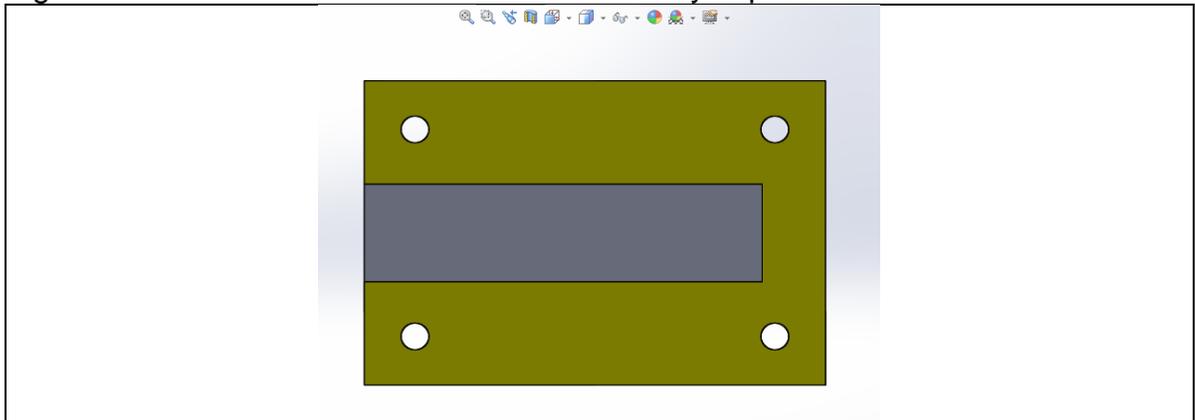
Figura 132. Esfuerzo de la platina 2



El esfuerzo arrojado por el software comparado con el realizado analíticamente difiere aproximadamente en un 98%, una de las consecuencias sería que en el análisis teórico no se consideró la flexión por las cargas excéntricas al apoyo, pero sin embargo el esfuerzo máximo no supera el σ_{perm} .

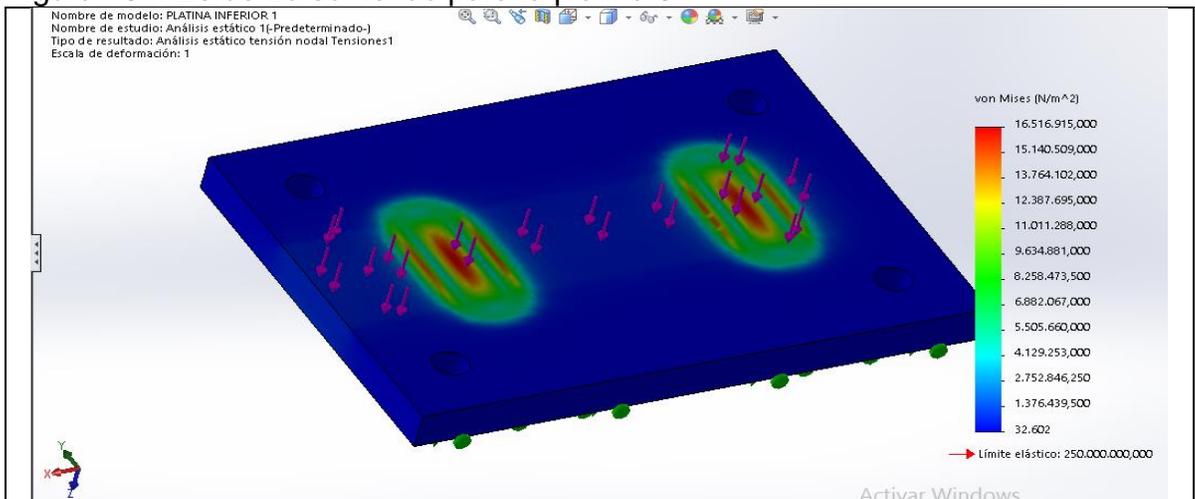
6.2.5 Análisis de la platina 3. Para el análisis de la platina 3, se debe tener en cuenta igualmente el área de contacto entre la estructura y la platina como se muestra en la Figura 133.

Figura 133. Área de contacto entre la estructura y la platina 3



Para el análisis de elementos finitos se pondrá una carga distribuida en el área de contacto del peso de la estructura y la carga total como si el trolley estuviese sobre el apoyo. Debido a que la estructura está apoyada sobre dos platinas esta se debe dividir en dos, en la Figura 134., se observa el esfuerzo de Von Mises arrojado por el software.

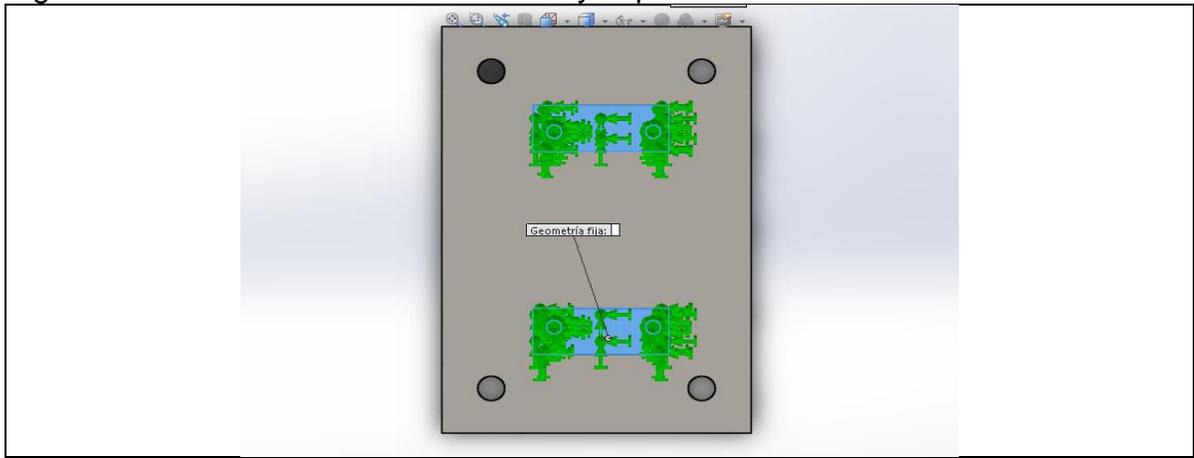
Figura 134. Esfuerzo sometido para la platina 3



Como se observa en la Figura 135., hay dos puntos en los que se concentran los esfuerzos, esto debido a dos agujeros en donde encajaron los cuatro pernos de fijación de los LRS, en estos concentradores de esfuerzos el más alto es de 16,5 Mpa muy por debajo del σ_{perm} .

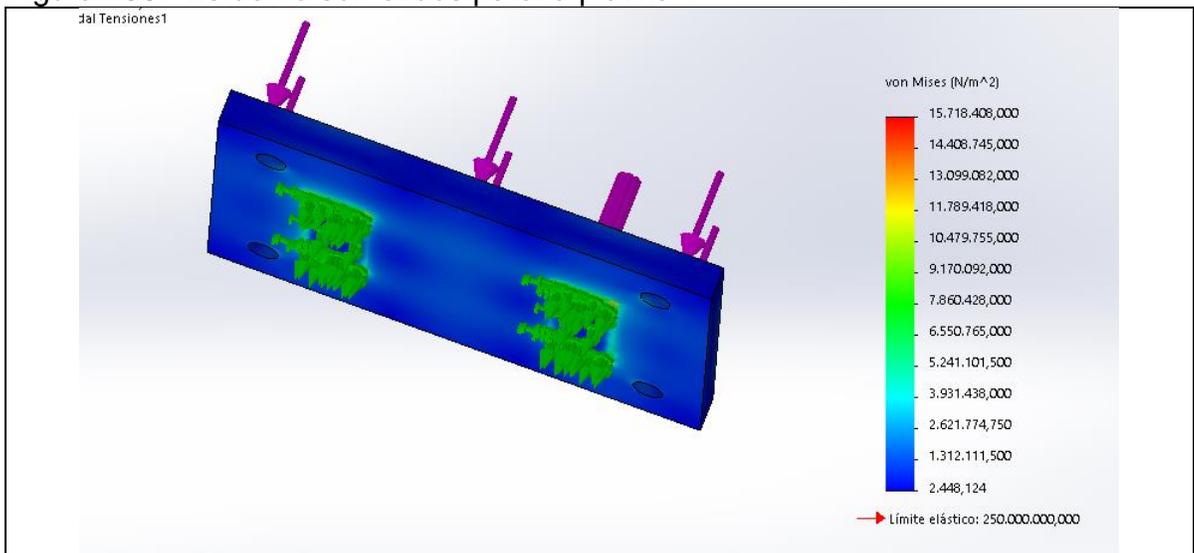
6.2.6 Análisis de la platina 4. Para el análisis de la platina 4, se debe tener en cuenta igualmente el área de contacto entra los carros LRS y la platina como se muestra en la Figura 135.

Figura 135. Área de contacto entre LRS y la platina 4



Para el análisis de elemento finitos, al igual que en el apartado 6.2.5 se tomará la mitad del peso de la estructura sumado con la carga total, debido a que la platina 4 está directamente en contacto a la platina 3, en la Figura 136. Se mostrarán los esfuerzos a los que está sometida esta platina.

Figura 136. Esfuerzo sometidos para la platina 4



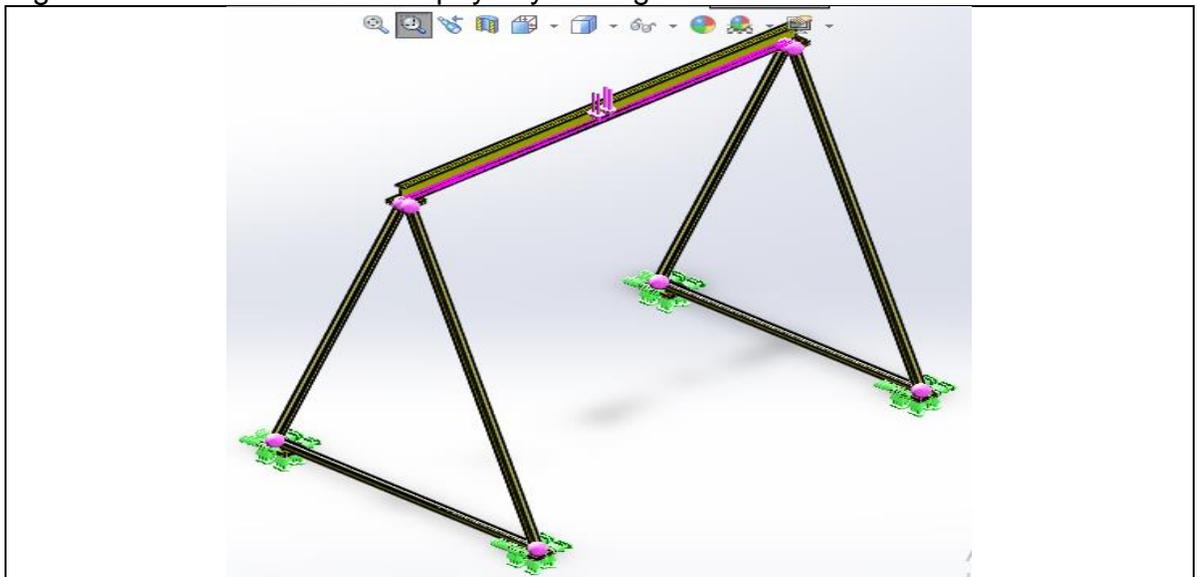
Los esfuerzos obtenidos mediante el software difieren mucho de los calculados analíticamente, debido a que en el analítico no se tuvieron en cuenta las cargas excéntricas al apoyo, como se muestra en la Figura 136. La carga se distribuye en una de las caras, mientras que en la otra los apoyos solo están presentes en una reducida parte.

6.3 ANÁLISIS DEL PUENTE GRÚA COMO CONJUNTO

Para el análisis del puente grúa se realizaron dos estudios, uno de pandeo y uno estático. Se analizarán en dos puntos; primero cuando la carga este en el centro de la viga y luego cuando este cerca al apoyo. Las cargas serán las mismas, cuatro cargas puntuales aplicadas en la aleta inferior.

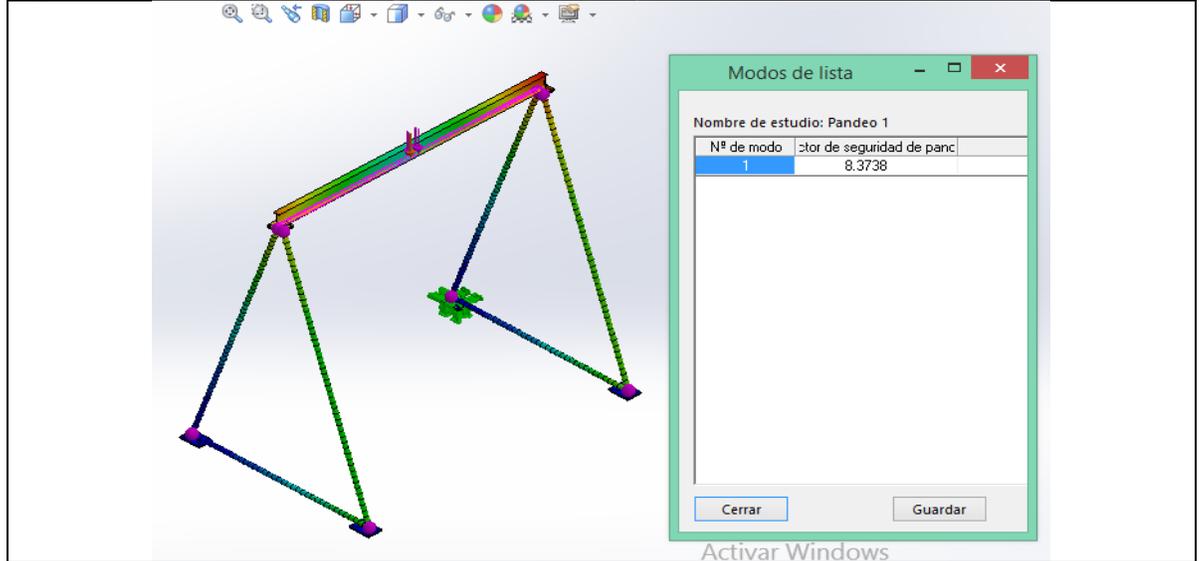
6.3.1 Análisis de pandeo con la carga en el centro. En la Figura 137., se muestra la ubicación de las cargas y la sujeción en los apoyos del puente grúa

Figura 137. Ubicación de los apoyos y la carga



En la Figura 138., se encuentran los factores de seguridad del puente grúa contra el pandeo

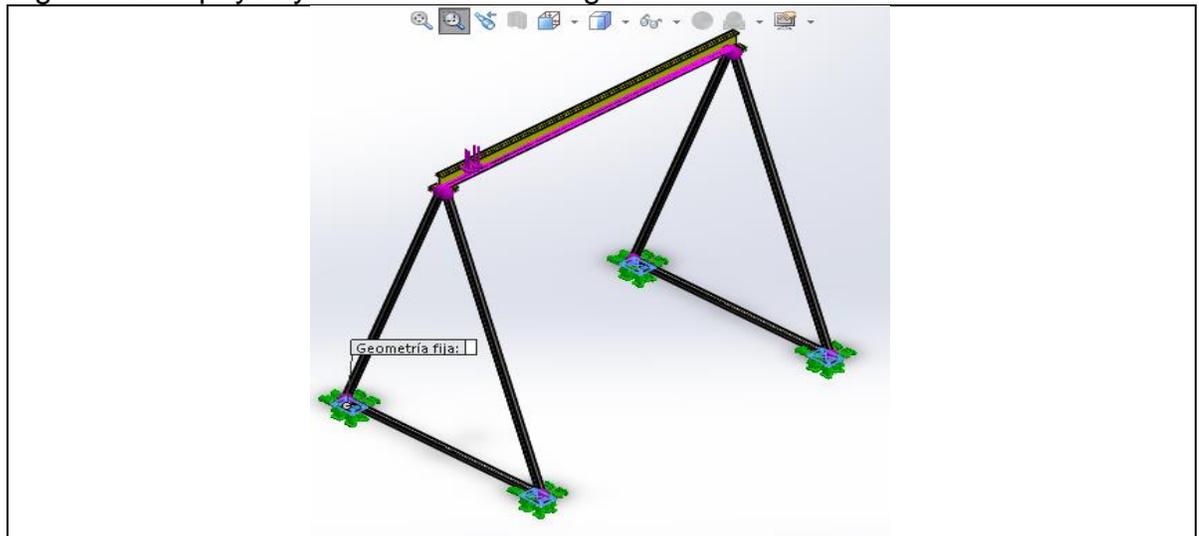
Figura 138. Factores de seguridad contra el pandeo



Como se observa en la Figura 138., el puente grúa con la carga en el centro tiene un factor de seguridad de 8,3 esto debido a que los esfuerzos se distribuyen por todos los elementos que lo conforman.

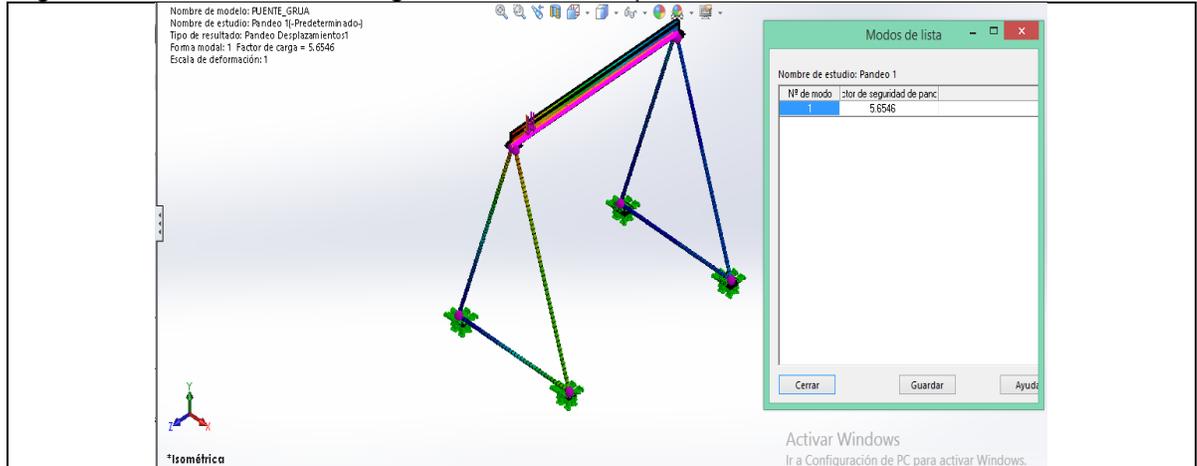
6.3.2 Análisis de pandeo con la carga en el apoyo. En la Figura 139., se muestra la ubicación de las cargas y la sujeción en los apoyos del puente grúa.

Figura 139. Apoyos y ubicación de la carga



En la Figura 140., se encuentran los factores de seguridad del puente grúa contra el pandeo

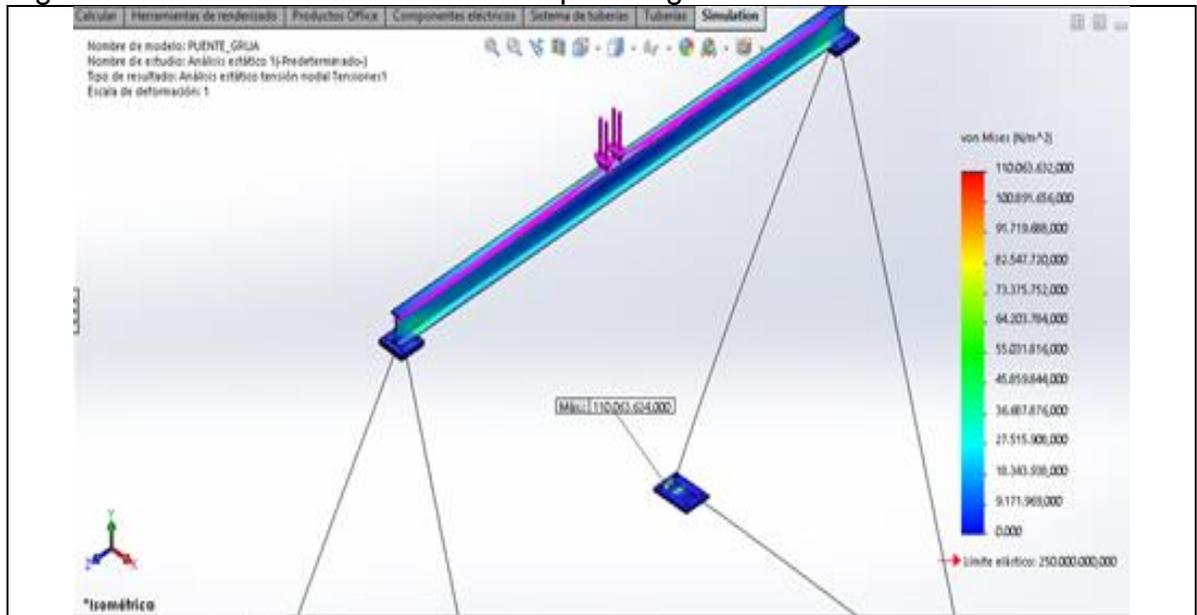
Figura 140. Factores de seguridad contra el pandeo



Como se mostró en la Figura 140., al estar la carga en un extremo el factor de seguridad disminuirá a un valor de 5,6.

6.3.3 Análisis estático con la carga en el centro. En la Figura 141., se muestran los esfuerzos a los que esta sometidos la viga principal y las platinas al someterlos a un análisis estatico.

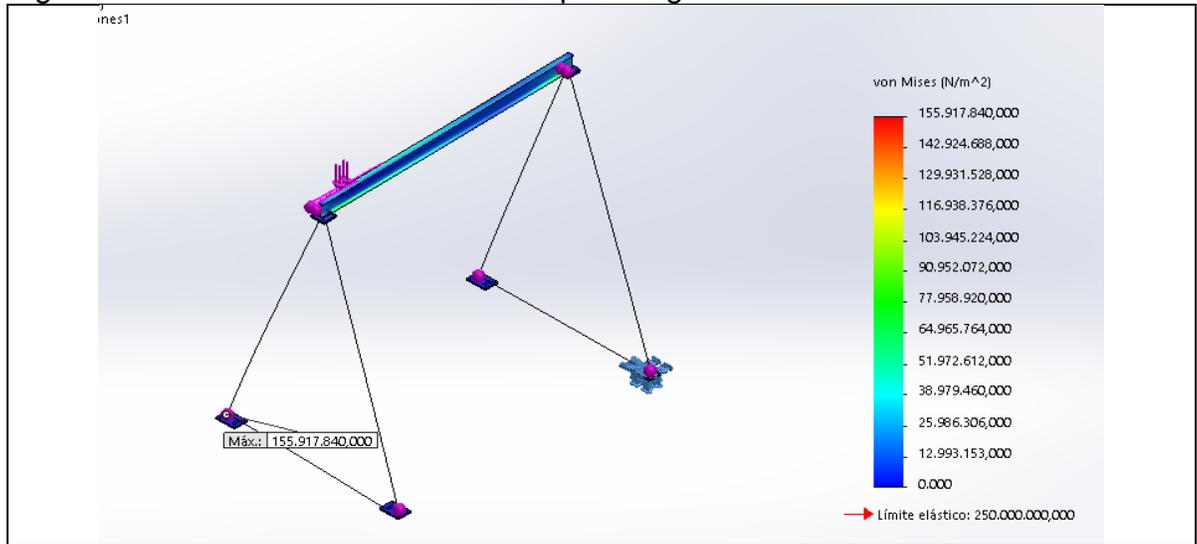
Figura 141. Esfuerzos sometidos en el puente grúa



Como se mostró en la Figura 141., las platinas inferiores soportaran los mayores esfuerzos, en este caso de 110 MPa, lo importante de esto es que ningún esfuerzo sobrepasa el $\sigma_{perm.}$, lo que quiere decir que el puente grúa está bien diseñado.

6.3.4 análisis estático con la carga en el apoyo. En la Figura 142., se muestran los esfuerzos a los que están sometidos la viga principal y las platinas al someterlos a análisis estáticos.

Figura 142. Esfuerzos sometidos en el puente grúa



Como se mostró en la Figura 142., las platinas inferiores soportarán los mayores esfuerzos, en este caso de 155 MPa, lo importante de esto es que ningún esfuerzo sobrepasa el $\sigma_{perm.}$, lo que quiere decir que el puente grúa está bien diseñado y soportara todas las cargas.

7. MANUALES

En el siguiente capítulo, se expondrán los diferentes manuales, que deben ser tenidos en cuenta para asegurar el buen funcionamiento y la duración del puente grúa; entre estos se encuentran el manual de seguridad, el de mantenimiento, el de instalación y el de operación.

7.1 SEGURIDAD

Para un adecuado uso de las máquinas, como los puentes grúa, es necesario tener en cuenta una serie de medidas de seguridad, esto ayudará para que tanto el operador como las personas que estén alrededor no sufran algún riesgo de tipo físico; a continuación se señalarán algunas normas de seguridad que deben ser tomadas en consideración a la hora de utilizar el puente grúa;

- Antes de usar el puente grúa se deben leer los manuales de usuario
- Previo a poner en funcionamiento el puente grúa se debe asegurar que los elementos como los cables, eslingas y ganchos estén en óptimas condiciones
- Si el puente grúa no está funcionando adecuadamente, ya sea mecánica o eléctricamente, se debe detener y avisar a una persona con el conocimiento requerido para su correcta reparación
- Los puente grúas solo pueden ser operados por personas calificadas o por operarios autorizados
- Una vez levantada la carga se debe asegurar que este bien amarrada y estable
- Si por algún motivo después de subir la carga se nota que no quedo bien amarrada se debe bajar y nuevamente asegurar
- Para el transporte de la carga se debe asegurar que no se encuentren personas ni objetos en el trayecto, en lo posible el operario siempre tendrá que ir observando la carga
- La carga deberá trasladarse a la menor altura posible
- Al momento de operar el puente grúa no deberán existir movimientos rápidos, por lo que se recomienda trasladar la carga a la menor velocidad posible
- El operario no deberá soltar la caja de mando mientras se sostenga una carga en el aire

- El uso inadecuado del equipo puede causar lesiones a quien lo manipula o daños graves a otros componentes de la compañía
- No se deben hacer reparaciones mientras el equipo esté en funcionamiento
- Mientras la luz que indica la activación del puente grúa este encendida, los demás miembros deberán abstenerse de pasar por la zona en donde opera la máquina, una vez la luz se apague podrán pasar
- No exceda el peso para el cual fue calculado el puente grúa, tenga en cuenta que si se sobrecarga podrán haber daños en la estructura o en cualquier otra parte de la máquina

7.2 INSTALACIÓN

El equipo contara con tres sistemas los cuales conforman el puente grúa, para poder entender el ensamble e instalación de este equipo fácilmente, se desarrollara este manual, el cual contempla como sistemas principales: los caminos de rodadura, la estructura y la viga principal. Como se ve el ensamble se realizara de la parte inferior a la parte superior como se mostrara en los siguientes apartados.

Antes de realizar la instalación se deben tener en cuenta unas medidas de seguridad las cuales se nombran a continuación;

- Verificar el espacio en donde se planea instalar el puente grúa, asi como los espacios en donde se pueden colocar los diferentes componentes necesarios para la instalación
- La zona de montaje debe quedar completamente definida y aislada, solo puede entrar personal autorizado
- Previamente se deben verificar la orientación de cada uno de los equipos, esto con ayuda de los planos dados por los diseñadores
- Antes de iniciar la instalación se debe verificar que todos los componentes este listos, esto ayudara a que no ocurran demoras en la instalación

7.2.1 Caminos de rodadura. Como se mencionó en el capítulo de diseño, los caminos de rodadura están conformados por zapatas, sistemas de amarre y los rieles de traslación del puente grúa que serán de tipo Burbach, rieles especiales para este tipo de máquinas.

Para la fijación de los rieles al suelo se deberán demarcar las zonas en donde irán las zapatas, después de esto se debe excavar y abrir cavidades de 0,3 m x 0,3 m, a una distancia de 2,5 m, en total serán 22 agujeros. Para la instalación de las cimentaciones se recomienda excavar a una profundidad de 0,2 m.

Para una mayor seguridad se deberán hacer cubos en varillas de acero para reforzar la zapatas, colocándolos en las cavidades junto a los soportes de amarre y los pernos de sujeción como se muestra en la Figura 143. Se deberá rellenar la cavidad con hormigón que tenga una resistencia aproximada de 11 MPa, dejar secar por un tiempo mínimo de 20 horas, teniendo presente que el suelo debe quedar perfectamente nivelado.

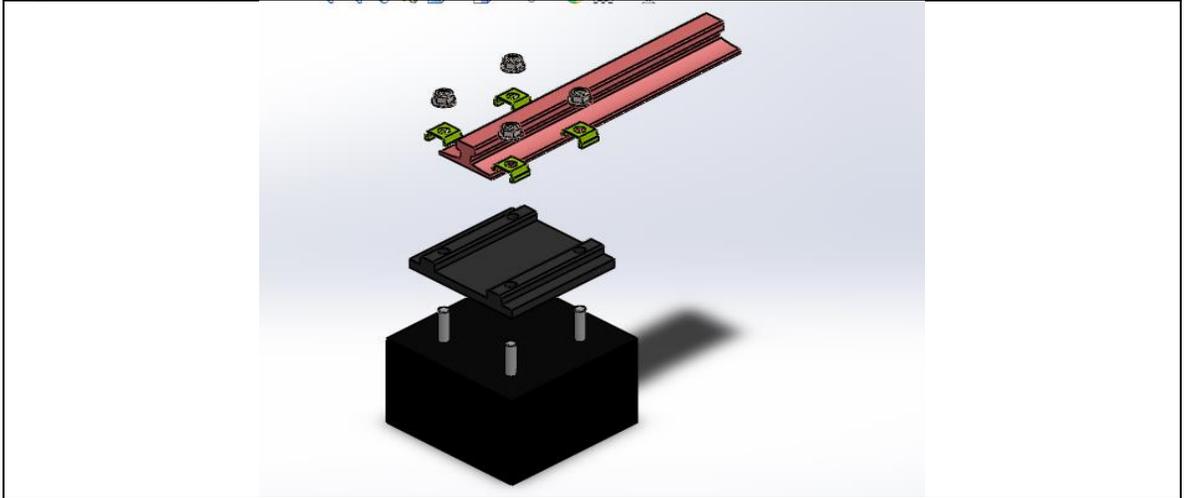
Figura 143. Fabricación de las zapatas



Se colocará el riel sobre los soportes de amarre y con ayuda de las platinas de sujeción y las tuercas se procede a ajustarlos, como se muestra en la Figura 144.

Para la respectiva nivelación de los rieles se deben estacionar dos niveles en puntos cercanos a donde se instalaran los rieles, seguido de esto, se tomaran lecturas a lo largo de todo el riel, aproximadamente a una distancia de 5 m, con estas lecturas se podrá hacer una gráfica, en la cual se resalte las condiciones del terreno a trabajar y allí, implementar las medidas necesarias para la correcta adecuación de los rieles.

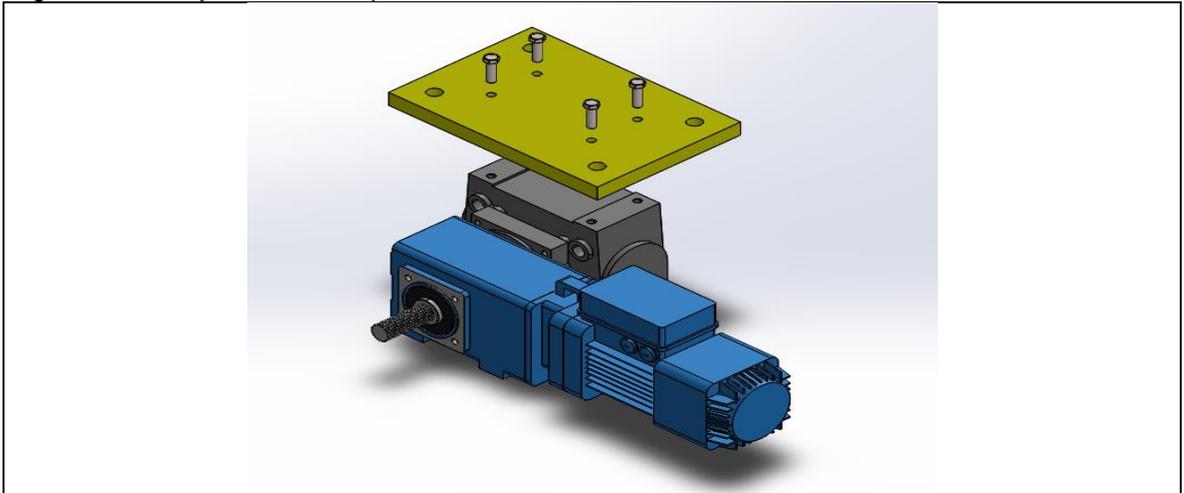
Figura 144. Sujeción de los rieles de rodadura



7.2.2 Estructura. Para facilitar la instalación del puente grúa, los cuatro perfiles de la estructura y las platinas de unión serán soldados previamente en el taller, con el fin de no realizar soldaduras en campo y agilizar la instalación.

