

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PLATAFORMA ELEVADORA DE
CARROCERÍAS DE CAMIONES EN LA EMPRESA NINOX S.A.S

JERSON YAMID ARISMENDI PINZÓN

ALEXANDER BRAVO CORREDOR

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

2020

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PLATAFORMA ELEVADORA DE
CARROCERÍAS DE CAMIONES EN LA EMPRESA NINOX S.A.S

JERSON YAMID ARISMENDI PINZÓN

ALEXANDER BRAVO CORREDOR

Plan de proyecto de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director:

ISNARDO GONZALEZ JAIMES

Ingeniero Mecánico

Codirector:

CARLOS BORRÁS PINILLA

Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

2020

DEDICATORIA

*A Dios, por darme sabiduría y fortaleza y no desampararme ante cualquier
adversidad o dificultad que se presenta*

*A mi madre Elsa Pinzón por su amor incondicional, confianza y apoyo en todas las
etapas de mi vida*

A mis abuelos, por su colaboración y afecto en todo lo que necesitado.

A Mariajo por ser la inspiración de todos mis proyectos.

*A todos mis amigos y conocidos que siempre confiaron en mí y me han apoyado
incondicionalmente.*

Jerson Yamid Arismendi Pinzón

El presente trabajo se lo dedico principalmente a Dios, por ser el inspirador y darme la fuerza para continuar en este proceso de obtener uno de mis anhelos más deseados.

A la memoria de mi padre Ubaldo Bravo Hurtado, quien me inculco a ser una mejor persona y a luchar por mis sueños sin importar los obstáculos. Vivió su vida, actuando concienzudamente sobre sus creencias, ayudo tanto a familiares como a extraños necesitados. Se enfrentó valientemente a su muerte prematura. Su ejemplo me mantuvo soñando cuando quise rendirme.

A mi madre, por su amor, trabajo y sacrificio en todos estos años, gracias a ella he logrado llegar hasta aquí y convertirme en lo que soy. Ha sido un orgullo y privilegio de ser su hijo.

A mis hermanas por estar siempre presentes, acompañándome y brindándome apoyo moral, a lo largo de esta etapa de mi vida.

A todas las personas que me han apoyado y han hecho que el trabajo se realice con éxito en especial a aquellos que me brindaron sus puertas y comportaron su conocimiento.

Alexander Bravo Corredor

AGRADECIMIENTOS

Al profesor e ingeniero ISNARDO GONZALEZ JAIMES, director del proyecto y amigo, por sus aportes intelectuales, consejos, ideas y guía para llevar a cabo la realización de este proyecto de grado.

A la empresa NINOX por la confianza depositada en los autores para llevar a cabo un proyecto tan importante.

Al Ing. RAY MOLINA por su asesoría y aportes al proyecto de grado.

A todos los profesores de la escuela de Ingeniería Mecánica de la UIS que contribuyeron de una u otra forma en nuestro proceso de formación.

A todos nuestros amigos y familiares que siempre nos apoyaron y brindaron su ayuda cuando más se necesitó.

Jerson Arismendi y Alexander Bravo

CONTENIDO

	Pag
INTRODUCCIÓN.....	20
1. EL PROBLEMA DEL TRANSPORTE DE LAS CARROCERÍAS EN NINOX	21
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	21
1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	23
1.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO	24
1.3.1 Objetivo general..	24
1.3.2 Objetivos específicos.	24
2. LA EMPRESA NINOX ZFS	25
2.1 REQUERIMIENTOS DE ELEVACIÓN EN LA EMPRESA	25
2.1.1 Tanques de aceite.....	25
2.1.2 Carrocerías..	26
2.1.3 Elevación de estructura del gabinete principal..	26
2.1.4 Barras antivuelco..	27
2.1.5 Racks de mangueras..	28
3. MARCO TEÓRICO	29
3.1 TIPOS DE ELEVADORES	29
3.1.1 Elevador mono-columna:	29
3.1.2 Pórtico más polipasto.....	31
3.2 MECANISMOS DE ELEVACIÓN	34
3.2.1 Tornillo de potencia.....	34
3.2.2 Actuador hidráulico.....	36
3.2.3 Polipastos.....	38

4. DISEÑO CONCEPTUAL.....	40
4.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD (QFD)	41
4.1.1 Requerimientos de la empresa..	41
4.1.2 Criterios de diseño..	41
4.2 MATRIZ DE CALIDAD DEL MECANISMO ELEVADOR.....	42
4.3 QFD PARA LOS SUBSISTEMAS CON MAYOR RELEVANCIA.....	43
4.3.1 QFD Subsistema de potencia.	43
4.3.2 Subsistema de movimiento.	44
4.3.3 Subsistema de control.....	45
4.4 ALTERNATIVAS	45
4.4.1 Alternativas subsistema de potencia.....	46
4.4.2 Alternativas subsistema de control.....	48
4.4.3 Alternativas subsistema de movimiento y soporte	51
4.5 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	53
4.6 DESCRIPCIÓN DE LA ALTERNATIVA GANADORA.....	55
5. DISEÑO EN DETALLE PÓRTICO MÓVIL	57
5.1 DISEÑO CINEMÁTICO	57
5.1.1 Espacios disponibles y volumen a trabajar.	57
5.1.2 Tiempos de movimiento y velocidades de operación.....	61
5.1 SELECCIÓN EQUIPOS	63
5.1.1 Selección polipasto..	63
5.1.2 Selección trolley..	65
5.1.3 Selección equipo de agarre.....	67
5.2 DISEÑO DE SUBSISTEMAS	69

5.2.1 Subsistema estructural.....	69
5.2.2 Cálculo de la viga principal.....	70
5.2.3 Otros criterios de diseño..	76
5.2.4 Cálculo de la columna	90
5.2.5 Cálculo de soldadura.....	95
5.3 SIMULACION PÓRTICO.....	102
5.3.1 Viga.....	103
5.3.2 Columna.....	103
5.3.3 Ensamblaje para la simulación de la estructura	104
5.3.4 Material	105
5.3.5 Sujeciones pórtico móvil.....	105
5.3.6 Cargas externas pórtico móvil.....	106
5.3.7 Mallado pórtico móvil.....	107
5.3.8 Ejecución pórtico móvil.....	108
5.4 Subsistema de rueda y frenado	112
5.4.1 Material	113
5.4.2 Sujeciones rueda	114
5.4.3 Cargas externas.....	114
5.4.4 Mallado de las ruedas	116
5.4.5 Ejecución.....	117
6. CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO	120
6.1 EQUIPOS UTILIZADOS EN LA FABRICACIÓN.	120
6.1.1 Cortadora de metales.....	120
6.1.2 Esmeriladora angular..	120

6.1.3 Taladro.....	121
6.1.4 Equipo de soldadura.. ..	121
6.2 HOJAS DE RUTA DE PROCEDIMIENTOS	122
6.2.1 Hoja de ruta subsistema estructural.....	123
6.2.2 Hoja de ruta ensamble subsistema de ruedas.	126
6.2.3 Hoja de ruta ensamble subsistema de frenado.	128
7. PRUEBAS	129
7.1 PRUEBA DE MOVIMIENTO	129
7.2 PRUEBA ESTRUCTURAL.....	131
7.3 PRUEBA DE SEGURIDAD	132
8. EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL PROYECTO	134
8.1 COSTO DEL EQUIPO.....	134
8.2 VIABILIDAD DEL PROYECTO.	135
8.2.1 Cálculo VPN.....	137
8.2.2 Cálculo TIR.. ..	138
8.2.3 Cálculo PayBack.. ..	140
9. MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN DEL PÓRTICO MOVIL.....	141
9.1 Operación del pórtico.	141
9.2 Mantenimiento del pórtico	142
9.2.1 Rutinas diarias.	142
9.2.2 Rutinas mensuales.....	143
9.2.3 Mantenimiento del polipasto	143
10. CONCLUSIONES	145

BIBLIOGRAFÍA147

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Camión de lubricación fabricado en NINOX ZFS.....	21
Figura 2. Carrocerías en fabricación.....	22
Figura 3. Elevación de tanques de aceite	25
Figura 4. Elevación de una carrocería utilizando un diferencial mecánico.....	26
Figura 5. Gabinete principal.....	27
Figura 6. Elevación de barras antivuelco.	28
Figura 7. Elevación de racks de mangueras.....	28
Figura 8. Elevador electro-hidráulico 8.2 t, inalámbrico.	30
Figura 9. Elevación de container con elevador mono-columna	31
Figura 10. Pórtico con polipasto eléctrico y trolley mecánico.....	32
Figura 11. Grúa pórtico de 16 [t] apoyada sobre rieles	33
Figura 12. Sistema impulsado por tornillo Acme para subir y bajar una compuerta.	35
Figura 13. Tornillo de bolas y sus partes.	36
Figura 14. Partes de un cilindro hidráulico.....	37
Figura 15. Elevadores mono-columna equipados con actuador hidráulico.....	38
Figura 16. Partes de un polipasto eléctrico de cadena.	39
Figura 17. Circuito hidráulico básico	46
Figura 18. Polipasto eléctrico de cadena	47
Figura 19. Motor de combustión interna.	48
Figura 20. Alternativa 1 - Subsistema de control PLC	49
Figura 21. Subsistema de control Push Button	49
Figura 22. Tablero de control, elevador columnas.....	50
Figura 23. Alternativa 1. Subsistema de movimiento piñón cremallera.....	51
Figura 24. Alternativa 2. Subsistema de movimiento tipo columna.....	52
Figura 25. Subsistema puente grúa.....	53
Figura 26. Alternativa ganadora.....	55
Figura 27. Distribución línea de ensamble de carrocerías, Ninox.....	57

Figura 28. Esquema de distribución de las carrocerías	58
Figura 29. Elementos soportados por la carrocería tipo 1.	59
Figura 30. Distribución de cargas carrocería tipo 1.....	59
Figura 31. Chasis soporte carrocería tipo 1	61
Figura 32. Velocidades estándar de accionamiento.	62
Figura 33. Especificaciones del polipasto seleccionado.	64
Figura 34. Polipasto MH5050	65
Figura 35. Trolley 633 CM	67
Figura 36. Eslinga de carga	68
Figura 37. Sistema estructural	69
Figura 38. Fuerza ejercida por cada rueda en la viga IPE	74
Figura 39. Factores de seguridad recomendados para materiales dúctiles.	75
Figura 40. Puntos críticos de la aleta de la viga a analizar.	77
Figura 41. Diagrama para visualizar los métodos de análisis de diseño.....	81
Figura 42. Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a tensión	85
Figura 43. Factor de material.....	86
Figura 44. Factor tipo de esfuerzo.	86
Figura 45. Factores de confiabilidad aproximados CR.	87
Figura 46. Estructura Pórtico	90
Figura 47. Columna pórtico.....	91
Figura 48. Valor del factor K.	92
Figura 49. Puntos críticos de soldadura.....	95
Figura 50. Unión soldada de la viga a la platina	97
Figura 51. Cálculos viga IPE en SAP 2000.....	99
Figura 52. Viga IPE modelada en SolidWorks	103
Figura 53. Columna modelada en SolidWorks.....	103
Figura 54. Ensamblaje modelado con SolidWorks.....	104
Figura 55. Sujeciones ensamble.....	106
Figura 56. Carga de la carrocería sobre el ensamble	107
Figura 57. Mallado ensamble.....	108

Figura 58. Simulación tensión Von Mises	109
Figura 59. Desplazamiento en él eje Y	110
Figura 60. Desplazamiento en él eje Z	111
Figura 61. Factor de seguridad pórtico móvil	112
Figura 62. Ensamble ruedas modelado en SolidWorks	113
Figura 63. Sujeciones de la rueda	114
Figura 64. Resultantes en los apoyos.....	115
Figura 65. Carga de las ruedas.....	115
Figura 66. Mallado ensamble ruedas	116
Figura 67. Simulación tensión Von Mises en las ruedas.....	117
Figura 68. Desplazamiento de las ruedas.....	118
Figura 69. Factor de seguridad de las ruedas.....	119
Figura 70. Pórtico móvil	122
Figura 71. Esquema pórtico con carga excéntrica	129
Figura 72. Variación de la fuerza en X respecto a la excentricidad.	131
Figura 73. Botonera polipasto eléctrico.....	141

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Matriz de calidad subsistemas.....	42
Tabla 2. Resultados QFD subsistemas.....	42
Tabla 3. QFD subsistema de potencia.....	43
Tabla 4. Resultados QFD subsistema de potencia.....	43
Tabla 5. QFD subsistema de movimiento y soporte.....	44
Tabla 6. Resultados QFD subsistema de movimiento.....	44
Tabla 7. QFD subsistema de control.....	45
Tabla 8. Resultados QFD subsistema de control.....	45
Tabla 9. Resultados alternativas sub. sistema de potencia.....	54
Tabla 10. Resultados alternativas sub. sistema de movimiento.....	54
Tabla 11. Resultados alternativas sub. sistema de control.....	54
Tabla 12. Capacidad y contenido del tanque.....	60
Tabla 13. Tiempos promedio de operación en la carga y descarga de carrocerías.	61
Tabla 14. Especificaciones para la selección del polipasto.....	63
Tabla 15. Especificaciones Trolley 633 CM.....	66
Tabla 16. Tabla especificaciones eslingas.....	68
Tabla 17. Carga del polipasto y trolley.....	70
Tabla 18. Carga viva de elevación.....	71
Tabla 19. Factor de carga muerta.....	71
Tabla 20. Factor de carga del polipasto.....	72
Tabla 21. Factor de inercia del polipasto.....	72
Tabla 22. Carga total aplicada sobre la viga.....	73
Tabla 23. Carga sobre cada rueda del Trolley.....	73
Tabla 24. Cálculo esfuerzo permisible.....	75
Tabla 25. Cálculo del momento flector máximo en la viga.....	76
Tabla 26. Cálculo del módulo elástico de sección.....	76
Tabla 27. Cálculo de constantes para cálculo esfuerzos punto 0.....	78

Tabla 28. Cálculo de esfuerzos en el punto cero, IPE 270	79
Tabla 29. Cálculo de esfuerzos punto 1, IPE 270	79
Tabla 30. Cálculo de esfuerzos punto 2, IPE 270	80
Tabla 31. Esfuerzos combinados en los puntos críticos.	80
Tabla 32. Momento flector viga con carga puntual y peso propio.	82
Tabla 33. Esfuerzo cortante máximo en los puntos B' y B	82
Tabla 34. Esfuerzo cortante máximo en el punto C	83
Tabla 35. Cálculo factor de seguridad y esfuerzo por Von Mises	84
Tabla 36. Cálculo del factor de tamaño.	88
Tabla 37. Cálculo fatiga estimada real.	88
Tabla 38. Cálculo factor de seguridad	89
Tabla 39. Cálculo longitud efectiva	92
Tabla 40. Cálculo relación de esbeltez	93
Tabla 41. Cálculo constante de columna	93
Tabla 42. Análisis de columnas largas, formula de Euler	94
Tabla 43. Cálculo carga admisible	94
Tabla 44. Esfuerzos cortantes admisibles sobre soldadura de chaflán	96
Tabla 45. Propiedades del material de aporte	96
Tabla 46. Factor geométrico A_w	98
Tabla 47. Factor geométrico S_w	98
Tabla 48. Fuerza debido a la compresión directa	100
Tabla 49. Fuerza debido a la flexión	100
Tabla 50. Fuerza resultante	101
Tabla 51. Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldadura.	101
Tabla 52. Tamaño cordón de soldadura	102
Tabla 53. Material de la viga IPE	105
Tabla 54. Mallado estructura.....	107
Tabla 55. Material ruedas	113
Tabla 56. Mallado ruedas	116
Tabla 57. Características de la sierra DEWALT DW872.....	120

Tabla 58. Características de la esmeriladora angular Makita GA7020	120
Tabla 59. Características del taladro Milwaukee 5375-20C50A.....	121
Tabla 60. Características del equipo de soldadura	121
Tabla 61. Hoja de ruta ensamble viga.	123
Tabla 62. Hoja de ruta ensamble columna	124
Tabla 63. Hoja de ruta ensamble rueda.....	126
Tabla 64. Hoja de ruta ensamble freno.....	128
Tabla 65. Cálculo fuerza desplazamiento horizontal.....	130
Tabla 66. Cálculo flecha permisible	132
Tabla 67. Factores de seguridad	133
Tabla 68. Costos del pórtico móvil.....	134
Tabla 69. Tiempos promedio elevación plataforma.	135
Tabla 70. Ahorro mensual con el pórtico móvil.	136
Tabla 71. Ahorro total estimado.....	137
Tabla 72. Cálculo del VPN.....	138
Tabla 73. Cálculo de TIR	139
Tabla 74. Cálculo Payback.	140
Tabla 75. Descripción de las actividades diarias de mantenimiento.	142
Tabla 76. Descripción de las actividades mensuales de mantenimiento.	143
Tabla 77. Descripción de las actividades trimestrales de mantenimiento.	143

LISTA DE ANEXOS

“Los anexos están adjuntos en el CD y puede visualizarlos en base de datos de la biblioteca UIS”

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PLATAFORMA ELEVADORA DE CARROCERÍAS DE CAMIONES EN LA EMPRESA NINOX S.A.S*

AUTORES:

JERSON YAMID ARISMENDI PINZÓN, ALEXANDER BRAVO CORREDOR**

PALABRAS CLAVE: Diseño mecánico, Pórtico móvil, NINOX ZFS, Equipo de elevación, Unidades móviles.

DESCRIPCIÓN: En el presente trabajo de grado se realizó el diseño y la construcción de un pórtico móvil para la empresa NINOX ZFS de la ciudad Floridablanca, el cuál facilitará y agilizará el proceso de izaje de las carrocerías para unidades móviles que son de diferentes tamaños y se fabrican en la empresa diariamente.

Como primera etapa de diseño se realizó el diseño conceptual para definir el tipo de mecanismo elevación final, se procede a realizar el diseño cinemático del equipo, definiendo los volúmenes de trabajo y tiempos de operación; luego se realiza una selección del elemento principal para la elevación, que es el polipasto eléctrico, basándose en su velocidad de trabajo y capacidad nominal de carga se realiza la selección de la viga principal del pórtico apoyándose en el método de diseño proporcionado por la norma CMAA 74, posteriormente se realizan las verificaciones y cálculos de las columnas principales utilizando los métodos de diseño tradicional. Se realiza una verificación del diseño realizado mediante el software Solidworks, calculando los respectivos factores de seguridad y máxima deflexión en la viga y demás componentes del pórtico.

El anterior diseño se realizó considerando la máxima carga de la carrocería a elevar en la empresa, para asegurar su funcionamiento durante su uso. Seguidamente se generan las hojas de ruta que incluyen los procesos de manufactura a realizar para llevar a cabo la construcción del pórtico, además se adjunta el respectivo manual de usuario y de mantenimiento periódico. Finalmente se concluye que el diseño del mecanismo de elevación fue el correcto ya que cumple la función de elevar y disminuir el tiempo de izaje de las carrocerías, siendo un dispositivo muy ágil y sencillo de operar.

*Proyecto de grado

** Facultad de Ingenierías Físico mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ing. Isnardo Gonzalez Jaimes.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A LIFTING PLATFORM FOR TRUCK BODIES AT THE COMPANY NINOX S.A.S*

AUTHORS: JERSON YAMID ARISMENDI PINZÓN, ALEXANDER BRAVO CORREDOR **

KEY WORDS: Mechanical design, Mobile gantry, NINOX ZFS, Lifting equipment, Mobile units.

DESCRIPTION: In the present work of degree was carried out the design and construction of a mobile portal for the company NINOX ZFS of the city of Floridablanca, which will facilitate and speed up the process of lifting the bodies for mobile units that are of different sizes and are manufactured in the company daily.

As a first stage of design, the conceptual design was made to define the type of final lifting mechanism, the kinematic design of the equipment is made, defining the work volumes and operation times; then a selection of the main element for the lifting is made, which is the electric hoist, based on its working speed and nominal load capacity the selection of the main beam of the gantry is made based on the design method provided by the CMAA 74 standard, later the verifications and calculations of the main columns are made using the traditional design methods. The design is verified using the Solidworks software, calculating the respective safety factors and maximum deflection of the beam and other gantry components.

The previous design was carried out considering the maximum load of the body to be lifted in the company, to ensure its operation during use. Next, the roadmaps are generated, which include the manufacturing processes to be carried out in order to carry out the construction of the gantry. In addition, the respective user and periodic maintenance manuals are attached. Finally, it is concluded that the design of the lifting mechanism was correct since it fulfills the function of raising and lowering the body hoisting time, being a very agile and simple to operate device.

* Degree work

** Physical-mechanical Engineering faculty. Mechanical Engineering School. Director: Eng. Isnardo González Jaimes

INTRODUCCIÓN

En la actualidad y desde hace muchos años el diseño mecánico ha tenido una gran importancia en el avance tecnológico de las pequeñas y grandes industrias, entre esas está el diseño y fabricación de unidades móviles para mantenimiento de la maquinaria y equipos de algunos de los principales sectores económicos en el país como lo son el energético y minero. El principal componente de la unidad móvil y que marca la diferencia de acuerdo al uso que se le va a dar, es la carrocería, ahí estarán ubicados los equipos, tanques, herramienta... etc. La empresa fabricante cuenta con todo el talento humano para diseñar y construir estas carrocerías, sin embargo, presenta problemas en el izaje de la carrocería en el momento del ensamblaje. En el presente trabajo de grado se diseña y construye un sistema de elevación tipo pórtico móvil, el cuál es una estructura rodante apoyada lateralmente por ruedas, lo que permite desplazarlo a través de la planta sin interrumpir los trabajos que se desarrollan, este es uno de los sistemas más utilizados para el izaje, partiendo del concepto de diseño de un puente grúa. El diseño del pórtico se realiza basándose en la normativa vigente que aplica para el diseño de este tipo de estructuras, también se realiza una verificación con los métodos tradicionales de diseño y mediante software de simulación; encontrándose factores de seguridad óptimos para su construcción como se muestra en la sección 5.3.

El pórtico estará equipado con un polipasto eléctrico seleccionado a partir de la capacidad de carga máxima estimada a elevar y será suministrado por un proveedor local para facilitar su adquisición, también tendrá un trolley al cual estará suspendido el polipasto y permitirá el desplazamiento longitudinal, de ser necesario, de forma manual. Como guía para la construcción del pórtico se elaboraron las respectivas hojas de ruta presentadas en el capítulo 6 y finalmente se muestran las pruebas pertinentes que dan la puntada final para su fabricación y puesta en marcha.

1. EL PROBLEMA DEL TRANSPORTE DE LAS CARROCERÍAS EN NINOX

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Desde hace 6 años la empresa NINOX ZFS dedicada al diseño y fabricación de unidades móviles (ver figura 1) incursionó en la industria Santandereana y colombiana, ubicándose en la zona franca de Santander, presentando una producción creciente, generando empleo y ofreciendo soluciones inteligentes y de calidad a los problemas que se presentan en el contexto, posicionándose como una de las mejores en el país en donde la avalúan los múltiples proyectos ejecutados, destacándose el banco de sangre Móvil con paneles solares para la empresa Higuera Escalante, camiones de lubricación para el sector minero, camión de ataque rápido contra incendios, entre otros.

Figura 1. Camión de lubricación fabricado en NINOX ZFS



Fuente: <http://ninoxcorp.com/productos/camiones-de-lubricacion/>

Las producciones de NINOX S.A.S cada vez son mayores, por lo tanto, siempre se debe estar un paso adelante en innovación, mejoramiento y por supuesto cumpliendo las normatividades establecidas, como consecuencia de esto, renovarse y/o actualizarse es prácticamente una obligación.

En la empresa NINOX S.A.S en la sección de ensamble carrocería – chasis del camión, se tiene una producción de aproximadamente 10 carrocerías / mes, está presentando probabilidad de riesgos mecánicos para el personal, debido a que el sistema de elevación usado actualmente es manual o con equipos no adecuados para esta práctica, lo cual involucra el levantamiento de carrocerías y accesorios (ver figura 2), dando un peso total aproximado de 5 ton y el sostenimiento o apoyo es utilizando los coloquialmente llamados “burros”, pérdida de tiempo lo que contempla: usar equipos y métodos artesanales no adecuados para desempeñar esa labor teniendo en cuenta que estos equipos requieren operarios quienes van a descuidar su función principal realizando el trabajo de forma lenta e insegura tardando hasta 2 horas en el montaje de la carrocería y además pérdida de dinero por la utilización de personal de otras áreas de trabajo, en ocasiones daños en el producto terminado por accidentes, retardo de la producción planificada y adicionalmente el costo de una máquina que solvete este problema es elevado para el presupuesto de la empresa.

Figura 2. Carrocerías en fabricación.



Lo mencionado anteriormente y en pro de dar solución a este problema lo más pronto posible, ha incentivado a la empresa NINOX S.A.S a solicitar el apoyo de la

UIS y la escuela de Ingeniería Mecánica con el propósito de investigar, diseñar y construir una máquina la cual satisfaga las necesidades requeridas.

1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

En el ámbito de la industria de carrocerías para unidades móviles se manejan volúmenes y cargas elevadas (ver figura 1), las cuales específicamente en la empresa NINOX ZFS están en un rango aproximado de [1 – 5] toneladas, por lo tanto, la elevación y movilidad de estas es una labor ardua y peligrosa donde se expone a los trabajadores a riesgos mecánicos.

Para la empresa NINOX ZFS continuar con el trabajo lento e inseguro no es opción, por esta razón se determina que la forma más eficiente de realizar la elevación y movilidad de las carrocerías debe ser mediante un sistema de elevación de fácil control, en consecuencia, reducirá el personal involucrado y los tiempos del proceso de ensamblaje, beneficiando a la empresa sustancialmente en el aspecto económico y los trabajadores podrán realizar sus labores principales.

Dar el salto a incorporar tecnología adicional en la empresa siempre será una excelente decisión, puesto que se está en una alta competencia continuamente y estar un paso adelante es la mejor opción. NINOX ZFS se encuentra en un proceso de mejora continua, por lo cual se decide adoptar métodos seguros, eficaces y ágiles en pro de un crecimiento integral de la empresa. Teniendo en cuenta que la empresa es especializada en la fabricación de sistemas metal – mecánicos cuentan con los equipos para la manufactura y con la materia prima dando viabilidad para la construcción del sistema de elevación que se escoja.

1.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO

1.3.1 Objetivo general. Desarrollar y construir una máquina capaz de realizar la elevación y desplazamiento de carrocerías para la empresa NINOX ZFS contribuyendo en el desarrollo de la misión de la Universidad Industrial de Santander adoptando un compromiso para dar la respuesta más adecuada a las necesidades que se presentan en la sociedad e industria regional y nacional, mediante la incursión en la industria de unidades móviles automotrices.

1.3.2 Objetivos específicos.

- Diseñar un sistema capaz de realizar la función de elevación de las carrocerías de forma rápida y segura, utilizando el mínimo personal posible, basándose en los siguientes requerimientos
 - Peso máximo: 5 Toneladas
 - Sistema móvil - portable
 - Implementación de un sistema de control para su operación
 - Elevación máxima: 2 [m].
- Construir el sistema de elevación diseñado teniendo en cuenta las especificaciones técnicas y requerimientos, utilizando material disponible en la empresa NINOX ZFS
- Validar mediante pruebas y ensayos pertinentes la calidad y eficacia del sistema de elevación
- Desarrollar un manual de operación y de mantenimiento para la máquina.

2. LA EMPRESA NINOX ZFS

La empresa NINOX ZFS fundada en el año 2012 en la ciudad de Bucaramanga, con el objetivo de brindar al creciente mercado colombiano y latinoamericano servicios y productos industriales, enfocados principalmente en áreas de: petróleo, gas, minería y construcción. En el año 2014, la empresa inició sus operaciones en la Zona Franca Santander, ubicada en la ciudad de Floridablanca, aprovechando las múltiples ventajas que este parque industrial ofrece a las empresas.

NINOX siempre ha sido una organización líder y comprometida con la satisfacción de las necesidades y las expectativas de sus clientes de la región y a nivel nacional e internacional, diseñando y construyendo unidades móviles de servicio, siempre caracterizándose por la calidad e innovación de estos, convirtiéndose así una marca pionera en innovadora en el mercado, en el Anexo B se realizó una amplia reseña de los camiones fabricado en NINOX ZFS.

2.1 REQUERIMIENTOS DE ELEVACIÓN EN LA EMPRESA

2.1.1 Tanques de aceite. Estos tanques contendrán diferentes tipos de aceite y/o grasa, posteriormente se explicará al detalle el contenido y tamaño de estos.

Figura 3. Elevación de tanques de aceite



2.1.2 Carrocerías. Las carrocerías es principal objeto a elevar en la empresa NINOX y el que requiere mayor atención, por su volumen elevado y peso. La elevación y descarga se realiza en repetidas ocasiones ya que se deben tomar medidas de acuerdo al tamaño del chasis a utilizar, antes de realizar un ensamble final.

Figura 4. Elevación de una carrocería utilizando un diferencial mecánico.



2.1.3 Elevación de estructura del gabinete principal. Esta es una estructura bastante pesada y con un amplio volumen, se debe elevar y posicionar sobre la base de la carrocería para realizar la respectiva soldadura, por lo que no es posible manipularla de forma segura por el personal de trabajo y se requiere la ayuda de un equipo de elevación extra.

Figura 5. Gabinete principal



2.1.4 Barras antivuelco. Estas barras son utilizadas en algunos modelos, no en todos los fabricados por la empresa, en la figura 1 se muestra un camión de lubricación, de hecho, el de mayor tamaño fabricado en la empresa, este contiene las barras antivuelco, así como otros tipos de camiones, algunos de servicio mecánico y entre otros, esto depende de los requerimientos del cliente y la zona donde van a trabajar, también la normativa vigente para este tipo de camiones. La elevación actualmente se realiza con una grúa telescópica que posee la empresa tal como se ve a continuación.

Figura 6. Elevación de barras antivuelco.



2.1.5 Racks de mangueras. Estos se ubican en la mitad de los camiones de lubricación y sirven para direccionar y organizar las múltiples mangueras que salen de los diferentes tanques de almacenamiento de aceite.

Figura 7. Elevación de racks de mangueras.



3. MARCO TEÓRICO

En la historia del desarrollo industrial, los mecanismos de elevación han jugado un papel importante, desde el año 1851 cuando Waterman¹ creó una carretilla provista de unos cables para elevar cargas pesadas y a partir de ahí inspiró a muchos más inventores a innovar con ascensores, plataformas, diferentes tipos de carretillas...etc. El instinto humano siempre ha estado enfocado a disminuir la fatiga y reducir los riesgos, en este contexto, los riesgos generados cuando se realizan acciones operativas de manipulación de cargas. Esta disminución de esfuerzo humano se puede lograr por medio de sistemas de cargas sofisticados como elevadores hidráulicos, ascensores de carga, puentes grúas, polipastos...etc. todos desarrollados para diversas aplicaciones con el propósito de satisfacer los requerimientos empresariales como de la industria en general². Actualmente las grandes empresas que requieren manipular carga pesada cuentan con estos sistemas de carga, siendo vitales para agilizar la producción y mantener la seguridad de los operarios.