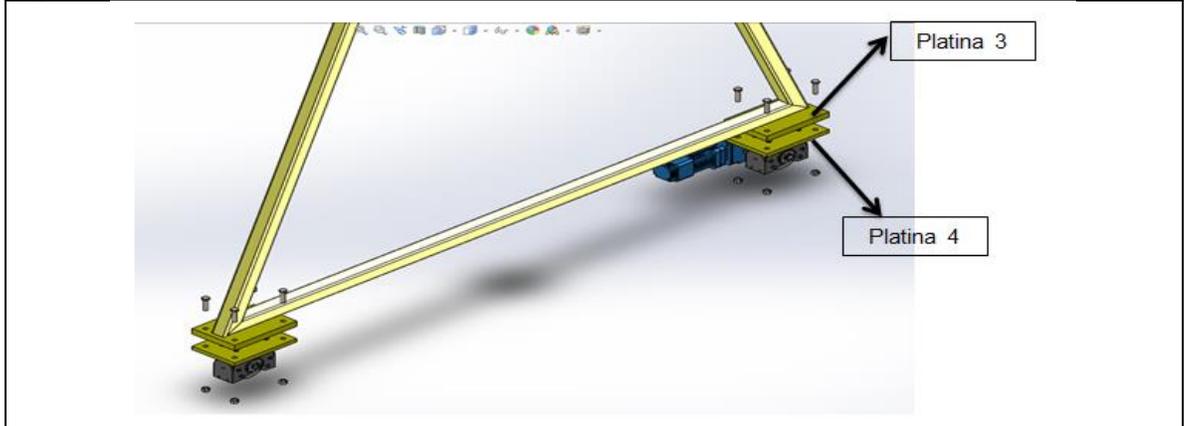
Una vez lista la estructura en el sitio de instalación se deberán fijar los bloques de ruedas LRS a las platinas por medio de los cuatro pernos de fijación dados por el fabricante, este recomienda un par de apriete de 130Nm, como se ve en la Figura 145.

Figura 145. Fijación de la platina a los LRS



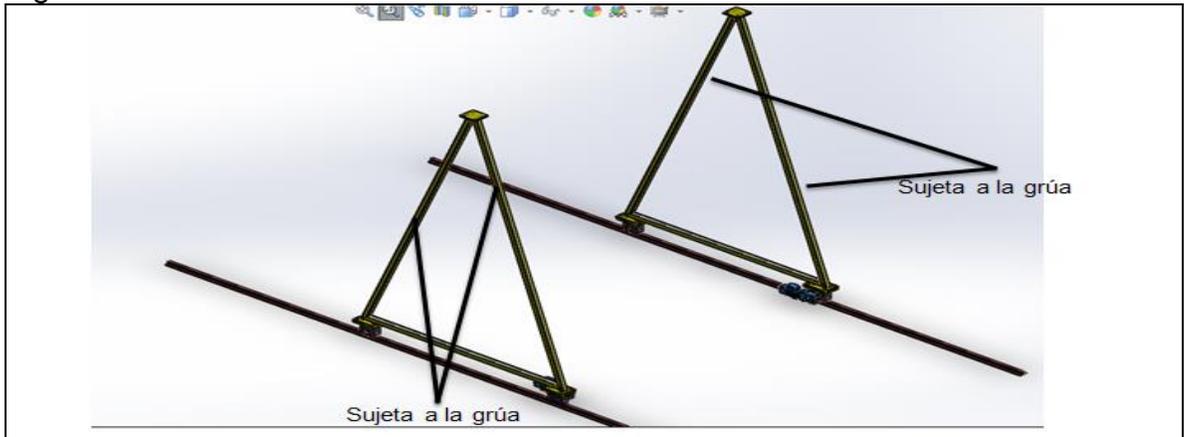
Ya realizado el anterior procedimiento se procederá a unir la estructura a los bloques de rueda LRS. Para esto se deberán unir las platinas 3 y 4 por medio de los cuatro pernos M20, como se muestra en la Figura 146.

Figura 146. Ensamble total de la estructura



Ya teniendo unida la estructura con los bloques de rueda LRS, se procederá a ubicar sobre los rieles todo el conjunto, garantizando que las pestañas de las ruedas queden perfectamente unidas al riel, para esto se recurrirá a una grúa la cual cumplirá la función de ubicar y sostener hasta que finalice toda la instalación, como se muestra en la Figura 147.

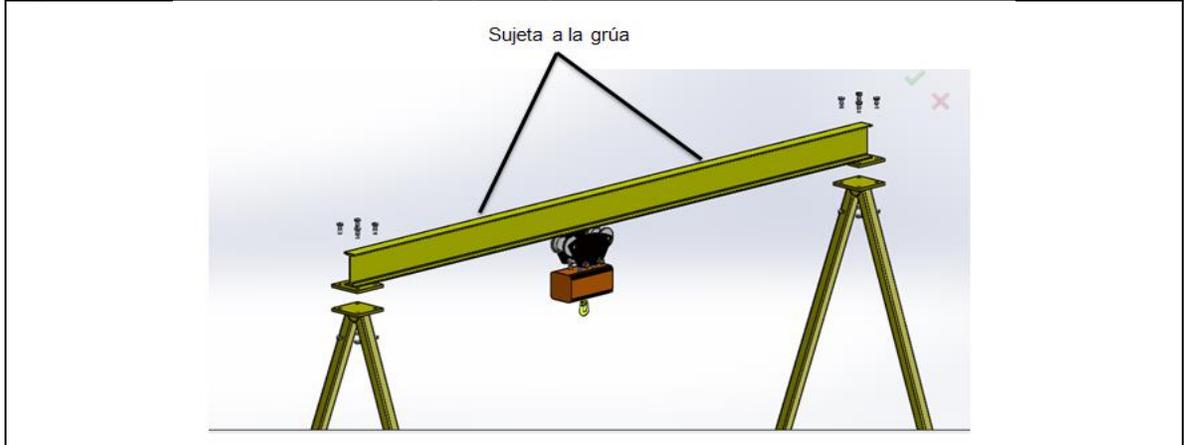
Figura 147. Ensamble de la estructura a los rieles



7.2.3 Viga principal. Al igual que en la estructura las platinas de unión de la viga serán soldadas previamente en el taller para así llevar el conjunto con sus medidas ya establecidas en los planos.

Al tener la viga en el sitio de instalación, se levantara y se colocara en dos soportes para así poder instalar el carro polipasto, esta altura de los soportes por lo general no debe ser muy alta para evitar daños por posibles caídas. Ya instalado el carro polipasto sobre la viga se procede a subir cuidadosamente el conjunto hasta una altura mayor a la estructura y con ayuda de la grúa este se ubicara de tal forma que las platinas uno y dos encajen y se puedan colocar los 8 pernos de unión de la viga a la estructura como se muestra en la Figura 148.

Figura 148. Ensamble de la viga principal

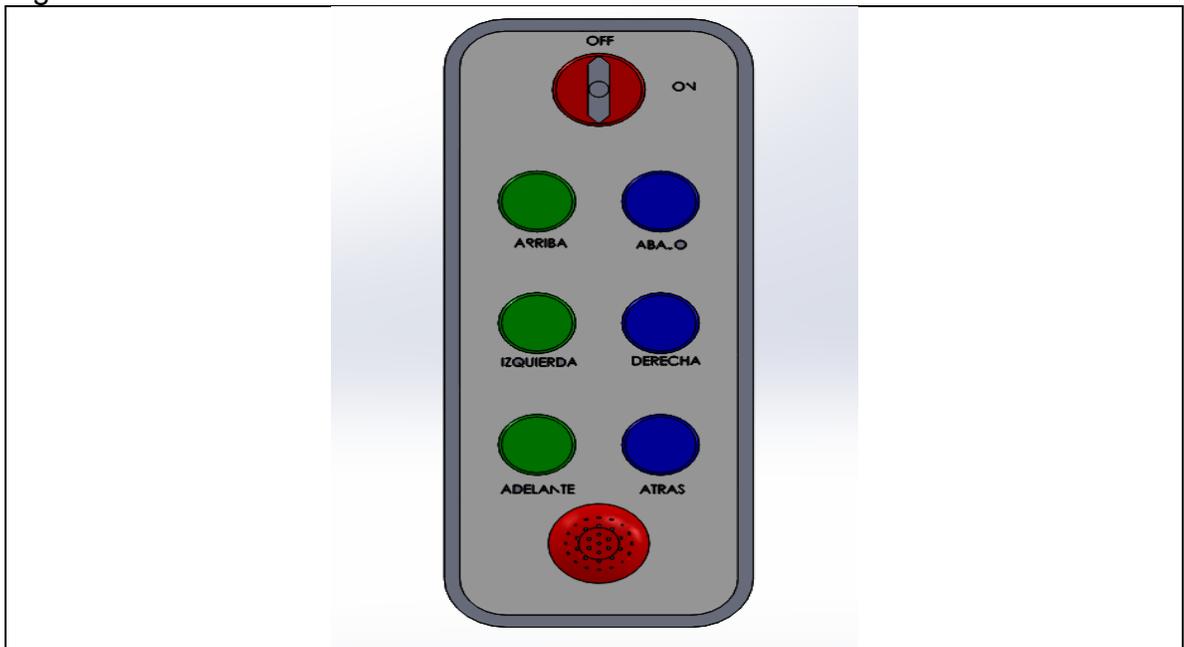


7.3 OPERACIÓN

Antes de comenzar a operar el puente grúa es necesario asegurarse que todos los componentes de la maquina estén en óptimas condiciones, con el fin de realizar las tareas deseadas, para la operación de la maquina es importante que el operador lea este manual y así pueda operar de forma correcta el equipo.

El puente grúa al ser una maquina netamente eléctrica, dependerá de una serie de accionamientos, los cuales irán en la botonera principal de mando como se muestra en la siguiente figura.

Figura 149. Control de mando



Como se muestra en la Figura 149., la botonera contara con seis pulsadores, un interruptor de encendido o apagado y una luz que indica la activación del sistema. Para la operación de la grúa se debe tener en cuenta que cada movimiento es independiente, es decir no se podrán realizar dos movimientos simultáneamente ya que esto podría generar accidentes.

La botonera estará dividida en cinco secciones, cada una de ellas para una función diferente, en la primera se encontrara el interruptor de encendido o apagado del sistema, este se pondrá en funcionamiento una vez se hallan realizado todas las inspecciones de seguridad, el interruptor también funcionara como paro de emergencia cortando la corriente, esto en caso de que ocurra alguna situación indeseable o se presente alguna falla.

En las secciones dos, tres y cuatro se encontraran los pulsadores que activan los diferentes movimientos del puente grúa, estos tendrán que estar oprimidos durante la ejecución del movimiento, ya que una vez que se deje de pulsar instantáneamente se detendrá el movimiento que se esté realizando. En la segunda sección se encontraran los pulsadores que generan el movimiento de ascenso y descenso de la carga, en la tercera sección se encontraran los pulsadores que dan movimiento al carro polipasto y en la cuarta los movimientos de todo el puente grúa, en este caso el movimiento hacia adelante será en la dirección en la que se encuentra la zona de reparación.

7.4 MANTENIMIENTO

Realizar un mantenimiento adecuado del puente grúa es importante para cerciorarse del buen funcionamiento y de la durabilidad de sus componentes, es por esto que a continuación se darán algunas recomendaciones e instrucciones que deben seguirse para evitar que se presenten dificultades en el momento de darle uso al puente grúa.

7.4.1 Generalidades. Para el correcto funcionamiento del puente grúa se deben tener en cuenta las siguientes instrucciones, estas estarán orientadas a la manutención preventiva y se debe tener en cuenta que las recomendaciones que sean de tipo correctivo producto de dificultades que se presenten con el paso del tiempo deben efectuarse sin modificar el equipo dispuesto en el presente proyecto, es decir no deben presentarse cambios de material, cambios de dimensiones o agregar ni retirar componentes que sean parte del equipo.

Por otro lado, se deberán tener presente los lapsos de tiempo de mantenimiento de los diferentes equipos, ya que el puente grúa está diseñado para trabajar intermitentemente, no es recomendable que se aumente el tiempo de operación de la máquina, es decir que no se debe superar el número de horas de trabajo que fueron calculadas, de superar dicho número la responsabilidad será del operador.

Si por el contrario el equipo permanece un largo tiempo inactivo se deberá dar mantenimiento a los componentes estipulados en los formatos de inspección, de igual manera se recomienda dar funcionamiento al puente grúa por lo menos media hora cada semana, con el fin de preservar los lubricantes.

Por último, se debe realizar una inspección general de todo el equipo una vez al año diligenciando el informe respectivo para conocer el estado en el que se encuentre la máquina.

7.4.2 Formato de inspección. Durante la revisión que se recomienda realizar a la máquina y a sus respectivos componentes cada año, se debe diligenciar el formato de inspección (Ver Anexo H). En este formato se recolecta información acerca de la condición en la que se encuentra el equipo, siendo de gran ayuda para las reparaciones que se deban realizar en el futuro. El operador y/o la persona encargada del funcionamiento del equipo debe realizar dicha inspección e informar al gerente general de la compañía acerca de los problemas más graves a los que pueda estar enfrentado el equipo y determinar las acciones correctivas pertinentes.

7.4.3 Periodos establecidos de mantenimiento. El mantenimiento del puente grúa puede ser una tarea complicada de ejecutar debido a la gran cantidad de componentes que poseen los diferentes mecanismos, es por esto que a continuación se dará una clara idea de los componentes que se deben intervenir, pasado un determinado periodo de tiempo, también será de mucha ayuda contar con un informe de las condiciones en las que se encuentran estos componentes, es por esto que en el formato de inspección (Ver Anexo H) se encontraran los diferentes aspectos que deben ser evaluados considerando los periodos de tiempo.

7.4.3.1 Inspección después de una detención prolongada. Al no utilizar el puente grúa por un lapso de tiempo de 2 meses o más, no se puede volver a poner en funcionamiento, sin antes realizar una inspección de los componentes que aparecen registrados en el Cuadro 38.

Cuadro 38. Inspección después de una para prolongada

| Componente | Proceso a seguir |
|---|---|
| Nivel de aceite en los reductores | Verificar el nivel de aceite que contengan los reductores, esto evitara problemas futuros como lo son el desgaste de material, recalentamientos o el daño en componentes de la maquina |
| Estado de los tambores y frenos de la maquina | Verificar el estado de todos los componentes que conforman el tambor del polipasto y los frenos que contenga el equipo. Se debe verificar con especial cuidado la cadena metálica y cerciorase que esta, quede totalmente enrollada en el tambor y cumpla adecuadamente con su función. Antes de poner en marcha el equipo hacer pruebas para determinar que los frenos estén funcionando correctamente |
| Engrase de rodamientos | Verificar el estado en que se encuentra el lubricante de los rodamientos, si se presenta el caso de que este este pasado y un cumpla adecuadamente con su función se debe retirar y limpiar muy bien, y luego proceder a lubricar con grasa en buen estado |

Cuadro 38. (Continuación)

| Componente | Proceso a seguir |
|---------------------------------|---|
| Botonera de mando de la maquina | Verificar que la botonera y todos los accionamientos de esta estén funcionando adecuadamente, se recomienda hacer varias prueba, poniendo en funcionamiento todos los movimientos del puente grúa sin ningún objeto anclado a este. |

7.4.3.2 Inspección diaria. Es importante realizar una inspección diaria antes de dar inicio a la operación de la máquina, en el Cuadro 39., se consideran los elementos que deben ser revisados.

Cuadro 39. Inspección diaria

| Componente | Proceso a seguir |
|-------------------|--|
| Cadena metálica | Se debe observar que no existan eslabones abiertos o fisurados, corrosión o aplastamiento |
| Gancho | Verificar que el gancho pueda moverse en todas las direcciones permitidas, como también el estado en que se encuentre. Verificar que el sistema de cierre quede perfectamente ajustado |
| Botonera de mando | Comprobar que no existan grietas ni otras señales de desgaste, comprobar el estado de los pulsadores, no deben estar sueltos o rotos y deben cumplir adecuadamente con sus respectivas funciones. Verificar el interruptor de paro de emergencia |

7.4.3.3 Inspección mensual. Se recomienda mensualmente dar mantenimiento a los componentes de la maquina mostrados en el Cuadro 40.

Cuadro 40. Inspección mensual

| Componente | Proceso a seguir |
|------------|--|
| Frenos | Para realizar la revisión del funcionamiento de los frenos, se puede considerar el procedimiento de izar la carga, observando que al momento de frenar no exista deslizamiento y el freno mantenga su posición, además cuando se inspeccionan los frenos se deben mirar los discos y el material antifricción el cual debe tener un espesor superior a la marca expuesta por el fabricante |
| Ruedas | Se debe comprobar el tamaño que tienen las ruedas, considerando que si el desgaste es muy grande, estas deberán ser cambiadas, ver las recomendaciones del fabricante |

7.4.3.4 Inspección trimestral. Se recomienda trimestralmente inspeccionar el funcionamiento del trolley y el polipasto para esto se tendrán que seguir los pasos de mantenimiento expuestos por el fabricante (Ver ANEXO I), en el Cuadro 41., se muestra un resumen de este manual.

Cuadro 41. Manual del trolley y polipasto eléctrico

| Inspecciones-componentes | Proceso a seguir |
|--------------------------|--|
| Chequeos diarios | <p>Antes de operar el equipo se debe tener en cuenta los siguientes aspectos:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Comprobar visualmente el control y el cable 2. Comprobar que las funciones del freno funcionen correctamente 3. Comprobar que el dispositivo de seguridad de sobrecarga funcione correctamente 4. Polipastos de cadena eléctricos con carro: <ul style="list-style-type: none"> • Comprobar que la pista del tranvía está libre de obstrucciones • Comprobar que los topes finales de la pista del tranvía están montados y seguros |

Cuadro 41. (Continuación)

| Inspecciones-componentes | | Proceso a seguir |
|---|---|---|
| Inspecciones regulares, servicio, pruebas | | De acuerdo con las normas de seguridad nacionales e internacionales, el equipo de elevación debe ser inspeccionado al menos una vez por año por una persona competente. Condiciones de trabajo adversas, como Calor o ambientes químicos, pueden dictar períodos más cortos. |
| Cadena de carga | Lubricación de la cadena de carga | La cadena de carga debe lubricarse antes de la puesta en marcha y cada 3 meses, pero a más tardar después de 200 horas de funcionamiento. Condiciones de trabajo adversas, p. El polvo excesivo o el trabajo pesado continuo pueden dictar períodos más cortos entre la lubricación |
| | Inspección de la cadena de carga para evitar desgaste | Las cadenas de carga deben ser inspeccionadas cada 3 meses o después de 200 horas de funcionamiento. Inspeccionar visualmente la cadena en toda su longitud para detectar deformaciones, grietas, defectos, alargamiento, desgaste o corrosión por picaduras |
| | Reemplazar la cadena de carga | <ol style="list-style-type: none"> 1. Desmontar el bloque inferior 2. Quitar el tope final de la cadena 3. Encajar la nueva cadena 4. Montaje del bloque inferior y del tope final de la cadena 5. Antes de la operación inicial lubricar la cadena sin carga y probar todas las funciones del polipasto bajo condiciones de vacío |
| Ganchos de carga y suspensión | | Inspeccione los ganchos para detectar deformaciones, daños, grietas en la superficie, desgaste y signos de corrosión según sea necesario, pero al menos anualmente. Las condiciones de trabajo adversas pueden dictar períodos más cortos. Los ganchos que no cumplan con todos los requisitos deben ser reemplazados de inmediato en los ganchos para compensar el desgaste o daño no es admisible |
| Trolley | | <p>En particular, inspeccionar los siguientes componentes</p> <ul style="list-style-type: none"> • Placa lateral • Ruedas de carretilla • Barras transversales • Sujetadores |
| Polipasto de cadena eléctrico en general | | <p>En particular comprobar las partes siguientes</p> <ul style="list-style-type: none"> • Conexiones roscadas en general • Contenedor de cadena • Pasadores de suspensión |

7.4.3.5 Inspección anual. Se recomienda anualmente dar mantenimiento a la totalidad de la máquina, en especial a todo el sistema eléctrico y la estructura metálica.

7.4.4 Lubricación. Maquinas como los puente grúa tienen muchas piezas en las cuales es necesario el uso de diferentes tipos de lubricantes, en el Cuadro 42., se muestra algunas sugerencias importantes que se deben tener en cuenta en el momento en que se esté ejecutando este mantenimiento.

Cuadro 42. Proceso de lubricación

| | |
|-------------|---|
| Lubricación | <ul style="list-style-type: none"> • En caso de que los rodamientos presenten temperaturas fuera de lo común, se deberá detener el funcionamiento del puente grúa e inspeccionar detalladamente el nivel de lubricante que contengan cada uno de los rodamientos de la maquina • En el momento en que se procedan a lubricar componentes como los son cadenas, rodamientos y demás accesorios, se deben utilizar los productos que aconsejan los fabricantes, en caso que esta información sea desconocida se debe recurrir a una opinión de un experto |
|-------------|---|

Cuadro 42. (Continuación)

| | |
|-------------|---|
| Lubricación | <ul style="list-style-type: none">• Cuando se valla a retirar el lubricante gastado es importante que se retire todo exceso de esto y se lave muy bien la pieza, para eliminar toda presencia de polvo o demás componentes, hecho esto, aplicar abundante lubricante e instalar adecuadamente• Se recomienda hacer cambio de lubricantes cada 300 horas de servicio o 2 meses de operación |
|-------------|---|

7.4.5 Estructura metálica. Antes de operar el puente grúa se deben tener en cuenta los siguientes aspectos.

- Cuando el puente grúa este en movimiento, la estructura metálica (viga principal y las columnas) no deben presentar un movimiento de balanceo, debido a que esto puede deteriorar la vida útil de la estructura
- En el momento en que se esté elevando la carga, la viga principal no debe presentar deformaciones permanentes

Si por algún motivo, se llegarán a presentar anomalías en la estructura como grietas, deformaciones o movimientos excesivos se debe dar aviso al fabricante, para que se diagnostique cual es el estado de la estructura y dé las soluciones más adecuadas. Se debe evitar que el personal que está manipulando la maquina se suba a la parte más alta de la estructura, esto con el fin de evitar accidentes, cualquier anomalía se debe dejar en manos de expertos

7.4.6 Vías de rodadura. Se debe asegurar el estado de las vías por las cuales se va a trasladar el puente grúa, debe asegurarse el buen estado de limpieza de la superficie por donde se moverán las ruedas, como también se debe estar pendiente de que no existan obstáculos que interfieran con la traslación del puente grúa y que se controle el nivel de estos rieles.

7.4.7 Repuestos. Es recomendable mantener en una bodega un mínimo de repuestos tales como rodamientos, discos de frenos, lubricantes, entre otros. Los detalles de estos repuestos se encontrarán en los manuales de cada componente.

8. EVALUACIÓN DEL IMPACTO AMBIENTAL

La Evaluación de Impacto Ambiental es un proceso que permite identificar y evaluar los impactos ambientales de un proyecto, obra o actividad, de tal manera que se informe previamente a la comunidad y a las partes interesadas con el fin de que puedan tomar acciones preventivas.

En este capítulo se pretenden evaluar los diferentes impactos que se puedan generar en la fabricación y puesta en marcha del puente grúa, así como los posibles riesgos o daños que se puedan presentar en el medio ambiente.

Existen diversos métodos para realizar una Evaluación de Impacto Ambiental, entre los cuales se destaca el método de la “Matriz de Leopold”, el cual fue desarrollado en el año de 1.971 en Estados Unidos, donde se establecen relaciones de causa-efecto de acuerdo con las características generales del proyecto que se esté evaluando, identificando los factores ambientales y las posibles acciones que se puedan realizar.

Inicialmente se deben identificar las actividades que tienen lugar en la fabricación, ensamble y puesta en marcha del proyecto, así como los factores ambientales y las acciones aplicables al mismo, por otro lado se deben considerar los parámetros de clase, magnitud e importancia junto con su ponderación, la cual se explica a continuación;

- Clase: Indica el tipo de impacto, ya sea negativo (-) o positivo (+)
- Magnitud: Evalúa los cambios en el nivel de afectación que sufre el factor ambiental a causa de una acción referente al proyecto, se califica de 1 a 10, siendo 1 la alteración mínima y 10 la alteración máxima.
- Importancia: Evalúa el peso que el factor ambiental tiene dentro del ambiente que puede ser afectado por el proyecto, se califica de 1 a 10, siendo 1 insignificante y 10 la máxima significación.

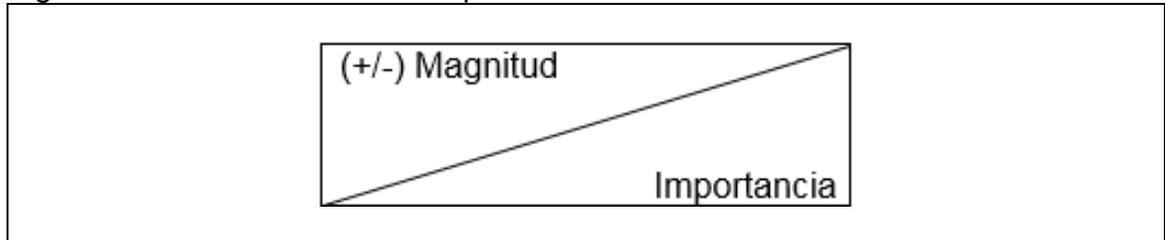
Para efectos de este proyecto se utilizarán los valores de ponderación expuestos en la Tabla 12.

Tabla 12. Ponderación de la magnitud y la importancia

| Importancia | Valor | Magnitud | Valor |
|-------------------------|-------|---------------------|-------|
| Insignificante | 1 | Alteración muy baja | 1 |
| Poco importante | 2 | Alteración baja | 2 |
| Medianamente importante | 3 | Alteración media | 3 |
| Importante | 4 | Alteración alta | 4 |
| Muy importante | 5 | Alteración muy alta | 5 |

Estos parámetros se evalúan para cada interacción marcada y los resultados se ubican como se muestra en la Figura 150.

Figura 150. Celda Matriz de Leopold



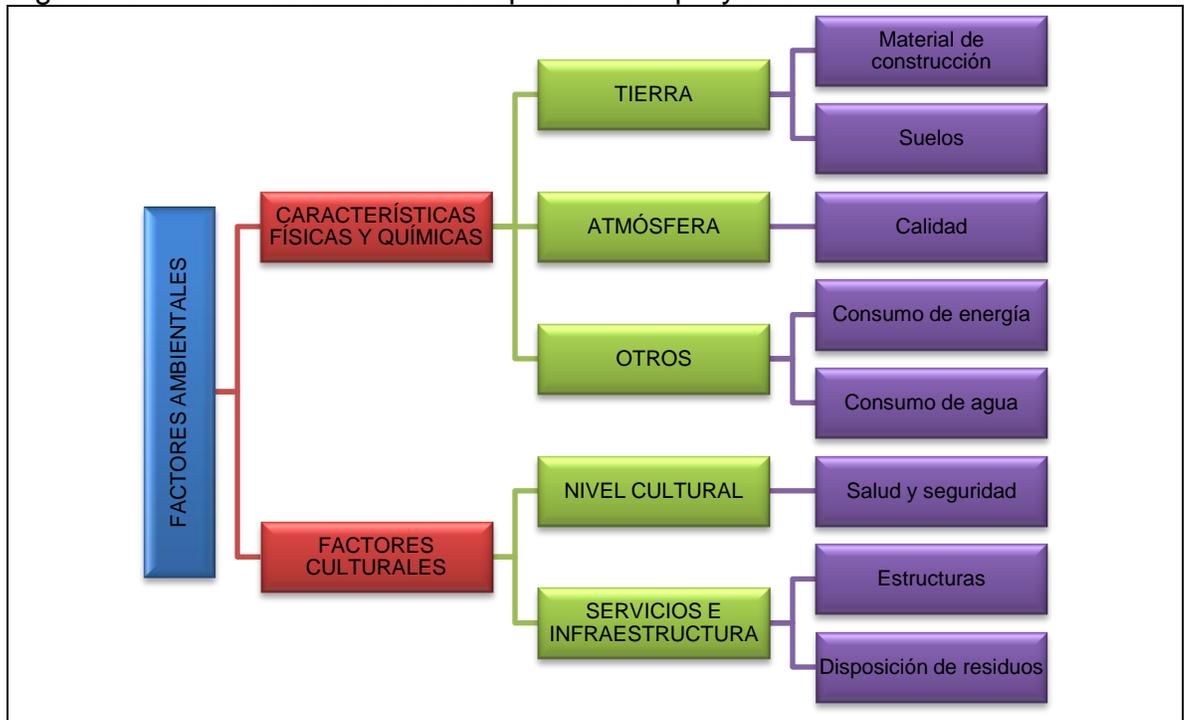
Fuente: ARBOLEDA, Jorge. Manual para la evaluación de impacto ambiental de proyectos, obras o actividades. 2008. Colombia. 70 p.

Por último, se realiza un análisis de los resultados con base en un análisis numérico de las filas y columnas.

8.1 FACTORES AMBIENTALES

De acuerdo a los factores ambientales expuestos en la Matriz de Leopold (Ver Anexo J, apartado J.1), se determinan los aplicables al presente proyecto en cada una de sus etapas, como se muestra en la Figura 151.

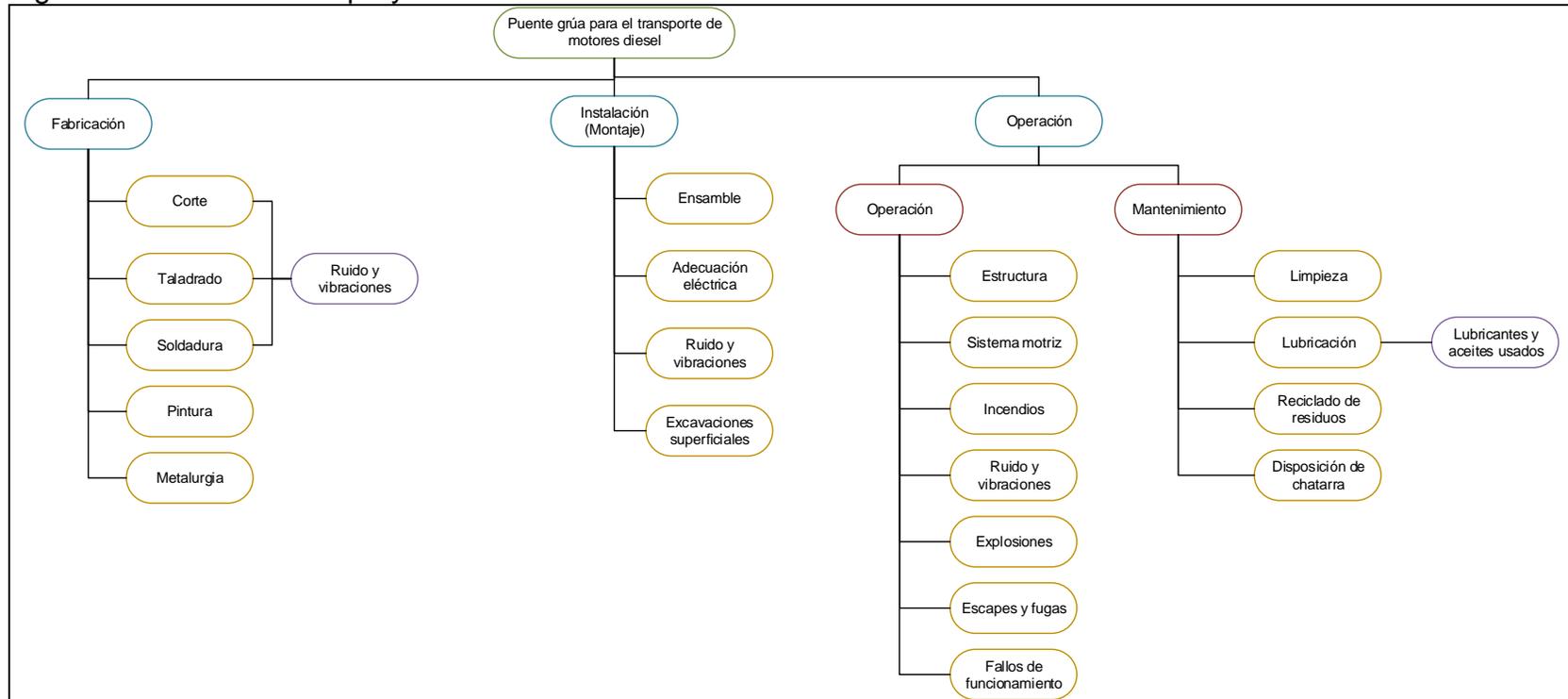
Figura 151. Factores ambientales aplicables al proyecto



8.2 ACCIONES CAUSANTES DE IMPACTO AMBIENTAL

Para determinar las acciones que pueden causar impactos ambientales se tienen en consideración las expuestas en el método “Matriz de Leopold” (Ver Anexo J, Apartado J.2), así como las resultantes de cada una de las etapas del proyecto, como se muestra en la Figura 152.

Figura 152. Acciones del proyecto



8.3 MATRIZ DE LEOPOLD

Luego de identificar los factores ambientales y las acciones causantes de los mismos, se procede a la construcción de la matriz de Leopold, la cual se puede observar en la Tabla 13., esta matriz se realizó evaluando las interacciones de cada una de las acciones versus los factores ambientales encontrados, realizando una operación para cada una de las filas y las columnas, la cual consiste en sumar o restar según la clase, la multiplicación entre la magnitud y la importancia de cada interacción, siguiendo esto se obtiene para la fila correspondiente a la acción de corte el siguiente resultado;

$$-(1 * 1) - (1 * 1) - (3 * 3) = -11$$

Y para la columna correspondiente al factor ambiental de material de construcción el siguiente resultado;

$$-(1 * 2) + (4 * 4) - (2 * 2) - (2 * 2) = 6$$

Luego de tener los resultados para cada fila y cada columna, se realiza una suma por cada acción y cada factor, con el fin de obtener un resultado global y poder analizar los resultados.