3.1 TIPOS DE ELEVADORES

En la industria existe una alta demanda de equipos dispuestos para la movilidad de carga, pero todos ellos están limitados por una capacidad máxima de carga y áreas de trabajo específicas. Siempre se caracterizan por tener una base rígida, ya sea un bastidor o una viga.

Los equipos de carga más comunes son los siguientes:

3.1.1 Elevador mono-columna. Estos elevadores poseen una forma resistente, vertical, equipados de una horquilla donde se suele montar el vehículo o una parte

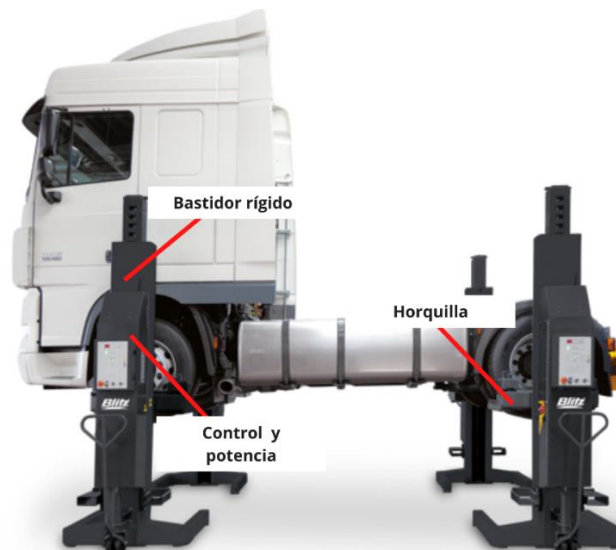
¹ CGB SOLUCIONES A SU ALTURA. Comienzos de las máquinas elevadoras. [En línea]. [Consultado 10 de abril de 2020]. Disponible en: <https://cgbsas.com/comienzos-las-maquinas-elevadoras/>

² TENELEMA QUITIO, Oscar Jamil. Diseño y simulación de un puente grúa de cinco toneladas. [En línea]. Tesis de pregrado. Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2013. [Consultado 10 de abril de 2020]. Disponible en: <https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/25227/1/TESIS%202%20OSCAR%20TENELEMA%28PATTY4%29.pdf>

de el mismo (llanta, chasis) y un sistema de potencia para la respectiva elevación que va a ser desde unos centímetros hasta 2 metros en los modelos convencionales. Se utiliza el principio de un elevador mono-columna, pero se suelen usar dos, cuatro o más de estos mismos de acuerdo al tipo de carga que se requiera elevar, este un tipo de elevador muy versátil, bastante utilizado en la industria automotriz (ver figura 8), por su fácil movilidad pudiendo crear estaciones de trabajo móviles adicionales en cualquier zona dispuesta por la empresa y usados frecuentemente en los talleres o fábricas automotrices para:

- Lubricación.
- Reparación de suspensión.
- Cambio de frenos.
- Ensamble de partes.
- Mantenimiento y reparación de partes inferiores.
- Alineación y balanceo.
- Descarga y carga de contenedores.

Figura 8. Elevador electro-hidráulico 8.2 t, inalámbrico.



Fuente: BLITZ. [En línea]. [Recuperado el 10 de abril de 2020]. Disponible en: <https://www.blitzlift.eu/es/catalog/category/list/id/361401>

El elevador puede usarse dentro del taller o empresa, o fuera de ella, de acuerdo a la versión que se disponga, puesto que son muchas. Hay otros casos particulares donde suelen ser más robustos y son utilizados para elevar autobuses de gran tamaño y/o contenedores (ver figura 9), pero el principio del elevador mono-columna se mantiene, solo que a una mayor escala.

Figura 9. Elevación de container con elevador mono-columna

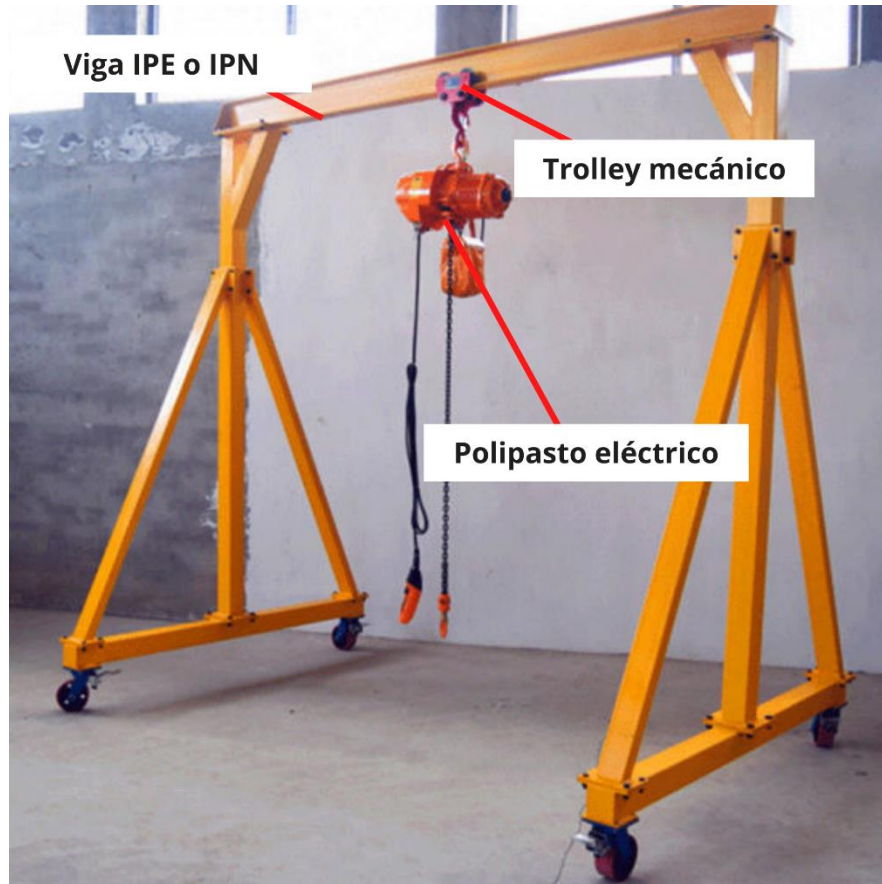


Fuente: PINTEREST. [En línea]. [Recuperado el 10 de abril de 2020]. Disponible en: <https://co.pinterest.com/pin/411586853433088540/>

3.1.2 Pórtico más polipasto. El pórtico más polipasto, consta de una estructura rígida que generalmente en su parte superior es una viga IPE o IPN permitiendo que el polipasto mecánico o eléctrico se pueda acoplar con facilidad. El acoplamiento consiste en el polipasto enganchado y suspendido sobre un trolley o carro transportador (ver figura 10). Los trolleys al igual que los polipastos, pueden ser mecánicos o eléctricos, donde el eléctrico permite el desplazamiento de la carga de en el plano horizontal de la viga utilizada. Las columnas, corrientemente pueden

ser de tubo redondo o cuadrado, correspondiendo esto a los elementos estructurales complementarios.

Figura 10. Pórtico con polipasto eléctrico y trolley mecánico.



Fuente: SHANDONG MINGDAO HEAVY INDUSTRY MACHINERY. [En línea]. [Recuperado el 11 de abril de 2020]. Disponible en: https://es.made-in-china.com/co_mdcrane/product_Mini-Gantry-Crane-with-Electric-Chain-Hoist-1000kg_rrreugyhg.html

Los pórticos como el de la figura se usan frecuentemente en:

- Talleres automotrices: usados para bajar motores de diferentes cilindrajes y también realizar ensambles de partes pesadas.
- Talleres mecánicos: utilizados como apoyo para realizar mantenimiento de maquinaria.

- Talleres metalmecánicos: sirven para transportar y elevar piezas y/o estructuras metálicas de bajo peso
- Industria cementera: elevación de carga.

Los pórticos que realizan estos trabajos se caracterizan por una estructura pequeña y poco robusta, constan de ruedas acopladas a la estructura en la parte inferior, lo que le permite desplazarlo por la planta hasta encontrar una posición cómoda para poder realizar su trabajo.

Para cargas elevadas y un uso industrial pesado, se suelen usar grúas pórtico mucho más robustas, que aparte de poseer vigas y columnas más resistentes y su desplazamiento se realiza sobre rieles anclados al piso.

Figura 11. Grúa pórtico de 16 [t] apoyada sobre rieles



Fuente: GH CRANES. [En línea]. [Recuperado el 11 de abril de 2020]. Disponible en: <https://www.ghcranes.com/blog/tag/chimborazo/#.XpJT7shKjIU>

Debido a su gran tamaño son grúas muy estables y rígidas, se pueden desplazar por largas distancias en el plano horizontal con mucha facilidad, pero requieren de motores robustos para un funcionamiento continuo, aunque podrían ser accionadas manualmente por medio de manivela.

En la actualidad existen muchos más sistemas que se utilizan como elevadores de acuerdo a los requerimientos, espacios disponibles y cargas a levantar. En anexo C se realizó una vasta compilación de estos.

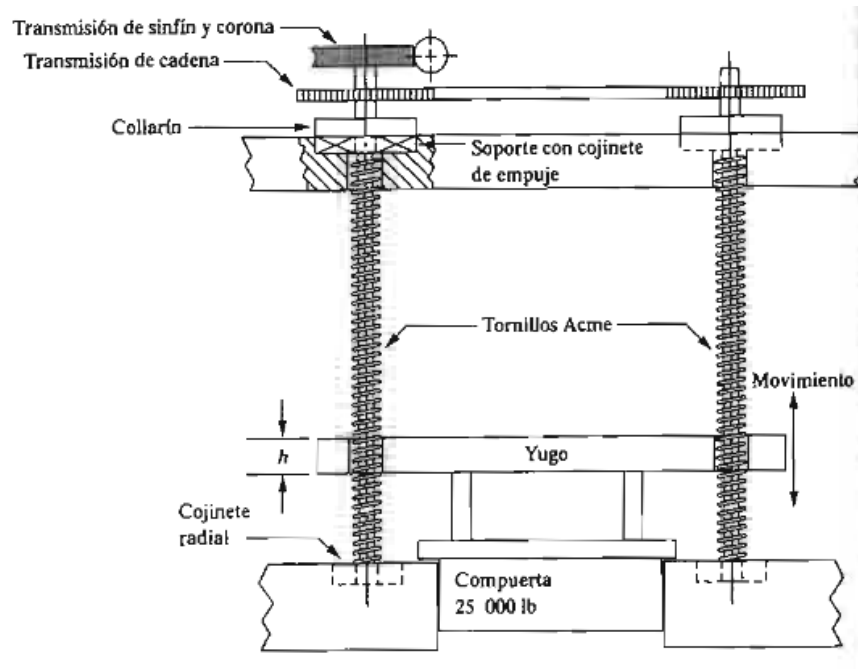
3.2 MECANISMOS DE ELEVACIÓN

El transporte de carga o materiales de diversa naturaleza, principalmente en dirección vertical o por pendientes bastante pronunciadas, está a cargo de los mecanismos o dispositivos de elevación, estos aplican una fuerza llamada esfuerzo para vencer otra fuerza o resistencia mayor llamada carga, los mecanismos estarán suspendidos o apoyados en a un elemento rígido, quien al final será el encargado de soportar las reacciones generadas por la carga a levantar. Algunos mecanismos o dispositivos típicos son los siguientes:

3.2.1 Tornillo de potencia. Estos tornillos se diseñan con el propósito de convertir un movimiento rotatorio en movimiento lineal para ejercer la fuerza necesaria en este caso para levantar una carga a lo largo de una trayectoria deseada. Los tornillos de potencia trabajan con el principio básico de la rosca y el tornillo correspondiente. Si el tornillo se soporta por un cojinete y gira, mientras que la tuerca se mantiene sin girar, la tuerca se trasladará a lo largo del tornillo y junto con ella la carga, pero si sucede lo contrario, si la tuerca se soporta mientras se gira, esta hace que el tornillo se traslade, este método es el utilizado en un gato de tornillo³.

³ MOTT, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. 4 ed. Mexico D.F.: Pearson Education, 2006. 696p.

Figura 12. Sistema impulsado por tornillo Acme para subir y bajar una compuerta.



Fuente: MOTT, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. 4 ed. Mexico D.F.: Pearson Education, 2006. 698p.

En la anterior figura se aprecia la configuración en la cual el tornillo está fijo y la tuerca se desplaza verticalmente moviendo el yugo que sostiene la compuerta.

En las máquinas de elevación de carga, como los elevadores mono-columna se utilizan bastante los tornillos de potencia por su costo no tan elevado, sencillez de montaje y fácil mantenimiento.

También es frecuente ver en estos montajes los tornillos de bolas, que tiene funciones parecidas a las del tornillo de potencia, pero con una configuración distinta, directamente en la tuerca, la cual contiene muchas bolas pequeñas esféricas que tienen contacto de rodadura con las rocas del tornillo, proporcionando muy poca fricción y eficiencias altas, comparado con el tornillo de potencia convencional.

Figura 13. Tornillo de bolas y sus partes.



Fuente: MOTT, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. 4 ed. Mexico D.F.: Pearson Education, 2006. 697p.

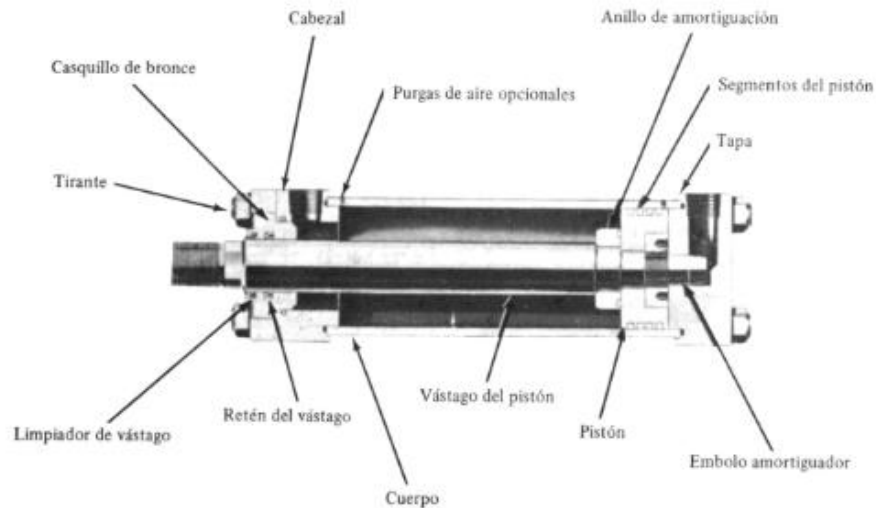
Esta configuración es bastante demandada cuando se requiere una alta precisión y automatización en equipos modernos, como por ejemplo en los sistemas de dirección de vehículos, tornos CNC y los actuadores en aviones.

3.2.2 Actuator hidráulico. También llamado cilindro hidráulico, es un actuator mecánico usado para proporcionar una fuerza a través de un recorrido lineal. Obtienen la energía por medio de un fluido presurizado el cual transforma esta presión en energía mecánica en el momento de realizar una fuerza. Este fluido es denominado fluido hidráulico, que es un aceite mineral y que aparte de transmitir la potencia requerida, también tiene como objetivos lubricar las piezas móviles, minimizar las fugas y enfriar o disipar el calor.

El cilindro hidráulico ocupa muchas piezas en su construcción (ver figura 14), pero básicamente este consiste en dos piezas: un cilindro barril y un pistón o émbolo conectado a un vástago, este pistón divide el interior del cilindro en dos cámaras: la cámara inferior y la cámara superior del vástago y es ahí donde la presión hidráulica

actúa para producir el movimiento lineal, dependiendo la cara en donde actúe el cilindro puede realizar fuerzas de tracción y/o compresión⁴

Figura 14. Partes de un cilindro hidráulico



Fuente: SPERRY VICKERS. Manual de oleohidráulica industrial. 1 ed. Barcelona.: Bluma, 1979. 100p.

Los actuadores hidráulicos tienen múltiples usos y aplicaciones, entre las más conocidos están:

- Maquinaria amarilla: excavadoras, grúas, buldócer, retroexcavadora...etc.
- Prensas
- Elevadores de carga.
- Compuertas.

En la elevación de carga, específicamente en el sector automotriz, es frecuente ver los elevadores mono-columna equipados con actuadores hidráulicos, cuando se

⁴ IRON SYSTEMS. Cilindros hidráulicos, usos y aplicaciones. [En línea]. [Recuperado el 12 de abril de 2020]. Disponible en: <http://ironsystems.net/cilindros-hidraulicos-usos-aplicaciones/>

desean levantar cargas pesadas, siendo esta una operación confiable y con bajo riesgo con posicionamientos exactos y múltiples paradas sin recalentar el sistema.

Figura 15. Elevadores mono-columna equipados con actuador hidráulico.

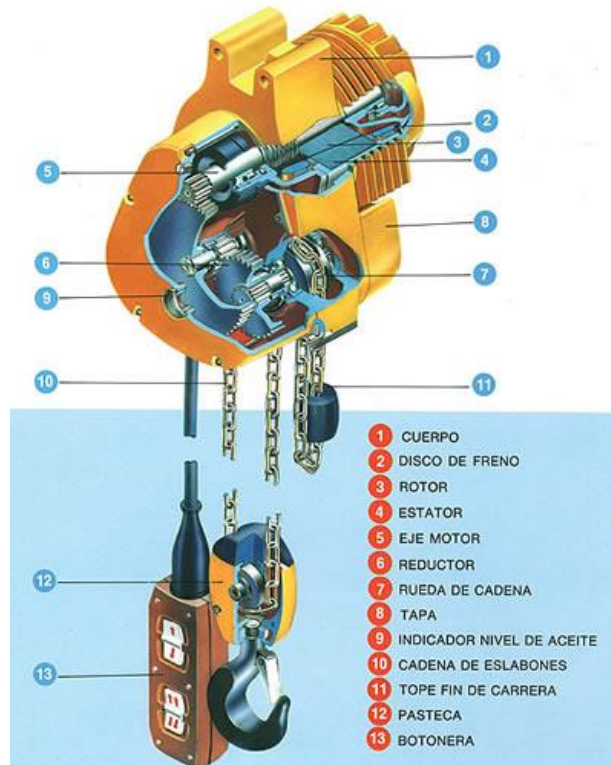


Fuente: ELEVACAR. [En línea]. [Recuperado el 12 de abril de 2020]. Disponible en: <http://www.elevacar.com.br/>

3.2.3 Polipastos. El diferencial o polipasto es una herramienta de carga utilizada para elevar y descargar elementos pesados, su nombre proviene del griego “poli” que significa mucho y “pasto” que significa tirar. Esta herramienta es ampliamente utilizada en los talleres junto a una grúa viajera o grúa pórtico para mover cargas con facilidad, de acuerdo a la capacidad de elevación para la cual fue diseñado.

Esta es una máquina compuesta por un sistema de poleas, donde sus ramales determinan la capacidad del sistema⁵

Figura 16. Partes de un polipasto eléctrico de cadena.



Fuente: CRANE AND MACHINERY. ¿Cómo funciona un polipasto? [En línea]. [Recuperado el 12 de abril de 2020]. Disponible en: <https://www.gruasyaparejos.com/polipastos/como-funciona-un-polipasto/>

En el anexo D se realiza una profundización acerca de las diversas clasificaciones de los polipastos.

⁵ Fuente: CRANE AND MACHINERY. ¿Cómo funciona un polipasto? [En línea]. [Recuperado el 12 de abril de 2020]. Disponible en: <https://www.gruasyaparejos.com/polipastos/como-funciona-un-polipasto/>

4. DISEÑO CONCEPTUAL

La empresa NINOX actualmente no cuenta con una máquina capaz de soportar, elevar y transportar las carrocerías terminadas de forma ágil y segura, además, las soluciones encontradas comercialmente tienen un costo elevado, por lo tanto, el proceso de izaje de las carrocerías se realiza utilizando elementos poco prácticos e inseguros, lo que implica riesgos mecánicos en el personal, aumento de costos, disminución de la producción, aumento horas hombre entre otros.

El proyecto tiene como meta el desarrollo de una máquina que garantice la erradicación total del problema y sus derivados teniendo en cuenta las necesidades de la empresa, la cual requiere con premura este dispositivo. basado en esto y apoyado en la función calidad (QFD) que se presenta a continuación se definirá la alternativa óptima para dar solución a los problemas presentados.

La organización de la matriz calidad consiste en ubicar las necesidades de la empresa en las casillas verticales, las cuales están organizadas por importancia de mayor-menor, asignándosele un valor que las cuantifique, donde más grande es el número, mayor jerarquía se le otorga. Los requisitos ingenieriles se ubican en las casillas horizontales ubicadas en la parte superior. Se establece una relación entre los requisitos ingenieriles y las necesidades de la empresa, asignando valores ya determinados entre 0 y 9 de la siguiente forma:

- Sin relación = 0
- Baja relación = 1
- Media relación = 3
- Alta relación = 9

4.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD (QFD)

4.1.1 Requerimientos de la empresa. En esta sección se especifican los requerimientos suministrados por la empresa interesada en adquirir el sistema de elevación.

- Seguridad de operación
- Funcionalidad
- Fácil manejo
- Sistema móvil
- Fácil mantenimiento
- Estética
- Económico
- Consumo energético

4.1.2 Criterios de diseño. Para facilitar el proceso de diseño del sistema de elevación de carrocerías, se utilizó una distribución por subsistemas para reducir la cantidad de parámetros que luego se van a analizar de manera independiente.

➤ Subsistemas de potencia

Generador de potencia mecánica (motor hidráulico, motor eléctrico).

➤ Subsistema de estructura

Elementos mecánicos (barras, perfiles, vigas).

➤ Subsistema de transmisión

Sistema hidráulico (mangueras), sistemas mecánicos (cadenas, cables, bandas, engranajes).

➤ Subsistema de elevación

Actuador hidráulico, tornillo de potencia, magnetización, cremalleras, polipasto.

➤ Subsistema de control

Direccionamiento del dispositivo (control alámbrico, control inalámbrico), frenos, válvulas.

4.2 MATRIZ DE CALIDAD DEL MECANISMO ELEVADOR.

Se presenta una matriz de calidad con los subsistemas considerados con mayor relevancia, cómo se especificó en la sección 4.1.2 criterios de diseño. Se le brindará prioridad a los tres subsistemas que obtengan una ponderación superior respecto a los demás.

Tabla 1. Matriz de calidad subsistemas.

Subsistemas Requerimientos de la empresa	Prioridad		Sub. de potencia		Sub. de transmisión		Sub. de movimiento y soporte		Sub. de control		Sub. de estructura		
Seguridad	8	9	72	9	72	9	72	9	72	9	72	9	72
Sistema móvil	7	3	21	1	7	3	21	1	7	3	21	3	21
Bajo costo	6	3	18	3	18	3	18	3	18	3	18	3	18
Funcionalidad	5	9	45	9	45	9	45	9	45	9	45	9	45
Fácil manejo	4	3	12	0	0	3	12	9	36	0	0	0	0
Bajo consumo energético	3	9	27	3	9	3	9	1	3	0	0	0	0
Fácil mantenimiento	2	3	6	3	6	3	6	1	2	0	0	0	0
Estética	1	0	0	0	0	1	1	1	1	3	3	3	3
Total			201		157		183		183		156		

Realizando las respectivas ponderaciones se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 2. Resultados QFD subsistemas

N°	Criterios	Ponderación %
1	Sub. Potencia	35%
2	Sub. Control	32%
3	Sub. Movimiento	32%

Como se aprecia en la tabla 2 los subsistemas de potencia, control y movimiento obtuvieron las máximas ponderaciones siendo estos los subsistemas con una mayor relevancia en el proceso de diseño, por lo tanto, con el propósito de conocer los principales criterios de estos subsistemas se realizará la matriz QFD para cada uno de ellos.

4.3 QFD PARA LOS SUBSISTEMAS CON MAYOR RELEVANCIA.

4.3.1 QFD Subsistema de potencia.

Tabla 3. QFD subsistema de potencia

Requerimientos ingenieriles Requerimientos de la empresa	Prioridad	Capacidad		Tamaño		Bajo costo		Bajo consumo energético		Fácil adquisición	
Seguridad	8	3	24	0	0	3	24	0	0	0	0
Sistema móvil	7	3	21	9	63	3	21	1	7	3	21
Bajo costo	6	3	18	3	18	9	54	9	54	9	54
Funcionalidad	5	3	15	0	0	3	15	3	15	3	15
Fácil manejo	4	0	0	3	12	0	0	0	0	1	4
Bajo consumo energético	3	9	27	3	9	3	9	9	27	0	0
Fácil mantenimiento	2	3	6	9	18	1	2	0	0	9	18
Estética	1	0	0	3	3	1	1	0	0	0	0
Total			111		123		126		103		112

Realizando las respectivas ponderaciones se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 4. Resultados QFD subsistema de potencia

N°	Criterios	Ponderación %
1	Bajo costo	35%
2	Tamaño	34%
3	Fácil adquisición	31%

Se determinan los principales requerimientos de diseño para el subsistema de potencia los cuales son: bajo costo, tamaño y fácil adquisición.

4.3.2 Subsistema de movimiento.

Tabla 5. QFD subsistema de movimiento y soporte.

Requerimientos ingenieriles Requerimientos de la empresa	Prioridad	Funcionalidad		Operación confiable		Bajo costo		Resistencia al desgaste		Bajo peso	
Seguridad	8	9	72	9	72	3	24	3	24	3	24
Sistema móvil	7	3	21	3	21	3	21	1	7	9	63
Bajo costo	6	3	18	1	6	9	54	3	18	0	0
Funcionalidad	5	9	45	9	45	3	15	3	15	0	0
Fácil manejo	4	3	12	9	36	1	4	0	0	9	36
Bajo consumo energético	3	0	0	1	3	3	9	9	27	1	3
facil mantenimiento	2	3	6	1	2	3	6	1	2	1	2
Estética	1	0	0	3	3	3	3	0	0	0	0
Total			174		188		136		93		128

Realizando las respectivas ponderaciones se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 6. Resultados QFD subsistema de movimiento.

N°	Criterios	Ponderación %
1	Operación confiable	38%
2	Funcionalidad	35%
3	Bajo costo	27%

Se determinan los principales requerimientos de diseño para el subsistema de movimiento los cuales son: operación confiable, confiabilidad y bajo peso.

4.3.3 Subsistema de control.

Tabla 7. QFD subsistema de control

Requerimientos ingenieriles \ Requerimientos de la empresa	Prioridad	Fácil operación		Operación segura		Bajo costo		Fácil mantenimiento		Fácil sincronización	
Seguridad	8	3	24	9	72	3	24	3	24	3	24
Sistema móvil	7	3	21	9	63	3	21	3	21	9	63
Bajo costo	6	1	6	3	18	9	54	3	18	3	18
Funcionalidad	5	3	15	9	45	3	15	3	15	1	5
Fácil manejo	4	9	36	3	12	1	4	3	12	9	36
Bajo consumo energético	3	1	3	0	0	3	9	3	9	1	3
Fácil mantenimiento	2	1	2	3	6	3	6	9	18	1	2
Estética	1	0	0	0	0	3	3	1	1	0	0
Total			107		216		136		118		151

Realizando las respectivas ponderaciones se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 8. Resultados QFD subsistema de control.

N°	Criterios	Ponderación %
1	Operación segura	43%
2	Fácil sincronización	30%
3	Bajo costo	27%

Se determinan los principales requerimientos de diseño para el subsistema de control los cuales son: Operación segura, fácil sincronización y bajo costo.

4.4 ALTERNATIVAS

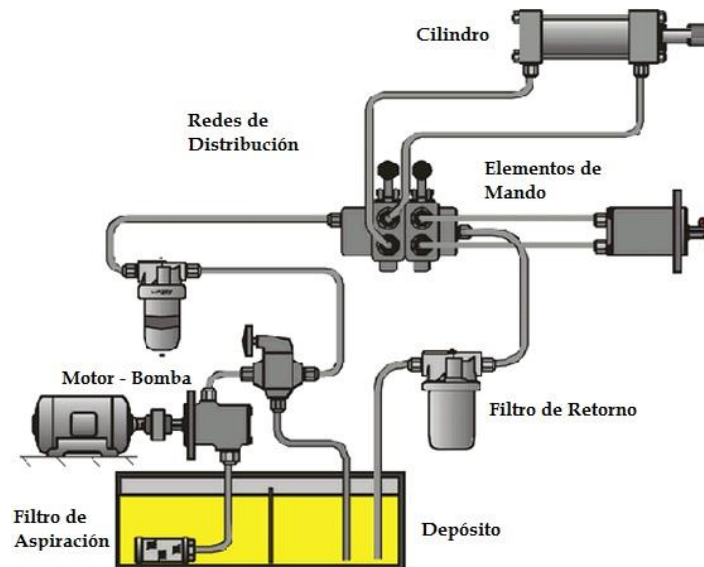
Teniendo en cuenta los requerimientos de cada subsistema de acuerdo a las ponderaciones obtenidas mediante la matriz de calidad (QFD) se presentan las alternativas para cada subsistema.

4.4.1 Alternativas subsistema de potencia

➤ Alternativa 1. Motor eléctrico – bomba en circuito hidráulico

Esta alternativa está compuesta principalmente por tres partes definidas, las cuales son: Grupo generador de presión (motor-bomba) quien transfiere la potencia requerida, sistema de mando (válvulas direccionales, reguladoras de presión, reguladores de caudal... etc) y el actuador. Este subsistema es muy frecuentado para levantar grandes cargas, además de tener un control del movimiento de forma precisa y eficaz. Cabe destacar que el sistema hidráulico no es una fuente de potencia, la fuente de potencia proviene de una bomba quien transmite mediante un fluido hidráulico la potencia al actuador, por lo tanto, el circuito solamente es un medio de transmisión.

Figura 17. Circuito hidráulico básico



Fuente: AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL. Elementos de un circuito hidráulico. [En línea]. [Recuperado el 13 de abril de 2020]. Disponible en: <http://industrial-automatica.blogspot.com/2011/05/elementos-de-un-circuito-hidraulico.html>

➤ Alternativa 2. Polipasto eléctrico.

El diferencial o polipasto es una herramienta compuesta por un motor eléctrico, quien transmite la potencia a un par de engranajes y estos a una rueda de cadena, todo lo anterior se encuentra en un solo conjunto dentro de una carcasa. Esta herramienta es ampliamente utilizada en los talleres junto a una grúa viajera o grúa pórtico para mover cargas con facilidad, de acuerdo a la capacidad de elevación para la cual fue diseñado.

Figura 18. Polipasto eléctrico de cadena



Fuente: TECNI YALE. Polipastos eléctricos de cadena. [En línea]. [Recuperado el 13 de abril de 2020]. Disponible en: <http://www.tecniyale.com/paginas/polipastos-electricos-de-cadena#>

• Alternativa 3. Motor de combustión interna.

Es un tipo de sistema que obtiene energía mecánica de la energía química de un combustible como la gasolina o el A.C.P.M. los cuales explotan dentro de la cámara

de combustión, este tipo de energía es relativamente económico y es fácil de adquirir; es un sistema portable y su tamaño depende del diseño del equipo y de la potencia requerida, tiene como desventaja los altos niveles de ruido, la contaminación por los gases de escape y el costo de mantenimiento.