Tabla 13. Matriz de Leopold

| | | Factores ambientales | | | | | | | | Σ |
|-------------------------|----------------------------|------------------------------------|--------|-----------|---------------------|-------------|-----------------------------|---------|---------|------|
| | | Características físicas y químicas | | | Factores culturales | | | Otros | | |
| | | Tierra | | Atmósfera | Nivel cultural | | Servicios e infraestructura | | Consumo | |
| | | Material de construcción | Suelos | Calidad | Salud y seguridad | Estructuras | Disposición de residuos | Energía | Agua | |
| Fabricación | Corte | | -1 | 1 | | | -1 | -3 | | -11 |
| | Taladrado | -1 | -1 | -2 | -1 | | -2 | -3 | | -27 |
| | Soldadura | | | -2 | -1 | | | -3 | | -6 |
| | Pintura | | | -3 | 1 | | | 1 | -2 | -13 |
| | Metalurgia | 4 | -4 | -3 | 2 | | 4 | -2 | 3 | -2 |
| Instalación (Montaje) | Ensamble | | | | 4 | | | | -1 | 13 |
| | Ruido y vibraciones | | | | | -1 | | | | -1 |
| | Adecuación eléctrica | -2 | -1 | | | | -1 | -4 | | -22 |
| | Excavaciones superficiales | -2 | -2 | -2 | | 2 | -3 | 1 | 4 | -26 |
| Operación | Operación | Estructura | | -1 | 4 | 4 | | -2 | | 25 |
| | | Sistema motriz | | | | 4 | 4 | | -3 | -9 |
| | | Incendios | | | -1 | -2 | | -2 | -4 | -25 |
| | | Explosiones | | | -1 | -2 | | -2 | 3 | -13 |
| | | Escapes y fugas | | -2 | 1 | 3 | | -2 | 3 | -10 |
| | Mantenimiento | Fallos de funcionamiento | | | | -3 | -4 | | | -25 |
| | | Ruido y vibraciones | | | | 3 | 4 | | | -1 |
| | | Limpieza | | -2 | | | 4 | -2 | | -4 |
| | | Lubricación | | -1 | | | 4 | 4 | 2 | 3 |
| | | Reciclado de residuos | | 3 | | | 4 | -2 | 3 | 18 |
| Disposición de chatarra | | 3 | 3 | | | 4 | 3 | 25 | | |
| Σ | | 6 | -9 | -32 | 7 | 50 | -27 | -58 | -40 | |
| | | | -41 | -32 | 7 | 30 | 23 | -98 | -98 | |
| | | | | | | | | | | -109 |

Como se puede observar en la matriz, el impacto ambiental del proyecto tiene un puntaje negativo equivalente a 109 puntos, debido a que en la mayoría de los factores ambientales el impacto tiene un puntaje negativo, como se ve el mayor puntaje es el correspondiente al consumo de agua y energía.

Debido a las diferentes acciones que se presentan en especial en la fase de fabricación, se puede considerar que este impacto negativo puede tener un rango de importancia bajo debido a que el efecto del mismo permanecerá por un periodo de tiempo de un mes aproximadamente, de acuerdo a esta fase.

Se debe considerar la reducción del consumo de agua y de energía eléctrica, mediante ciertas medidas, entre las cuales se puede recomendar la obtención y el uso de aguas lluvias para los diferentes procesos que realiza el taller a la hora de operar y montar la máquina, debido a que el uso de estas no afecta la calidad del servicio que se presta; por otro lado, se debe concientizar al personal para que le dé un uso adecuado tanto al agua como a la energía eléctrica y apague los aparatos eléctricos cuando no estén en uso.

Es importante que durante el periodo útil de funcionamiento de la máquina, se tomen medidas de contingencia con el fin de mitigar el impacto ambiental, en especial en la acción de taladrado la cual presenta un mayor puntaje debido al material particulado que puede generar no solo alteraciones en el medio ambiente sino también en los operarios que realicen esta labor. Por otro lado, se debe minimizar la cantidad de desperdicio durante la acción de corte.

La segunda fase con mayor puntaje es la de operación, en la cual se identifican los posibles problemas que se pueden presentar de no haber sido diseñada de la mejor manera la estructura del puente grúa, por lo que este puntaje no es de mayor relevancia debido al estudio exhaustivo que se realizó para ofrecer un producto acorde a las condiciones, resistente y de excelente calidad; aunque si se debe considerar con el fin de tener planes de contingencia ante cualquier eventualidad.

9. EVALUACIÓN FINANCIERA DEL PROYECTO

Este estudio se realizará teniendo en cuenta los egresos de fabricación, materias primas y talento humano, con el fin de determinar la viabilidad desde el punto de vista financiero y conocer si el proyecto es rentable o no.

9.1 EGRESOS DE INGENIERÍA

Los egresos de ingeniería son basados en los materiales y recursos que se necesitarán para el desarrollo del proyecto.

9.1.1 Egresos del talento humano. En estos egresos se tendrán en cuenta los valores asignados a la labor del talento humano, los cuales se muestran en el Cuadro 43.

Cuadro 43. Egresos de talento humano

| | Valor Hora (\$) | N° Horas | Total |
|----------------------|-----------------|----------|-----------|
| Proyectista 1 | 7.000 | 596 | 4.172.000 |
| Proyectista 2 | 7.000 | 596 | 4.172.000 |
| Asesor | 15.000 | 30 | 450.000 |
| Total Talento Humano | | | 8.794.000 |

9.1.2 Egresos de maquinaria y equipos. En los egresos de maquinaria se tendrán en cuenta las horas de trabajo en los equipos utilizados para el desarrollo del proyecto, estos se podrán apreciar en el Cuadro 44.

Cuadro 44. Egresos de maquinaria y equipo

| | Valor Hora (\$) | N° Horas | Total |
|---------------------------|-----------------|----------|-----------|
| Computador | 1.500 | 1.192 | 1.788.000 |
| Software | 100.000 | 4 | 400.000 |
| Impresora | 15.000 | 10 | 150.000 |
| Total maquinaria y equipo | | | 2.338.000 |

9.1.3 Egresos fungibles. En estos egresos se relacionan todos aquellos materiales que fueron útiles para el desarrollo del proyecto, estos se podrán observar en el Cuadro 45.

Cuadro 45. Egresos fungibles

| | Valor Unidad | Cantidad | Total |
|-----------------|--------------|----------|-----------|
| Libros | 150.000 | 6 | 900.000 |
| Papel | 10.900 | 6 | 65.400 |
| Tinta | 30.000 | 5 | 150.000 |
| Copias | 60 | 1.500 | 90.000 |
| Esferos | 600 | 4 | 2.400 |
| Total Fungibles | | | 1.207.800 |

9.1.4 Otros egresos. En estos se incluirán los egresos que tendrán los proyectistas durante el desarrollo del proyecto, estos se podrán observar en el Cuadro 46.

Cuadro 46. Otros egresos

| | Valor Unidad | Cantidad | Total |
|--------------------|--------------|----------|-----------|
| Servicios públicos | 5.000 | 1.000 | 5.000.000 |
| Comida | 6.500 | 200 | 1.300.000 |
| Transporte | 2.000 | 400 | 800.000 |
| Internet | 2.000 | 50 | 100.000 |
| Total otros gastos | | | 7.200.000 |

9.1.5 Total egresos de ingeniería. Se realizará una sumatoria de todos los egresos relacionados anteriormente, adicionándole un porcentaje del 6%, correspondiente a los imprevistos, este total se podrá apreciar en el Cuadro 47.

Cuadro 47. Total egresos de ingeniería

| | |
|------------------------------------|------------|
| Total egresos antes de imprevistos | 19.539.800 |
| Imprevistos | 6% |
| Egresos de Ingeniería | 20.712.188 |

9.2 EGRESOS DE FABRICACIÓN Y ENSAMBLE

En los egresos de fabricación y ensamble se tendrán en cuenta todos los elementos y materiales necesarios para la construcción del puente grúa, con su respectiva instalación. Todos los precios fueron cotizados por los autores (Ver Anexo K)

9.2.1 Egresos de fabricación. Se indicarán los valores comerciales de todos los elementos y materiales que conformarán el puente grúa, estos se muestran en el Cuadro 48.

Cuadro 48. Egresos de fabricación

| Descripción | Cantidad | Valor Unidad | Valor Total |
|---|----------|--------------|-------------|
| Polipasto + trolley eléctrico | 1 | 16.351.360 | 16.351.360 |
| Viga IPN*6,00 MT | 1 | 423.200 | 423.200 |
| Tubo estructural cuadrado Esp 5,00 80x80, longitud 6,00Mt | 3 | 126.960 | 380.880 |
| Bloque de rueda LRS | 4 | 2.406.500 | 9.626.000 |
| Motorreductor | 2 | 5.100.000 | 10.200.000 |
| Platina de 250x250 Esp 20 | 4 | 19.699 | 78.796 |
| Platina de 364x250 Esp 25,4 | 8 | 38.276 | 306.208 |
| Perno M20*80 paso 1,5 | 16 | 5.000 | 80.000 |
| Perno M20 *60, paso 1,5 | 8 | 5.000 | 40.000 |
| Tuerca hexagonal clase 6, paso 1,5 | 24 | 1.800 | 43.200 |
| Riel de rodadura | 10 | 300.000 | 3.000.000 |
| Pernos de anclaje | 6 | 112.500 | 675.000 |
| Sistema de fijación del riel | 22 | 40.000 | 880.000 |
| Soldadura | 7 | 10.216 | 71.512 |
| Cableado | 25 | 7.000 | 175.000 |
| Total sección metálica | | | 42.331.156 |

9.2.2 Egresos de manufactura. Estos egresos se determinarán dependiendo de los diferentes procesos que requiere cada pieza, para así poder ser ensamblada, los cuales se podrán observar en el Cuadro 49.

Cuadro 49. Egresos de manufactura

| Descripción | Unidad | Cantidad | Valor Unidad | Valor Total |
|------------------------------|----------------|----------|--------------|-------------|
| Corte perfiles | ----- | 11 | 3.000 | 33.000 |
| Taladrado | ----- | 64 | 1.000 | 64.000 |
| Soldadura | Kg | 7 | 20.000 | 140.000 |
| Pintura electrostática | m ² | 30 | 20.000 | 600.000 |
| Transporte | ----- | 1 | 300.000 | 300.000 |
| Total egresos de manufactura | | | | 1.137.000 |

9.3 INVERSIÓN TOTAL

En la inversión total se tendrán en cuenta todos los egresos expuestos anteriormente, incluyendo la puesta en marcha del equipo. En el Cuadro 50., se podrá observar dicha inversión, teniendo en cuenta la instalación del puente grúa.

Cuadro 50. Inversión del puente grúa

| Descripción | Valor |
|-----------------------------------|------------|
| Egresos de Ingeniería | 20.712.188 |
| Egresos de fabricación y ensamble | 42.331.156 |
| Egresos de manufactura | 1.137.000 |
| Ensamble | 2.500.000 |
| Capacitación | 1.000.000 |
| Inversión total | 67.680.344 |

9.4. ANÁLISIS FINANCIERO

Para realizar el análisis financiero, se realizará una evaluación financiera sin la puesta en marcha del proyecto, es decir en las condiciones actuales de la empresa y otra evaluación financiera realizando la inversión del proyecto, con el fin de obtener la viabilidad de la implementación del proyecto.

9.4.1 Análisis financiero del sistema actual. Para analizar el funcionamiento actual, se tendrán en cuenta los egresos de operación y los de mantenimiento, luego se procederá a hacer el flujo de caja tomando un periodo de proyección de 5 años.

9.4.1.1 Egresos de operación y mantenimiento. En el Cuadro 51., se encontrarán los egresos que genera el sistema actual.

Cuadro 51. Egresos de operación y manutención

| Egresos operacionales | | | | |
|--|----------|-------------------|-------------------|--------------------|
| Descripción | Cantidad | Egresos unitarios | Egresos mensuales | Egresos anuales |
| Salario mínimo | 3 | 1.000.000 | 3.000.000 | 36.000.000 |
| Auxilio de transporte | 3 | 77.700 | 233.100 | 2.797.200 |
| Salud 4% | 3 | 40.000 | 120.000 | 1.440.000 |
| Pensión 4% | 3 | 40.000 | 120.000 | 1.440.000 |
| Cesantías 8,33% | 3 | 89.772 | 269.317 | 3.231.807 |
| Primas 8,33% | 3 | 89.772 | 269.317 | 3.231.807 |
| ARL (2,436%) | 3 | 24.360 | 73.080 | 876.960 |
| Dotación | 3 | 79.020 | 237.060 | 2.844.720 |
| Vacaciones 4,17% | 3 | 41.700 | 125.100 | 1.501.200 |
| Parafiscales 9% (SENA 2%, ICBF 3%, Cajas de compensación 4%) | 3 | 90.000 | 270.000 | 3.240.000 |
| Total egresos operacionales | | 1.572.325 | 4.716.974 | 56.603.694 |
| Egresos del taller | | | | |
| Descripción | Cantidad | Egresos unitarios | Egresos mensuales | Egresos anuales |
| Arriendo | 1 | 2.800.000 | 2.800.000 | 33.600.000 |
| Consumo de agua (m ³) | 80 | 500 | 40.000 | 480.000 |
| Consumo de energía (Kwh) | 500 | 444 | 222.225 | 2.666.700 |
| Montacargas (alquiler hora) | 120 | 35.000 | 4.200.000 | 50.400.000 |
| Diferencial (alquiler día) | 5 | 21.000 | 105.000 | 1.260.000 |
| Otros (6%) | 0 | 3.387 | 271.634 | 5.304.402 |
| Total egresos del taller | | 59.831 | 4.798.859 | 93.711.102 |
| Total egresos | | | 9.515.833 | 150.314.796 |

9.4.1.2 Flujo de caja en la actualidad. Con base en los datos obtenidos en el Cuadro 51., se realizará el flujo de caja del sistema actual, esto podrá realizarse utilizando las proyecciones macroeconómicas que intervienen en el periodo de tiempo que dure el proyecto, en el Cuadro 52., se podrán observar los porcentajes del IPC proyectado para los siguientes 5 años.

Cuadro 52. Proyecciones macroeconómicas

| Año | 2.015 | 2.016 | 2.017 | 2.018 | 2.019 | 2.020 | 2.021 |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| IPC | 6,77% | 6,50% | 3,73% | 3,10% | 3,04% | 3,00% | 2,80% |

Fuente: [http://www.grupobancolombia.com/wps/portal/empresas/capital-inteligente/investigaciones – económicas/publicaciones /tablas-macroeconomicos-proyectados/](http://www.grupobancolombia.com/wps/portal/empresas/capital-inteligente/investigaciones-economicas/publicaciones/tablas-macroeconomicos-proyectados/)

El flujo de caja para el sistema actual se podrá observar en el Cuadro 53., y se realizará a partir del año 2.017. La utilidad bruta se obtendrá a partir de las ventas totales que genere el taller en el año 2.015 y los gastos operacionales se obtendrán a partir de los egresos totales de personal y los gastos de manutención de la infraestructura. Se realizara la diferencia entre estos dos valores para obtener la utilidad antes de impuestos y luego se descontaran todos los impuestos establecidos por la ley.

Cuadro 53. Flujo de caja del sistema actual

| | 2.017 | 2.018 | 2.019 | 2.020 | 2.021 |
|-------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| Ingresos operacionales | 331.417.350 | 341.691.288 | 352.078.703 | 362.641.064 | 372.795.014 |
| Utilidad bruta | 331.417.350 | 341.691.288 | 352.078.703 | 362.641.064 | 372.795.014 |
| Gastos operacionales | 166.056.437 | 171.204.187 | 176.408.794 | 181.701.058 | 186.788.688 |
| Personal | 62.531.487 | 64.469.963 | 66.429.850 | 68.422.745 | 70.338.582 |
| Gastos legales | | | | | |
| Egresos sin puente grúa | 103.524.950 | 106.734.224 | 109.978.944 | 113.278.312 | 116.450.105 |
| Utilidad Operacional | 165.360.913 | 170.487.101 | 175.669.909 | 180.940.006 | 186.006.326 |
| Utilidad antes de impuestos | 165.360.913 | 170.487.101 | 175.669.909 | 180.940.006 | 186.006.326 |
| Impuesto sobre la renta (25%) | 41.340.228 | 42.621.775 | 43.917.477 | 45.235.002 | 46.501.582 |
| CREE (9%) | 14.882.482 | 15.343.839 | 15.810.292 | 16.284.601 | 16.740.569 |
| Utilidad liquida | 109.138.202 | 112.521.487 | 115.942.140 | 119.420.404 | 122.764.175 |
| Reserva legal (10%) | 10.913.820 | 11.252.149 | 11.594.214 | 11.942.040 | 12.276.418 |
| Utilidad neta | 98.224.382 | 101.269.338 | 104.347.926 | 107.478.364 | 110.487.758 |

Como en el año 2.016 el taller no ha finalizado el balance total del año, es necesario partir de los valores arrojados el año inmediatamente anterior es decir el 2.015, con este valor se podrán hacer las proyecciones de los años siguientes.

9.4.2 Análisis financiero con proyecto. Para el análisis financiero con proyecto se tendrán en cuenta los egresos de manutención y operación, considerando los cambios que implica el contar con un puente grúa, disminuyendo la cantidad de operarios necesarios para el proceso de reparación de motores diésel, y la inversión necesaria para la implementación del proyecto.

9.4.2.1 Egresos de operación y manutención. Se tendrán en cuenta los egresos que genera la operación y manutención, con la implementación del puente grúa, en el Cuadro 54., podrán observarse estos egresos.

Cuadro 54. Egresos de mantenimiento y operación

| Egresos operacionales | | | | |
|--|----------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Descripción | Cantidad | Egresos unitarios | Egresos mensuales | Egresos anuales |
| Salario mínimo | 1 | 1.000.000 | 1.000.000 | 12.000.000 |
| Auxilio de transporte | 1 | 77.700 | 77.700 | 932.400 |
| Salud 4% | 1 | 40.000 | 40.000 | 480.000 |
| Pensión 4% | 1 | 40.000 | 40.000 | 480.000 |
| Cesantías 8,33% | 1 | 89.772 | 89.772 | 1.077.269 |
| Primas 8,33% | 1 | 89.772 | 89.772 | 1.077.269 |
| ARL (2,436%) | 1 | 24.360 | 24.360 | 292.320 |
| Dotación | 1 | 79.020 | 79.020 | 948.240 |
| Vacaciones 4,17% | 1 | 41.700 | 41.700 | 500.400 |
| Parafiscales 9% (SENA 2%, ICBF 3%, Cajas de compensación 4%) | 1 | 90.000 | 90.000 | 1.080.000 |
| Total egresos operacionales | | 1.572.325 | 1.572.325 | 18.867.898 |
| Egresos del taller | | | | |
| Descripción | Cantidad | Egresos unitarios | Egresos mensuales | Egresos anuales |
| Arriendo | 1 | 2.800.000 | 2.800.000 | 33.600.000 |
| Consumo de agua (m ³) | 80 | 500 | 40.000 | 480.000 |
| Consumo de energía (Kwh) | 510 | 444 | 226.440 | 2.717.280 |
| Montacargas (alquiler hora) | 0 | 35.000 | - | - |
| Diferencial (alquiler día) | 0 | 21.000 | - | - |
| Mantenimiento | 1 | 200.000 | 200.000 | 2.400.000 |
| Otros (6%) | 0 | 15.387 | 25.586 | 2.351.837 |
| Total egresos del taller | | 271.831 | 452.026 | 41.549.117 |
| Total egresos | | | 2.024.351 | 60.417.015 |

9.4.2.2 Flujo de caja con proyecto. Este se realizará a partir de la puesta en marcha del mismo, es decir a partir del año 2.016 y se proyectará a 5 años, esta proyección se realizará utilizando el IPC proyectado que se encuentra en el Cuadro 52., considerando que el puente grúa tendrá una depreciación en línea recta a 5 años, el flujo de caja se podrá observar en el Cuadro 55.

Al igual que en flujo de caja sin proyecto se calculará la utilidad bruta, se obtendrá a partir de las ventas totales que genere el taller en el año 2.015. Los gastos operacionales se obtendrán a partir de los egresos totales de personal y los gastos de mantenimiento de la infraestructura. Se realizará la diferencia entre estos dos valores para obtener la utilidad antes de impuestos y luego se descontarán todos los impuestos establecidos por la ley, adicional a esto la máquina tendrá una depreciación de igual valor para los 5 años.

Cuadro 55. Flujo de caja con proyecto

| Estado de pérdidas y ganancias | | | | | | |
|--------------------------------|--------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | 2.016 | 2.017 | 2.018 | 2.019 | 2.020 | 2.021 |
| Ingresos operacionales | | 331.417.350 | 341.691.288 | 352.078.703 | 362.641.064 | 372.795.014 |
| Utilidad bruta | | 331.417.350 | 341.691.288 | 352.078.703 | 362.641.064 | 372.795.014 |
| Gastos operacionales | | 73.953.083 | 75.826.010 | 77.719.624 | 79.645.131 | 81.496.185 |
| Personal | | 18.867.898 | 19.452.803 | 20.044.168 | 20.645.493 | 21.223.567 |
| Depreciaciones | | 13.536.068 | 13.536.068 | 13.536.068 | 13.536.068 | 13.536.068 |
| Egresos con puente grúa | | 41.549.117 | 42.837.139 | 44.139.388 | 45.463.570 | 46.736.550 |
| Utilidad Operacional | | 257.464.267 | 265.865.278 | 274.359.079 | 282.995.933 | 291.298.829 |
| Utilidad antes de impuestos | | 257.464.267 | 265.865.278 | 274.359.079 | 282.995.933 | 291.298.829 |
| Impuesto sobre la renta (25%) | | 64.366.067 | 66.466.319 | 68.589.770 | 70.748.983 | 72.824.707 |
| CREE (9%) | | 23.171.784 | 23.927.875 | 24.692.317 | 25.469.634 | 26.216.895 |
| Utilidad liquida | | 169.926.416 | 175.471.083 | 181.076.992 | 186.777.316 | 192.257.227 |
| Reserva legal (10%) | | 16.992.642 | 17.547.108 | 18.107.699 | 18.677.732 | 19.225.723 |
| Depreciaciones (+) | | 13.536.068 | 13.536.068 | 13.536.068 | 13.536.068 | 13.536.068 |
| Inversión | 67.680.344 | - | - | - | - | - |
| Utilidad neta | (67.680.344) | 166.469.843 | 171.460.043 | 176.505.361 | 181.635.652 | 186.567.572 |

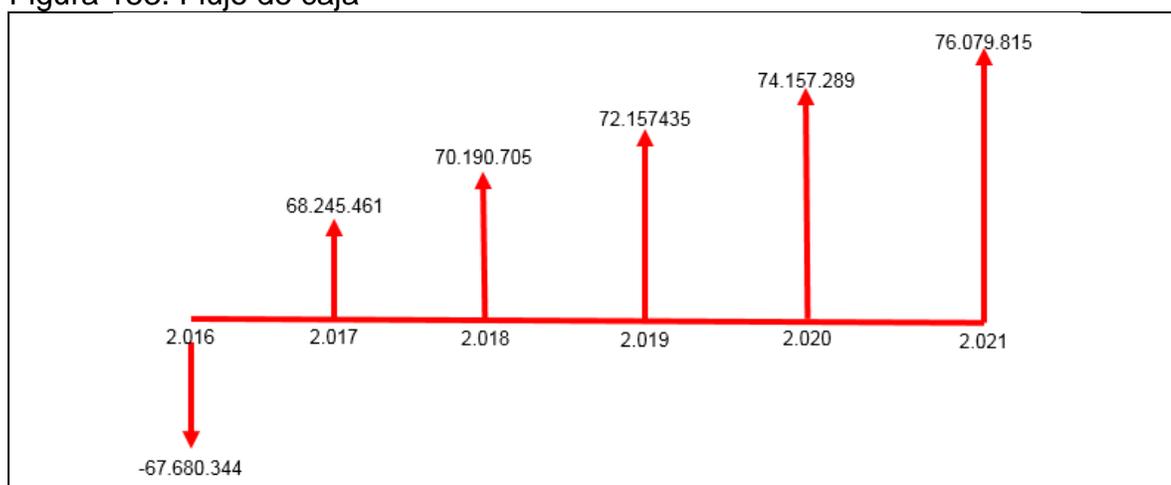
9.4.3 Comparación del análisis financiero con proyecto y sin proyecto. Se realizará la diferencia entre las utilidades netas de cada año a partir del año 2.017, entre el flujo de caja con proyecto y sin proyecto, para conocer la rentabilidad que se va a obtener con la implementación del puente grúa, como se muestra en el Cuadro 56.

Cuadro 56. Comparación del análisis financiero

| Año | 2.016 | 2.017 | 2.018 | 2.019 | 2.020 | 2.021 |
|-----------------|--------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| Sin puente grúa | - | 98.224.382 | 101.269.338 | 104.347.926 | 107.478.364 | 110.487.758 |
| Con puente grúa | (67.680.344) | 166.469.843 | 171.460.043 | 176.505.361 | 181.635.652 | 186.567.572 |
| Flujo neto | (67.680.344) | 68.245.461 | 70.190.705 | 72.157.435 | 74.157.289 | 76.079.815 |

En la Figura 153., se podrá ver el flujo de caja neto.

Figura 153. Flujo de caja



9.4.4 Cálculo del valor presente neto (VPN). Este valor permitirá conocer si la inversión que se va a realizar para implementar el proyecto puede incrementar o reducir el valor de la empresa, la fórmula para determinar este valor es;

$$VPN = -I + \frac{x_1}{(1-i)^1} + \frac{x_2}{(1-i)^2} + \dots + \frac{x_n}{(1-i)^n}$$

Donde;

VPN: Valor presente neto

I: Inversión en el año 0

x_n : Flujo neto de caja en el año n

i: Tasa mínima aceptable de rendimiento del proyecto o tasa de oportunidad (TIO).

Para este proyecto la compañía esperará una tasa de interés de oportunidad del 40%, por lo que el valor presente para el proyecto será el siguiente;

$$VPN = -67.680.344 + \frac{68.245.467}{(1-40\%)^1} + \frac{70.190.705}{(1-40\%)^2} + \frac{72.157.435}{(1-40\%)^3} + \frac{74.157.289}{(1-40\%)^4} + \frac{76.079.815}{(1-40\%)^5}$$

$$VPN = 76.624.047 > 0$$

Esta cifra equivaldrá a la utilidad en pesos que generará el puente grúa al finalizar los 5 años, por ser un valor mayor a cero se puede deducir que la implementación de este proyecto es viable y generará una rentabilidad.

9.4.5 Tasa interna de retorno (TIR). Para calcular la tasa interna de retorno de la inversión se tendrá que igualar el valor presente neto a cero, de la siguiente manera;

$$0 = -67.680.344 + \frac{68.245.467}{(1-TIR)^1} + \frac{70.190.705}{(1-TIR)^2} + \frac{72.157.435}{(1-TIR)^3} + \frac{74.157.289}{(1-TIR)^4} + \frac{76.079.815}{(1-TIR)^5}$$

$$TIR = 100,3\% > 40\%$$

La rentabilidad arrojada por el proyecto es del 100,3%, valor mayor a la rentabilidad mínima esperada por el taller que es del 40%, esto quiere decir que el proyecto es viable financieramente.

10. CONCLUSIONES

- La mejor alternativa corresponde al carro polipasto soportado sobre las aletas inferiores de la viga principal, debido a que cumple con los requerimientos de menor costo de fabricación, menor cantidad de mantenimiento facilidad de operación y menor consumo de energía
- Se corroboraron los datos obtenidos analíticamente con los arrojados por el software MEF, obteniéndose una diferencia mínima entre estos
- Se evaluó el impacto ambiental mediante la matriz de Leopold, identificando que el proyecto tiene un puntaje negativo de 109 puntos, que en su mayoría corresponde al consumo de agua y energía, correspondiente a la fases de lubricación e instalación, cuyo efecto no supera los 2 meses
- Se realizó una evaluación financiera con el fin de conocer si el proyecto es rentable, obteniendo una rentabilidad del 100,3%

RECOMENDACIONES

- Revisar las condiciones del suelo, para identificar aspectos que puedan afectar la implementación de las zapatas
- Realizar planes de contingencia que mitiguen los impactos negativos encontrados en la evaluación ambiental

BIBLIOGRAFÍA

Metodologías de evaluación del impacto ambiental. Recuperado del sitio web <https://www.google.com.co/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwirnu-LIKTQAhWDTCYKHxfyBDYQFggZMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.tdx.cat%2Fbitstream%2F10803%2F6830%2F4%2F04Lagl04de09.pdf&usg=AFQjCNG1_6yBXN TNlofcD0ubgz0pJru9RA&sig2=H_IDoli4yMeBjl_hM1KGUg> [con acceso el 09-09-2016]

BUDYNAS, Richard. y NISBETT, Keith. Soldadura, adhesión y diseño de uniones permanentes. En: Diseño en ingeniería mecánica de Shingley. 8 ed. Mexico: McGRaw-Hill.

CONSTRUCTOR CIVIL. Diseño de cimientos de concreto. Recuperado del sitio web <<http://www.elconstructorcivil.com/2014/07/disen-de-cimientos-de-concreto.html>> [con acceso el 15-09-2016]

CRAME MANUFACTURERS ASSOCIATION OF AMERICA, INC. Specifications for top running & under running single girder electric traveling cranes utilizing under running trolley hoist. CMAA #74. Charlotte, USA. 2010.

DEMAG, cranes & componentes. Catálogo, gama de ruedas. Madrid.

DEUTSCHES INSTITUTE FUR NORMUNG. Cranes; lifting hights, operating speeds. DIN 15022. Alemania. 1979.

FERDINAND Beer. y E. RUSSELL Johnston, Jr. Análisis y diseño de vigas para flexión. En: Mecánica de materiales. 3 ed. México: McGRAW-Hill, 2003.

GRUPO BANCOLOMBIA. Proyecciones económicas de mediano plazo. Recuperado del sitio web <<http://www.grupobancolombia.com/wps/portal/empresas/capital-inteligente/investigaciones-economicas/publicaciones/tablas-macroeconomicos-proyectados/>>

HIBBELER, R.C. Esfuerzo cortante transversal. En: Mecánica de materiales. 6 ed. México: Pearson educación, 2006.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación, Citas y notas de pie de página. NTC 1487. Bogotá: El Instituto 2002.

----- . Documentación, presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC 1486. Bogotá: El Instituto, 2008.

----- . Referencias documentales para fuentes de información electrónicas. NTC 4490 Bogotá: El Instituto, 2002.

----- . Referencias bibliográficas. Contenido, forma y estructura. NTC 5613. Bogotá: El instituto, 2008

LARRODE, Emilio y MIRAVETE, Antonio. Carriles. En: Grúas. España, 1996.

MCCORMAC. Introducción a los miembros cargados axialmente a compresión. En: Estructuras de acero método LRFD. 2 ed. México: Alfaomega, 2002.

MOTT, Robert. Diseño para diferentes tipos de carga. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación, 2006.

NONNAST, Robert. Grúas pórtico. En: El proyectista de estructuras metálicas 2. 10 ed. España,1994.

NORTON, Robert. Tornillos y sujetadores. En: Diseño de máquinas. 3 ed. Mexico: Pearson educación, 2011.

SUYU. Sistema de fijación con abrazadera de ferrocarril KPO. Recuperado del sitio web <<http://www.railfasteners.es/2-4-kpo-clamp-rail-fastening-system.html>> [con acceso el 29-10-2016]

ANEXOS

ANEXO A
EQUIPOS DE ELEVACIÓN



Carro eléctrico modelo VTE-U

Capacidades 1.000 - 5.000 kg

Está especialmente recomendado para cargas superiores a 1.000 kg para transportarlas a través de largas distancias y/o para usos frecuentes. Adecuado para casi todos los polipastos con gancho de suspensión debido a su grillete de conexión universal.

El motor de transmisión con transmisión de engranaje helicoidal permite avanzar con suavidad y frenar automáticamente - no se necesita freno de motor independiente.

Características

- Voltaje estándar de funcionamiento: Tensión europea 400 V, trifásico, 50 Hz. Los motores de una velocidad son convertibles a 230 V.
- Motor con protección IP 55 contra la entrada de polvo y de agua pulverizada. Bobinera encapsulada con protección IP 65.
- Estructura principal compacta y robusta con altura perdida reducida.
- Ruedas de acero resistentes a la rotura. Baja resistencia a la rodadura gracias a sus superficies mecanizadas y a su montaje sobre rodamientos de bolas. Perfil convexo para perfiles de viga parabólicos e inclinados.
- Se incluyen como estándar protección anti-calda y protección contra inclinación.
- Gracias a sus husillos se consigue un fácil ajuste a un gran rango de anchuras y perfiles de vigas.