Figura 19. Motor de combustión interna.



Fuente: ALIBABA.COM. [En línea]. [Recuperado el 13 de abril de 2020]. Disponible en :<https://spanish.alibaba.com/product-detail/portable-gasoline-engine-honda-gasoline-generator-engine-prices-gx390-1388345042.html>

4.4.2 Alternativas subsistema de control

➤ Alternativa 1 - Subsistema de control - PLC

Un controlador lógico programable es un dispositivo electrónico el cual permite programar una lógica determinada para controlar todo tipo de máquina en un proceso industrial, caracterizado por poseer múltiples entradas y salidas reduciendo el mantenimiento notablemente.

Figura 20. Alternativa 1 - Subsistema de control PLC



Fuente: SOLUCIONES Y SERVICIOS: [En línea]. [Recuperado el 14 de abril de 2020] Disponible en: <https://www.solucionesyservicios.biz/6ED1052-1MD00-0BA8>

➤ Alternativa 2 - Subsistema de control Push button o Botonera

Subsistema muy ergonómico el cual se adapta a cualquier necesidad industrial obteniéndose un control directo mediante un mecanismo de conmutación que permite manejar algún aspecto de la máquina. La operación de la máquina mediante este subsistema es sencilla, un solo operario se puede encargar de realizar esta labor, disminuyendo notablemente el uso de personal adicional.

Figura 21. Subsistema de control Push Button



Fuente: Fuente: TECNI YALE. Botoneras colgantes. [En línea]. [Recuperado el 13 de abril de 2020]. Disponible en: <http://www.tecniyale.com/paginas/botoneras>

Alternativa 3 – Subsistema de control por tablero eléctrico

Este tipo de sistema permite controlar y proteger todos los componentes del circuito implicado en el movimiento del sistema de elevación, además de poseer indicaciones muy claras para ejecutar la operación deseada, ya sea encendido, subida de carga, bajada de carga, detener la elevación, paradas de emergencia...etc. Todo lo que el diseñador y las normas correspondientes crean que sea necesario.

Figura 22. Tablero de control, elevador columnas.



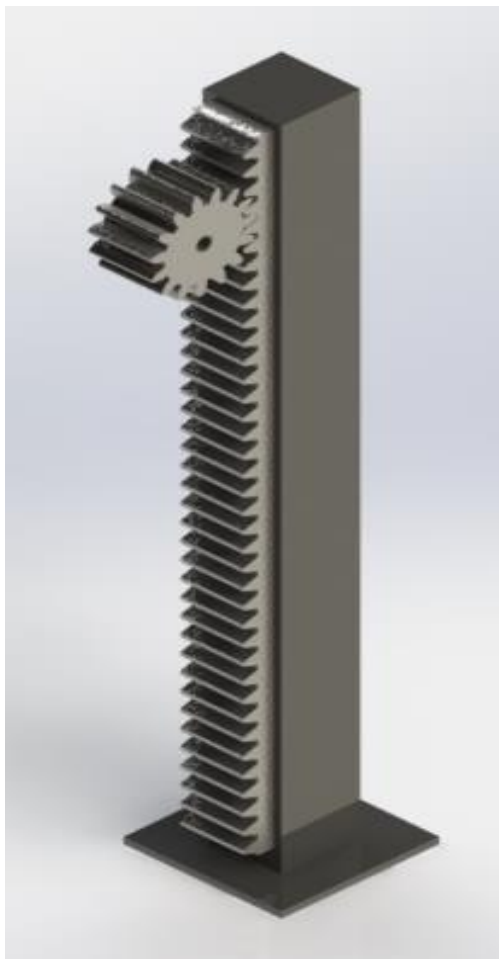
Fuente: WERTHER INTERNATIONAL. [En línea]. [Recuperado el 14 de abril de 2020]. disponible en: <https://www.wertherint.com>

4.4.3 Alternativas subsistema de movimiento y soporte

➤ Alternativa 1 - Subsistema piñón cremallera

Este tipo de sistema transforma el movimiento giratorio de un eje, en el que va montado un piñón, en movimiento rectilíneo, al engranar los dientes del piñón con los dientes de una barra prismática (cremallera) que se desplaza longitudinalmente, este mecanismo permite un movimiento reversible, presenta como ventajas una transmisión suave y con precisión, transmite potencias elevadas, pero tiene como desventaja que requiere de lubricación ya que tenemos dos piezas mecánicas en contacto donde se va a generar mucho desgaste, reduciendo la vida útil del sistema.

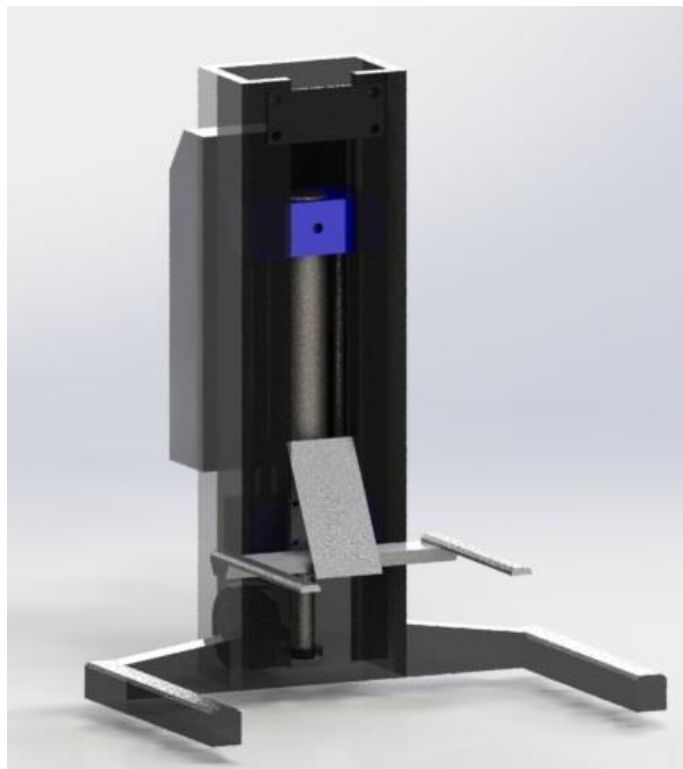
Figura 23. Alternativa 1. Subsistema de movimiento piñón cremallera.



➤ Alternativa 2 - Subsistema columna

Es un sistema muy utilizado por su sencillez y adaptabilidad a cualquier necesidad que requiera una elevación, su funcionamiento consiste en una horquilla quien soportará un parte o la carga completa que se desea elevar. Esta horquilla es desplazada verticalmente apoyándose en un subsistema de potencia, donde este puede ser: electromecánico, hidráulico o neumático.

Figura 24. Alternativa 2. Subsistema de movimiento tipo columna



➤ Alternativa 3 - Subsistema pórtico móvil.

Es un sistema de elevación compuesto por una viga, simple o doble, biapoyada sobre dos carriles elevados (viga carrilera) colocadas sobre unos postes (columna), dispuestos sobre una estructura resistente. El movimiento longitudinal se lleva a

cabo mediante la translación de la viga principal o puente a través de los carriles elevados. El movimiento transversal se realiza mediante el desplazamiento de un polipasto o carro sobre uno o dos carriles dispuestos sobre la viga principal.

Figura 25. Subsistema puente grúa.



4.5 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

Para culminar la elección de las mejores alternativas propuestas en los subsistemas se consideran los tres criterios con mayor calificación en los QFD para cada subsistema que se realizaron anteriormente. Se establece una ponderación donde 1 es la mínima y 5 la máxima.

Tabla 9. Resultados alternativas sub. sistema de potencia.

Sub. Sistema de potencia							
Criterio de selección		Alter 1.		Alter. 2		Alter. 3	
Parámetros	%	C	P	C	P	C	P
Bajo costo	35%	4	1,4	3	1,1	4	1,4
Tamaño	34%	3	1,0	5	1,7	2	0,7
Facil adquisición	31%	4	1,2	5	1,6	4	1,2
Resultados		3,7		4,3		3,3	
Clasificación		2		1		3	

C: Calificación P: Puntuación

Tabla 10. Resultados alternativas sub. sistema de movimiento.

Sub. Sistema de Control							
Criterio de selección		Alter 1.		Alter. 2		Alter. 3	
Parámetros	%	C	P	C	P	C	P
Operación segura	43%	5	2,1	4	1,7	4	1,7
Facil sincronización	30%	3	0,9	4	1,2	4	1,2
Bajo costo	27%	2	0,5	5	1,4	4	1,1
Resultados		3,6		4,3		4,0	
Clasificación		3		1		2	

C: Calificación P: Puntuación

Tabla 11. Resultados alternativas sub. sistema de control.

Sub. Sistema de Movimiento							
Criterio de selección		Alter 1.		Alter. 2		Alter. 3	
Parámetros	%	C	P	C	P	C	P
Operación confiable	38%	4	1,5	4	1,5	3	1,1
Funcionalidad	35%	4	1,4	5	1,8	5	1,8
Bajo costo	27%	3	0,8	2	0,5	5	1,4
Resultados		3,7		3,8		4,2	
Clasificación		3		2		1	

C: Calificación P: Puntuación

4.6 DESCRIPCIÓN DE LA ALTERNATIVA GANADORA.

Figura 26. Alternativa ganadora



Después de obtener los resultados se obtiene una alternativa ganadora de cada subsistema planteado, donde juntas conforma la alternativa principal propuesta, con la cual se espera cumplir con los requerimientos de la empresa y dar solución a la problemática planteada inicialmente.

La alternativa final principalmente la componen los tres subsistemas con mayor relevancia, donde el subsistema de potencia estará compuesto por un polipasto de cadena eléctrico, suspendido en un trolley, que es la configuración habitual para este dispositivo. En el gancho que contiene la cadena se enlazará con el mecanismo de sujeción que posea la plataforma y de esta forma poder elevar o descargar la plataforma y/o cualquier otra carga que esté en la zona de trabajo y tenga el peso

permitido a elevar por el polipasto. El polipasto ofrece ventajas tales como un montaje muy sencillo, fácil mantenimiento, adquisición sencilla entre otros.

Como se mencionó el polipasto estará suspendido a un trolley mecánico, como lo es habitualmente y el trolley se posicionará en una viga tipo IPE o IPN que es la configuración habitual y que junto con el otro sistema estructural de apoyo, como lo son las columnas, perfiles, conforman lo que se denomina un pórtico y para este caso según la necesidad de la empresa, que es un sistema móvil, por lo tanto el pórtico también debe serlo, que también basándose en los resultados obtenidos en el qfd de es el diseño más acorde.

El sistema de elevación estará controlado mediante un dispositivo “push button” o botonera, la cual ofrece una operación rápida, práctica y segura, acorde a las necesidades que se tienen, dando una relación costo/beneficio muy bueno.

5. DISEÑO EN DETALLE DEL PÓRTICO MÓVIL

5.1 DISEÑO CINEMÁTICO

5.1.1 Espacios disponibles y volumen a trabajar. El contar con un óptimo espacio de trabajos contribuye en la agilidad de las operaciones y/o tareas que se realicen internamente en la empresa, en el caso de que esto no sea así, es conveniente intentar evitar las mayores interferencias y/o obstrucciones posibles, en este particular caso, que el mecanismo de elevación no sea un entorpecimiento para la movilidad interna en la zona de trabajo.

En la empresa Ninox la línea de ensamble de carrocerías está distribuida linealmente (ver figura 27), donde el espacio entre carrocería y carrocería es poco y varía de acuerdo con el tipo y el número de carrocerías que estén presentes en la zona de trabajo en ese momento, siendo 1 [m] el espacio mínimo que se deja.

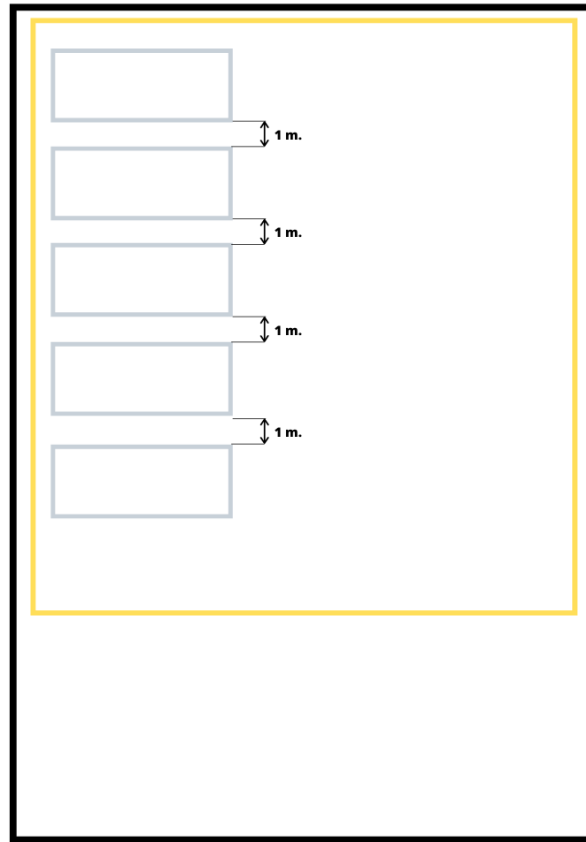
Figura 27. Distribución línea de ensamble de carrocerías, Ninox



Como se ve en la figura 27 el espacio es reducido, por lo tanto, las dimensiones del ancho del pórtico móvil no deben superar la distancia mínima de separación de las

carrocerías para garantizar su movilidad cuando se quiera pasar de elevar una carrocería a otra. La distribución de las carrocerías se puede apreciar de una forma más detallada en la siguiente figura.

Figura 28. Esquema de distribución de las carrocerías

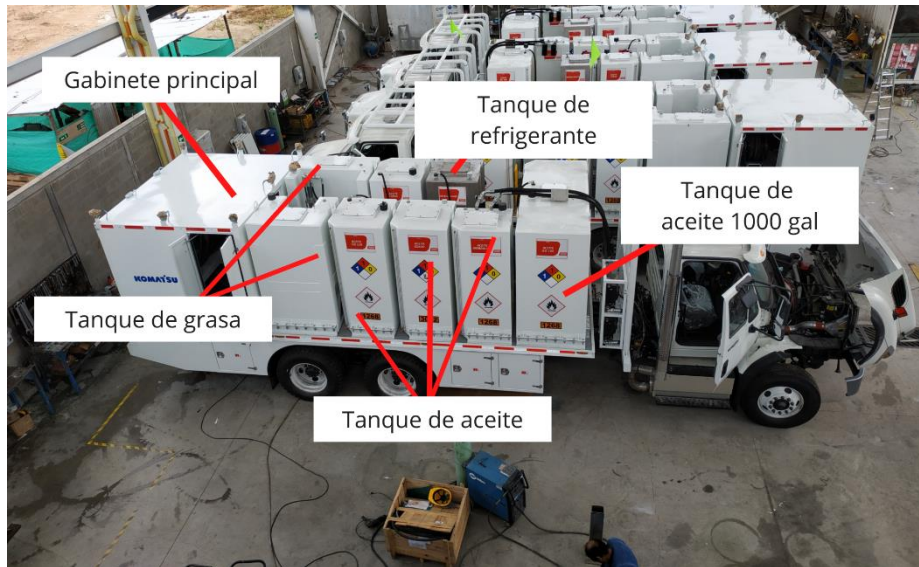


En la anterior representación se asume que las cinco carrocerías son de igual tamaño, sin embargo, no siempre es así, ya que la empresa maneja múltiples proyectos donde las dimensiones de las carrocerías varían, no obstante, la distancia mínima que se conserva entre una carrocería y la otra es de 1 [m].