Opcional

- Mando de baja tensión (42 V).
- Topes de goma.
- 230 V, monofásico, 50 Hz



Ruedas con perfil convexo



Husillo



Protección anti-calda

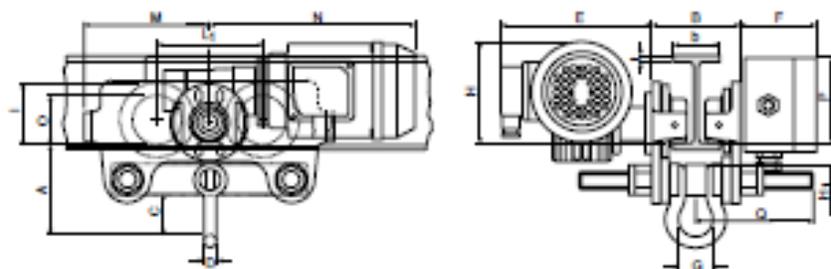
Datos técnicos modelo VTE-U

| Modelo | Núm. EAN 4025092* | Capacidad kg | Velocidad tracción m/min | Motor kW | Ancho ala de viga b mm | Espesor mín. ala de viga mm | Radio mín. curvatura m | Peso kg |
|--------------|-------------------|--------------|--------------------------|----------------------|------------------------|-----------------------------|------------------------|---------|
| VTE 1A-18/U* | *073547 | 1.000 | 18 \pm 18/4,5 | 0,18 \pm 0,18/0,06 | 58 - 180 | 19 | 0,9 | 19,5 |
| VTE 1B-18/U* | *073585 | 1.000 | 18 \pm 18/4,5 | 0,18 \pm 0,18/0,06 | 180 - 300 | 19 | 0,9 | 25,2 |
| VTE 2A-18/U* | *073561 | 2.000 | 18 \pm 18/4,5 | 0,18 \pm 0,18/0,06 | 58 - 180 | 19 | 1,15 | 26,0 |
| VTE 2B-18/U* | *073608 | 2.000 | 18 \pm 18/4,5 | 0,18 \pm 0,18/0,06 | 180 - 300 | 19 | 1,15 | 30,2 |
| VTE 3A-11/U | *073424 | 3.000 | 11 \pm 11/2,8 | 0,37 \pm 0,3/0,09 | 74 - 180 | 27 | 1,5 | 51,0 |
| VTE 3B-11/U | *073509 | 3.000 | 11 \pm 11/2,8 | 0,37 \pm 0,3/0,09 | 180 - 300 | 27 | 1,4 | 53,0 |
| VTE 5A-11/U | *073448 | 5.000 | 11 \pm 11/2,8 | 0,37 \pm 0,3/0,09 | 98 - 180 | 27 | 2,0 | 77,0 |
| VTE 5B-11/U | *073523 | 5.000 | 11 \pm 11/2,8 | 0,37 \pm 0,3/0,09 | 180 - 300 | 27 | 1,8 | 80,0 |

*11 \pm 11/2,8 m/min. Velocidad de tracción bajo pedido

Medidas modelo VTE-U

| Modelo | VTE 1A-18/U | VTE 1B-18/U | VTE 2A-18/U | VTE 2B-18/U | VTE 3A-11/U | VTE 3B-11/U | VTE 5A-11/U | VTE 5B-11/U |
|-----------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| A, mm | 113 | 113 | 115 | 115 | 139 | 139 | 161 | 161 |
| B, mm | b + 50 | b + 50 | b + 54 | b + 54 | b + 60 | b + 60 | b + 70 | b + 70 |
| C, mm | 49 | 49 | 47 | 47 | 57 | 57 | 60 | 60 |
| D, mm | 16 | 16 | 16 | 16 | 19 | 19 | 22 | 22 |
| E, mm | 187 | 187 | 187 | 187 | 202 | 202 | 202 | 202 |
| F, mm | 94 | 94 | 94 | 94 | 94 | 94 | 94 | 94 |
| G, mm | 43 | 43 | 43 | 43 | 51 | 51 | 58 | 58 |
| H, mm | 129 | 129 | 128 | 128 | 144 | 144 | 178 | 178 |
| H1, mm | 24 | 24 | 24 | 24 | 32 | 32 | 32 | 32 |
| I, mm | 77 | 77 | 98 | 98 | 133 | 133 | 149 | 149 |
| I1, mm | 130 | 130 | 150 | 150 | 180 | 180 | 209 | 209 |
| M, mm | 155 | 155 | 180 | 180 | 208 | 208 | 263 | 263 |
| N una velocidad, mm | 255 | 255 | 255 | 255 | 292 | 292 | 292 | 292 |
| N dos velocidades, mm | 263 | 263 | 263 | 263 | 296 | 296 | 296 | 296 |
| O, mm | 60 | 60 | 80 | 80 | 112 | 112 | 125 | 125 |
| P, mm | 123 | 123 | 123 | 123 | 129 | 129 | 121 | 121 |
| Q, mm | 145 | 205 | 153 | 213 | 160 | 220 | 182 | 242 |



Los polipastos y carros Yale no han sido diseñados para aplicaciones de elevación de personas y no deben ser usados con ese propósito.

Equipos de elevación Polipasto eléctrico de cadena



disponibles unidades de alta velocidad

! Disponible también con versión de 230V, monofásico, 50Hz (25% ED).

Disponible opcionalmente con carro eléctrico.

Opcional

- Cadena de carga en acero inoxidable (sin reducción de la carga útil).
- Gancho de suspensión
- Recogedor de cadena flexible
- Otros voltajes
- Contador de horas de funcionamiento y de número de arranques
- Mando a distancia por radiocontrol
- Control sincronizado del funcionamiento de varios polipastos.
- Carros manuales y eléctricos
- Conexión a línea de alimentación eléctrica

Polipasto eléctrico de cadena modelo CPV con asa de suspensión o con carro integrado

Capacidades 250 - 2.000 kg

El polipasto eléctrico de cadena modelo CPV combina un diseño moderno e sus innovaciones técnicas.

Su robusta construcción hace de esta serie de polipastos una herramienta versátil para aplicaciones profesionales. El interruptor limitador integrado desconecta el polipasto en el punto límite recorrido del gancho (subida y bajada) y prolonga de manera considerable la vida útil del embrague, motor y engranaje.

Características

- Clasificación: 1 Am/M4 (estándar), resp. 18m/M3 (para 230V, monofásico, 50Hz). Si es necesario (con los cambios apropiados en la capacidad de elevación con respecto al factor de servicio) el modelo CPV puede ser recalificado hasta 3m/M5.
- Interruptor principal como estándar, para aumentar la seguridad.
- Seguridad de funcionamiento incrementada gracias a su mando de baja tensión de 42V y botonera colgante encapsulada según IP55.
- Factor de servicio del 50% ED para el polipasto de una velocidad.
- El freno electroimagnético mantiene la carga de forma segura también en caso de fallo de la corriente.
- Voltaje estándar:
Voltaje europeo 400V, trifásico, 50Hz, de forma alternativa disponible en 460V, trifásico, 60Hz.
Los motores de una velocidad se pueden conectar a 230V, trifásico, 50Hz.
- Motores conforme a la norma VDE 0530 con protección IP55, contra la entrada de polvo y de chorro de agua.
- El embrague de deslizamiento regulable desde el exterior está diseñado para garantizar una conexión permanente entre la carga y el freno.
- El engranaje está lubricado con baño de aceite y lleva ruedas dentadas helicoidales para un funcionamiento suave y una larga vida útil.
- El asa de suspensión reduce la altura perdida y facilita su montaje.

Datos técnicos modelo CPV/CPVF

| Modelo | Núm. EAN 4025092* | Capacidad en kg/ número de ramales | Dimensiones de la cadena d x p mm | Clasificación FEM/ISO | Velocidad de elevación 1ª velocidad spm/ m/min | Velocidad de elevación 2ª velocidad m/min | Motor kW | Factor de servicio EDK | Peso* con eje de suspensión kg | Peso* con carro empuje** kg | Peso* con carro eléctrico*** kg |
|-----------|-------------------|------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|--|---|-----------|------------------------|--------------------------------|-----------------------------|---------------------------------|
| CPV 2-8 | *173070 | 250/1 | 4x12,2 | 1Am/MA | 8 | - | 0,37 | 50 | 24 | 39 | 47 |
| CPVF 2-8 | *173063 | 250/1 | 4x12,2 | 1Am/MA | 8 | 2 | 0,37/0,09 | 33/17 | 25 | 40 | 48 |
| CPV 3-20 | *303705 | 250/1 | 5x15,1 | 1Am/MA | 20 | - | 0,75 | 50 | 26 | 41 | 49 |
| CPVF 3-20 | *925341 | 250/1 | 5x15,1 | 1Am/MA | 20 | 5 | 0,75/0,18 | 33/17 | 27 | 42 | 50 |
| CPV 5-4 | *174466 | 500/2 | 4x12,2 | 1Am/MA | 4 | - | 0,37 | 50 | 25 | 40 | 48 |
| CPVF 5-4 | *174460 | 500/2 | 4x12,2 | 1Am/MA | 4 | 1 | 0,37/0,09 | 33/17 | 26 | 41 | 49 |
| CPV 5-8 | *173766 | 500/1 | 5x15,1 | 1Am/MA | 8 | - | 0,75 | 50 | 26 | 41 | 49 |
| CPVF 5-8 | *173803 | 500/1 | 5x15,1 | 1Am/MA | 8 | 2 | 0,75/0,18 | 33/17 | 27 | 42 | 50 |
| CPV 5-20 | *303712 | 500/1 | 7,1x20,5 | 1Am/MA | 20 | - | 1,5 | 50 | 58 | 77 | 84 |
| CPVF 5-20 | *303729 | 500/1 | 7,1x20,5 | 1Am/MA | 20 | 5 | 1,5/0,37 | 33/17 | 59 | 78 | 85 |
| CPV 6-16 | *305123 | 630/1 | 7,1x20,5 | 1Am/MA | 16 | - | 1,5 | 50 | 58 | 77 | 84 |
| CPVF 6-16 | *948548 | 630/1 | 7,1x20,5 | 1Am/MA | 16 | 4 | 1,5/0,37 | 33/17 | 59 | 78 | 85 |
| CPV 10-4 | *174473 | 1.000/2 | 5x15,1 | 1Am/MA | 4 | - | 0,75 | 50 | 28 | 43 | 51 |
| CPVF10-4 | *174725 | 1.000/2 | 5x15,1 | 1Am/MA | 4 | 1 | 0,75/0,18 | 33/17 | 29 | 44 | 52 |
| CPV 10-8 | *173797 | 1.000/1 | 7,1x20,5 | 1Am/MA | 8 | - | 1,5 | 50 | 58 | 77 | 84 |
| CPVF10-8 | *173780 | 1.000/1 | 7,1x20,5 | 1Am/MA | 8 | 2 | 1,5/0,37 | 33/17 | 59 | 78 | 85 |
| CPV 20-4 | *174480 | 2.000/2 | 7,1x20,5 | 1Am/MA | 4 | - | 1,5 | 50 | 63 | 82 | 89 |
| CPVF 20-4 | *174459 | 2.000/2 | 7,1x20,5 | 1Am/MA | 4 | 1 | 1,5/0,37 | 33/17 | 64 | 83 | 90 |

*Peso con altura de elevación estándar (3m). Otros alturas disponibles bajo consulta.

**Para carros del tipo Ay B. Peso adicional para carro manual de tracción por cadena (MTG): 2,5kg

***Para carro eléctrico (ME) con 2 velocidades: +2,0kg

****Velocidad de elevación CIN 10-8 a 230V, monofásico, 50Hz= 4m/min. - Velocidad de elevación CPV 20-4 a 230V, monofásico, 50Hz = 2m/min.

! Líneas de alimentación eléctrica
vea páginas 134-135.



Fiabilidad incrementada gracias al mando de baja tensión de 42V



Entrega de desplazamiento regulable desde el exterior.



Interruptor limitador integrado.



El gancho de suspensión y el receptor de cadena de la instrucción están disponibles como opción

Opcional: mando a distancia por radiocontrol

Datos técnicos de los carros

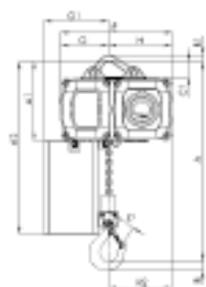
| Adecuado para el modelo | Capacidad kg | Tamaño | Ancho ala de viga b mm | Espesor ala de viga t mm | Radio mín. curvatura m | Velocidad tracción carro eléctrico m/min a 50Hz | Motor carro eléctrico kW a 50Hz |
|--------------------------------|--------------|--------|------------------------|--------------------------|------------------------|---|---------------------------------|
| desde CPV 2-8 hasta CPVF 10-4 | 1.000 | A | 58-180 | 19 | 0,9 | 18 o 19/4,5 | 0,18 o 0,18/0,06 |
| desde CPV 2-8 hasta CPVF 10-4 | 1.000 | B | 180-300 | 19 | 0,9 | 18 o 19/4,5 | 0,18 o 0,18/0,06 |
| desde CPV 6-16 hasta CPVF 20-4 | 2.000 | A | 58-180 | 19 | 1,15 | 18 o 19/4,5 | 0,18 o 0,18/0,06 |
| desde CPV 6-16 hasta CPVF 20-4 | 2.000 | B | 180-300 | 19 | 1,15 | 18 o 19/4,5 | 0,18 o 0,18/0,06 |
| CPV/CPVF 5-20 | 2.000 | A | 58-180 | 19 | 1,15 | 18 o 19/4,5 | 0,18 o 0,18/0,06 |
| CPV/CPVF 5-20 | 2.000 | B | 180-300 | 19 | 1,15 | 18 o 19/4,5 | 0,18 o 0,18/0,06 |

Equipos de elevación Polipasto eléctrico de cadena

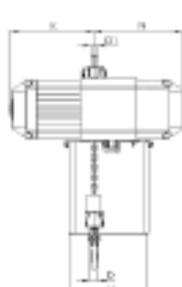
Medidas modelo CPN/CPVF

| Modelo | CPN/CPVF 28 | CPN/CPVF 54 | CPN/CPVF 5-8 CPN/CPVF 2-20 | CPN/CPVF 104 | CPN/CPVF 108 CPN/CPVF 5-20 CPN/CPVF 6-16 | CPN/CPVF 204 |
|---------------------|-------------|-------------|-------------------------------|--------------|--|--------------|
| A, mm | 357 | 393 | 357 | 430 | 431 | 528 |
| A1, mm | 196 | 196 | 196 | 196 | 234 | 234 |
| A2 (tamaño I), mm | 476 | 476 | 476 | 476 | 564 | 564 |
| A2 (tamaño II), mm | 526 | 526 | 526 | 526 | 644 | 644 |
| A2 (tamaño III), mm | 606 | 606 | 606 | 606 | 734 | 734 |
| A2 (tamaño IV), mm | 798 | 798 | 798 | 798 | 934 | 934 |
| B, mm | 22 | 22 | 22 | 29 | 29 | 37 |
| B1, mm | 15 | 15 | 15 | 15 | 20 | 20 |
| C, mm | 29 | 29 | 29 | 35 | 35 | 40 |
| C1, mm | 38 | 38 | 38 | 38 | 45 | 45 |
| C2, mm | 105 | 105 | 105 | 105 | 154 | 154 |
| D, mm | 15 | 15 | 15 | 21 | 21 | 26 |
| D1, mm | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 |
| E, mm | 277 | 277 | 277 | 277 | 326 | 326 |
| G, mm | 120 | 144 | 120 | 144 | 140 | 173 |
| G1 (tamaño I), mm | 142 | 166 | 142 | 166 | 175 | 208 |
| G1 (tamaño II), mm | 162 | 186 | 162 | 186 | 175 | 208 |
| G1 (tamaño III), mm | 162 | 186 | 162 | 186 | 175 | 208 |
| G1 (tamaño IV), mm | 162 | 186 | 162 | 186 | 175 | 208 |
| H, mm | 157 | 133 | 157 | 133 | 186 | 154 |
| H2, mm | 158 | 158 | 158 | 158 | 186 | 186 |
| K (CPN), mm | 208 | 208 | 208 | 208 | 285 | 285 |
| K (CPVF), mm | 208 | 208 | 208 | 208 | 285 | 285 |
| M (tamaño I), mm | 162 | 162 | 162 | 162 | 209 | 209 |
| M (tamaño II), mm | 197 | 197 | 197 | 197 | 209 | 209 |
| M (tamaño III), mm | 197 | 197 | 197 | 197 | 209 | 209 |
| M (tamaño IV), mm | 197 | 197 | 197 | 197 | 209 | 209 |
| N, mm | 219 | 219 | 219 | 219 | 274 | 274 |

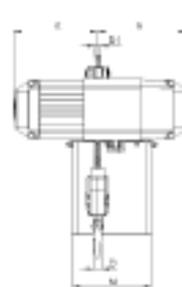
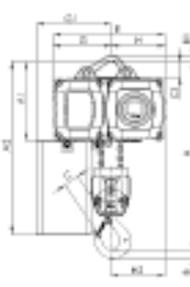
* para 230V, monofásico, 50Hz: +35 mm



Modelo CPN/CPVF
con eje de suspensión, 250 - 1.000kg, un resal



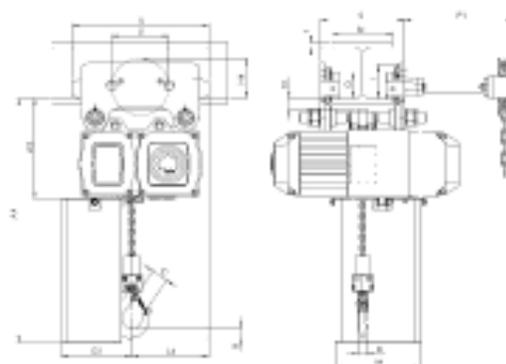
Modelo CPN/CPVF
con eje de suspensión, 500 - 2.000kg, dos resales



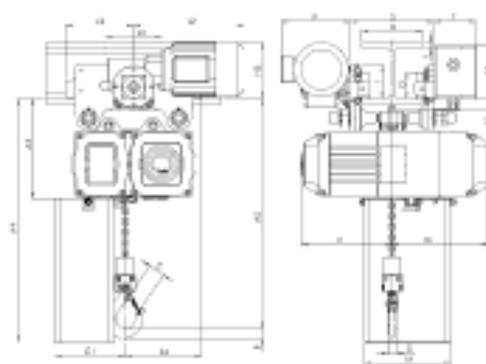
Modelo CPN/CPVF
con gancho de suspensión,
250 - 2.000kg

Medidas modelo CPV/CPVF

| Modelo | CPV/CPVF 2.8 | CPV/CPVF 5.4 | CPV/CPVF 5.8 CPV/CPVF 2.20 | CPV/CPVF 10.4 | CPV/CPVF 10.8 CPV/CPVF 5.20 CPV/CPVF 6.16 | CPV/CPVF 20.4 |
|-------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|---|--------------------------------|
| A3, mm | 228 | 228 | 228 | 228 | 263 | 263 |
| A4 (tamaño I), mm | 508 | 508 | 508 | 508 | 593 | 593 |
| A4 (tamaño II), mm | 558 | 558 | 558 | 558 | 673 | 673 |
| A4 (tamaño III), mm | 638 | 638 | 638 | 638 | 768 | 768 |
| A4 (tamaño IV), mm | 830 | 830 | 830 | 830 | 968 | 968 |
| A5, mm | 389 | 425 | 389 | 462 | 460 | 558 |
| b, mm | A = 58 - 180/ B = 180 - 300 | A = 58 - 180/ B = 180 - 300 | A = 58 - 180/ B = 180 - 300 | A = 58 - 180/ B = 180 - 300 | A = 58 - 180/ B = 180 - 300 | A = 58 - 180/ B = 180 - 300 |
| H1, mm | 24 | 24 | 24 | 24 | 23 | 23 |
| H3, mm | 129 | 129 | 129 | 129 | 129 | 129 |
| H4 (VTC), mm | 95 | 95 | 95 | 95 | 95 | 95 |
| H4 (VTE), mm | 142 | 142 | 142 | 142 | 142 | 142 |
| l (parte de empuje), mm | 72 | 72 | 72 | 72 | 96 | 96 |
| l (parte de cadena), mm | 77 | 77 | 77 | 77 | 98 | 98 |
| L (VTD/VTC), mm | 310 | 310 | 310 | 310 | 360 | 360 |
| L1, mm | 130 | 130 | 130 | 130 | 150 | 150 |
| L2 (CPV), mm | 255 | 255 | 255 | 255 | 255 | 255 |
| L2 (CPVF), mm | 263 | 263 | 263 | 263 | 263 | 263 |
| L3, mm | 155 | 155 | 155 | 155 | 180 | 180 |
| L4, mm | 136 | 161 | 173 | 161 | 203 | 203 |
| O, mm | 60 | 60 | 60 | 60 | 80 | 80 |
| P, mm | 180 | 180 | 180 | 180 | 180 | 180 |
| P1, mm | 246 | 246 | 246 | 246 | 246 | 246 |
| S, mm | b + 50 | b + 50 | b + 50 | b + 50 | b + 54 | b + 54 |
| T, mm | 94 | 94 | 94 | 94 | 94 | 94 |
| t máx., mm | 19 | 19 | 19 | 19 | 19 | 19 |



Modelo CPV/CPVF
con carro manual de empuje o de cadena integrado



Modelo CPV/CPVF
con carro eléctrico integrado

ANEXO B
NORMA CMAA #74 TRADUCIDA AL ESPAÑOL

B.1 CLASIFICACIÓN DE GRÚAS

B.1.1 GENERAL

Se han establecido clases de servicio de manera que la grúa más económica para la instalación puede ser definida de acuerdo con estas especificaciones.

La clasificación de servicio se basa en el tipo de carga que refleja las condiciones reales de servicio lo más cerca posibles del espectro de carga en una media carga efectiva.

El espectro de carga es una carga media efectiva, que se distribuye uniformemente sobre una escala de probabilidad y se aplica al equipo a una frecuencia específica. La selección de la componente de la grúa de tamaño adecuado para llevar a cabo una función dada se determina por las magnitudes de carga variables y los ciclos de carga dada que se pueden expresar en términos del factor de carga media efectiva.

$$K = \sqrt[3]{(W_1)^3 P_1 + (W_2)^3 P_2 + (W_3)^3 P_3 + \dots (W_n)^3 P_n}$$

Dónde:

W= Magnitud de la carga expresa como una relación de cada levantó de carga a la capacidad nominal. Operación sin carga levantada y el peso de cualquier archivo adjunto debe ser incluida.

P= Probabilidad de carga, expresada como una relación de ciclos en cada condición magnitud de la carga a los ciclos totales. La suma total de la carga probabilidades P debe ser igual a 1,0.

k= La media de factor de ocupación efectiva. (Utilizado para establecer única clase de servicio de la grúa)

Todas las clases de grúas se ven afectadas por las condiciones de funcionamiento, por lo tanto, el propósito de las clasificaciones, se asumen que la grúa estará operando en temperatura ambiente normal 0° - 104 °F y las condiciones atmosféricas normales (sin exceso de polvo, la humedad y corrosivo vapores)

Las grúas se pueden clasificar en grupos de carga de acuerdo con las condiciones de servicio de la parte más severamente cargada. Las partes individuales que están claramente separadas del resto, o formando una unidad estructural en sí misma, se pueden clasificar.

B.1.2 CLASE A (standby o servicio poco frecuentes)

Esta clase de servicio cubre las grúas que pueden ser utilizados en instalaciones tales como centrales eléctricas, los servicios públicos, salas de turbinas. Las cámaras de motores y centros de transformación donde se requiere un manejo preciso de los equipos a baja velocidad con períodos largos de inactividad, entre ascensores. Cargas de capacidad pueden ser manejadas para la instalación inicial del equipo y el mantenimiento frecuente.

B.1.3 CLASE B (servicio ligero)

Este servicio cubre las grúas que se pueden usar en talleres de reparación, operaciones de montaje de luz, edificios de servicios, almacenamiento de luz, etc., en los que los requisitos de servicio son la luz, la velocidad es lenta. Las cargas pueden variar de vez en cuando sin carga a carga nominal completo con 2 a 5 elevaciones por hora promedio de 10 pies por elevación.

B.1.4 CLASE C (servicio moderado)

Este servicio cubre las grúas, que puede ser usado en talleres de máquinas o salas de máquinas fábrica de papel, etc., donde los requisitos de servicio son moderados. En este tipo de servicio de la grúa va a manejar cargas con un promedio del 50 por ciento de la capacidad nominal de 5 a 10 elevaciones por hora, con un promedio de 15 pies, no más de ciento del ascensor en la capacidad nominal.

B.1.5 CLASE D (servicio pesado)

Este servicio cubre la grúa que se puede utilizar en las tiendas de máquinas pesadas, fundiciones, plantas que fabrican, almacenes, patios de contenedores, aserraderos, etc., y cucharones de servicio estándar y las operaciones de imán donde se requiere la producción de alta resistencia en este tipo de servicio, cargas cercanas a 50 por ciento de la capacidad nominal será manejado constantemente durante el período de trabajo. Altas velocidades son deseables para este tipo de servicio con 10 a 20 ascensores por hora promedio de 15 pies, no más de 65 por ciento de los ascensores en la capacidad nominal.

B.1.6 CLASE DE SERVICIO DE LA GRÚA EN CUANTO A LA CLASE DE CARGA Y CICLOS DE CARGA

Definición de clase de servicio de la grúa CMAA en términos de clase de carga y ciclos de carga

| Clase de carga | Ciclos de carga | | | | K= factor medio de carga efectiva |
|----------------|---|---------------------------------------|-----------------------------------|--|-----------------------------------|
| | N ₁ | N ₂ | N ₃ | N ₄ | |
| L ₁ | A | B | C | D | 0,35-0,53 |
| L ₂ | B | C | D | | 0,531-0,57 |
| L ₃ | C | D | | | 0,671-0,85 |
| L ₄ | D | | | | 0,851-1 |
| | Uso irregular ocasional seguido de largos periodos de inactividad | Uso regular en operación intermitente | Uso regular en operación continua | Uso regular en operación continua severa | |

L₁= Grúas que levantan la carga nominal excepcionalmente y normalmente cargas muy ligeras.

L₂= Grúas que rara vez levantan la carga nominal y normalmente cargas alrededor de 1/3 de la parte de la carga nominal.

L₃= Grúas que levantan la cargas nominal con bastante frecuencia y normalmente cargas entre 1/3 y 2/3 de la carga nominal.

L₄= Grúas que regularmente están cargadas próximas a la carga nominal.

B.1.2 Ciclos de carga

N₁= Entre 20.000 y 100.000 ciclos.

N₂= Entre 100.000 y 500.000 ciclos.

N₃= Entre 500.000 y 2'000.000 ciclos.

N₄= Por encima de 2'000.000 ciclos

B.2 DISEÑO ESTRUCTURAL

B.2.1 Material. Todo el acero estructural debe cumplir la norma ASTM A-36 o especificaciones o será de un tipo aceptado para el propósito para el cual el acero se va a utilizar, siempre que las partes son proporcionadas a los factores de diseño comparables.

B.2.2 Cargas. Las estructuras de la grúa se someten, en servicio, a las cargas repetidas que varía con el tiempo que inducen tensiones variables en los

miembros y las conexiones a través de la interacción del sistema estructural y las formas de sección transversal. las cargas que actúan sobre la estructura se dividen en tres considerado como cargas principales, a saber las cargas muertas, que están siempre presentes; la carga del polipasto actuando durante cada ciclo; y las fuerzas de inercia que actúan durante los movimientos de grúas, componentes de la grúa, y un montón de elevación. Efectos de las cargas, tales como cargas de viento que operan, las fuerzas inclinadas, el análisis general de la fuerza y en el análisis de estabilidad. Otras cargas tales como colisión, de las cargas de viento de servicio, y cargas de ensayo aplicados durante la prueba de carga se consideran como cargas extraordinarias y excepto por colisión y de las cargas de viento de servicio no son parte de la especificación. Fuerzas sísmicas no se consideran en esta especificación de diseño. Sin embargo, si se requiere, las aceleraciones se especificarán en la elevación de la grúa ferroviaria por el propietario o especificador. Los niveles de tensión admisible en virtud de esta condición de carga serán acordadas con el fabricante de la grúa.

B.2.2.1 Carga muerta (DL). El peso de todas las partes eficaces de la estructura del puente, las piezas de maquinaria y el equipo fijo soportado por la estructura.

B.2.2.2 Carga del polipasto y trolley (TL). El peso del trolley, del polipasto y de los equipos acoplados.

B.2.2.3 Carga viva de elevación (LL). La carga elevada consiste en la carga de trabajo y el peso de los dispositivos de elevación utilizados para la manipulación y la celebración de la carga de trabajo, tales como el bloque de carga, el levantamiento de la viga, cubo, un imán, agarrar y los otros dispositivos suplementarios.

B.2.2.4 Fuerzas de inercia vertical. Las fuerzas de inercia verticales incluyen aquellos debido al movimiento de las grúas o los componentes de la grúa y los debidos a la elevación o descenso de la carga del polipasto. Estas cargas adicionales se pueden incluir de una manera simplificada por la aplicación de un factor independiente para la carga muerta (DLF) y para la carga del polipasto (HLF) por el cual las cargas que actúan vertical, las fuerzas en los miembros o de los esfuerzos debidos a ellos deben estar multiplicadas.

B.2.2.5 Factor de carga muerta (DLF). Este factor sólo se refiere a las cargas muertas de la grúa, trolley y sus equipos asociados y se tomará de acuerdo con la:

$$(DLF) = 1.1 \leq 1.05 + \frac{\text{Travel Speed (FPM)}}{2000} \leq 1.2$$

B.2.2.6 Factor de carga del polipasto (HLF). Este factor se aplica al movimiento de la carga nominal de la dirección vertical, y cubre las fuerzas de inercia, fuerzas de

masa debido a la elevación súbita de la carga del polipasto y las incertidumbres en lo que permite otras influencias. El factor de carga del polipasto es de 0,5 por ciento de la velocidad de elevación en pies por minuto, pero no menos del 15 por ciento o más del 50 por ciento, a excepción de cangilones e imán grúas para el cual se tomará el valor de un 50 por ciento de la capacidad nominal de la cubeta o un imán elevador.

$$HLF=0,15 \leq 0,005*(\text{Velocidad de elevación del polipasto (FPM)}) \leq 0,5$$

B.2.2.7 Fuerzas de inercia de los polipastos (IFD). Las fuerzas de inercia se producen durante la aceleración o desaceleración de los movimientos de grúa y dependen de los pares de apriete y de frenado aplicadas por las unidades de transmisión y los frenos durante cada ciclo.

La carga lateral debida a la aceleración o desaceleración será un porcentaje de la carga vertical y se considerará como 7,8 veces la tasa de aceleración o desaceleración lateral (FT/s²), pero no menor que 2,5 por ciento de la carga vertical. Este porcentaje se aplicará tanto a las cargas dinámicas y estáticas, exclusivo de las carretillas del extremo. La carga viva se encuentra en la misma posición que en el cálculo de momento vertical. El momento de inercia de toda la sección de la viga sobre su eje vertical se puede utilizar para determinar las tensiones debidas a las fuerzas laterales. Las fuerzas de inercia durante la aceleración y desaceleración se calcularán en cada caso con el carro en la peor posición para el componente que se está analizando.

B.3 COMBINACION DE CARGAS

Los esfuerzos combinados se pueden calcular para los siguientes casos de diseño:

B.3.1 Caso 1: Grúa en el uso regular bajo carga principales (nivel de esfuerzo 1)

$$DL(DLF_B) + TL(DLF_T) + LL(1 + HLF) + IFD$$

B.3.2 Caso 2: Grúa en uso regular en virtud de capital y de carga adicional (nivel de esfuerzo 2)

$$DL(DLF_B) + TL(DLF_T) + LL(1 + HLF) + IFD + WLO + SK$$

B.3.3 Caso 3: cargas extraordinarias (nivel de esfuerzo 3)

Grúa sometido a cabo de viento de servicios

$$DL + TL + WLS$$

Grúa en colisión

$$DL + TL + LL + CF$$

CMAA recomienda carga de ensayo no supere el 125 por ciento de la carga nominal.

B.4 FLEXIÓN LOCAL DE LAS ALETAS DEBIDA A LA CARGA DE LAS RUEDAS

Cada carga en la rueda debe ser considerada como una carga concentrada aplicada en el centro de la rueda en contacto con la aleta. Los esfuerzos de flexión local en las aletas en la dirección lateral (x) y la dirección longitudinal (y) en ciertos puntos críticos se deben calcular con las siguientes formulas, dependiendo al perfil que se utilice.

B.4.1 Esfuerzos aplicados en el punto 0

$$\sigma_{x0} = c_{x0} \left(\frac{P}{ta^2} \right) \quad \sigma_{y0} = c_{y0} \left(\frac{P}{ta^2} \right)$$

B.4.2 Esfuerzos aplicados en el punto 1

$$\sigma_{x1} = c_{x1} \left(\frac{P}{ta^2} \right) \quad \sigma_{y1} = c_{y1} \left(\frac{P}{ta^2} \right)$$

B.4.3 Esfuerzos aplicados en el punto 2

$$\sigma_{x2} = -\sigma_{x0} \quad \sigma_{y2} = -\sigma_{y0}$$

B.4.4 Valores de C para perfiles estándar

$$\begin{aligned} C_{x0} &= -1,096 + 1,095\lambda + 0,192e^{-6\lambda} \\ C_{x1} &= 3,963 - 4,835\lambda - 3,965e^{-2,675\lambda} \\ C_{y0} &= -0,981 - 1,479\lambda + 1,120e^{-1,322\lambda} \\ C_{y1} &= 1,810 - 1,150\lambda + 1,060e^{-7,70\lambda} \end{aligned}$$

$$t_a = t_f - \left[\frac{b}{24} \right] + \left[\frac{a}{6} \right]$$

$$\lambda = \frac{2a}{b-t_w}$$

Dónde:

P = carga por llanta incluyendo HLF en libras

t_a = Espesor de la aleta al punto de aplicación de la carga en pulgadas

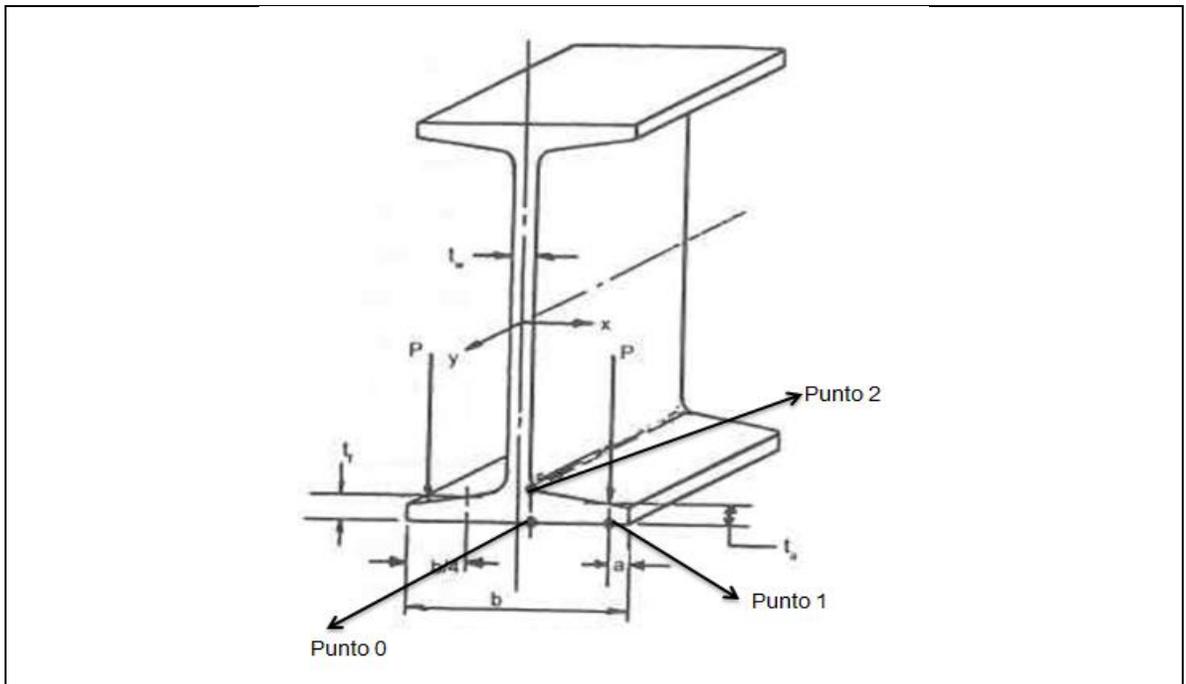
t_w = Espesor del alma en pulgadas

t_t = Espesor de la aleta publicado en catálogos en pulgadas

a = Distancia desde el borde de la aleta al punto de la aplicación de la carga de la llanta en pulgadas

b = Ancho de la sección transversal de la aleta en pulgadas

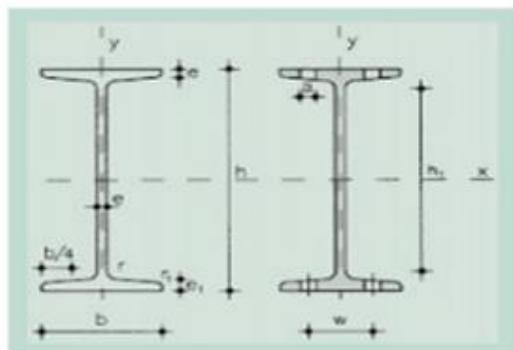
e = Base del logaritmo natural con valor 2.71828



Los esfuerzos localizados debidos a los efectos de flexión local impuestos por la carga de la llanta se calculan en los puntos 0 y 1 que son combinados con los esfuerzos debidos a la carga del caso 2. Al calcular la combinación de esfuerzos, los esfuerzos de flexión de la aleta tendrán que ser disminuidos un 75% del valor calculado en la flexión local de la aleta debido a la carga de la llanta.

El valor de los esfuerzos combinados (σ_t) no puede exceder el esfuerzo permisible.

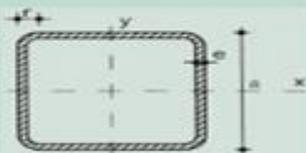
ANEXO C
PERFILES TIPO IPN



- A = Área de la sección
- S_x = Momento estático de media sección, respecto a X
- I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a X
- $W_x = 2I_x / h$: Módulo resistente de la sección, respecto a X
- $i_x = \sqrt{I_x / A}$: Radio de giro de la sección, respecto a X
- I_y = Momento de inercia de la sección, respecto a Y
- $W_y = 2I_y / b$: Módulo resistente de la sección, respecto a Y
- $i_y = \sqrt{I_y / A}$: Radio de giro de la sección, respecto a Y
- ζ = Módulo de torsión de la sección
- J_x = Módulo de alabeo de la sección
- u = Perímetro de la sección
- a = Diámetro del agujero del roblón normal
- w = Gramil, distancia entre ejes de agujeros
- h_1 = Altura de la parte plana del alma
- e_2 = Espesor del ala en el eje del agujero
- p = Peso por m

| Perfil | Dimensiones | | | | | | | Términos de sección | | | | | | | | | Agujeros | | | Peso | | |
|---------|-------------|---------|-----------|----------------------|----------------------|----------------------|---------|----------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|----------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|----------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|---------|---------|----------------------|-----------|---|
| | h mm | b mm | e-t mm | e ₁ mm | i ₁ mm | h ₁ mm | u mm | A cm ² | S _x cm ³ | I _x cm ⁴ | W _x cm ³ | i _x cm | I _y cm ⁴ | W _y cm ³ | i _y cm | ζ _x cm ⁴ | J _x cm ⁶ | w mm | a mm | e ₂ mm | p kg/m | |
| IPN 80 | 80 | 42 | 3,9 | 5,9 | 2,3 | 59 | 304 | 7,58 | 11,4 | 77,8 | 19,5 | 3,20 | 6,29 | 3,00 | 0,91 | 0,93 | 87,5 | 22 | — | 4,43 | 5,95 | C |
| IPN 100 | 100 | 50 | 4,5 | 6,8 | 2,7 | 75 | 370 | 10,60 | 19,9 | 171,0 | 34,2 | 4,01 | 12,20 | 4,88 | 1,07 | 1,72 | 268,0 | 28 | — | 5,05 | 8,32 | P |
| IPN 120 | 120 | 58 | 5,1 | 7,7 | 3,1 | 92 | 439 | 14,20 | 31,8 | 328,0 | 54,7 | 4,81 | 21,50 | 7,41 | 1,23 | 2,92 | 685,0 | 32 | — | 5,67 | 11,20 | P |
| IPN 140 | 140 | 66 | 5,7 | 8,6 | 3,4 | 109 | 502 | 18,30 | 47,7 | 573,0 | 81,9 | 5,61 | 35,20 | 10,70 | 1,40 | 4,66 | 1.540,0 | 34 | 11 | 6,29 | 14,40 | P |
| IPN 160 | 160 | 74 | 6,3 | 9,5 | 3,8 | 125 | 575 | 22,80 | 68,0 | 935,0 | 117,0 | 6,40 | 54,70 | 14,80 | 1,55 | 7,08 | 3.138,0 | 40 | 11 | 6,91 | 17,90 | P |
| IPN 180 | 180 | 82 | 6,9 | 10,4 | 4,1 | 142 | 640 | 27,90 | 93,4 | 1.450,0 | 161,0 | 7,20 | 81,30 | 19,80 | 1,71 | 10,30 | 5.924,0 | 44 | 13 | 7,53 | 21,90 | P |
| IPN 200 | 200 | 90 | 7,5 | 11,3 | 4,5 | 159 | 709 | 33,50 | 125,0 | 2.140,0 | 214,0 | 8,00 | 117,00 | 26,00 | 1,87 | 14,60 | 10.520,0 | 48 | 13 | 8,15 | 26,30 | P |
| IPN 220 | 220 | 98 | 8,1 | 12,2 | 4,9 | 175 | 775 | 39,60 | 162,0 | 3.060,0 | 278,0 | 8,80 | 162,00 | 33,10 | 2,02 | 20,10 | 17.760,0 | 52 | 13 | 8,77 | 31,10 | P |
| IPN 240 | 240 | 106 | 8,7 | 13,1 | 5,2 | 192 | 844 | 46,10 | 206,0 | 4.250,0 | 354,0 | 9,59 | 221,00 | 41,70 | 2,20 | 27,00 | 28.730,0 | 56 | 17 | 9,39 | 36,20 | P |
| IPN 260 | 260 | 113 | 9,4 | 14,1 | 5,6 | 208 | 906 | 53,40 | 257,0 | 5.740,0 | 442,0 | 10,40 | 288,00 | 51,00 | 2,32 | 36,10 | 44.070,0 | 60 | 17 | 10,15 | 41,90 | P |
| IPN 280 | 280 | 119 | 10,1 | 15,2 | 6,1 | 225 | 966 | 61,10 | 316,0 | 7.590,0 | 542,0 | 11,10 | 364,00 | 61,20 | 2,45 | 47,80 | 64.580,0 | 62 | 17 | 11,04 | 48,00 | P |
| IPN 300 | 300 | 125 | 10,8 | 16,2 | 6,5 | 241 | 1.030 | 69,10 | 381,0 | 9.800,0 | 653,0 | 11,90 | 451,00 | 72,20 | 2,56 | 61,20 | 91.850,0 | 64 | 21 | 11,83 | 54,20 | P |
| IPN 320 | 320 | 131 | 11,5 | 17,3 | 6,9 | 257 | 1.090 | 77,80 | 457,0 | 12.510,0 | 782,0 | 12,70 | 555,00 | 84,70 | 2,67 | 78,20 | 128.800,0 | 70 | 21 | 12,72 | 61,10 | P |
| IPN 340 | 340 | 137 | 12,2 | 18,3 | 7,3 | 274 | 1.150 | 86,80 | 540,0 | 15.700,0 | 923,0 | 13,50 | 674,00 | 98,40 | 2,80 | 97,50 | 176.300,0 | 74 | 21 | 13,51 | 68,10 | P |
| IPN 360 | 360 | 143 | 13,0 | 19,5 | 7,8 | 290 | 1.210 | 97,10 | 638,0 | 19.610,0 | 1.090,0 | 14,20 | 818,00 | 114,00 | 2,90 | 123,00 | 240.100,0 | 76 | 23 | 14,50 | 76,20 | P |
| IPN 380 | 380 | 149 | 13,7 | 20,5 | 8,2 | 306 | 1.270 | 107,00 | 741,0 | 24.010,0 | 1.260,0 | 15,00 | 975,00 | 131,00 | 3,02 | 150,00 | 318.700,0 | 82 | 23 | 15,29 | 84,00 | P |
| IPN 400 | 400 | 155 | 14,4 | 21,6 | 8,6 | 323 | 1.330 | 118,00 | 857,0 | 29.210,0 | 1.460,0 | 15,70 | 1.160,00 | 149,00 | 3,13 | 183,00 | 419.600,0 | 86 | 23 | 16,18 | 92,60 | P |
| IPN 450 | 450 | 170 | 16,2 | 24,3 | 9,7 | 363 | 1.478 | 147,00 | 1.200,0 | 45.850,0 | 2.040,0 | 17,70 | 1.730,00 | 203,00 | 3,43 | 268,00 | 791.100,0 | 94 | 25 | 18,35 | 115,00 | P |
| IPN 500 | 500 | 185 | 18,0 | 27,0 | 10,8 | 404 | 1.626 | 180,00 | 1.620,0 | 68.740,0 | 2.750,0 | 19,60 | 2.480,00 | 268,00 | 3,72 | 449,00 | 1.403.000,0 | 100 | 28 | 20,53 | 141,00 | P |
| IPN 550 | 550 | 200 | 19,0 | 30,0 | 11,9 | 445 | 1.787 | 213,00 | 2.120,0 | 99.180,0 | 3.610,0 | 21,60 | 3.490,00 | 349,00 | 4,02 | 618,00 | 2.389.000,0 | 110 | 28 | 23,00 | 167,00 | P |
| IPN 600 | 600 | 215 | 21,6 | 32,4 | 13,0 | 485 | 1.924 | 254,00 | 2.730,0 | 139.000,0 | 4.630,0 | 23,40 | 4.670,00 | 434,00 | 4,30 | 875,00 | 3.821.000,0 | 120 | 28 | 24,88 | 199,00 | P |

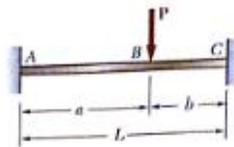
ANEXO D
PERFILES HUECOS CUADRADOS



- r = Radio exterior de redondeo
- a = Perímetro
- A = Área de la sección
- S = Momento estático de toda sección, respecto al eje X o Y
- I = Momento de inercia de la sección, respecto al eje X o Y
- W = $2I/d$ Módulo resistente de la sección, respecto al eje X o Y
- i = $\sqrt{I/A}$ Radio de giro de la sección, respecto al eje X o Y
- Z = Módulo de torsión de la sección

| Perfil | Dimensiones | | | | Términos de sección | | | | | | Peso p kg/m | |
|--------|-------------|---------|---------|---------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|---------|----------------------|-------------------|---|
| | a mm | e mm | r mm | u mm | A cm ² | S cm ³ | I cm ⁴ | W cm ³ | i cm | Z cm ³ | | |
| 40.2 | 40 | 2 | 5 | 151 | 2,90 | 2,04 | 6,60 | 3,40 | 1,53 | 11,3 | 2,28 | P |
| 40.3 | 40 | 3 | 8 | 147 | 4,13 | 2,80 | 9,01 | 4,51 | 1,48 | 15,6 | 3,24 | P |
| 40.4 | 40 | 4 | 10 | 143 | 5,21 | 3,40 | 10,50 | 5,26 | 1,42 | 18,9 | 4,09 | P |
| 45.2 | 45 | 2 | 5 | 171 | 3,30 | 2,63 | 9,94 | 4,42 | 1,74 | 16,3 | 2,59 | C |
| 45.3 | 45 | 3 | 8 | 167 | 4,73 | 3,65 | 13,40 | 5,95 | 1,68 | 22,9 | 3,71 | C |
| 45.4 | 45 | 4 | 10 | 163 | 6,01 | 4,49 | 15,90 | 7,07 | 1,63 | 28,2 | 4,72 | C |
| 50.2 | 50 | 2 | 5 | 191 | 3,70 | 3,30 | 13,90 | 5,57 | 1,94 | 22,7 | 2,91 | P |
| 50.3 | 50 | 3 | 8 | 187 | 5,33 | 4,62 | 19,00 | 7,59 | 1,89 | 32,0 | 4,18 | P |
| 50.4 | 50 | 4 | 10 | 183 | 6,81 | 5,73 | 22,90 | 9,15 | 1,83 | 39,9 | 5,35 | P |
| 55.2 | 55 | 2 | 5 | 211 | 4,10 | 4,04 | 18,90 | 6,86 | 2,14 | 30,5 | 3,22 | C |
| 55.3 | 55 | 3 | 8 | 207 | 5,93 | 5,70 | 25,90 | 9,43 | 2,09 | 43,4 | 4,66 | C |
| 55.4 | 55 | 4 | 10 | 203 | 7,61 | 7,12 | 31,60 | 11,50 | 2,04 | 54,5 | 5,97 | C |
| 60.2 | 60 | 2 | 5 | 231 | 4,50 | 4,86 | 24,80 | 8,28 | 2,35 | 39,9 | 3,53 | P |
| 60.3 | 60 | 3 | 8 | 227 | 6,53 | 6,89 | 34,40 | 11,50 | 2,30 | 57,1 | 5,13 | P |
| 60.4 | 60 | 4 | 10 | 223 | 8,41 | 8,66 | 42,30 | 14,10 | 2,24 | 72,2 | 6,60 | P |
| 60.5 | 60 | 5 | 13 | 219 | 10,10 | 10,20 | 48,50 | 16,20 | 2,19 | 85,2 | 7,96 | C |
| 70.2 | 70 | 2 | 5 | 271 | 5,30 | 6,71 | 40,30 | 11,50 | 2,76 | 64,1 | 4,16 | P |
| 70.3 | 70 | 3 | 8 | 267 | 7,73 | 9,60 | 56,60 | 16,20 | 2,71 | 92,6 | 6,07 | P |
| 70.4 | 70 | 4 | 10 | 263 | 10,00 | 12,20 | 70,40 | 20,10 | 2,65 | 118,0 | 7,86 | P |
| 70.5 | 70 | 5 | 13 | 259 | 12,10 | 14,50 | 82,00 | 23,40 | 2,60 | 141,0 | 9,53 | P |
| 80.3 | 80 | 3 | 8 | 307 | 8,93 | 12,80 | 86,60 | 21,70 | 3,11 | 140,0 | 7,01 | P |
| 80.4 | 80 | 4 | 10 | 303 | 11,60 | 16,30 | 108,80 | 27,20 | 3,06 | 180,0 | 9,11 | P |
| 80.5 | 80 | 5 | 13 | 299 | 14,10 | 19,50 | 128,00 | 32,00 | 3,01 | 217,0 | 11,10 | P |
| 80.6 | 80 | 6 | 15 | 294 | 16,50 | 22,30 | 144,00 | 36,00 | 2,95 | 250,0 | 13,00 | C |
| 90.3 | 90 | 3 | 8 | 347 | 10,10 | 16,40 | 126,00 | 37,90 | 3,52 | 202,0 | 7,95 | P |
| 90.4 | 90 | 4 | 10 | 343 | 13,20 | 21,10 | 159,00 | 45,40 | 3,47 | 281,0 | 10,40 | P |
| 90.5 | 90 | 5 | 13 | 339 | 16,10 | 25,30 | 189,00 | 53,00 | 3,42 | 316,0 | 12,70 | P |
| 90.6 | 90 | 6 | 15 | 334 | 18,90 | 29,20 | 214,00 | 61,00 | 3,36 | 366,0 | 14,90 | P |
| 100.3 | 100 | 3 | 8 | 387 | 11,30 | 20,10 | 175,00 | 45,00 | 3,93 | 279,0 | 8,89 | P |
| 100.4 | 100 | 4 | 10 | 383 | 14,80 | 26,40 | 223,00 | 55,00 | 3,88 | 383,0 | 11,60 | P |
| 100.5 | 100 | 5 | 13 | 379 | 18,10 | 31,00 | 266,00 | 65,00 | 3,83 | 440,0 | 14,20 | P |
| 100.6 | 100 | 6 | 15 | 374 | 21,30 | 37,00 | 304,00 | 76,00 | 3,77 | 513,0 | 16,70 | P |
| 120.4 | 120 | 4 | 10 | 463 | 18,00 | 38,90 | 397,00 | 88,00 | 4,70 | 638,0 | 14,10 | P |
| 120.5 | 120 | 5 | 13 | 459 | 22,10 | 47,20 | 478,00 | 103,00 | 4,64 | 780,0 | 17,40 | P |
| 120.6 | 120 | 6 | 15 | 454 | 26,10 | 55,10 | 551,00 | 119,00 | 4,59 | 913,0 | 20,50 | C |
| 140.5 | 140 | 5 | 13 | 539 | 26,10 | 65,60 | 780,00 | 149,00 | 5,46 | 1.001,0 | 23,70 | P |
| 140.6 | 140 | 6 | 15 | 534 | 30,90 | 76,80 | 905,00 | 173,00 | 5,41 | 1.180,0 | 28,00 | P |
| 140.8 | 140 | 8 | 20 | 526 | 40,00 | 97,50 | 1.130,00 | 218,00 | 5,30 | 1.400,0 | 31,40 | P |
| 160.5 | 160 | 5 | 13 | 619 | 30,10 | 80,90 | 1.190,00 | 249,00 | 6,28 | 1.601,0 | 27,70 | P |
| 160.6 | 160 | 6 | 15 | 614 | 35,70 | 102,00 | 1.390,00 | 293,00 | 6,23 | 1.880,0 | 32,00 | P |
| 160.8 | 160 | 8 | 20 | 609 | 46,40 | 131,00 | 1.740,00 | 360,00 | 6,12 | 2.200,0 | 36,50 | P |
| 170.5 | 170 | 5 | 13 | 659 | 32,10 | 98,70 | 1.440,00 | 270,00 | 6,69 | 2.290,0 | 25,20 | C |
| 170.6 | 170 | 6 | 15 | 654 | 38,10 | 116,00 | 1.680,00 | 318,00 | 6,64 | 2.710,0 | 29,90 | C |
| 170.8 | 170 | 8 | 20 | 646 | 49,60 | 149,00 | 2.120,00 | 390,00 | 6,53 | 3.410,0 | 39,00 | P |

ANEXO E
PRINCIPIO DE SUPERPOSICIÓN

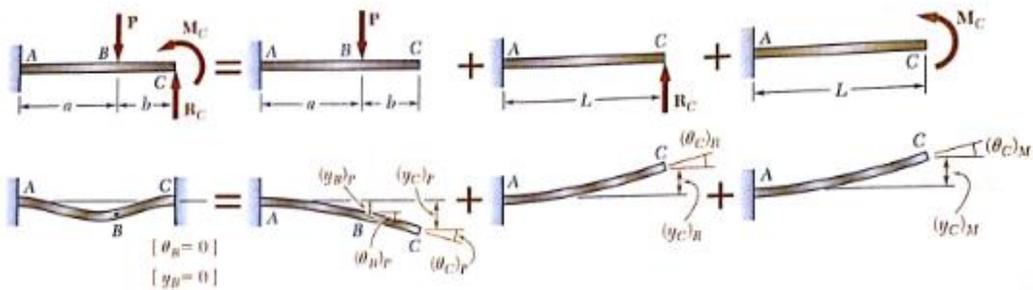


PROBLEMA MODELO 9.9

Para la viga y carga mostradas, determine la reacción en el empotramiento C.

SOLUCIÓN

Principio de superposición. Suponiendo que la carga axial en la viga es cero, la viga ABC es indeterminada de segundo grado y se escogen como redundantes la fuerza vertical R_C y el par M_C . Las deformaciones producidas por la carga P, la fuerza R_C y el par M_C se consideran separadamente como se muestra.



Para cada carga, la pendiente y la deflexión en C se encuentran en la tabla *Deflexiones y pendientes de viga* del apéndice D.

Carga P. Se observa que, para esta carga, la porción BC de la viga es recta.

$$\begin{aligned}
 (\theta_C)_P = (\theta_B)_P &= -\frac{Pa^2}{2EI} & (y_C)_P &= (y_B)_P + (\theta_B)_P b \\
 & & &= -\frac{Pa^3}{3EI} - \frac{Pa^2}{2EI}b = -\frac{Pa^2}{6EI}(2a + 3b)
 \end{aligned}$$

$$\text{Fuerza } R_C \quad (\theta_C)_R = +\frac{R_C L^2}{2EI} \quad (y_C)_R = +\frac{R_C L^3}{3EI}$$

$$\text{Par } M_C \quad (\theta_C)_M = +\frac{M_C L}{EI} \quad (y_C)_M = +\frac{M_C L^2}{2EI}$$

Condiciones de frontera. En el extremo C la pendiente y la deflexión deben ser cero.

$$\begin{aligned}
 [x = L, \theta_C = 0]: \quad \theta_C &= (\theta_C)_P + (\theta_C)_R + (\theta_C)_M \\
 0 &= -\frac{Pa^2}{2EI} + \frac{R_C L^2}{2EI} + \frac{M_C L}{EI} \quad (1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 [x = L, y_C = 0]: \quad y_C &= (y_C)_P + (y_C)_R + (y_C)_M \\
 0 &= -\frac{Pa^2}{6EI}(2a + 3b) + \frac{R_C L^3}{3EI} + \frac{M_C L^2}{2EI} \quad (2)
 \end{aligned}$$

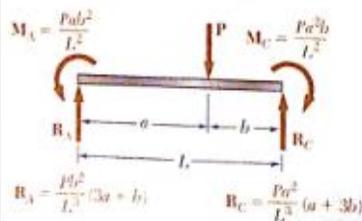
Componentes de la reacción en C. Resolviendo simultáneamente las ecuaciones (1) y (2) se encuentran las reducciones

$$R_C = +\frac{Pa^2}{L^3}(a + 3b)$$

$$M_C = -\frac{Pa^2 b}{L^2}$$

$$R_C = \frac{Pa^2}{L^3}(a + 3b) \uparrow \leftarrow$$

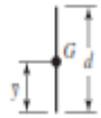
$$M_C = \frac{Pa^2 b}{L^2} \downarrow \leftarrow$$



La reacción en A puede hallarse ahora usando los métodos de estática.

ANEXO F
PROPIEDADES FLEXIONANTES DE LA SOLDADURA DE FILETE

| Soldadura | Área de la garganta | Ubicación de G | Segundo momento unitario del área |
|-----------|---------------------|----------------|-----------------------------------|
|-----------|---------------------|----------------|-----------------------------------|

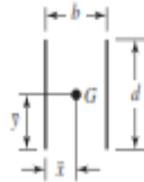


$$A = 0.707hd$$

$$\bar{x} = 0$$

$$\bar{y} = d/2$$

$$I_u = \frac{d^3}{12}$$

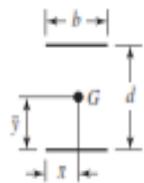


$$A = 1.414hd$$

$$\bar{x} = b/2$$

$$\bar{y} = d/2$$

$$I_u = \frac{d^3}{6}$$

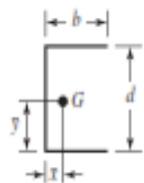


$$A = 1.414hd$$

$$\bar{x} = b/2$$

$$\bar{y} = d/2$$

$$I_u = \frac{bd^2}{2}$$

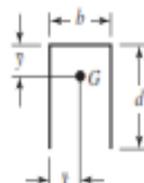


$$A = 0.707h(2b + d)$$

$$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$$

$$\bar{y} = d/2$$

$$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$$



$$A = 0.707h(b + 2d)$$

$$\bar{x} = b/2$$

$$\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$$

$$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$$

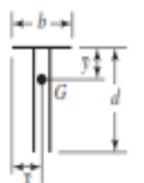


$$A = 1.414h(b + d)$$

$$\bar{x} = b/2$$

$$\bar{y} = d/2$$

$$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$$



$$A = 0.707h(b + 2d)$$

$$\bar{x} = b/2$$

$$\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$$

$$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$$

ANEXO G
ESPECIFICACIONES PARA LAS UNIONES ATORNILLADAS

G.1 Dimensiones principales de las roscas para tornillos métricos estándar ISO

Tabla 11-2 Dimensiones principales de cuerdas de tornillos del estándar métrico ISO
 Datos calculados con las ecuaciones 11.1; véase la referencia 4 para mayor información

| Diámetro mayor d (mm) | Cuerdas gruesas | | | Cuerdas finas | | |
|----------------------------|-------------------|------------------------------|--|-------------------|------------------------------|--|
| | Paso p mm | Diámetro menor d_r (mm) | Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²) | Paso p mm | Diámetro menor d_r (mm) | Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²) |
| 3.0 | 0.50 | 2.39 | 5.03 | | | |
| 3.5 | 0.60 | 2.76 | 6.78 | | | |
| 4.0 | 0.70 | 3.14 | 8.78 | | | |
| 5.0 | 0.80 | 4.02 | 14.18 | | | |
| 6.0 | 1.00 | 4.77 | 20.12 | | | |
| 7.0 | 1.00 | 5.77 | 28.86 | | | |
| 8.0 | 1.25 | 6.47 | 36.61 | 1.00 | 6.77 | 39.17 |
| 10.0 | 1.50 | 8.16 | 57.99 | 1.25 | 8.47 | 61.20 |
| 12.0 | 1.75 | 9.85 | 84.27 | 1.25 | 10.47 | 92.07 |
| 14.0 | 2.00 | 11.55 | 115.44 | 1.50 | 12.16 | 124.55 |
| 16.0 | 2.00 | 13.55 | 156.67 | 1.50 | 14.16 | 167.25 |
| 18.0 | 2.50 | 14.93 | 192.47 | 1.50 | 16.16 | 216.23 |
| 20.0 | 2.50 | 16.93 | 244.79 | 1.50 | 18.16 | 271.50 |
| 22.0 | 2.50 | 18.93 | 303.40 | 1.50 | 20.16 | 333.06 |
| 24.0 | 3.00 | 20.32 | 352.50 | 2.00 | 21.55 | 384.42 |
| 27.0 | 3.00 | 23.32 | 459.41 | 2.00 | 24.55 | 495.74 |
| 30.0 | 3.50 | 25.71 | 560.59 | 2.00 | 27.55 | 621.20 |
| 33.0 | 3.50 | 28.71 | 693.55 | 2.00 | 30.55 | 760.80 |
| 36.0 | 4.00 | 31.09 | 816.72 | 3.00 | 32.32 | 864.94 |
| 39.0 | 4.00 | 34.09 | 975.75 | 3.00 | 35.32 | 1028.39 |

G.2 Especificaciones y resistencias métricas para pernos en acero

Tabla 11-7 Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero

| Número de clase | Intervalo del tamaño del diám. ext. (mm) | Resistencia de prueba mínima (MPa) | Resistencia a la fluencia mínima (MPa) | Resistencia a la tensión mínima (MPa) | Material |
|-----------------|--|------------------------------------|--|---------------------------------------|---------------------------------|
| 4.6 | M5-M36 | 225 | 240 | 400 | bajo o medio carbono |
| 4.8 | M1.6-M16 | 310 | 340 | 420 | bajo o medio carbono |
| 5.8 | M5-M24 | 380 | 420 | 520 | bajo o medio carbono |
| 8.8 | M3-M36 | 600 | 660 | 830 | medio carbono, Q&T |
| 9.8 | M1.6-M16 | 650 | 720 | 900 | medio carbono, Q&T |
| 10.9 | M5-M36 | 830 | 940 | 1 040 | martensita al bajo carbono, Q&T |
| 12.9 | M1.6-M36 | 970 | 1 100 | 1 220 | aleación, templada y revenida |

ANEXO H
FORMATOS DE MANTENIMIENTO DEL PUENTE GRÚA

H.1 INSPECCIÓN TOTAL DE LA MÁQUINA (ANUAL)

| INFORME DE INSPECCIÓN | | | | | |
|-----------------------|------------------------------------|-----------|---------|------|---------------|
| GERENTE: | | OPERARIO: | | | |
| FECHA: | | CONDICIÓN | | | OBSERVACIONES |
| EQUIPO: | | Buena | Regular | Mala | |
| 1 | ESTRUCTURA | | | | |
| | Pernos de amarre | | | | |
| | platina soldada | | | | |
| | Carriles de rodadura | | | | |
| 2 | MECANISMO DE TRASLACION DEL CARRO | | | | |
| | Reductores | | | | |
| | Cojinetes | | | | |
| | Anillos de retención | | | | |
| | Brida | | | | |
| | Rodamientos | | | | |
| | Tornillos | | | | |
| | Arandelas | | | | |
| | Tuercas | | | | |
| | Piñones | | | | |
| | Ruedas | | | | |
| | Unidad de manejo | | | | |
| 3 | MECANISMO DE TRASLACION DE LA VIGA | | | | |
| | Ruedas | | | | |
| | Ejes | | | | |
| | Rodamientos | | | | |
| | Motores | | | | |
| 4 | MECANISMO DE ELEVACION | | | | |
| | Reductores | | | | |
| | Cojinetes | | | | |
| | Anillos de retención | | | | |
| | Brida | | | | |
| | Rodamientos | | | | |
| | Tornillos | | | | |
| | Arandelas | | | | |
| | Tuercas | | | | |
| | Piñones | | | | |
| 5 | APAREJOS | | | | |
| | Cable | | | | |
| | Ganchos | | | | |

H.2 INSPECCIÓN DESPUES DE UNA DETENCIÓN PROLONGADA

| INFORME DE INSPECCIÓN DETENCIÓN PROLONGADA | | | | |
|--|-----------|---------|--------|---------------|
| Gerente: | | | | |
| Operario: | | | Fecha: | |
| Elemento a intervenir | Condición | | | Observaciones |
| | Buena | Regular | Mala | |
| Nivel de aceite reductores | | | | |
| Engrase cables | | | | |
| Tambores y frenos | | | | |
| Engrase general | | | | |
| Botones de mando | | | | |

H.3 INSPECCIÓN DIARIA

| INFORME DE INSPECCIÓN DIARIA | | | | |
|------------------------------|-----------|---------|--------|---------------|
| Gerente: | | | | |
| Operario: | | | Fecha: | |
| Elemento a intervenir | Condición | | | Observaciones |
| | Buena | Regular | Mala | |
| Cadena metálica | | | | |
| Gancho | | | | |
| Botonera de mando | | | | |

H.4 INSPECCIÓN MENSUAL

| INFORME DE INSPECCIÓN MENSUAL | | | | |
|-------------------------------|-----------|---------|--------|---------------|
| Gerente: | | | | |
| Operario: | | | Fecha: | |
| Elemento a intervenir | Condición | | | Observaciones |
| | Buena | Regular | Mala | |
| Frenos | | | | |
| Ruedas | | | | |
| Cables | | | | |

H.5 INSPECCIÓN TRIMESTRAL

| INFORME DE INSPECCIÓN TRIMESTRAL | | | | |
|----------------------------------|-----------|---------|--------|---------------|
| Gerente: | | | | |
| Operario: | | | Fecha: | |
| Elemento a intervenir | Condición | | | Observaciones |
| | Buena | Regular | Mala | |
| Polipasto | | | | |
| Trolley | | | | |

ANEXO I
MANUAL DE MANTENIMIENTO DEL TROLLEY Y POLIPASTO



Yale Electric Chain Hoist CPE

6. SERVICE

- Service and inspections may only be carried out by a competent person.
- The inspection must determine that all safety devices are present and fully operational and covers the condition of the hoist, lifting gear, accessories and supporting constructions.
- The service intervals and inspections noted are for normal working conditions. Adverse working conditions, e.g. heat or chemical environments, can dictate shorter periods.
- The Yale electric chain hoists conform to FEM group 1Am resp. 1Bm in accordance with FEM 9.511. This results in a theoretical service lifetime of 800 resp. 400 operating hours under full load. This is equivalent to 10 years under normal operating conditions. After this period the hoist requires a general overhaul. Further information is contained in VBG 9 resp. FEM 9.755.

6.1 Daily checks

- 1.) Visually check the pendant control switch and cable for damage.
- 2.) Check that the brake functions correctly.
- 3.) Check that the overload safety device functions correctly.
- 4.) Electric chain hoists with trolley:
 - Check that the trolley runway is free from obstructions
 - Check that the end stops on the trolley runway are fitted and secure.

6.2 Regular inspections, service, testing

According to national and international safety regulations hoisting equipment must be inspected at least annually by a competent person. Adverse working conditions, e.g. heat or chemical environments, can dictate shorter periods. The commissioning and inspection details can be noted on the test certificate delivered with the hoist or on page 30 of this manual. Repairs may only be carried out by specialist workshops that use original Yale spare parts.

Attention: Tests must - as far as possible - be carried out in an unloaded condition and the hoist / trolley currentless.

| Inspection and Maintenance | Initial checks | | | Periodical checks | | |
|---|----------------------|--------------------------|---------------------------|-------------------|---------------------------|----------|
| | during commissioning | after 50 operating hours | after 200 operating hours | daily | after 200 operating hours | annually |
| Electrical installation and power supply | * | | | | | * |
| Pendant control and support wire | * | * | | * | | |
| Lubricate load chain | * | * | * | | * | |
| Check for wear in chain drive | | * | * | | * | |
| Check function of overload device | * | | | * | | |
| Check function of brake | * | | | * | | |
| Inspect chain bolts for cracks | | * | | | | * |
| Inspect suspension and load hook for cracks and deformation | | * | | | | * |
| Check screwed connections for tightness | | * | | | | * |
| Inspect trolley components for cracks and deformation | | * | | | | * |
| Check oil level | * | * | | | * | |
| Oil change | | | * | | | * |
| Inspect motor and transmission of hoist | | | | | | * |
| Inspect motor and transmission of trolley | | | | | | * |
| Lubricate geared trolley drive | | | | | | * |



6.3 LOAD CHAIN

The Yale load chain is grade 80 chain with the dimensions 11 x 31 mm. The CPE electric hoists are specially designed to use this type of chain. For this reason only chains that have been approved by the manufacturer may be used in these hoists.

Lubricating the load chain

The load chain is to be lubricated before initial operation and every 3 months but the latest after 200 operating hours. Adverse working conditions, e.g. excessive dust or continued heavy duty can dictate shorter periods between lubrication.