Se llamará carrocería 1 a la carrocería que tiene la mayor extensión y además posee el máximo peso a levantar, siendo esta la carrocería crítica en el momento de realizar el diseño. Tampoco se puede dejar de lado las otras carrocerías con dimensiones más pequeñas, puesto que el sistema de sujeción en la elevación debe adaptarse a sus reducidas dimensiones y que en capítulos posteriores se analizará

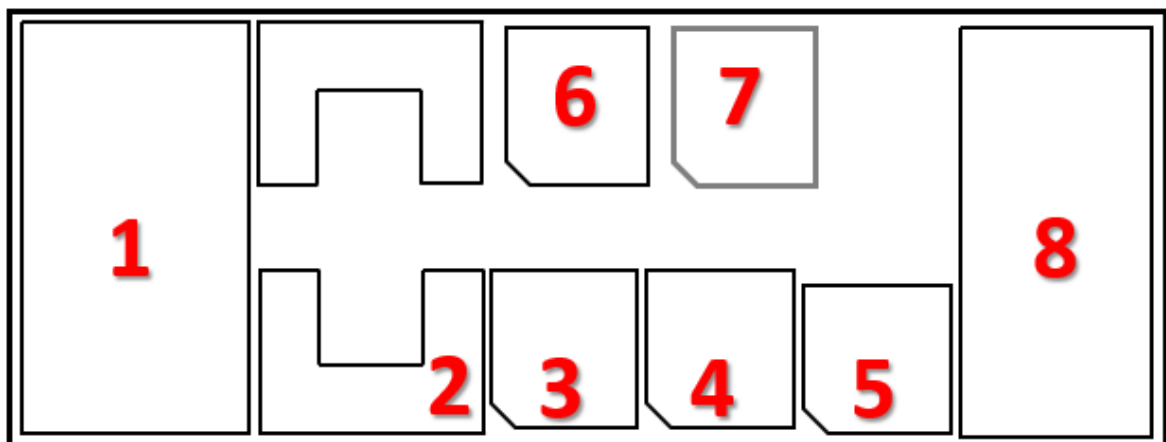
Conociendo que la carrocería 1 será la crítica en el momento del diseño, se muestran esquemas detallado de estas y de las cargas que va a contener.

Figura 29. Elementos soportados por la carrocería tipo 1.



En la figura 29 se puede distinguir los diferentes contenedores que soporta la carrocería crítica. A continuación, se mostrará un esquema detallado de la distribución de los tanques y su contenido.

Figura 30. Distribución de cargas carrocería tipo 1.



En la siguiente tabla se mencionará el contenido de cada tanque y su capacidad.

Tabla 12. Capacidad y contenido del tanque

N°	Nombre	Contenido	Volumen (gal)
1	Gabinete principal	Se encuentran organizadas todas las mangueras provenientes de los tanques	-
2	Tanque de grasa	Grasa NLGI 2	-
3	Tanque 3	Aceite ISO 220	300
4	Tanque 4	Aceite usado	300
5	Tanque 5	Aceite hidráulico	220
6	Tanque 6	Aceite 15W40	300
7	Tanque 7	Refrigerante	300
8	Tanque 8	Aceite ISO 100	1000

Debido al tamaño de la carrocería 1, el chasis que la soporta también es de amplias dimensiones (ver figura 31) y por ende sus ruedas que llegan a medir hasta 1 m de diámetro, por lo que se requiere que la carrocería sea elevada mínimo [1.5-2]m para evitar cualquier interferencia o roce con el camión, quien debe ingresar y posicionarse debajo la carrocería y recibir su descarga.

Figura 31. Chasis soporte carrocería tipo 1



Según las anteriores consideraciones los requerimientos finales de diseño son los siguientes:

5.1.2 Tiempos de movimiento y velocidades de operación. La empresa espera que se lleven a cabo como mínimo los siguientes tiempos con la implementación del nuevo sistema de elevación.

Tabla 13. Tiempos promedio de operación en la carga y descarga de carrocerías.

Operación	Tiempo promedio (min)
Sujetar la carrocería al polipasto y soltarla posteriormente.	7
Elevación y descarga de la carrocería	2
Ensamblar la carrocería con el chasis	15
Traslado del pórtico	6

Lo anterior dando como resultado el montaje de dos carrocerías por hora, aproximadamente. Por lo tanto, el polipasto seleccionado como mínimo debe tener una velocidad de carga de 1 m/ min o superior, sin embargo, tampoco puede ser tan alta, de acuerdo a las velocidades estándar de accionamiento expresadas en norma DIN 15022⁶.

Figura 32. Velocidades estándar de accionamiento.

		Grupo del aparato o del movimiento													
		I Servicio ligero				II Servicio normal				III y IV Servicio forzado					
Número máximo de ciclos por hora		hasta 18				hasta 30				hasta 60 (y más)					
Fuerza portante tons.		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
Elevación	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	10	12,5	16	20	25	32	20	25	32		
	20	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20	16	20	25		
	32	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	12,5	16	20		
	50	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	10	12,5	16		
	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	2,5	3,15		
	160	1,25	1,6	2	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	2	2,5	3,15		
	200	1	1,25	1,6	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	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. Barcelona: Blume, 1970. P 84-85.

Se clasifica el pórtico como servicio ligero tipo I, según la definición en el tomo de Hellmut Ernst "Grúas para casa de máquinas, que se utilizan en las centrales de fuerza motriz, para desmontar máquinas. Las velocidades de trabajo son reducidas;

⁶ DEUTSCHES INSTITUTE FUR NORMUNG. Cranes; lifting heights, operating speeds. DIN 15022. Alemania. 1979.

la utilización, ocasional; la carga máxima raras veces se presenta”⁷ las grúas con estas características de operación se clasifican en el grupo tipo I.

5.1 SELECCIÓN EQUIPOS

5.1.1 Selección polipasto. El polipasto será es el encargado de realizar el movimiento de elevación y descenso de la carga, por medio de una cadena y un gancho.

Para la correcta selección del polipasto eléctrico se deben tener en cuenta los siguientes parámetros y posteriormente realizar la elección en el catálogo proporcionado por el proveedor.

Tabla 14. Especificaciones para la selección del polipasto.

Peso máximo	5 [t]
Longitud de izaje	4 [m]
Velocidad mínima de elevación	2 [m/min]
Frecuencia operación	60 Hz (220v)
Número ciclos por hora	2
Tipo de servicio	Ligero

Teniendo definidas las especificaciones se acude al catálogo de un proveedor local con el cual se pudo obtener un mejor precio de venta y que cumplía con los requerimientos solicitados,

⁷ Fuente: ERNST, Hellmut, Aparatos de elevación y transporte: tornos y grúas. Barcelona: Blume, 1970. P 84-85.

Figura 33. Especificaciones del polipasto seleccionado.

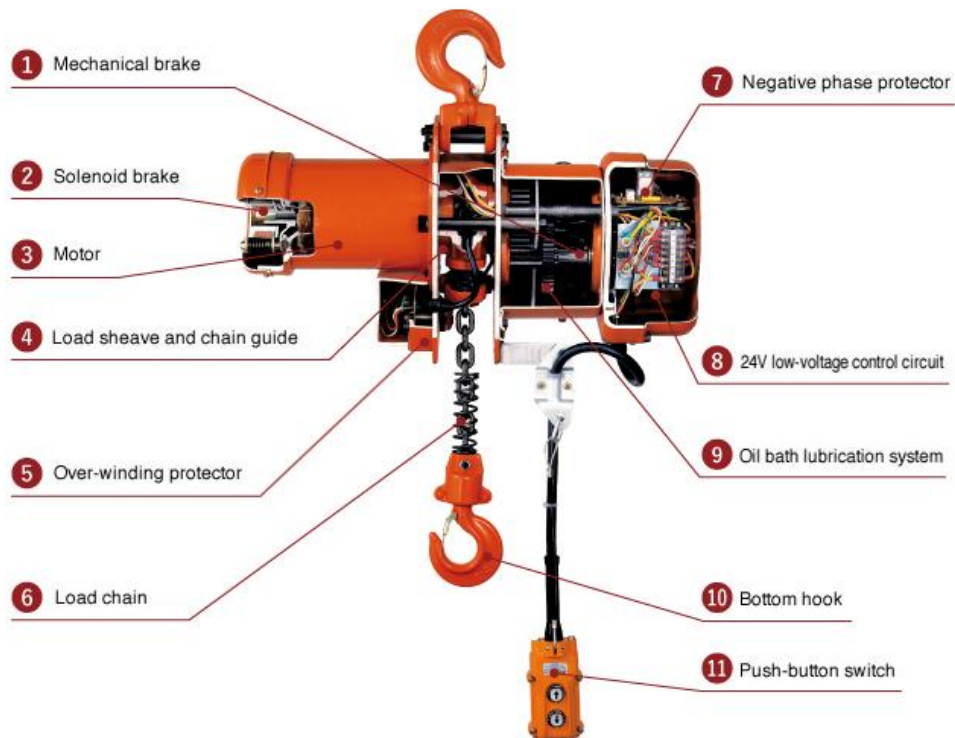
STANDARD SPECIFICATIONS : MH-5 Electric Chain Hoist

Item No.	Rated Load (ton)	Lift (m)	Hoisting Speed(m/min)		Hoist Motor 3-phase				
			50Hz	60Hz	Output(kW)		Ins. Class	Rating (min)	% ED
					50Hz	60Hz			
MH5005	0.5	4.0	8.6	10.0	0.83	1.0	B	30	40
MH5010	1		6.2	7.3	1.17	1.4			
MH5020	2		6.7	7.9	2.5	3.0			
MH5030	3		4.4	5.2	2.5	3.0			
MH5050	5		2.6	3.1	2.5	3.0			

Fuente: NITCHI. Electric Chain Hoist MH5. [En línea]. [Recuperado el 25 de abril de 2020]. Disponible en: <http://www.nitchi.co.jp/english/products/electric/mh5/>

De acuerdo con los requerimientos de la tabla 14, se necesitaba un polipasto con una velocidad de elevación mínima de 2 m/min, pero como se ve en la figura 33, de acuerdo a la carga a levantar y la frecuencia a la cual se trabaja en la empresa, se selecciona un polipasto con una velocidad de 3.1 m/s. De esta forma la velocidad de elevación será más rápida de la requerida, lo que beneficiará la rapidez en la línea de producción.

Figura 34. Polipasto MH5050



Fuente: NITCHI. Electric chain hoist MH-5 series. [En línea]. [Recuperado el 25 de abril de 2020]. Disponible en: http://www.nitchi.co.jp/english/products/electric/mh5/mh5_s/

El polipasto también está por debajo de las velocidades máximas de accionamiento sugeridas por la norma DIN15022, mostradas en la figura 33, donde se especifica que, de acuerdo a la fuerza portante y el tipo de servicio, en este caso 5 toneladas y servicio ligero, la velocidad debe ser menor a: 5 [m/min].

5.1.2 Selección trolley. El trolley será el dispositivo encargado de suspender al polipasto, además, permitirá el desplazamiento horizontal del polipasto a través de la viga IPE de forma manual.

Los requerimientos de carga serán los mismos del polipasto mencionados en la tabla 14 y de igual forma, se procede a realizar la selección del catálogo del fabricante.

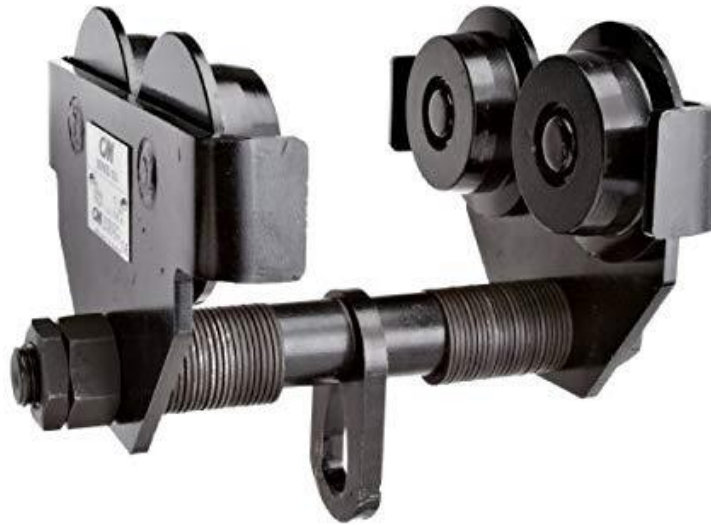
Tabla 15. Especificaciones Trolley 633 CM

Capacidad (ton)	Altura de la Viga "I" (cm)	Ancho de la Viga "I" (cm)	Diámetro de ruedas (cm)	Peso (kg)
1/2	7.6-38.1	6.4-14.3	5.8	8
1	12.7-61	7.6-20.3	8.81	16
2	15.2-61	9.2-20.3	10	24
3	20.3-61	10.2-20.3	13.01	45
5	25.4-61	11.7-20.3	15.55	79

Fuente: FISA. Trolley manual 633 CM. [En línea]. [Recuperado el 25 de abril de 2020]. Disponible en : <https://www.fisa.com.co/catalogos.html>

Se selecciona un trolley de referencia 633 de la marca CM de una capacidad de 5 toneladas, peso estipulado en los requerimientos de diseño. Este trolley es 100% libre de mantenimiento y de instalación muy sencilla. La tabla de especificaciones también proporciona el rango de medidas en el cual se debe encontrar la viga a utilizar.

Figura 35. Trolley 633 CM



Fuente: FISA. Trolley manual 633 CM. [En línea]. [Recuperado el 25 de abril de 2020]. Disponible en : <https://www.fisa.com.co/catalogos.html>

5.1.3 Selección equipo de agarre. En la selección del equipo de agarre se encontró que el óptimo es un imán de carga, como se mostró en el capítulo 2 aparte de las carrocerías se requieren elevar otros accesorios metálicos tales como: tanques, racks, divisores de manguera, barras anti vuelco, entre otros. Sin embargo, el costo de este imán es elevado y se sale de los costos presupuestado.

Una solución alterna para la sujeción de la carga es el uso de una eslinga de carga, que es un elemento que permite enganchar una carga a un gancho de izado o de tracción. Consiste en una cinta con un ancho o largo específico (varían según su resistencia, los modelos y los fabricantes). Es un tipo de sujeción muy versátil para los diferentes tipos de carga que se acostumbran a levantar en la empresa.

Figura 36. Eslinga de carga



Fuente: ESLINGAS Y CINCHAS. [En línea]. [Recuperado el 29 de mayo de 2020].
Disponible en: <https://eslingasycinchas.com/sistemas-de-amarre/97-cinta-trincaje-con-tensor-ratchet-50mm-5000kg.html>

Las especificaciones de la eslinga seleccionada se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 16. Tabla especificaciones eslingas.

MATERIALES DE FABRICACIÓN	Europeos de alta resistencia conforme a la norma EN 12195-2
COEFICIENTE DE SEGURIDAD	2:1
ANCHO	50 mm.
CARGA DIRECTA	2.500 KG
CARGA AMARRANDO	5.000 KG

Fuente: ESLINGAS Y CINCHAS. [En línea]. [Recuperado el 29 de mayo de 2020].
Disponible en: <https://eslingasycinchas.com/sistemas-de-amarre/97-cinta-trincaje-con-tensor-ratchet-50mm-5000kg.html>

5.2 DISEÑO DE SUBSISTEMAS

5.2.1 Subsistema estructural. Este subsistema soportará la carga impuesta por la carrocería a levantar y los accesorios (polipasto eléctrico, trolley, cadena). El dimensionamiento se plantea en base al ancho de la carrocería más grande, el espacio disponible en la línea de ensamblaje entre carrocería y carrocería y teniendo como referencia otros modelos de pórticos móviles usados en la industria y debidamente probados.