- Before the chain is lubricated it must be cleaned. Flame cleaning is forbidden. Use only cleaning methods and agents that do not corrode the chain material. Avoid cleaning methods that can lead to hydrogen brittleness, e.g. spraying or dipping chain in caustic solvents. Also avoid surface treatments that can hide cracks and flaws or other surface damage.
- The chain must be lubricated in a no-load condition so that lubricant can enter between the links, e.g. by dipping in oil.
- Motor oil of the viscosity 100, e.g. Shell Torna T68 can be used to lubricate the chain. For very dusty applications use a dry lubricant.

Inspecting the load chain for wear

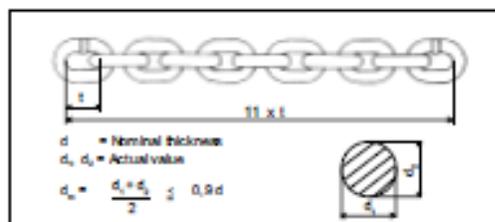
Load chains must be inspected every 3 months or the latest after 200 operating hours (see VBG 8 § 27 or local regulations).

Visually inspect the chain over its full length for deformation, cracks, flaws, elongation, wear or corrosive pitting.

Link chains must be replaced when the nominal thickness "d" on any part of the chain has been reduced by more than 10% or when the pitch "t" is elongated by more than 2% or over 11 pitches (11 x t) by 2%. Nominal dimensions and wear limits are shown in the following table.

Chains that do not fulfil all requirements must be replaced immediately.

| Link chain 11 x 31 grade 80 | | | |
|-----------------------------|-----------------------|--------------------|-----------------|
| Inspection | Dimension | Nominal value (mm) | Wear limit (mm) |
| Length over 11 pitches | 11 · t | 341 | 347 |
| Length of 1 pitch | t | 31 | 32 |
| Mean thickness | $\frac{d_1 + d_2}{2}$ | 11,3 | 10,2 |



Replace the load chain

1-strand design

1. Disassemble bottom block

Remove the circlip with suitable pliers. Raise the swivel tube in the direction of the chain and tap out the chain bolt with a drift.

Attention: Do not damage the chain bolt bore.

2. Remove the chain end stop.

Remove the 2 screws. The chain is now free.

3. Fitting the new chain

Cut the second to last link open on the loose end of the load chain to form a "C". Remove the last link and connect the new chain. The new chain must be fitted so that the welds on the standing links face towards the chain guide and away from the load sheave. Operate the hoist in the lowering direction to feed the chain through the hoist.

4. Fitting lower block and chain end stop

Slide the end buffers over the loose ends of the load chain and refit bottom block and chain end stop. The chain end stop must be fitted so that at least 1 link remains free (see Fig. 1)

5. Before initial operation lubricate the unloaded chain and test all hoist functions under no-load condition.

2-strand design

1. Remove the chain anchor bolt

The chain anchor bolt is situated on the underside of the hoist body. With an Allen key remove the grub screw that serves as locking device. Tap out the chain anchor bolt with a drift from the other side.

Attention: Do not damage anchor bolt or bore.

2. Pull the load chain through the bottom block and remove the chain end stop.

3. Fitting the new chain

Cut the second to last link open on the loose end of the load chain to form a "C". Remove the last link and connect the new chain. The new chain must be fitted so that the welds on the standing links face towards the chain guide in the housing. Operate the hoist in the lowering direction to feed the chain through the hoist.

4. Replace chain end stop

Slide the buffer pad over the loose end of the load chain and refit the chain end stop ensuring that at least 1 link remains free (see Fig. 1).

5. Fitting the chain anchor bolt

Inspect the chain anchor bolt for flaws, cracks or burrs. Enter the last link of the other load chain and into the slot in the underside of the hoist body. **Attention:** The chain must not be twisted. Now enter the chain anchor bolt through the side bore. Move the last link back and forth while entering the chain anchor bolt to ensure that it is not trapped and damaged by the anchor bolt. Secure the anchor bolt with the grub screw.

6. Assemble the bottom block

Check the idler sheave for damage. Position the load chain over the idler sheave ensuring that the welds on the standing links face away. Grease the needle bearings in the bottom block halves. Place the load hook assembly in the slot provided in one of the bottom block halves and push the complete unit onto the idler sheave. Ensuring that the buffer pad is situated correctly in its groove replace the second bottom block half and secure with the screws.



Yale Electric Chain Hoist CPE

7. Functional test

All units with two or more chain strands must be inspected before every operation for twisted or kinked chains. Chains on 2-strand units may become twisted if the bottom block is rolled over. If a strand is twisted disconnect it from the hoist and re-thread it correctly. In some cases it may be necessary to remove the last link.

8. Before initial operation lubricate the unloaded chain and test all hoist functions under a no-load condition.

6.4 Load and suspension hooks

Inspect the hooks for deformation, damage, surface cracks, wear and signs of corrosion as required but at least annually. Adverse working conditions may dictate shorter periods. Hooks that do not fulfil all requirements must be replaced immediately. Welding on hooks to compensate for wear or damage is not permissible. Hooks must be replaced when the mouth of the hook has opened more than 10% (Fig.14) or the nominal value of other dimensions has decreased by 5% due to wear. Nominal dimensions and wear limits are shown in the following table.

| Inspection | Dim. | CPE 16 / 20 CPE 25 / 30 | | CPE 32 / 40 / 50 | |
|--------------|----------------|----------------------------|------------------|---------------------|------------------|
| | | Nominal value mm | Wear limit mm | Nominal value mm | Wear limit mm |
| Hook saddle | b ₁ | 24 | 22,8 | 29,5 | 28 |
| Hook saddle | b ₂ | 35 | 33,2 | 44,5 | 42,3 |
| Hook opening | a ₂ | 43 | 47,3 | 54 | 59,4 |

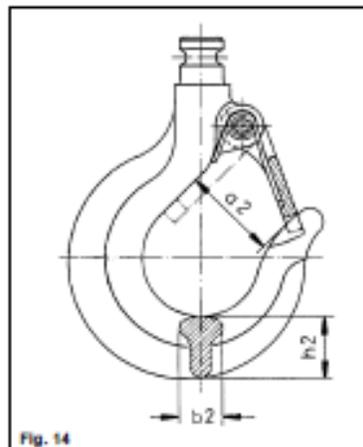


Fig. 14

6.5 Trolleys

In particular check following parts:

- Side plate

For cracks or deformation in particular around the areas of screwed connections.

- Trolley wheels

Visually check for cracks and wear on trolley wheel flanges. Grease the transmission.

- Crossbars

In particular around threaded areas for cracks.

- Fasteners

Check nuts, screws and locking devices for tightness.

6.6 Electric chain hoist in general

In particular check following parts:

- Threaded connections in general

Check all nuts, screws and locking devices for tightness.

- Chain container

Ensure the chain container is securely fastened. Check for cracks or wear.

- Suspension pins

(Connection between hoist and suspension hook resp. trolley) Check for cracks or wear. Ensure all safety devices are in place and secure.

6.7 Overload protection device

The overload protection device (slipping clutch) is factory set to 110% ± 10% of the rated capacity and can be checked by lifting a suitable load. If the device slips at the rated capacity load it can be adjusted as follows (see Fig. 19):

- Unscrew the threaded pin (9) which locks the straining screw (45).
- Increase the moment of friction by turning the straining screw (45) in clockwise direction.
- Re-check the adjustment with a suitable load.
- Lock the straining screw (45) with the threaded pin (9).

6.8 Gearbox

The gearbox is practically maintenance-free. Service is therefore reduced to changing the oil.

Oil change

The oil (approx. 0,3 l) is to be changed every 5 years or at the latest after 400 operating hours.

Disassemble the gear cover (51) by removing the cylinder screws (52) and unscrew the screw plug (44). Place the hoist horizontally and turn so that the oil can drain from the fill hole into a suitable container (approx. 30 minutes). Replenish the gearbox oil. We recommend a mineral oil viscosity class ISO-VG 460, e.g. FINA GIRANL 460. Finally re-adjust the overload protection device.

Disassemble the gearbox

Attention: The gearbox has oil lubrication

1. Pull the coupling (50) off the gear shaft (35). Loosen screws (52) and remove gearbox cover (51).
2. Remove screw plug (44) and seal (45).
3. Place gearbox upside down and drain oil from the fill hole into a suitable container.
4. Loosen threaded pin (47), remove ball (46) and unscrew fixing screw (42).
5. Remove cup springs (41).



6. Loosen locking screw (38) and remove locking bolt (39).
7. Loosen snap ring (37), remove bearing plate (33) and ball bearing (36). Remove snap ring (34) and press ball bearing (36) out of bearing plate (33). Remove snap ring (37) from gear shaft (35).
8. Remove friction discs (28) and ring gear (29).
9. Remove planet gears (32), needle bearings (31), stop washers (30) as well as planet gear carrier Assy (27) and pinion (26). Pull out gear shaft (35).
10. Remove threaded pin (17).
11. Press out remaining gears in the housing (1) in direction of the flange. Light blows with a rubber hammer in axial direction onto the rim of the housing (flange side) may be helpful to loosen the bearing race (15).
12. Remove planet gears (25), needle bearings (24) and stop washers (23) from planet gear carrier (22).
13. Pull planet gear carrier (22) and pinion (21) out of planet gear carrier (3).
14. Remove ball bearing (20) and bearing race (15) from planet gear carrier (3).
15. Remove snap ring (11) from planet gear carrier (3) and press out planet gear shaft (10).
16. Remove planet gears (7), needle bearings (8), stop washers (6) and spacer rings (9).
15. Remove bearing (5) and packing rings (4).

After cleaning, inspection and replacement of all worn parts re-assembly can be started.

Parts subject to wear are: stop washers (6, 23, 30), needle bearings (8, 24, 31), O-rings and packing rings (4, 16, 18, 43) as well as the seal (45).

Reassemble the gearbox

Reassemble the gearbox in the reverse order strictly in accordance with the sectional drawing.

Special care should be taken for clean and correct installation of planet gears (7) with needle bearings (8) in equal sorting and stop washers (6) as well as spacer rings (9) in the planet gear carrier (3).

The friction discs (28) on either side of the ring gear (29) must be installed oil-soaked (leave in oil for 1 hour before installation).

The exact adjustment of the overload device is only possible when the hoist is completely reassembled. Pre-adjustment of the cup spring (41) is made with the fixing screw (42).

After the exact adjustment has been made, the fixing screw (42) is secured by means of the ball (46) and the threaded pin (47).

6.9 MOTOR

Motor

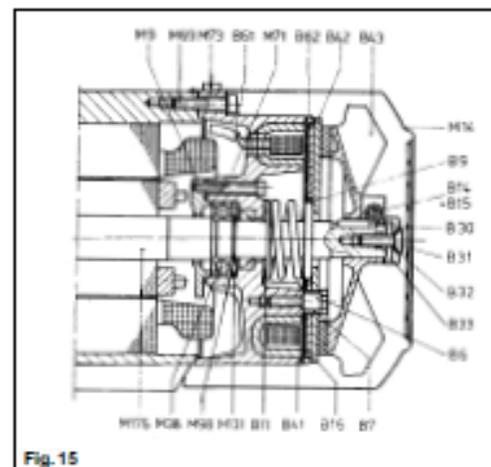
Under normal conditions the motor is practically maintenance-free. Every 2-1/2 years the bearings are to be inspected, cleaned and repacked half-full with grease. We recommend K 3 N / KL 3 N DIN 51825 / DIN 51502.

Disc brake

Service to the disc brake is reduced to checking and adjusting the brake air gap. The disc brake air gap should be between 0,2 and 0,6 mm (this guarantees a short reaction time and low noise emission). When the wear and tear of the brake lining comes down to the point where the max. possible air gap has finally been reached, it is indispensable to carry out a re-adjustment of the brake (the max. permissible air gaps are shown in the table below).

- 3.1 Remove fan guard M14.
- 3.2 Loosen binding screws B14.
- 3.3 Remove O-ring B62, insert spacer blocks B40 between armature disc B42 and adhesive plate B16 (thickness of the spacer blocks is to be found in the table below).
- 3.4 Tighten screws B31, or - in case of two shaft extensions - nut B36 to an extent as to permit the removal of the spacer blocks B40.
- 3.5 Evenly tighten the binding screws B14. Please tighten first screw placed opposite of the fitting key (for the permissible torque consult the table below).
- 3.6 Tighten screw B31 once more.
- 3.7 Remove spacer blocks B40.
- 3.8 Put on fan guard M14.
- 3.9 Make a test run for checking the brake function.

Attention: Do not allow the brake friction pads to come into contact with lubricant or similar.



| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
|------|----------------------|---------------------------|-----------------------|-------------------|---------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------|------------------|-------------------------------|----|
| Type | Nominal brake torque | Fan B43 with brake lining | Spacer block B40 (mm) | Air gap max. (mm) | Pressure spring B9 colour | Tightening torque tr B14 | Tightening torque tr B6 | Adhesive plate B16 | Threaded pin B71 | Quantity of fitting plate B11 | |
| EBF | 20,2 Nm | WS 5907 | - | 0,6 | no colour | 7 - 9 Nm | 7 + 0,5 Nm | no | M 5x80 | 0 | |



Yale Electric Chain Hoist CPE

Inspection Chart

Inspection before Initial operation:

by:

Date of Initial operation:

Regular Inspections

| Date | Findings | Repair | Date | Test by * |
|------|----------|--------|------|-----------|
| | | | | |

* competent person

ANEXO J
FACTORES AMBIENTALES Y ACCIONES QUE PUEDAN CAUSAR IMPACTO
AMBIENTAL

J.1. FACTORES AMBIENTALES

| | |
|---|---|
| A. CARACTERÍSTICAS FÍSICAS Y QUÍMICAS | |
| A.1 TIERRA | |
| a. Recursos minerales | d. Geomorfología |
| b. Material de construcción | e. Campos magnéticos y radiactividad de fondo |
| c. Suelos | f. Factores físicos singulares |
| A.2 AGUA | |
| a. Superficiales | e. Temperatura |
| b. Marinas | f. Recarga |
| c. Subterráneas | g. Nieve, hielos y heladas |
| d. Calidad | |
| A.3 ATMÓSFERA | |
| a. Calidad (gases, partículas) | c. Temperatura |
| b. Clima (micro, macro) | |
| A.4 PROCESOS | |
| a. Inundaciones | e. Sorción (Intercambio de iones, complejos) |
| b. Erosión | f. Compactación y asentos |
| c. Deposición (sedimentación y precipitación) | g. Estabilidad |
| d. Solución | h. Sismología (terremotos) |
| | i. Movimientos de aire |
| B. CONDICIONES BIOLÓGICAS | |
| B.1 FLORA | |
| a. Árboles | f. Plantas acuáticas |
| b. Arbustos | g. Especies en peligro |
| c. Hierbas | h. Barreras, obstáculos |
| d. Cosechas | i. Corredores |
| e. Microflora | |
| B.2 FAUNA | |
| a. Aves | f. Microfauna |
| b. Animales terrestres, incluso reptiles | g. Especies en peligro |
| c. Peces y mariscos | h. Barreras |
| d. Organismos bentónicos | i. Corredores |
| e. Insectos | |
| C. FACTORES CULTURALES | |
| C.1 USOS DEL TERRITORIO | |
| a. Espacios abiertos y salvajes | f. Zona residencial |
| b. Zonas húmedas | g. Zona comercial |
| c. Selvicultura | h. Zona industrial |
| d. Pastos | i. Minas y canteras |
| e. Agricultura | |
| C.2 RECREATIVOS | |
| a. Caza | e. Camping |
| b. Pesca | f. Excursión |
| c. Navegación | g. Zonas de recreo |
| d. Zona de baño | |
| C.3 ESTÉTICOS Y DE INTERÉS HUMANO | |
| a. Vistas panorámicas y paisajes | f. Parques y reservas |
| b. Naturaleza | g. Monumentos |
| c. Espacios abiertos | h. Especies o ecosistemas especiales |
| d. Paisajes | i. Lugares u objetos históricos o arqueológicos |
| e. Agentes físicos singulares | j. Desarmonías |
| C.4 NIVEL CULTURAL | |
| a. Modelos culturales (estilos de vida) | c. Empleo |
| b. Salud y seguridad | d. Densidad de población |
| C.5 SERVICIOS E INFRAESTRUCTURA | |
| a. Estructuras | d. Disposición de residuos |
| b. Red de transportes (movimiento, accesos) | e. Barreras |
| c. Red de servicios | f. Corredores |
| D. RELACIONES ECOLÓGICAS | |
| a. Salinización de recursos hidráulicos | e. Salinización de suelos |
| b. Eutrofización | f. Invasión de maleza |
| c. Vectores, insectos y enfermedades | g. Otros |
| d. Cadenas alimentarias | |
| E. OTROS | |

J.2. ACTIVIDADES QUE PUEDEN CAUSAR IMPACTO AMBIENTAL

A. MODIFICACIÓN DEL RÉGIMEN:

| | |
|--|---|
| a) Introducción de flora y fauna exótica | g) Control del río y modificación del flujo |
| b) Controles biológicos | h) Canalización |
| c) Modificación del hábitat | i) Riego |
| d) Alteración de la cubierta terrestre | j) Modificación del clima |
| e) Alteración de la hidrología | k) Incendios |
| f) Alteración del drenaje | l) Superficie o pavimento |
| | Ruido y vibraciones |

B. TRANSFORMACIÓN DEL TERRITORIO Y CONSTRUCCIÓN:

| | |
|---|---|
| a) Urbanización | k) Revestimiento de canales |
| b) Emplazamientos industriales y edificio | l) Canales |
| c) Aeropuertos | m) Presas y embalses |
| d) Autopistas y puentes | n) Escoleras, diques, puertos deportivos y terminales marítimas |
| e) Carreteras y caminos | o) Estructuras en alta mar |
| f) Vías férreas | p) Estructuras recreacionales |
| g) Cables y elevadores | q) Voladuras y perforaciones |
| h) Líneas de transmisión, oleoductos y corredores | r) Desmontes y rellenos |
| i) Barreras incluyendo vallados | s) Túneles y estructuras subterráneas |
| j) Dragados y alineado de canales | |

C. EXTRACCIÓN DE RECURSOS:

| | |
|---|---------------------------|
| a) Voladuras y perforaciones | e) Dragados |
| b) Excavaciones superficiales | f) Explotación forestal |
| c) Excavaciones subterráneas | g) Pesca comercial y caza |
| d) Perforación de pozos y transporte de fluidos | |

D. PROCESOS:

| | |
|---------------------------------|--|
| a) Agricultura | h) Industria química |
| b) Ganaderías y pastoreo | i) Industria textil |
| c) Piensos | j) Automóviles y aviones |
| d) Industrias lácteas | k) Refinerías de petróleo |
| e) Generación energía eléctrica | l) Alimentación |
| f) Minería | m) Herramientas (explotación de maderas) |
| g) Metalurgia | n) Celulosa y papel |
| | o) Almacenamiento de productos |

E. ALTERACIONES DEL TERRENO:

| | |
|--|-----------------------------|
| a) Control de la erosión, cultivo en terrazas o bancales | d) Paisaje |
| b) Sellado de minas y control de residuos | e) Dragado de puertos |
| c) Rehabilitación de minas a cielo abierto | f) Aterramientos y drenajes |

F. RECURSOS RENOVABLES:

| | |
|-----------------------------------|-------------------------------|
| a) Repoblación forestal | c) Recarga aguas subterráneas |
| b) Gestión y control vida natural | d) Fertilización |
| | e) Reciclado de residuos |

G. CAMBIOS EN TRÁFICO:

| | |
|--------------------|----------------------------------|
| a) Ferrocarril | g) Deportes náuticos |
| b) Automóvil | h) Caminos |
| c) Camiones | i) Telecables, telecabinas, etc. |
| d) Barcos | j) Comunicaciones |
| e) Aviones | k) Oleoductos |
| f) Tráfico fluvial | |

H. SITUACIÓN Y TRATAMIENTO DE RESIDUOS

| | |
|---|---|
| a) Vertidos en mar abierto | h) Vertido de aguas de refrigeración |
| b) Vertedero | i) Vertido de residuos urbanos |
| c) Emplazamiento de residuos y desperdicios mineros | j) Vertido de efluentes líquidos |
| d) Almacenamiento subterráneo | k) Balsas de estabilización y oxidación |
| e) Disposición de chatarra | l) Tanques y fosas sépticas, comerciales y domésticas |
| f) Derrames en pozos de petróleo | m) Emisión de corrientes residuales a la atmósfera |
| g) Disposición en pozos profundos | n) Lubricantes o aceites usados |

I. TRATAMIENTO QUÍMICO:

| | |
|---|---|
| a) Fertilización | c) Estabilización química del suelo |
| b) Descongelación química de autopistas, etc. | d) Control de maleza y vegetación terrestre |
| | e) Pesticidas |

J. ACCIDENTES:

| | |
|--------------------|-----------------------------|
| a) Explosiones | c) Fallos de funcionamiento |
| b) Escapes y fugas | |

K. OTROS:

| | |
|----|----|
| a) | h) |
|----|----|

ANEXO K
COTIZACIONES



Principal
 Parque Industrial los Nogales
 Autp. Medellín km 1.5 vía Siberia Bogotá bodega 3.
 pbx 3702200 - 2772977 fax: 877 37 00
 www.lacampana.co
 info@lacampana.co

Cotización

70684

Pag. 1

| | | | | | |
|---|-------------------------------|-----|-----|--------|------------|
| CLIENTE PRINCIPAL MOSTRADOR 888 BOGOTÁ DISTRITO CAPITAL | CODIGO: COM P02 F-3 VERSION 1 | | | | |
| | Año | Mes | Día | Ciudad | ID Cliente |
| | 2016 | 10 | 26 | BOGOTÁ | 888 |
| | Asesor Comercial | | | | |
| | MOSTRADOR P - ANA ROJAS | | | | |

Agente retenedor de IVA e Ica - imponentes régimen común 03-2271-20
 Somos grandes contribuyentes resolución 2509 del 03/12/93. Somos autorretenedores resolución 0025 del 21/04/1992

NOTA: De acuerdo a nuestra conversación el día de hoy nos permitimos cotizar lo siguiente:

| Cantidad | Unidad/Med | Descripción | Precio/Unit. | Total |
|----------|------------|--|---------------|---------------|
| 1,00 | UN | IPN 240. X 6.00 MT UN PRIMERA | \$ 423.200,00 | \$ 423.200,00 |
| 1,00 | UN | TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO ESP 3.00 UN 80X80 PRIMERA | \$ 126.960,00 | \$ 126.960,00 |

| | |
|------------------------|---------|
| Condiciones Generales: | 0,000 |
| Forma de Pago: | Contado |
| Origen: | |
| Fob: | |

| | |
|--------------|----------------------|
| Subtotal | \$ 550.160,00 |
| 16% IVA | \$ 88.025,60 |
| Total | \$ 638.186,00 |

Precios y condiciones sujetos a cambio sin previo aviso, por su atención y diligencia que se le dé a la presente nos es grato suscribirnos y quedamos de ustedes.

Observaciones:

 * MUNDIAL DE TORNILLOS S.A. - NIT: 800.657.186-8 *
 * CARRERA 22 No. 19-67 TEL.3640066-3778888 FAX. 3511995 *

13:01:06

COTIZACION O PEDIDO No: 62-194186

PAGINA: 1

COD: 888888 NIT: 9 FECHA: OCTUBRE 26/2016
 NOM: CLIENTES VARIOS
 DIR: NOMBRE:1063 MAURICIO MORA
 TEL: Ciu:

| ITEM | CODIGO | PRODUCTO | CANTIDAD | VALOR UNITARIO | VALOR TOTAL |
|------|---------|-----------------------------------|----------|----------------|-------------|
| 1 | 0170338 | TLLD HEX MM 8.8 PASO 1.50 20 X 60 | 0 | 1.00 5,000.00 | \$ 5,000.00 |
| 2 | 0170540 | TLLD HEX MM 8.8 PASO 1.50 20 X 70 | 0 | 1.00 5,000.00 | \$ 5,000.00 |
| 3 | 0170542 | TLLD HEX MM 8.8 PASO 1.50 20 X 80 | 0 | 1.00 5,000.00 | \$ 5,000.00 |
| 4 | 1970038 | TCA HEX MM CLASE 6 PASO 1.50 22 | 0 | 3.00 600.00 | \$ 1,800.00 |
| | | | | SUMA CANT= | 6.00 |

| | | | | |
|-----------------------|-------------------------------------|--------------------|----|-----------|
| ASESOR: MAURICIO MORA | CAMBIO DE PRECIOS SIN PREVIO AVISO* | V/R MERCANCIA..... | \$ | 16,800.00 |
| | | FLETES..... | | |
| | | SUBTOTAL..... | \$ | 16,800.00 |
| | | I.V.A..... | \$ | 2,688.00 |
| | | TOTAL..... | \$ | 19,488.00 |
| | | NETEFUENTE..... | | |
| | | TOTAL A GIRAR..... | \$ | 19,488.00 |

CARTERA: _____ DESPACHOS: _____ ALISTAMIENTO: _____ REVISION: _____

HILTI COLOMBIA S.A.S.
NIT: 900456739-6
Carrera 16A No. 78 - 55 Piso 2
BOGOTÁ (DISTRITO CAPITAL)
Colombia



Cotizacion : 26564

Fecha: 26/10/2016
Su referencia: VICTOR TORRES
Válido hasta: 26/11/2016

Dirección de entrega:
TEMPORAL
DG 17 28-50
111411 BOGOTÁ

Número de cliente: 10009410
TEMPORAL
CLIENTE SIN CREAR EN SAP PENDIENTE ENVIO
RUT
DG 17 28-50
111411 BOGOTÁ

Persona de contacto: CLIENTE SIN CREAR EN SAP
PENDIENTE ENVIO RUT

Estimado(a) PENDIENTE ENVIO RUT,
Muchas gracias por su interés. Le ofrecemos los siguientes artículos:

| Línea | Producto | Descripción | Cantidad | Precio neto | Subtotal |
|-------|----------|--------------------------------------|-----------|-------------------------|----------------|
| 10 | 282530 | Anclaje a segmentos KB3 5/8x4 3/4 LT | 15 Unidad | 7.500,00 COP / 1 Unidad | 112.500,00 COP |

Valor total neto de posición 112.500,00 COP
Flete 15.000,00 COP
IVA 16,00 % 20.400,00 COP
Total 147.900,00 COP

Condiciones de pago: A pagar de inmediato sin deducción
Incoterms: Entregado en el lugar, BOGOTÁ

Atentamente.

María Alejandra García Parra
Hilti Colombia S.A.S.

Pedidos inferiores a \$700.000 generan cobro de flete de \$15.000 + IVA para Bogotá y a nivel nacional \$25.000 + IVA.
*El Tiempo de Entrega está sujeto a la disponibilidad de inventario.

IVA REGIMEN COMUN-Somos AUTORRETENEDORES según resolución 5567 del 19 de Julio 2012 Código CIU 4659

A

Atn. Sr. Víctor Torres Cel: 3203943447
Vto_torre84@hotmail.com

DE

TECNIYALE S.A.S

REF
YALE

POLIPASTO CON TROLLEY ELECTRICO DE 2.0TON

FECHA

27-10-2016

COTIZACION No. BG-1587A-16

Dando alcance a su cordial solicitud ofertamos los equipos YALE. Con las siguientes especificaciones técnicas, la mejor marca y al mejor precio del mercado.

ITEM 1.0 POLIPASTO+TROLLEY ELECTRICO

| Polipasto eléctrico | |
|---------------------------------|--|
| Marca | Yale® |
| Procedencia | Alemania |
| Modelo | VEGO / CPVF 20-4 |
| Tipo | Polipasto eléctrico de cadena con trolley motorizado |
| Capacidad | 2 Toneladas |
| Izaje | 3,0m |
| Velocidad izaje | Dos, 4 m/min – 1 m/min |
| Potencia Motor Polipasto | 1.8 KW / 3380 rpm – 0.44 KW / 780 rpm |
| Motor Polipasto | Dos velocidades, Jaula de ardilla, Relación 4:1, Aislamiento clase F, FEM 83 Duty |
| Freno Motor polipasto | Freno electromagnético DC |
| Freno de carga | Embrague de deslizamiento |
| Dimensiones cadena | 7,1 x 20 mm |
| Ramales de cadena | 2 |
| Gancho de carga | Rotación 360° con seguro |
| Engranaje polipasto | Helicoidal en baño de aceite |
| Límitador de izaje polipasto | Microswitch integrado |
| Tensión | Línea: 220 ó 440V-60 Hz-3 F / Control: 42V-60 Hz-1 F (Pendiente por confirmar voltaje) |
| Encerramiento | IP55 |
| Contenedor de cadena | Si |
| Estación de mando | 4 pulsadores, cable con doble guaya de seguridad |
| Trolley eléctrico | |
| Marca | Yale® |
| Procedencia | Alemania |
| Modelo | VTE 2-A-18/U |
| Velocidad trolley | 18 m/min |
| Potencia Motor trolley | 0.18 KW - 2870 rpm |
| Motor Trolley | Jaula de ardilla, Aislamiento clase F, FEM 83 Duty |
| Engranaje Trolley | Tornillo sin fin |
| Tensión | Línea: 220/440V-60 Hz-3 F / Control: 110V-60 Hz-1 F |
| Ruedas | 4 ruedas, diámetro 80 mm |
| Rango ancho de viga | 58 – 180 mm |
| Radio mínimo de curva | 1.15 m |
| Peso aprox. Polipasto + trolley | 90 Kg |

PROPUESTA ECONOMICA

| Item | Descripción | Cant | Vr. Unit | Vr. Total |
|---|--|------|--------------|---------------------|
| 1 | Polipasto + Trolley eléctrico, Modelo VEGO / CPVF 20-4 Yale® Capacidad límite de carga 2,0 Ton Izaje Cadena 5.0 m. Velocidad de izaje Dos (2) (4 m/min – 1 m/min) Velocidad de traslación Una (1) (18 m/min). Tensión 220/440v-3F-60Hz. (Protección motor IP55). Incluye Botonera de 4 pulsadores con 4 mts de cable y Contenedor de cadena. | 1 | \$17.620.000 | \$17.620.000 |
| SUBTOTAL | | | | \$17.620.000 |
| DESCUENTO DEL 20% | | | | \$3.524.000 |
| SUBTOTAL CON EL DESCUENTO INCLUIDO | | | | \$14.096.000 |
| IVA 16% | | | | \$2.255.360 |
| TOTAL | | | | \$16.351.360 |

CONDICIONES COMERCIALES

Tiempo de entrega Inmediata. Dos (2) días, Después de recibida Orden De Compra con el pago. Salvo Venta previa.

Forma de Pago Mediante Consignación Anticipada.
Cta. Cte. No. 054-271085 Bco. de bta.

Garantía 12 Meses a partir de la entrega en partes mecánicas por defectos De material o fabricación. Se excluyen de la garantía partes de "normal desgaste" como ruedas, cadena, cables metálicos, guías de cadena o guaya, bandas de freno, rodamientos y elementos de contacto eléctrico o electrónico.
No respondemos por daños directos o indirectos ocasionados por fuerza mayor, mala instalación, uso o sobrecarga.

Centro de servicio certificado 

Servicio Técnico – mantenimiento – repuestos
Validez de la oferta 30 días Calendario

NOTA: Los anteriores valores **NO** Incluyen Montaje ni Instalación.

DESPUES DE RECIBIDA LA ORDEN DE COMPRA NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES, POR FAVOR VERIFICAR ANTES DE REALIZAR EL PEDIDO.