El subsistema está conformado por una viga principal IPE de acero estructural, la cual tiene dos apoyos con el propósito de disminuir la flexión, la viga se soporta en dos columnas de perfil cuadrado, igualmente, utilizando como material acero estructural.

Figura 37. Sistema estructural



5.2.2 Cálculo de la viga principal. Es el principal elemento del subsistema estructural, es quien recibe la carga directamente, por lo tanto, su diseño debe ser meticuloso y con una alta precisión.

Para su selección se realizarán múltiples verificaciones que posteriormente se estarán explicando. Basados en la norma CMAA # 74⁸ se determinará la carga total aplicada a la viga mediante las ruedas del trolley.

5.2.2.1 Carga total aplicada a la viga. Para este cálculo se tendrá en cuenta las cargas producidas por el peso del trolley, polipasto y cadena, como también la carga aplicada por el peso de la carrocería a levantar, además de otras consideraciones que se cuantifican mediante unos factores que afectan el valor de la carga principal.

- ❖ Carga del polipasto y trolley (TL). El peso del trolley, del polipasto y de los equipos acoplados.

Tabla 17. Carga del polipasto y trolley

Carga del polipasto y trolley			
$TL = g * \sum pesos\ componentes$			
Variables de entrada			
P_p	130	kg	Peso del polipasto
P_t	79	Kg	Peso del trolley
g	9,8	$\frac{m}{s^2}$	Gravedad
Variable de salida			
TL	2048	N	Carga del polipasto y trolley

- ❖ 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

⁸ CRANE MANUFACTURING ASSOCIATION OF AMERICA. Specifications for top running & under running single girder electric traveling cranes utilizing under running trolley hoist. CMAA #74. Charlotte, USA. 2010.

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.

Tabla 18. Carga viva de elevación.

Carga viva de elevación			
$LL = C_t * g$			
Variables de entrada			
C_t	5000	kg	Carga de trabajo
g	9,8	$\frac{m}{s^2}$	Gravedad
Variable de salida			
LL	49,000	N	Carga viva de elevación

- ❖ Factor de carga muerta (DLF). Este factor sólo se refiere a las cargas muertas de la grúa, trolley y sus equipos asociados.

El trolley seleccionado no tiene un motor asociado, solo tendrá desplazamiento vertical generado por el polipasto, por lo que su velocidad será cero.

Tabla 19. Factor de carga muerta.

Factor de carga muerta			
$DFL = 1.1 \leq 1.05 + \frac{\text{travel speed (fpm)}}{2000} \geq 1.2$			
Variables de entrada			
T_s	0	fpm	Travel speed
Variable de salida			
DFL	1.1	–	Factor de carga muerta

- ❖ 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.

Tabla 20. Factor de carga del polipasto

Factor de carga del polipasto			
$HFL = 0.15 \leq 0.005 * (V_{ep}) \leq 0.5$			
Variables de entrada			
V_{ep}	10.17	fpm	Velocidad de elevación del polipasto
Variable de salida			
HFL	0,15	–	Factor de carga del polipasto

- ❖ 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. El factor IFD será un porcentaje de la carga vertical y se considerará como 7,8% de la aceleración o desaceleración, pero no menos del 2.5% de la carga vertical o el factor LL .

Tabla 21. Factor de inercia del polipasto.

Factor de inercia del polipasto			
$IFD = 0.025 * LL$			
Variables de entrada			
LL	49.000	N	Carga viva de elevacion
Variable de salida			
IFD	1225	N	Factor de inercia del polipasto

La carga total aplicada se calculará de acuerdo a los casos de diseños presentados por la norma, que para el pórtico en diseño será el caso 1: grúa de uso regular bajo cargas principales (nivel de esfuerzo 1).

Tabla 22. Carga total aplicada sobre la viga.

Carga total aplicada sobre la viga			
$P = TL * DLF + LL * (1 + HLF) + IFD$			
Variables de entrada			
<i>TL</i>	2048	<i>N</i>	Carga del polipasto y trolley
<i>LL</i>	49,000	<i>N</i>	Carga viva de elevación
<i>DFL</i>	1.1	–	Factor de carga muerta
<i>HFL</i>	0,15	–	Factor de carga del polipasto
<i>IFD</i>	1225	<i>N</i>	Factor de inercia del polipasto
Variable de salida			
<i>P</i>	59,828	<i>N</i>	Carga total aplicada

La norma CMAA recomienda que la carga total aplicada no supere el 125% de la carga nominal.

$$P < LL * 125\%$$

La carga en cada rueda del trolley se determinará a continuación.

Tabla 23. Carga sobre cada rueda del Trolley


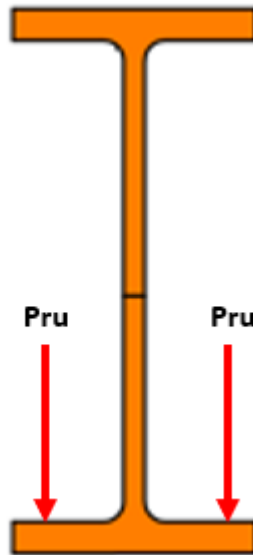
Carga sobre las ruedas			
$P_{ru} = \frac{P}{4}$			
Variables de entrada			
<i>P</i>	59.828	<i>N</i>	Carga total aplicada
Variable de salida			
<i>P_{ru}</i>	14.957	<i>N</i>	Carga en cada rueda

Figura 38. Fuerza ejercida por cada rueda en la viga IPE



5.2.2.2 Selección de la viga IPE. En el proceso de diseño se ha seleccionado una viga tipo IPE como el tipo de viga a analizar, se prefiere puesto que las caras exteriores e interiores de las alas son paralelas entre sí y perpendiculares al alma, y así las alas tienen espesor constante, lo que facilita la traslación manual del trolley si así se desea.

La selección de la viga se realizará determinando el módulo elástico de la sección y comparando con el catálogo del fabricante, para realizar este cálculo, inicialmente se debe contar con el esfuerzo de fluencia σ_y del acero A500 que fue el seleccionado para realizar la verificación en la viga, para el factor de seguridad se seguirán las recomendaciones del libro Mott⁹

⁹ MOTT, Robert. Diseño para diferentes tipos de carga. Diseño para de elemento de máquinas. 4 ed. México: Pearson. 2006. p. 185.

Figura 39. Factores de seguridad recomendados para 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: MOTT, Robert. Diseño para de elemento de máquinas. 4 ed. México: Pearson. 2006. p. 185

El valor del factor de seguridad $N=1.8$ será tomado del rango recomendado para estructuras bajo cargas estáticas en las cuales se requiere tener un alto grado de confianza en su diseño. Definido el factor se calculará el esfuerzo permisible.

Tabla 24. Cálculo esfuerzo permisible

Esfuerzo permisible			
$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_y}{N}$			
Variables de entrada			
σ_y	315	<i>MPa</i>	Esfuerzo de fluencia
N	1.8	–	Factor de seguridad
Variable de salida			
σ_{perm}	175	<i>MPa</i>	Esfuerzo permisible

Se calculará el momento cortante y momento flector de la viga y se asume como simplemente apoyada.

Tabla 25. Cálculo del momento flector máximo en la viga.

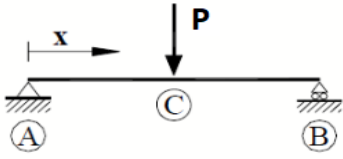
Momento flector viga con carga puntual			
$M_{max} = P * \frac{L}{4}$		$\text{para } x = \frac{L}{2}$	
$V_{max} = \frac{P}{2}$			
Variables de entrada			
P	59.828	N	Carga total aplicada
L	3.5	m	Longitud de la viga
Variable de salida			
V_{max}	29.914	N	Cortante máximo
M_{max}	52.350	$N * m$	Momento máximo en la viga

Tabla 26. Cálculo del módulo elástico de sección.

Módulo elástico de sección			
$\sigma_{perm} = \frac{M_{max}}{S}$		$\sigma_{max} \leq \sigma_{perm}$	
$\text{Tomando } \sigma_{max} = \sigma_{perm}$			
Variables de entrada			
M_{max}	52.350	$N * m$	Momento máximo en la viga
σ_{perm}	175	MPa	Esfuerzo permisible
Variable de salida			
S	299	cm^3	Momento máximo en la viga

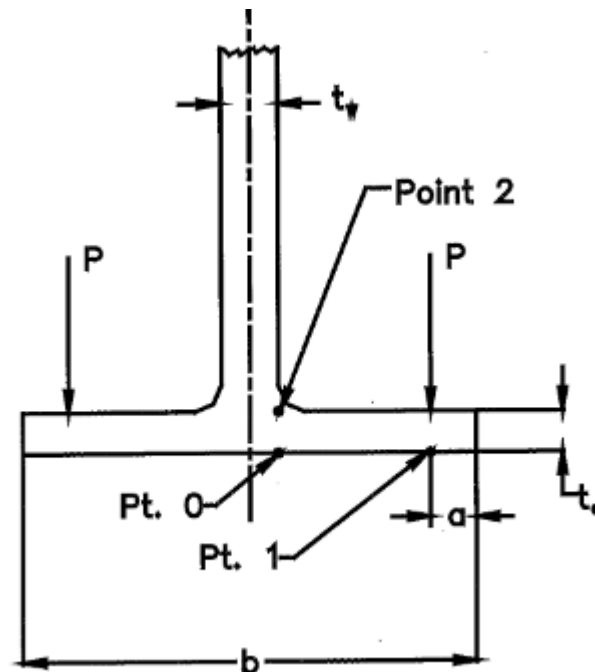
Teniendo el módulo de sección calculado, se puede determinar un perfil de viga del catálogo seleccionado.

De acuerdo con el catálogo que se encuentra en el Anexo H se determina que el perfil adecuado es un IPE 240.

5.2.3 Otros criterios de diseño. Para tener una mayor seguridad y confianza sobre la viga seleccionada se tendrán en cuenta otros criterios de diseño para corroborar la elección.

5.2.3.1 Flexión local de las aletas debido a la carga de las ruedas. Cada rueda transmite una carga concentrada aplicada en el centro de la rueda que está 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 proporcionadas por la norma CMMA #74 (ver anexo F), que además establece los 3 puntos estratégicos a analizar en la aleta de la viga.

Figura 40. Puntos críticos de la aleta de la viga a analizar.



Fuente: CRANE MANUFACTURING ASSOCIATION OF AMERICA. Specifications for top running & under running single girder electric traveling cranes utilizing under running trolley hoist. CMAA #74. Charlotte, USA. 2010. p. 18.

Para el cálculo de los esfuerzos se requieren medidas detalladas de la viga IPE, los cuales son tomados del catálogo del fabricante:

Se realiza una evaluación del perfil IPE 270 para determinar si es el adecuado y no sobre pasa el esfuerzo permisible en ninguno de los puntos críticos analizados. En la mencionada evaluación se encuentra que el perfil supera los esfuerzos permisibles, por lo tanto, mediante un proceso iterativo se encuentra que el perfil IPE 330 es el adecuado y no supera los esfuerzos permisibles. En el anexo J podrá visualizar los resultados del perfil IPE 270 y su consecutivo el IPE 300

Tabla 27. Cálculo de constantes para cálculo esfuerzos punto 0

Constantes cálculo esfuerzos					
$\lambda = \frac{2 * a}{b - t_w}$					
Variables de entrada					
Dato	Sist. Inter.		Sist. Inglés		
<i>a</i>	36	mm	1.18	in	Punto de aplicación de la carga
<i>b</i>	160	mm	5.31	in	ancho de la viga
<i>t_w</i>	7.5	mm	0.26	in	Espesor del alma de la viga
Variable de salida					
λ	0.473	–	Constante de esfuerzo		

Teniendo calculadas las constantes que se utilizarán en el cálculo de los esfuerzos en los puntos cero, uno y dos en X y Y se realiza el respectivo cálculo.

Tabla 28. Cálculo de esfuerzos en el punto cero, IPE 270

Cálculo esfuerzos punto 0, Viga IPE 270			
$C_{x0} = -2.11 + 1.977 * \lambda + 0.0076 * e^{6.53*\lambda}$		$\sigma_{x0} = C_{x0} * \frac{Pru}{t_a^2}$	
$C_{y0} = 0.05 - 0.58 * \lambda + 0.148 * e^{3.015*\lambda}$		$\sigma_{y0} = C_{y0} * \frac{Pru}{t_a^2}$	
Variables de entrada			
P_{ru}	3365	<i>lb</i>	Carga en la aleta de la viga
λ	0.473	–	Constante de esfuerzo
t_a	0.45	<i>in</i>	Espesor de la aleta en el punto de aplicación de la carga
e	2.7183	–	Constante de euler
Variable de salida			
C_{x0}	-1.008	–	Constante X_0
C_{y0}	1.302	–	Constante Y_0
σ_{x0}	-144	<i>MPa</i>	Esfuerzo en X_0
σ_{y0}	44.3	<i>MPa</i>	Esfuerzo en Y_0

Tabla 29. Cálculo de esfuerzos punto 1, IPE 270

Cálculo esfuerzos punto 1, Viga IPE 270			
$C_{x1} = 10.108 - 7.408 * \lambda - 10.108 * e^{-1.364*\lambda}$		$\sigma_{x1} = C_{x1} * \frac{Pru}{t_a^2}$	
$C_{y1} = 2.23 - 1.49 * \lambda + 1.39 * e^{-18.43*\lambda}$		$\sigma_{y1} = C_{y1} * \frac{Pru}{t_a^2}$	
Variables de entrada			
P_{ru}	3365	<i>lb</i>	Carga en la aleta de la viga
λ	0.473	–	Constante de esfuerzo
t_a	0.45	<i>in</i>	Espesor de la aleta en el punto de aplicación de la carga
e	2.7183	–	Constante de euler
Variable de salida			
C_{x1}	1.302	–	Constante X_1
C_{y1}	1.525	–	Constante Y_1
σ_{x1}	147.2	<i>MPa</i>	Esfuerzo en X_1
σ_{y1}	172.5	<i>MPa</i>	Esfuerzo en Y_1

Tabla 30. Cálculo de esfuerzos punto 2, IPE 270

Cálculo esfuerzos punto 2, Viga IPE 270			
$\sigma_{x2} = -\sigma_{x0}$		$\sigma_{y2} = -\sigma_{y0}$	
0.388 Variables de entrada			
σ_{x0}	-144	MPa	Esfuerzo en X_0
σ_{y0}	44.3	MPa	Esfuerzo en Y_0
Variable de salida			
σ_{x2}	-144	MPa	Esfuerzo en X_2
σ_{y2}	44.3	MPa	Esfuerzo en Y_2

Luego de conocer los esfuerzos en cada punto se calculará el esfuerzo combinado según lo indica la norma CMMA 74.

Tabla 31. Esfuerzos combinados en los puntos críticos.