Cordialmente,

Ing. HERNAN CUFÍÑO M.
Asesor Industrial-Bogotá
Cel: 3155386808

ORLANDO HIDALGO M.
Gerente Bogotá.
Cel: 315 4871596

Colombia, 28.10.2016

Señores
UNIVERSIDAD AMERICA
 Atn. Sr. JONATHANN MANUEL SANDOVAL
 BOGOTA DC

PANTECNICA S.A.
 Calle 79 B No 54 - 26
 Bogotá, Colombia

Persona de Contacto :
HENRY SANDOVAL
 Celular : 310-2407428
 Teléfono : 57 1 6305348
 E-mail : gruas@pantecnica.com.co

Ref.: Componentes DEMAG
COTIZACION 0871 – 2016

Apreciados señores:

Atendiendo a su solicitud, estamos cotizando el suministro del sgte. equipo fabricado por nuestra representada DEMAG CRANES (marca TEREX) de Alemania :

| | |
|--|--|
| <p>4 – UNIDADES DE TRASLACIÓN marca DEMAG tipo LRS 200 tipo A capacidad máxima 2.500 Kg/rueda, con ruedas en fundición nodular, doble pestaña, garganta 52 mm, amortiguadores en neopreno celulosico, pernos de conexión</p> <p>2 – MOTOREDUCTOR ANGULAR marca DEMAG tipo WUK 20TD + ZBF 80 A 8/2, 440V/3F/60Hz Potencia 0.15 / 0,6 Kw, 40% E.D. Protección motores IP 54</p> <p>Velocidad de Traslación. = 6 / 24 m/min.</p> |  |
| <p style="text-align: center;">PRECIO</p> | <p style="text-align: center;">\$ 19'826.000</p> |

Este precio NO Incluye TABLERO de control, adecuación ni montaje





CONDICIONES COMERCIALES

A los anteriores precios debe agregarse el IVA 16%.

| | |
|-------------------------------|---|
| Validez de la Oferta | La presente cotización es válida por 15 días. |
| Precios | Los anteriores precios Incluyen transporte hasta sus instalaciones DDP dentro del territorio nacional Colombiano. |
| Plazo de entrega | Aprox. 12 SEMANA ó antes si es posible , después de recibir su orden de compra, aprobar detalles técnicos y anticipo. |
| Responsabilidad | Para equipos nuevos 12 MESES en partes mecánicas por defectos de material y/o fabricación; se excluyen las partes de normal desgaste tales como ruedas, poleas, bandas de freno, cable metálico, guía de cable / cadena y elementos de contacto eléctrico, entre otros. |
| Condiciones suministro | Serán válidas las condiciones generales de suministro de PANTECNICA S.A. que están a su disposición y se pueden descargar de nuestra página en Internet www.pantecnica.com.co |
| Condiciones de pago | 50% como anticipo / 50% 30 días fecha factura , Cuenta Corriente No. 251-02544-1 del Banco de Occidente. |
| Control de calidad | Nuestros productos están fabricados bajo altos estándares Internacionales basados en sistemas Integrales de calidad, según DIN en ISO 9001:2008 y soportados con nuestros procesos en Colombia y avalados con un sistema Integral de HSEQ (Salud, Seguridad, Medio Ambiente y Calidad) en ISO 9001:2008; ISO 14001:2004 y OSHAS 18001:2007. |
| Postventa | Servicio Técnico a todo el país con personal directo de amplia experiencia así como stock permanente de repuestos originales para entrega Inmediata |

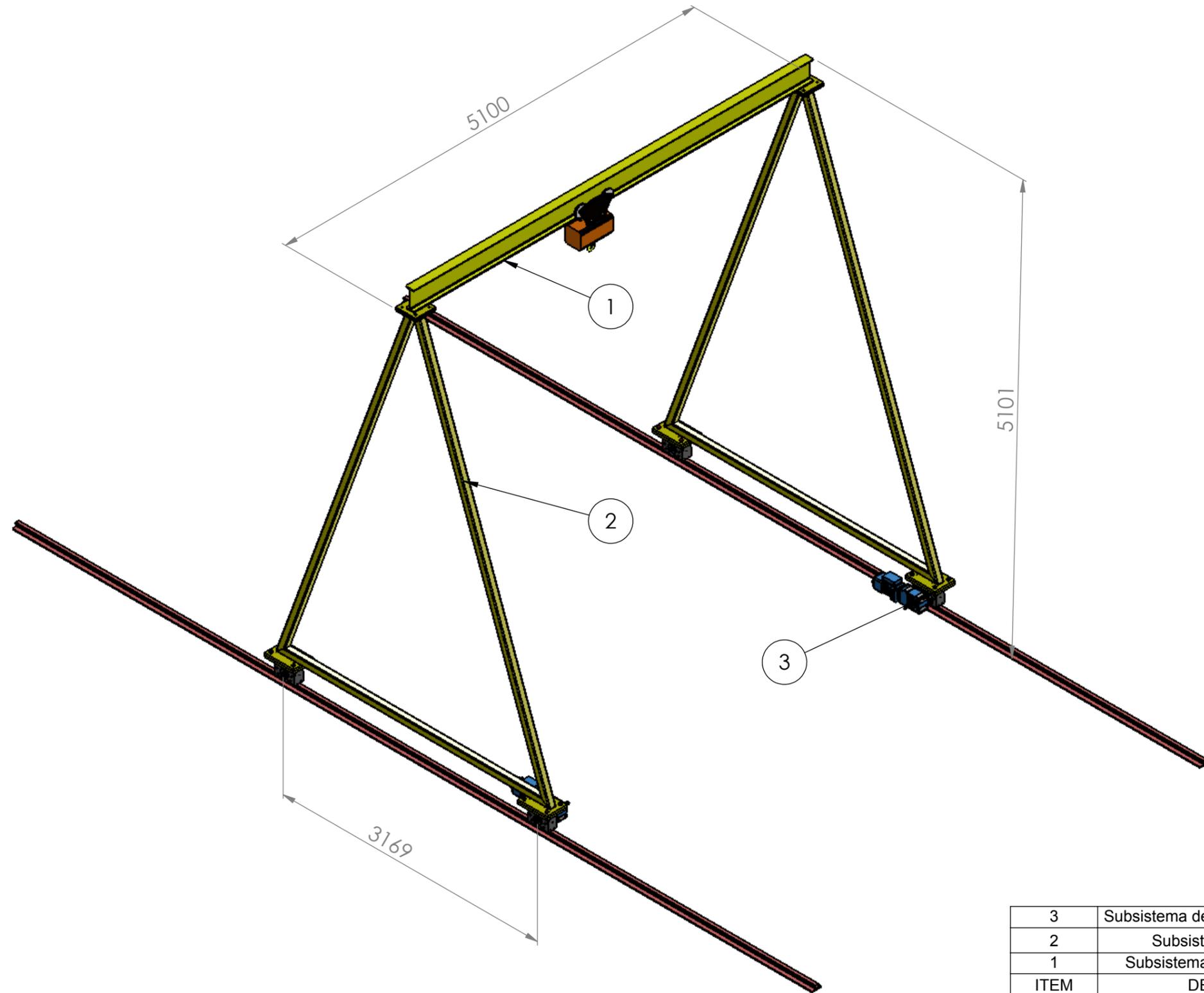
Anticipamos nuestros agradecimientos y en espera de sus comentarios sobre el particular,

Atentamente,

ERICH DIETERICH
Gerente

HENRY SANDOVAL
Dir. Comercial PyPG

ANEXO L
PLANOS



| 3 | Subsistema de traslacion del puente grua | 2 |
|------|--|----------|
| 2 | Subsistema de la estructura | 2 |
| 1 | Subsistema de traslacion del trolley | 1 |
| ITEM | DENOMINACION | CANTIDAD |



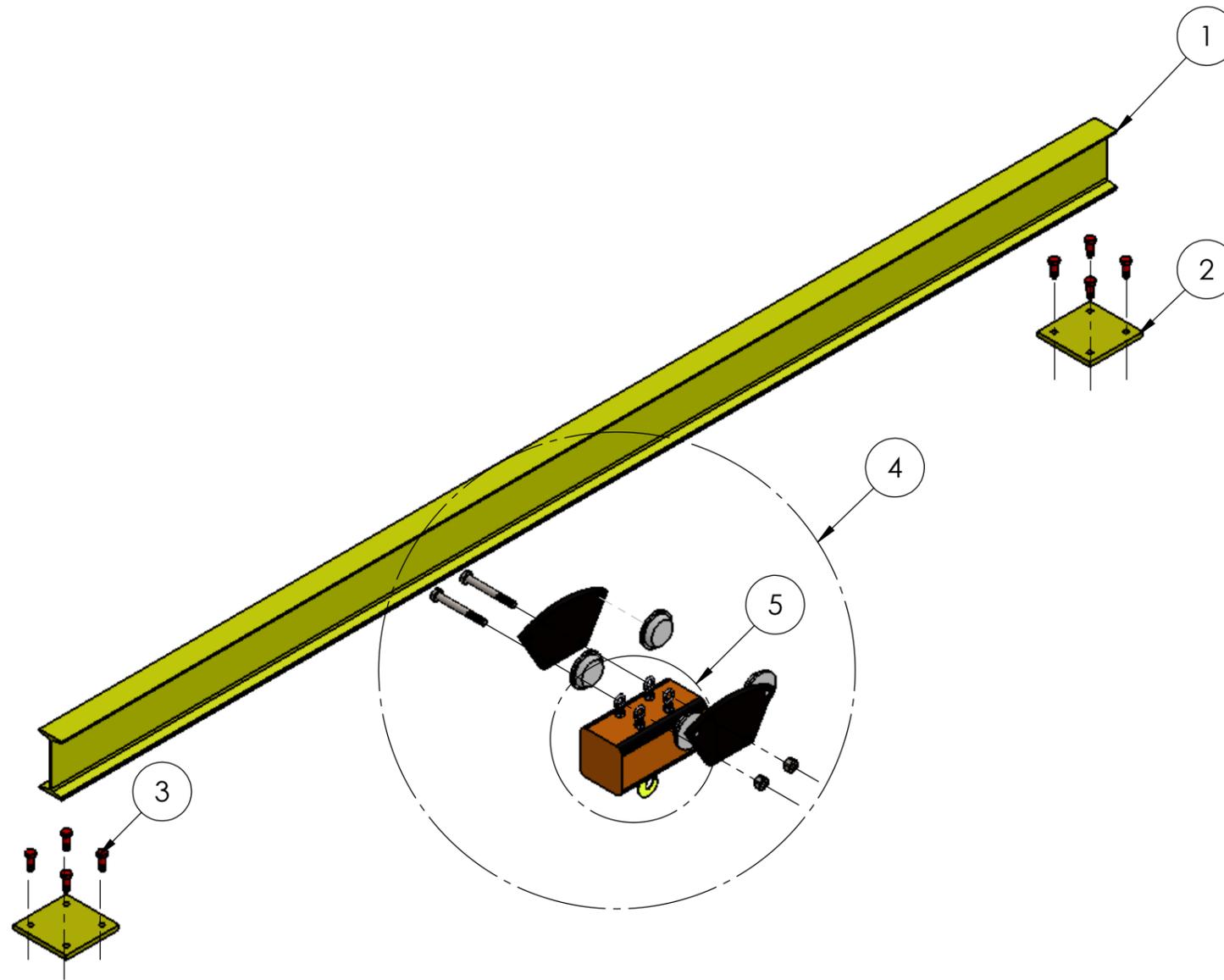
FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Puente grúa para el transporte de motores diésel
para el taller L&G DIÉSEL TRUCK.

NOMBRE: PUENTE GRÚA PÓRTICO MATERIAL: NA

ELABORADO: JONATHAN SANDOVAL VÍCTOR TORRES FECHA: 16-NOV-2.016

ESCALA: NA PLANO NO. 1 de 15 REVISO: Ps: - PL: -



| 5 | POLIPASTO | - | 1 |
|------|----------------------------|------------|----------|
| 4 | TROLLEY | - | 1 |
| 3 | PERNO M 20 X 60 | - | 8 |
| 2 | PLATINA DE UNION A LA VIGA | ACERO A-36 | 2 |
| 1 | IPN 240 X 5.000 | ACERO A-36 | 1 |
| ITEM | DENOMINACION | MATERIAL | CANTIDAD |



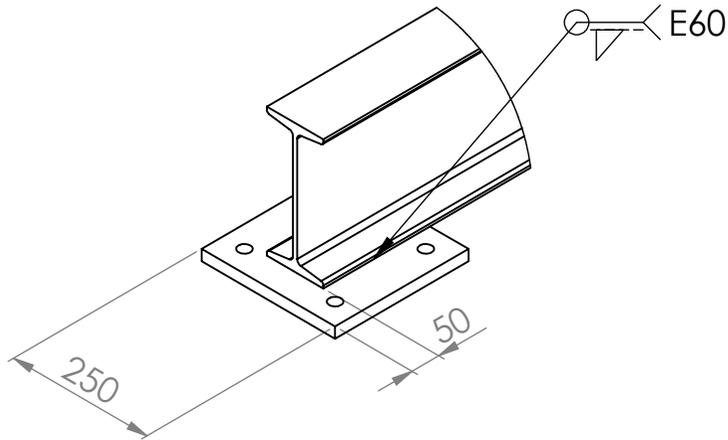
FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Puente grúa para el transporte de motores diésel
para el taller L&G DIÉSEL TRUCK.

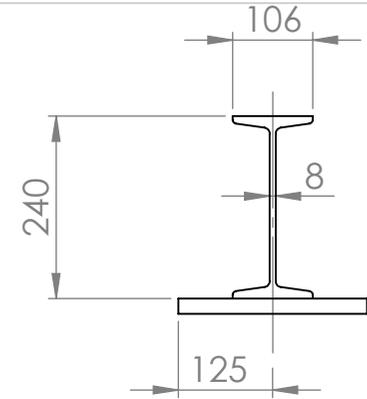
NOMBRE: SISTEMA DE TRASLACION DEL TROLLEY MATERIAL: NA

ELABORADO: JONATHAN SANDOVAL VÍCTOR TORRES FECHA: 16-NOV-2016

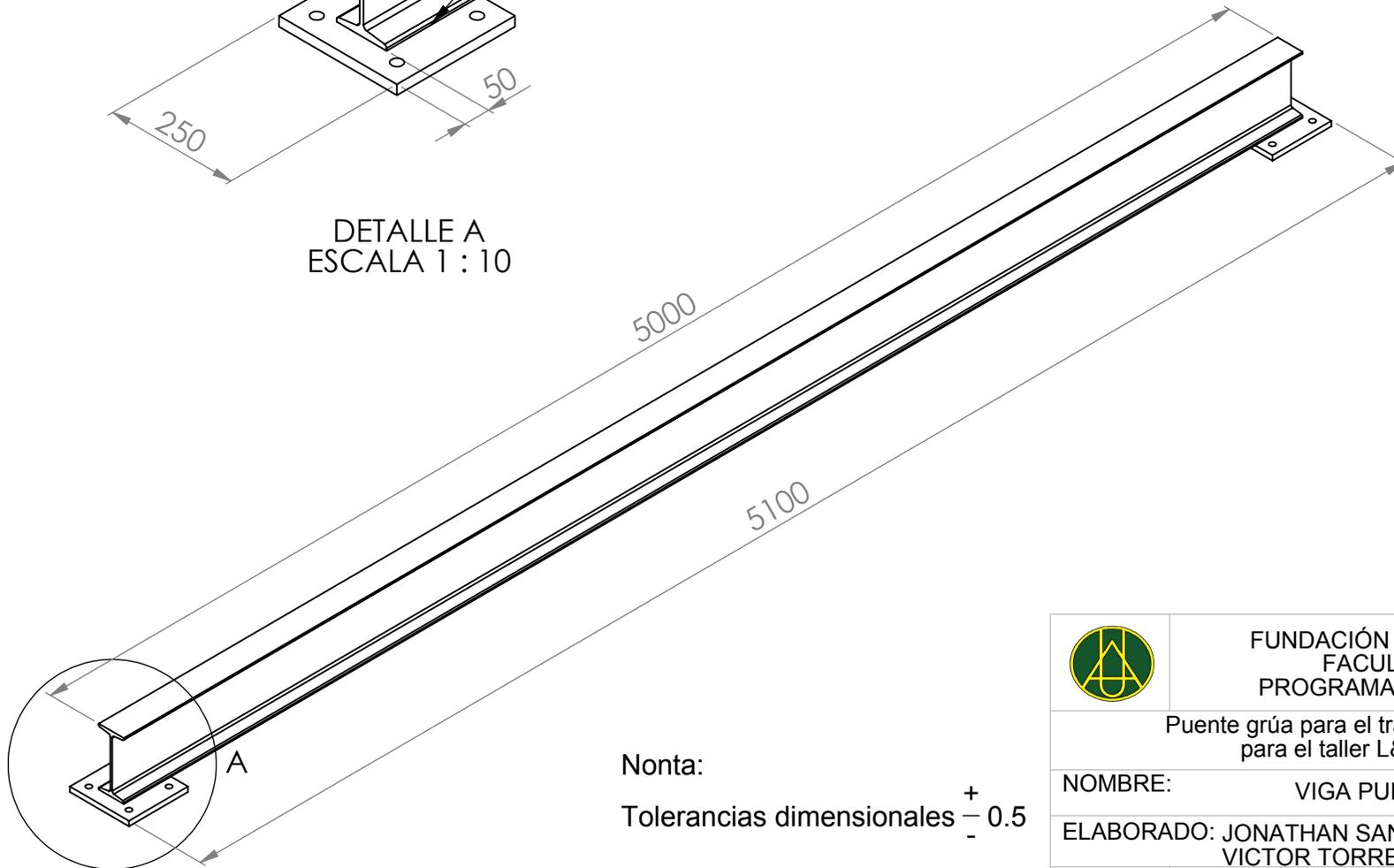
ESCALA: NA PLANO NO. 2 de 15 REVISO: Ps: 1 PL: 1



DETALLE A
ESCALA 1 : 10



ESCALA 1 : 10



Nonta:

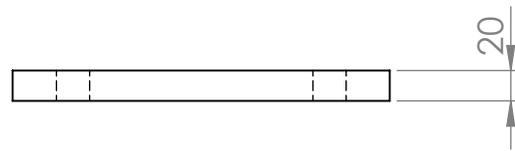
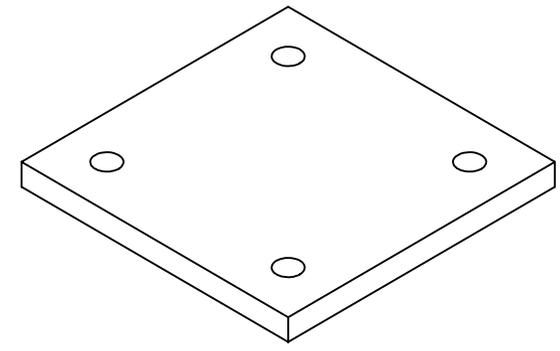
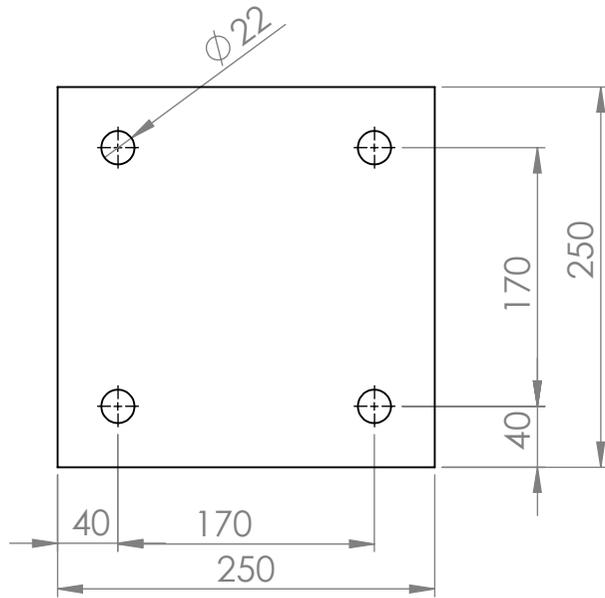
Tolerancias dimensionales $\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 0.5$



FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

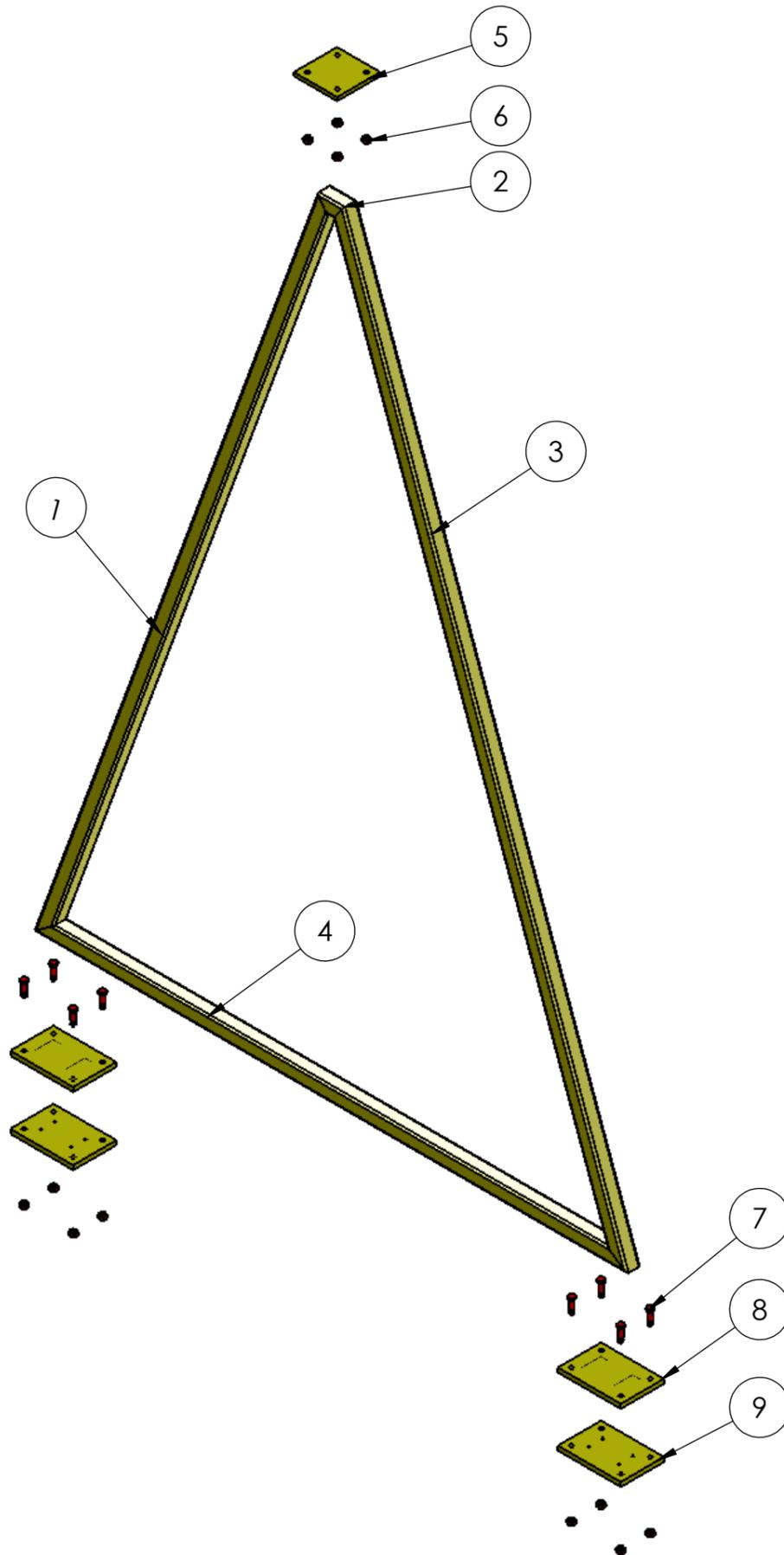
Puente grúa para el transporte de motores diésel
para el taller L&G DIÉSEL TRUCK.

| | | | |
|------------|------------------------------------|-----------|----------------|
| NOMBRE: | VIGA PUENTE | MATERIAL: | A-36 |
| ELABORADO: | JONATHAN SANDOVAL VICTOR TORRES | FECHA: | 16-NOV-2.016 |
| ESCALA: | 1:20 | PLANO NO. | 3 de 15 |
| | | REVISO: | Ps: 1 PL: 2 |



Nota:
Tolerancias dimensionales y de posición ± 0.5

| | | | |
|------------|--|-----------|----------------|
| | FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA FACULTAD DE INGENIERÍAS PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA | | |
| | Puente grúa para el transporte de motores diésel para el taller L&G DIÉSEL TRUCK. | | |
| NOMBRE: | PLATINA 1 Y 2 | MATERIAL: | A-36 |
| ELABORADO: | JONATHAN SANDOVAL VICTOR TORRES | FECHA: | 16-NOV-2.016 |
| | ESCALA: | PLANO NO. | REVISO: |
| | 1:20 | 4 de 15 | Ps: 2 PL: 2 |



| 9 | PLATINA 4 | A-36 | 4 |
|------|--|---------|----------|
| 8 | PLATINA 3 | A-36 | 4 |
| 7 | PERNO M20 * 80 | - | 16 |
| 6 | TUERCA M20 | | 24 |
| 5 | PLATINA 2 | A-36 | 2 |
| 4 | ELEMENTO 4 DE LA ESTRUCTURA PERFIL 80*80*5 L= 3.410 | A-36 | 2 |
| 3 | ELEMETO 3 DE LA ESTRUCTURA PERFIL 80*80*5 L=4.790 | A-36 | 2 |
| 2 | ELEMENTO 2 DE LA ESTRUCTURA PERFIL 80*80*5 L= 150 | A-36 | 2 |
| 1 | ELEMENTO 1 DE LA ESTRUCTURA PERFIL 80*80*5 L=4.790 | A-36 | 2 |
| ITEM | DENOMINACION | MATERAL | CANTIDAD |



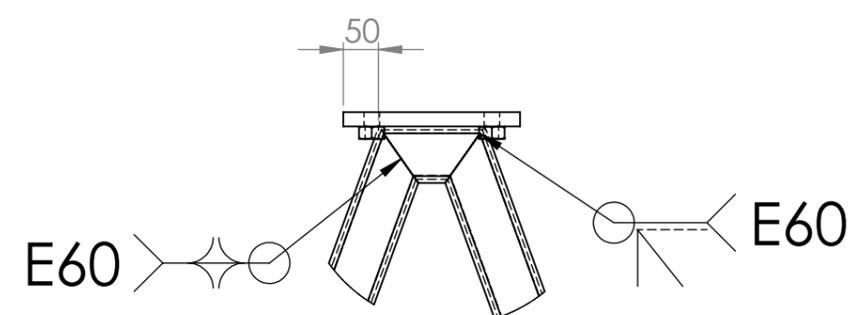
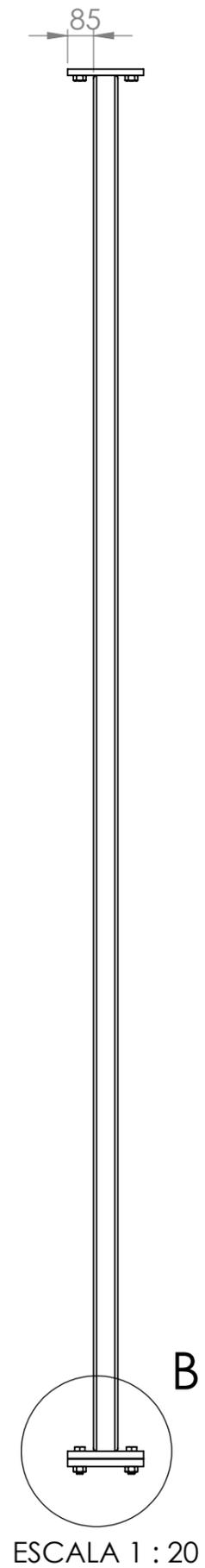
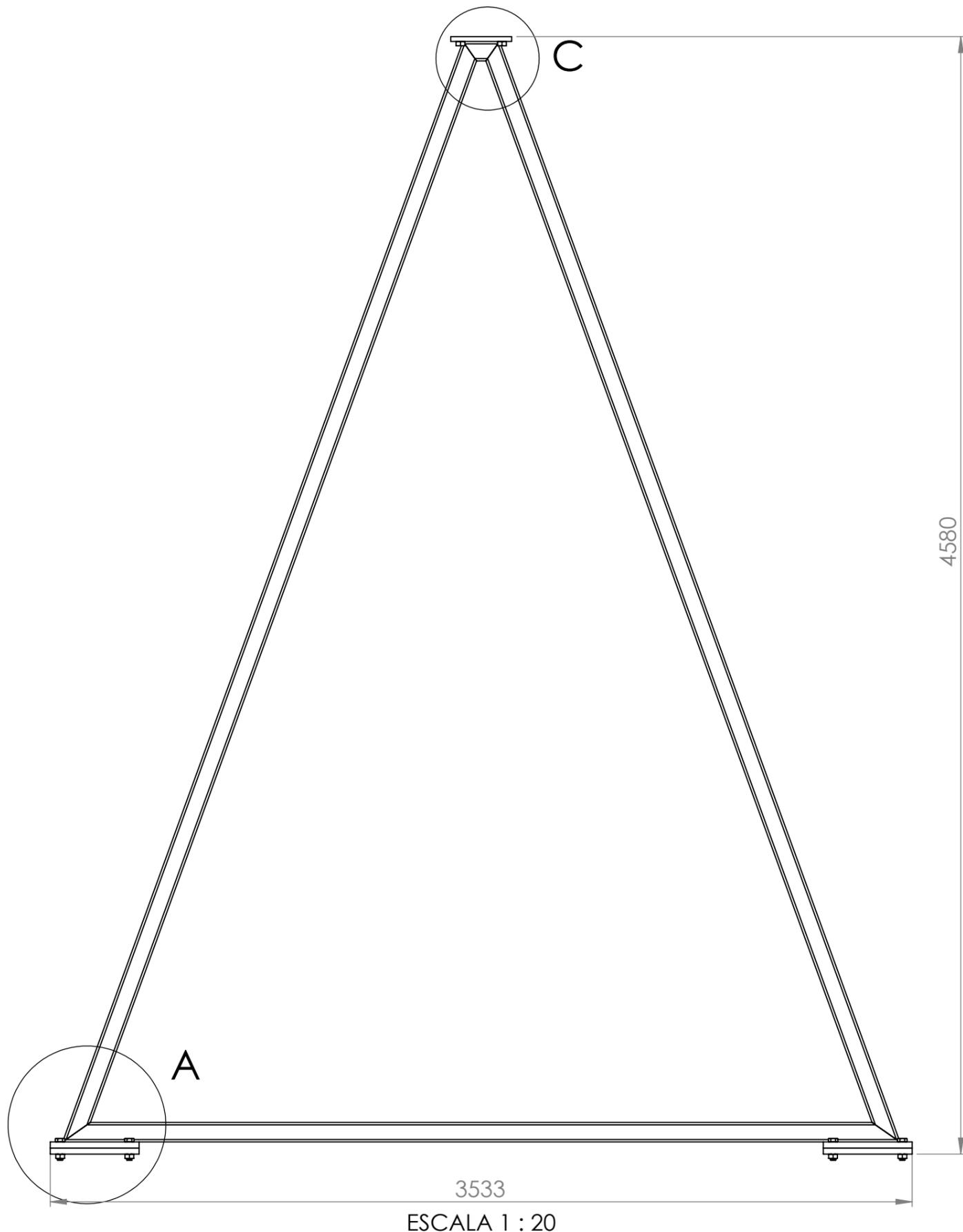
FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Puente grúa para el transporte de motores diésel
para el taller L&G DIÉSEL TRUCK.

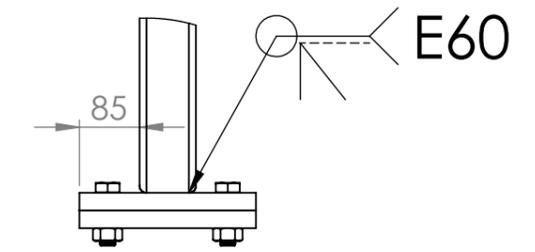
NOMBRE: SUBSISTEMA DE LA ESTRUCTURA MATERIAL:

ELABORADO: JONATHAN SANDOVAL VÍCTOR TORRES FECHA: 16-NOV-2.016

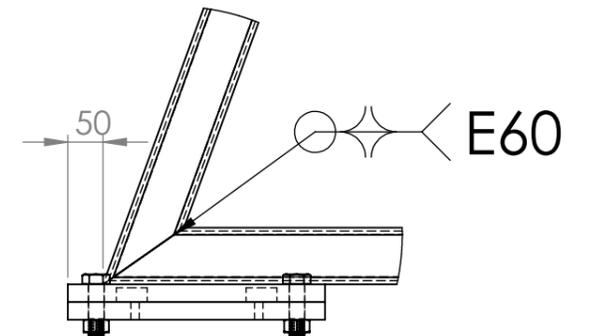
ESCALA: NA PLANO NO. REVISO: Ps: 2
5 de 15 PL: 1



DETALLE C
ESCALA 1 : 10

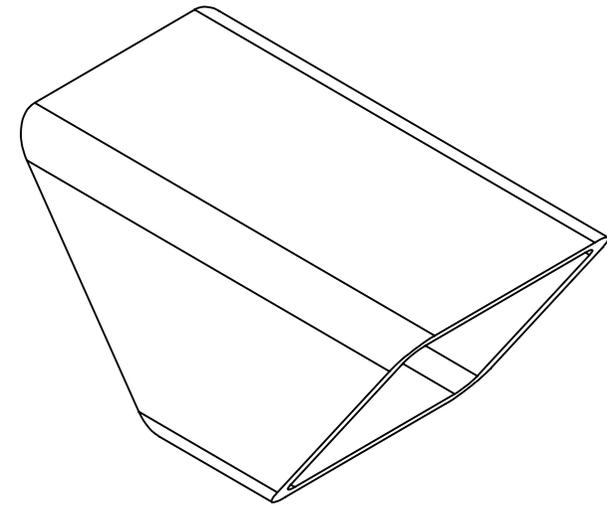
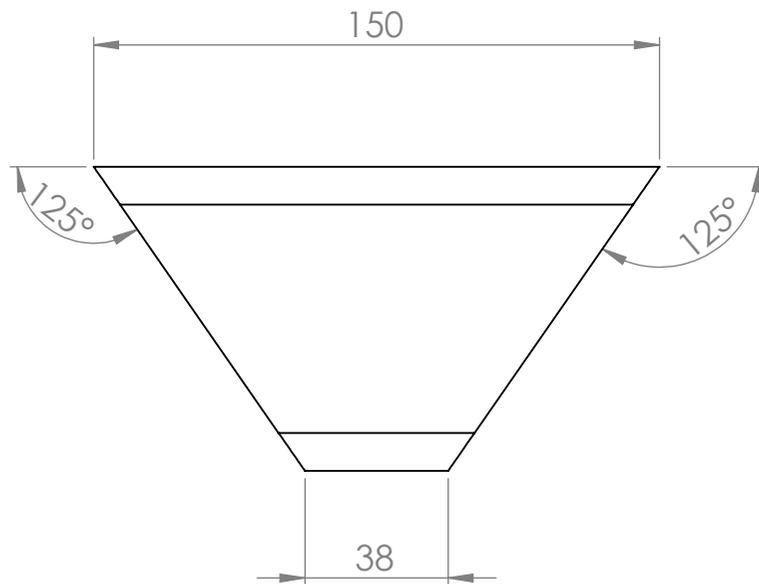


DETALLE B
ESCALA 1 : 10



DETALLE A
ESCALA 1 : 10

| | | | | |
|---|--|----------------------|------------------------|--|
| | FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA FACULTAD DE INGENIERÍAS PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA | | | |
| | Puente grúa para el transporte de motores diésel para el taller L&G DIÉSEL TRUCK. | | | |
| NOMBRE: FABRICACION DE LA ESTRUCTURA | | MATERIAL: A-36 | | |
| ELABORADO: JONATHAN SANDOVAL VÍCTOR TORRES | | FECHA: 16-NOV-2.016 | | |
| | ESCALA: | PLANO NO. 6 de 15 | REVISO: Ps: 2 PL: 1 | |



Nota:

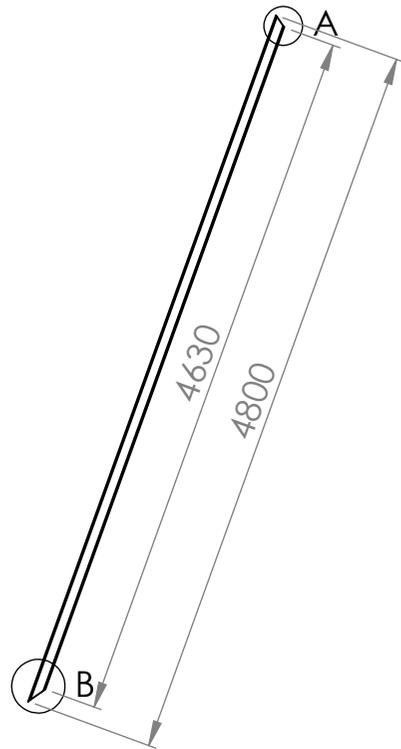
Tolerancias dimensionales $\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 0.5$



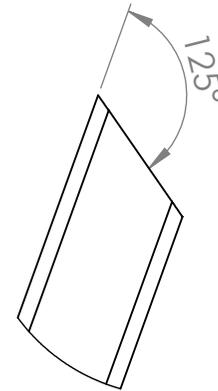
FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Puente grúa para el transporte de motores diésel
para el taller L&G DIÉSEL TRUCK.

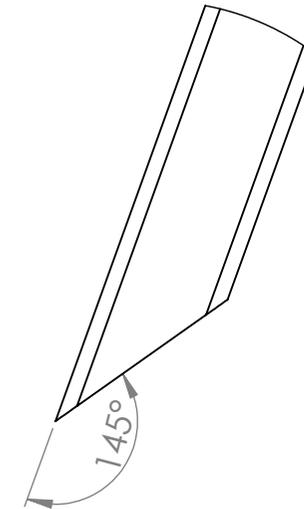
| | | | |
|---|------------------------------------|-----------|----------------|
| NOMBRE: | ELEMETO 2 DE LA ESTRUCTURA | MATERIAL: | A-36 |
| ELABORADO: | JONATHAN SANDOVAL VICTOR TORRES | FECHA: | 16-NOV-2.016 |
|  | ESCALA: | PLANO NO. | REVISO: |
| | 1:2 | 7 de 15 | Ps: 2 PL: 5 |



ESCALA 1:50



DETALLE A
ESCALA 1 : 5



DETALLE B
ESCALA 1 : 5

Nota:
tolerancias dimensionales $\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 0.5$



FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Puente grúa para el transporte de motores diésel
para el taller L&G DIÉSEL TRUCK.

NOMBRE:
ELEMENTO 1Y 3 DE LA ESTRUCTURA

MATERIAL: A-36

ELABORADO: JONATHAN SANDOVAL
VICTOR TORRES

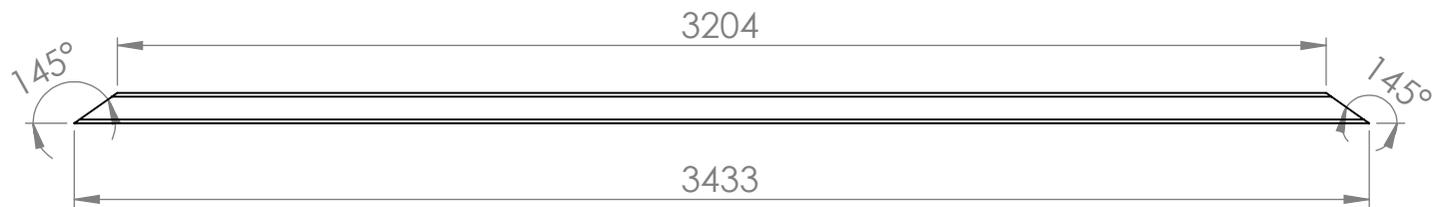
FECHA: 16-NOV-2.016



ESCALA:
1:50

PLANO NO.
8 de 15

REVISO: Ps: 1 ó 3
PL: 5



Nota:

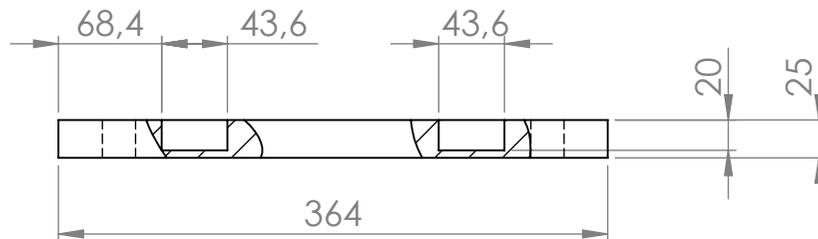
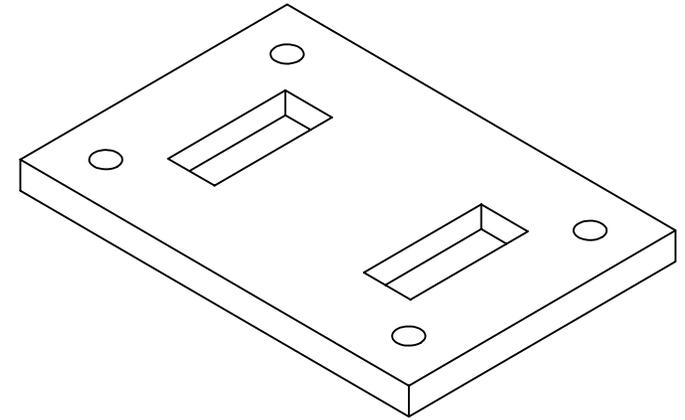
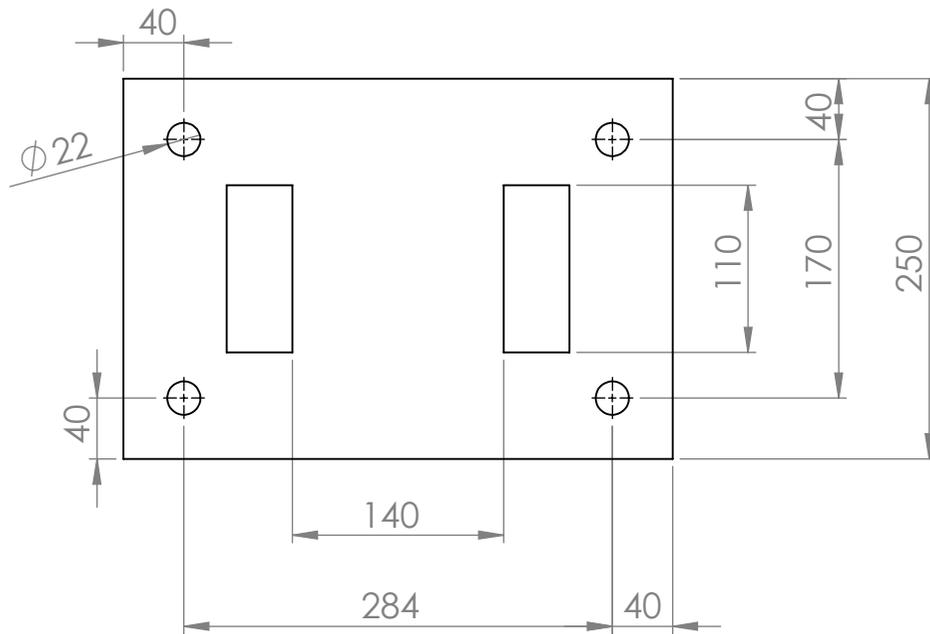
Tolerancias dimensionales $\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 0.5$



FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Puente grúa para el transporte de motores diésel
para el taller L&G DIÉSEL TRUCK.

| | | | |
|---|------------------------------------|-----------|----------------|
| NOMBRE: | ELEMENTO 4 DE LA ESTRUCTURA | MATERIAL: | A-36 |
| ELABORADO: | JONATHAN SANDOVAL VICTOR TORRES | FECHA: | 16-NOV-2.016 |
|  | ESCALA: | PLANO NO. | REVISO: |
| | 1:20 | 9 de 15 | Ps: 4 PL: 5 |



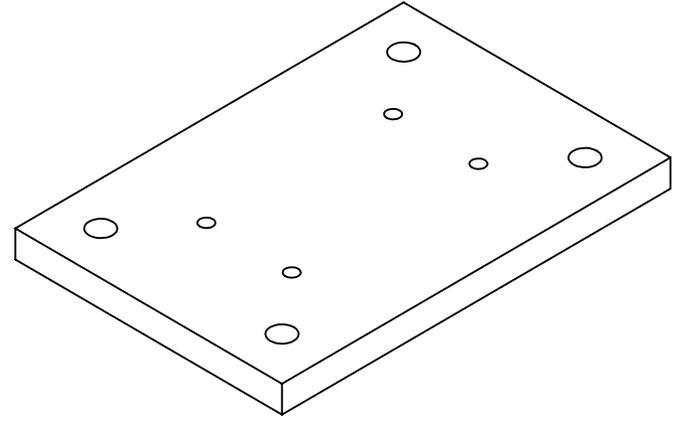
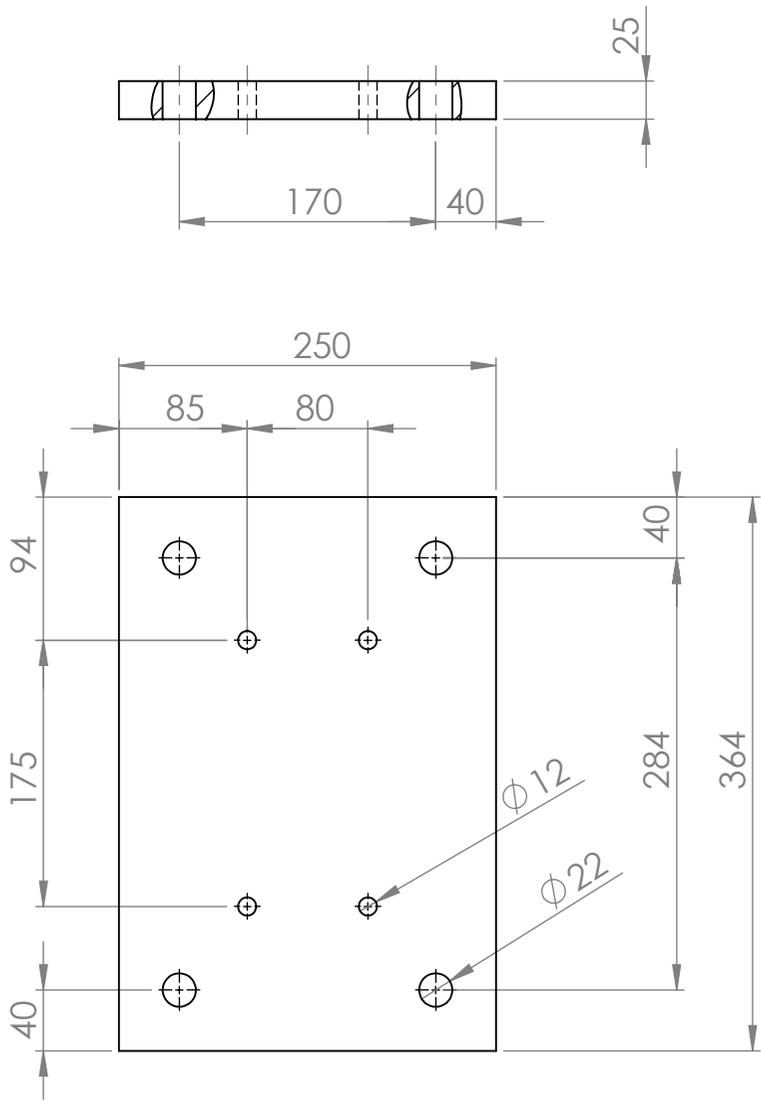
Nota:
Tolerancia dimensionales y de
posición $\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 0.5$



FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

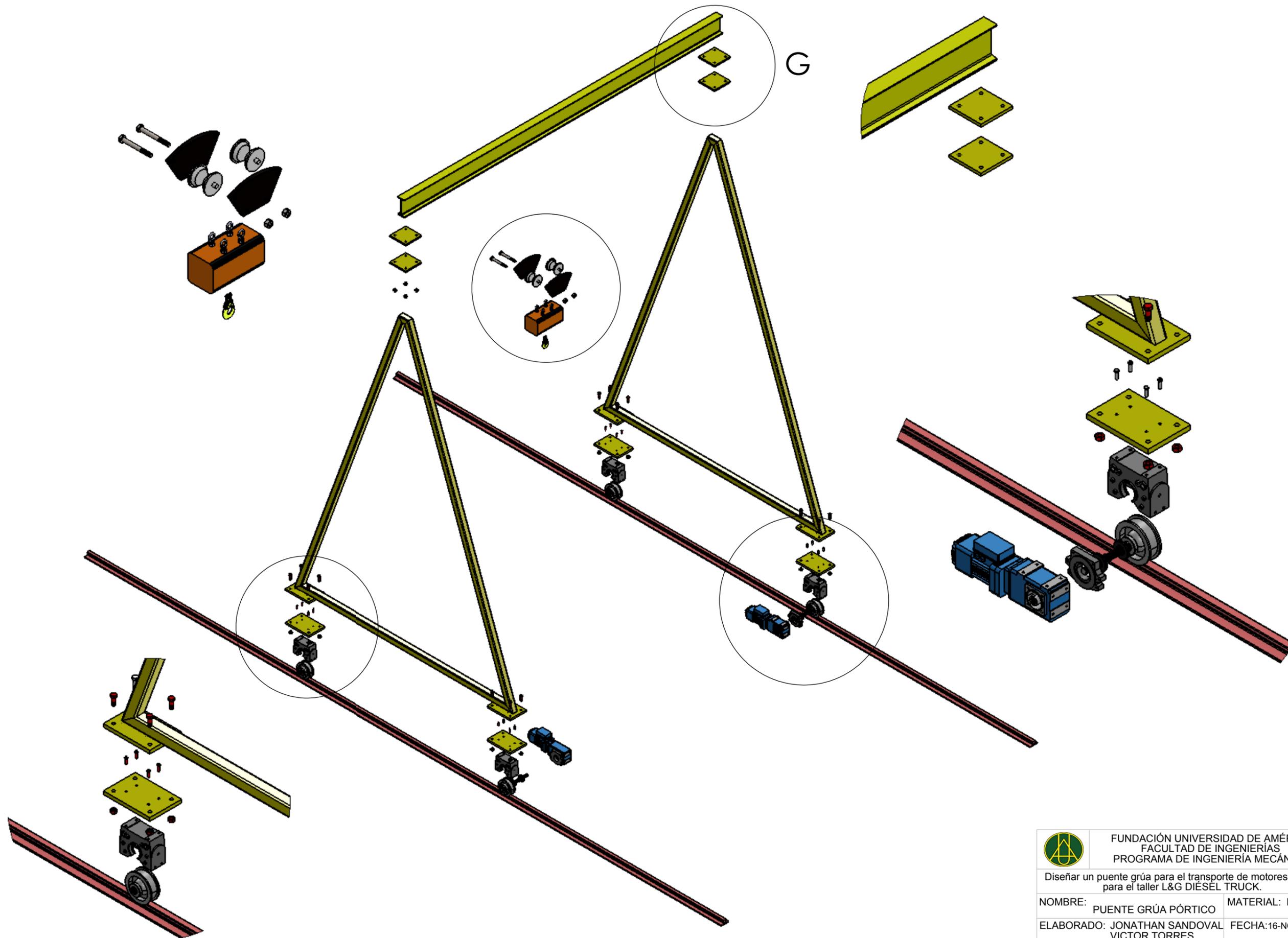
Puente grúa para el transporte de motores diésel
para el taller L&G DIÉSEL TRUCK.

| | | | |
|---|------------------------------------|-----------|----------------|
| NOMBRE: | PLATINA 3 | MATERIAL: | A-36 |
| ELABORADO: | JONATHAN SANDOVAL VICTOR TORRES | FECHA: | 16-NOV-2.016 |
|  | ESCALA: | PLANO NO. | REVISO: |
| | 1:20 | 10 de 15 | Ps: 8 PL: 5 |

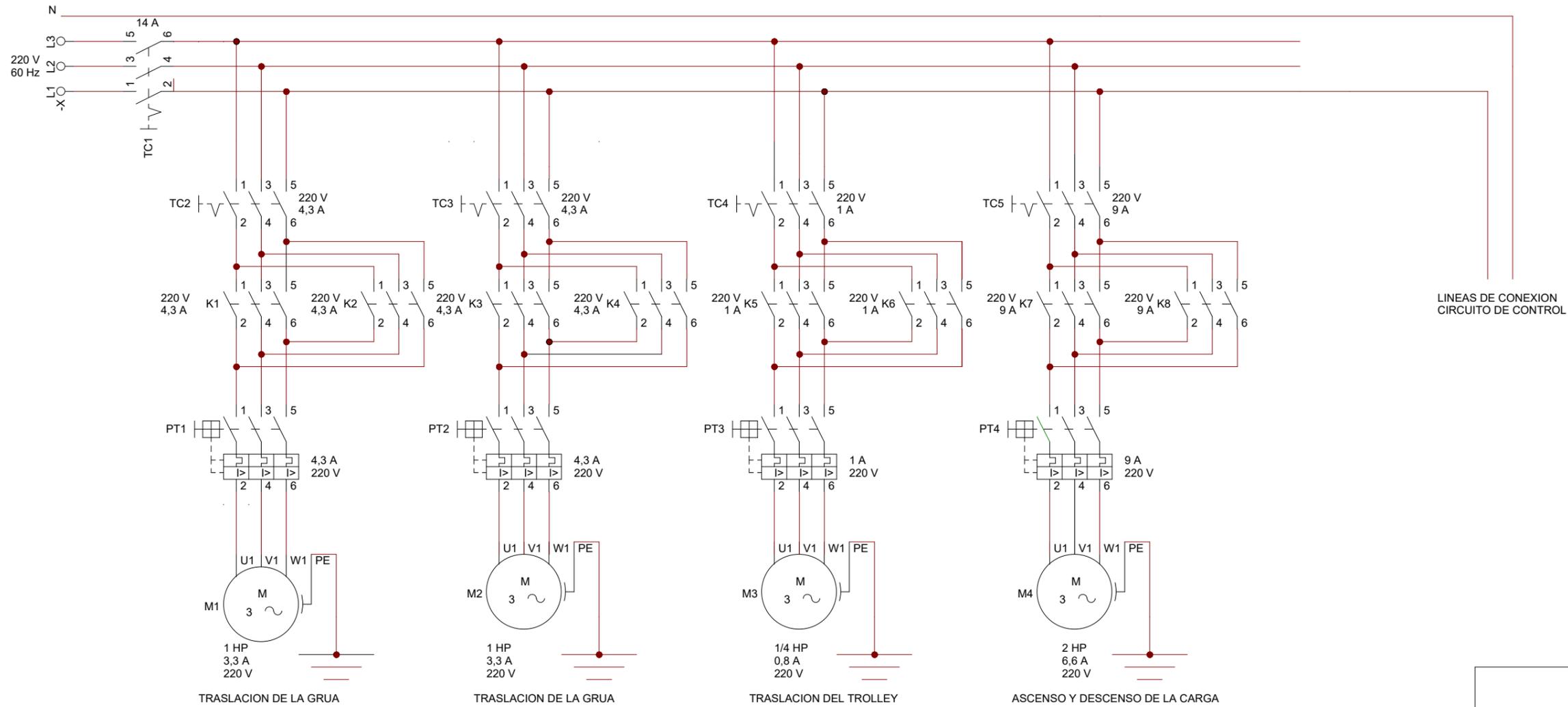


Nota:
Tolerancias dimensionales y de posición $\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 0.5$

| | | |
|---|--|------------------------|
|  | FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA FACULTAD DE INGENIERÍAS PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA | |
| | Puente grúa para el transporte de motores diésel para el taller L&G DIÉSEL TRUCK. | |
| NOMBRE: | PLATINA 4 | MATERIAL: A-36 |
| ELABORADO: | JONATHAN SANDOVAL VICTOR TORRES | FECHA: 16-NOV-2.016 |
|  | ESCALA: | PLANO NO. |
| | 1:5 | 11 de 15 |
| | | REVISO: Ps: 9 PL: 5 |



| | | | |
|---|--|---|--|
|  | FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA FACULTAD DE INGENIERÍAS PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA | | |
| | Diseñar un puente grúa para el transporte de motores diésel para el taller L&G DIESEL TRUCK. | | |
| NOMBRE: | PUENTE GRÚA PÓRTICO | MATERIAL: | NA |
| ELABORADO: | JONATHAN SANDOVAL VICTOR TORRES | FECHA: | 16-NOV-2.016 |
|  | ESCALA: NA |  | PLANO NO. 12 de 15 REVISO: Ps: - PL: - |



LINEAS DE CONEXION
CIRCUITO DE CONTROL

TRASLACION DE LA GRUA

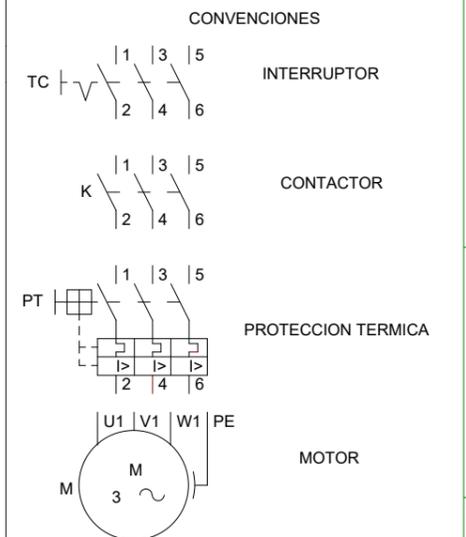
TRASLACION DE LA GRUA

TRASLACION DEL TROLLEY

ASCENSO Y DESCENSO DE LA CARGA

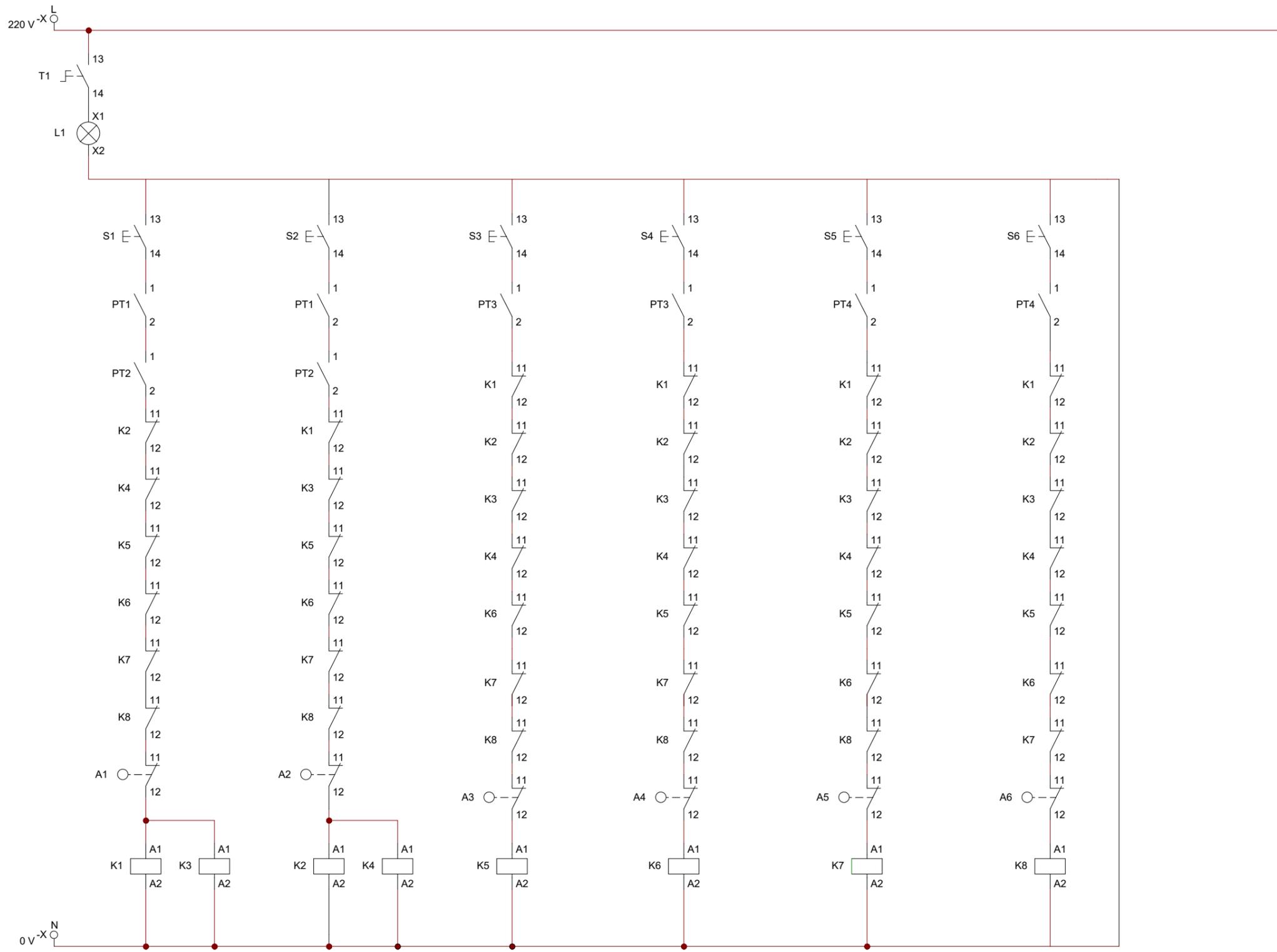
| ELEMENTO | CORRIENTE (A) |
|----------|---------------|
| TC1 | 13 |
| TC2 | 4,3 |
| TC3 | 4,3 |
| TC4 | 1 |
| TC5 | 9 |

| EQUIPO | POTENCIA (Kw) | CONEXIÓN | CORRIENTE (A) | VOLTAJE (V) | FACTOR DE POTENCIA |
|--------|---------------|-----------|---------------|-------------|--------------------|
| M1 | 746 | trifasica | 3,3 A | 220 V | 0,59 |
| M2 | 746 | trifasica | 3,3 A | 220 V | 0,59 |
| M3 | 186,5 | trifasica | 0,8 A | 220 V | 0,61 |
| M4 | 1.492 | trifasica | 6,6 A | 220 V | 0,59 |



FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
Diseño de un puente grúa para el transporte de motores diesel para el taller L&G DIESEL TRUCK

NOMBRE: _____
ELABORADO: JONATHAN SANDOVAL VICTOR TORRES
FECHA: 16-NOV-2016
ESCALA: PLANO NO. 13/15 REVISO: _____



TRASLACION DE LA GRUA
 M1 Y M2 ADELANTE (ZONA DE REPARACIÓN) M1 Y M2 ATRAS (SALIDA DEL TALLER)
TRASLACION DEL TROLLEY
 M3 DERECHA MIRANDO ZONA REPARACION M3 IZQUIERDA
ASCENSO Y DESCENSO DE LA CARGA
 M4 ASCENSO M4 DESCENSO

| ELEMENTO | MOVIMIENTOS MIRANDO LA ZONA DE REPARACION |
|----------|---|
| S1 | ADELANTE |
| S2 | ATRAS |
| S3 | DERECHA |
| S4 | IZQUIERDA |
| S5 | ASCENSO |
| S6 | DESCENSO |

| FINAL DE CARRERA | POSICION MIRANDO LA ZONA DE REPARACION |
|------------------|--|
| A1 | ADELANTE |
| A2 | ATRAS |
| A3 | DERECHA |
| A4 | IZQUIERDA |
| A5 | ARRIBA |
| A6 | ABAJO |

CONVENCIONES

| 13
 T | 14 **INTERRUPTOR**

| 13
 S E | 14 **PULSADOR (S1.....S6)**

| 1
 PT1 | 2 **CONTACTO PROTECCION TERMICA (PT1.....PT4)**

| 11
 A | 12 **FINAL DE CARRERA (A1....A6)**

| A1
 K | A2 **RELE (K1.....K8)**

| 11
 K | 12 **CONTACTO NORMALMENTE CERRADO**

| X1
 L | X2 **LUZ PILOTO**

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
 FACULTAD DE INGENIERÍAS
 PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
 Diseño de un puente grúa para diesel para el taller L&G DIESEL TRUCK
 NOMBRE: _____
 ELABORO: JONATHAN SANDOVAL VICTOR TORRES FECHA: 16-NOV-2016
 ESCALA: _____ PLANO NO. 14/15 REVISO: _____

220 V
14 A
60 Hz

TRASLACION DE LA GRUA

MOTOR 1
1 HP
3,3 A
220 V

TRASLACION DE LA GRUA

MOTOR 2
1 HP
3,3 A
220 V

TRASLACION DEL TROLLEY

MOTOR 3
1/4 HP
0,8 A
220 V

ASCENSO Y DESCENSO DE LA CARGA

MOTOR 4
2 HP
6,6 A
220 V

3 x 16

3 x 16

3 x 22

3 x 13

CONVENCIONES



LINEA TRIFASICA

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Diseño de un puente grúa para el transporte de motores
diesel para el taller L&G DIESEL TRUCK

NOMBRE:

Plano eléctrico (unifilar)

ELABORO: JONATHAN SANDOVAL
VICTOR TORRES

FECHA:
16-NOV-2016

ESCALA:

PLANO NO.

REVISO:

15/15

| | | |
|---|--|--------------|
|  | FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA | Código: |
| | PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA | Versión 0 |
| | Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres | Julio - 2016 |

AUTORIZACIÓN PARA PUBLICACIÓN EN EL REPOSITORIO DIGITAL INSTITUCIONAL LUMIERES

Nosotros JONATHAN MANUEL SANDOVAL CORREDOR y VICTOR ANDRES TORRES PARRA en calidad de titulares de la obra DISEÑO DE UN PUENTE GRÙA PARA EL TRANSPORTE DE MOTORES DIESEL PARA EL TALLER L&G DIESEL TRUCK, elaborada en el año 2016, autorizamos al Sistema de Bibliotecas de la Fundación Universidad América para que incluya una copia, indexe y divulgue en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres, la obra mencionada con el fin de facilitar los procesos de visibilidad e impacto de la misma, conforme a los derechos patrimoniales que nos corresponden y que incluyen: la reproducción, comunicación pública, distribución al público, transformación, en conformidad con la normatividad vigente sobre derechos de autor y derechos conexos (Ley 23 de 1982, Ley 44 de 1993, Decisión Andina 351 de 1993, entre otras).

Al respecto como Autores manifestamos conocer que:

- La autorización es de carácter no exclusiva y limitada, esto implica que la licencia tiene una vigencia, que no es perpetua y que el autor puede publicar o difundir su obra en cualquier otro medio, así como llevar a cabo cualquier tipo de acción sobre el documento.
- La autorización tendrá una vigencia de cinco años a partir del momento de la inclusión de la obra en el repositorio, prorrogable indefinidamente por el tiempo de duración de los derechos patrimoniales del autor y podrá darse por terminada una vez el autor lo manifieste por escrito a la institución, con la salvedad de que la obra es difundida globalmente y cosechada por diferentes buscadores y/o repositorios en Internet, lo que no garantiza que la obra pueda ser retirada de manera inmediata de otros sistemas de información en los que se haya indexado, diferentes al Repositorio Digital Institucional – Lumieres de la Fundación Universidad América.
- La autorización de publicación comprende el formato original de la obra y todos los demás que se requiera, para su publicación en el repositorio. Igualmente, la autorización permite a la institución el cambio de soporte de la obra con fines de preservación (impreso, electrónico, digital, Internet, intranet, o cualquier otro formato conocido o por conocer).
- La autorización es gratuita y se renuncia a recibir cualquier remuneración por los usos de la obra, de acuerdo con la licencia establecida en esta autorización.
- Al firmar esta autorización, se manifiesta que la obra es original y no existe en ella ninguna violación a los derechos de autor de terceros. En caso de que el trabajo haya sido financiado por terceros, el o los autores asumen la responsabilidad del cumplimiento de los acuerdos establecidos sobre los derechos patrimoniales de la obra.
- Frente a cualquier reclamación por terceros, el o los autores serán los responsables. En ningún caso la responsabilidad será asumida por la Fundación Universidad de América.
- Con la autorización, la Universidad puede difundir la obra en índices, buscadores y otros sistemas de información que favorezcan su visibilidad

| | | |
|--|--|--------------|
|  Fundación Universidad de América | FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA | Código: |
| | PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA | Versión 0 |
| | Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres | Julio - 2016 |

De acuerdo a las condiciones anteriormente expuestas, como autores establecemos las siguientes condiciones de uso de nuestra obra de acuerdo con la **licencia Creative Commons** que se señala a continuación:

| | | |
|---|---|-------------------------------------|
|  | Atribución- no comercial- sin derivar: permite distribuir, sin fines comerciales, sin obras derivadas, con reconocimiento del autor. | <input checked="" type="checkbox"/> |
|  | Atribución – no comercial: permite distribuir, crear obras derivadas, sin fines comerciales con reconocimiento del autor. | <input type="checkbox"/> |
|  | Atribución – no comercial – compartir igual: permite distribuir, modificar, crear obras derivadas, sin fines económicos, siempre y cuando las obras derivadas estén licenciadas de la misma forma. | <input type="checkbox"/> |

Licencias completas: http://co.creativecommons.org/?page_id=13

Siempre y cuando se haga alusión de alguna parte o nota del trabajo, se debe tener en cuenta la correspondiente citación bibliográfica para darle crédito al trabajo y a sus autores.

De igual forma como autores autorizamos la consulta de los medios físicos del presente trabajo de grado así:

| AUTORIZO (AUTORIZAMOS) | SI | NO |
|---|----|----|
| la consulta física (sólo en las instalaciones de la Biblioteca) del CD-ROM y/o Impreso | x | |
| la reproducción por cualquier formato conocido o por conocer para efectos de preservación | x | |

| Información Confidencial: este Trabajo de Grado contiene información privilegiada, estratégica o secreta o se ha pedido su confidencialidad por parte del tercero, sobre quien se desarrolló la investigación. En caso afirmativo expresamente indicará (indicaremos), en carta adjunta, tal situación en el fin de que se respete la restricción de acceso. | SI | NO |
|--|----|----|
| | | x |

Para constancia se firma el presente documento en la ciudad de Bogotá, a los 3 días del mes de marzo del año 2017.

LOS AUTORES:

| | |
|--|---|
| Autor 1 Nombres ONATHAN MANUEL Documento de identificación No .053.610.243 | Apellidos SANDOVAL CORREDOR Firma  |
| Nombres VICTOR ANDRES Documento de identificación No .022.389.597 | Apellidos TORRES PARRA Firma  |