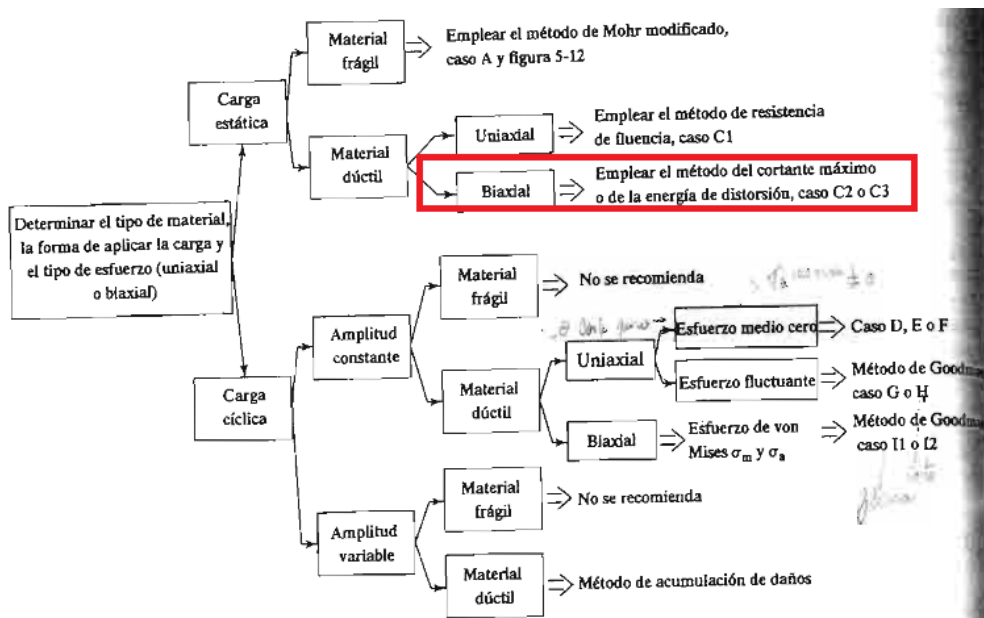
Cálculo de esfuerzos combinados IPE 300			
$\sigma_t = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x * \sigma_y + 3 * \tau_{max}}$		$\tau_{max} = \frac{V_{max}}{A}$	
Variables de entrada			
V_{max}	29.914	N	Cortante máximo
A	53.81	cm ²	Área sección transversal viga
σ_{x0}	-144	MPa	Esfuerzo en X_0
σ_{y0}	44.3	MPa	Esfuerzo en Y_0
σ_{x1}	147.2	MPa	Esfuerzo en X_1
σ_{y1}	172.5	MPa	Esfuerzo en Y_1
σ_{x2}	144	MPa	Esfuerzo en X_2
σ_{y2}	-44.3	MPa	Esfuerzo en Y_2
Variables de salida			
σ_{t0}	142	MPa	Esfuerzo combinado en el punto cero
σ_{t1}	161	MPa	Esfuerzo combinado en el punto uno
σ_{t2}	142	MPa	Esfuerzo combinado en el punto dos

Como se ve en la tabla 31 es esfuerzo combinado en ninguno de los tres puntos sobrepasa el esfuerzo permisible que es 175 MPa.

5.2.3.2 Criterio de Von Mises. Este criterio también llamado método de la energía de distorsión se considera el estimador más exacto de falla y será utilizado para realizar las respectivas verificaciones en la viga seleccionada, con el propósito de obtener la mayor fiabilidad en los cálculos realizados.

La elección de este se basa en el diagrama lógico para visualizar los métodos de análisis de diseño y se muestra a continuación.

Figura 41. Diagrama para visualizar los métodos de análisis de diseño.



Fuente: MOTT, Robert. Diseño para de elemento de máquinas. 4 ed. México: Pearson. 2006. p. 194.

Teniendo en cuenta que ya hay una viga previamente seleccionada bajo una norma, se calculará el momento máximo y cortante máximo considerando el peso de la propia viga y la carga aplicada en el centro de esta, como es conocido este es el punto crítico siendo la parte más alejada de los apoyos.

Tabla 32. Momento flector viga con carga puntual y peso propio.

Momento flector viga con carga puntual y peso propio			
$M_{max} = \frac{P * L}{4} + \frac{W * L^2}{8}$		$\text{para } x = \frac{L}{2}$	
$V_{max} = \frac{P}{2} + \frac{W * L}{2}$			
Variables de entrada			
<i>P</i>	59.828	<i>N</i>	Carga total aplicada
<i>L</i>	3.5	<i>m</i>	Longitud de la viga
<i>q</i>	481	<i>N/m</i>	Peso de la viga
Variable de salida			
<i>V_{max}</i>	30.758	<i>N</i>	Cortante máximo
<i>M_{max}</i>	53.086	<i>N * m</i>	Momento máximo en la viga

Conociendo el valor del momento máximo y la fuerza cortante máxima en la viga, se calculará el esfuerzo cortante máximo. A continuación, se presenta un esquema con los puntos B y B' de la viga, considerados críticos y que se van a evaluar, además de las respectivas medidas a utilizar y que se adjuntan en el anexo H.

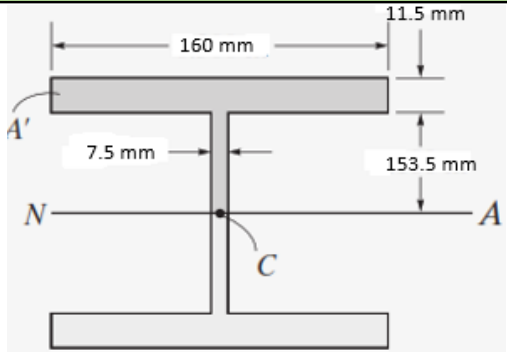
Tabla 33. Esfuerzo cortante máximo en los puntos B' y B

Esfuerzo cortante máximo punto B'			
$\tau = \frac{V * Q}{I * b}$		$Q = Y' * A'$	
$A' = b * t_f$			
Variables de entrada			
<i>V_{max}</i>	30.758	<i>N</i>	Cortante máximo
<i>b</i>	160	<i>mm</i>	Ancho de la viga
<i>I</i>	11770	<i>cm⁴</i>	Momento de inercia sección transversal
<i>t_a</i>	11,5	<i>mm</i>	Espesor de la aleta de la viga
<i>Y'</i>	159	<i>mm</i>	Distancia desde el eje neutro hasta centroide sección transversal
<i>t_w</i>	7.5	<i>mm</i>	Espesor alma de la viga
Variable de salida			
$\tau_{B'}$	0.477	<i>MPa</i>	Esfuerzo cortante máximo en B'
τ_B	10.2	<i>MPa</i>	Esfuerzo cortante máximo en B

Fuente: HIBBELER, Russell C. Mecánica de materiales. 8 ed. México: Pearson educación, 2011. p. 370.

En la tabla 33 se puede apreciar que el esfuerzo cortante máximo en el punto B es el crítico, respecto al esfuerzo en el punto B' sin embargo aún falta por analizar el punto C, ubicado en el alma de la viga. Los datos y cálculos se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 34. Esfuerzo cortante máximo en el punto C

Esfuerzo cortante máximo punto C			
$\tau = \frac{V * Q}{I * b}$ $Q = \sum Y' * A'$			
Variables de entrada			
V_{max}	30.758	N	Cortante máximo
b	160	mm	Ancho de la viga
I	11770	cm^4	Momento de inercia sección transversal
t_a	11,5	mm	Espesor de la aleta de la viga
t_w	7.5	mm	Espesor alma de la viga
Variable de salida			
τ_c	13.3	MPa	Esfuerzo cortante máximo en C

Fuente: HIBBELER, Russell C. Mecánica de materiales. 8 ed. México: Pearson educación, 2011. p. 371.

Los resultados de los cálculos de los esfuerzos muestran que en el punto C se presenta en máximo esfuerzo cortante, esto debido a que se encuentra en el centro del alma de la viga.

Ya conociendo el esfuerzo cortante máximo, se aplica el método de la energía de distorsión y de esta forma corroborar que se cumple la condición $\sigma_e \leq \sigma_y$ y también se podrá conocer de cuánto es el factor de seguridad que posee la viga según el mismo criterio.

Tabla 35. Cálculo factor de seguridad y esfuerzo por Von Mises

Esfuerzo factor de seguridad por Von Mises			
$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_{max})^2 + 3 * (\tau)^2}$		$n_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_e}$	
Variables de entrada			
τ_C	13.3	<i>MPa</i>	Esfuerzo cortante máximo en C
σ_{max}	160	<i>MPa</i>	Esfuerzo máximo
σ_y	315	<i>MPa</i>	Esfuerzo de fluencia
Variable de salida			
σ_e	161.6	<i>MPa</i>	Esfuerzo criterio Von Mises
n_s	2	-	Factor de seguridad por Von Mises

El esfuerzo calculado por el método de Von mises es menor al esfuerzo de fluencia, por lo tanto, si cumple la desigualdad $\sigma_e \leq \sigma_y$ además se calculó el factor de seguridad de la viga n_s el cual es muy similar al adoptado en los otros criterios de diseño utilizados anteriormente. Este factor de seguridad nos muestra que la viga estará protegida 2 veces contra la flexión.

5.2.3.3 Resistencia por fatiga. La resistencia a la fatiga de un material es su capacidad de resistir cargas de fatiga, en general es el valor del esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad dada de ciclos de carga.¹⁰

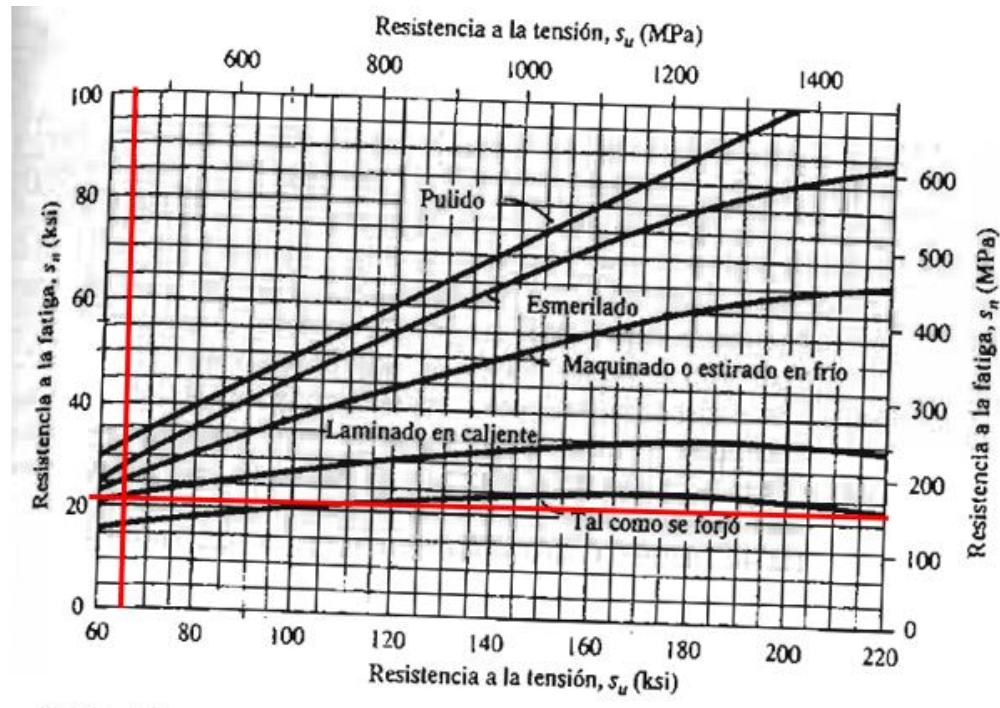
Para realizar el cálculo de la resistencia a la fatiga de la viga se deben tener en cuenta varios factores de fondo que abarcaran aspectos como el tamaño, la carga, temperatura, manufactura de la viga, entre otros que se presentan seguidamente:

- **Resistencia a la fatiga modificada (S_n).** Este factor tiene en cuenta el acabado superficial de la viga, puesto que los materiales están expuestos a

¹⁰ MOTT, Robert. Diseño para de elemento de máquinas. 4 ed. México: Pearson. 2006. p. 172.

irregularidades las cuales incrementan los esfuerzos internos y pueden llegar a ocasionar fallas por fatiga, para su cálculo se debe tener presente el valor de la resistencia última de tensión del material ($S_u = 425 \text{ MPa}$) dicho valor se puede verificar en el Anexo B: propiedades del material de la viga.

Figura 42. Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a tensión



MOTT, Robert. Diseño para de elemento de máquinas. 4 ed. México: Pearson. 2006. p. 175.

De la gráfica se obtiene el valor de la resistencia a la fatiga modificada

$$S_n = 150 \text{ MPa}$$

- **Factor de material (C_m):** En la siguiente figura se consideran los principales métodos de fabricación en los que se utiliza acero o hierro, la viga a utilizar se fabricó utilizando acero colado.

Figura 43. Factor de material.

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:	$C_m = 0.66$

MOTT, Robert. Diseño para de elemento de máquinas. 4 ed. México: Pearson. 2006. p. 174.

De acuerdo a la figura 46 el factor del material es el siguiente:

$$C_m = 0.8$$

- **Factor de tipo de esfuerzo (C_{st}):** En este factor se considera el tipo de esfuerzo al cual está sometida la viga.

Figura 44. Factor tipo 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.

MOTT, Robert. Diseño para de elemento de máquinas. 4 ed. México: Pearson. 2006. p. 174.

La carga aplicada genera un esfuerzo axial, por lo tanto, el factor de tipo de esfuerzo es:

$$C_{st} = 1.0$$

- **Factor de confiabilidad (CR).** Es aconsejable diseñar para tener una mayor confiabilidad entre 90%-99.9% de acuerdo con el dispositivo o mecanismo que se esté diseñando, para este caso en particular de la viga IPE se elige una confiabilidad del 99.9%.

Figura 45. 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

MOTT, Robert. Diseño para de elemento de máquinas. 4 ed. México: Pearson. 2006. p. 175.

Para una confiabilidad de 99.9% el factor es el siguiente:

$$C_R = 0.75$$

- **Factor de tamaño (C_s):** En este factor se considera de acuerdo al tipo de sección que se vaya a evaluar, que para este caso es una sección rectangular y se tendrán en cuenta las relaciones que muestra la siguiente tabla, las cuales son tomadas del libro de Mott.¹¹

¹¹ MOTT, Robert. Diseño para de elemento de máquinas. 4 ed. México: Pearson. 2006. p. 178.

Tabla 36. Cálculo del factor de tamaño.

Factor de tamaño			
$D_e = 0.808 * \sqrt{h_{cs} * b}$		$C_s = \left(\frac{D_e}{7.62}\right)^{-0.11}$	
$h_{cs} = 0.025 * h$		para $7.62 < D \leq 50$	
Variables de entrada			
h	330	mm	Longitud exterior o altura de la viga
b	160	mm	ancho de la viga
Variable de salida			
D_e	29.4	mm	Diametro equivalente
h_{cs}	8.25	mm	Altura modificada
C_s	0.86	–	Factor de tamaño

Ya calculados y definidos todos los factores anteriores se calcula el último factor conocido como resistencia a la fatiga modificada real ($S'n$).

Tabla 37. Cálculo fatiga estimada real.

Fatiga estimada			
$S'n = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s$			
Variables de entrada			
S_n	152	MPa	Fatiga modificada
C_m	0.8	–	Factor de material
C_{st}	1.0	–	Factor de esfuerzo
C_R	0.75	–	Factor de confiabilidad
C_s	0.86	–	Factor de tamaño
Variable de salida			
$S'n$	78.4	MPa	Fatiga estimada real

Se calculará el factor de seguridad de la viga utilizando la ecuación de diseño de Goodman en la cual se incluirán los esfuerzos máximos y mínimos que se calcularon anteriormente. Consideran el esfuerzo máximo cuando la viga está sosteniendo la carga crítica, el peso de los accesorios y la viga. El esfuerzo mínimo se asumió cuando la viga únicamente soporta el peso de los accesorios y el peso propio. (ver anexo I).

Tabla 38. Cálculo factor de seguridad

Factor de seguridad			
$\frac{K_t * \sigma_a}{S'_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N} \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \sigma = \frac{M}{S}$			
Variables de entrada			
K_t	1	–	Factor de concentración de esfuerzo
M_{max}	53.086	$N * m$	Momento máximo de la viga
M_{min}	2528.5	$N * m$	Momento mínimo de la viga
S'_n	78.4	MPa	Fatiga estimada real
S_{ut}	425	MPa	Esfuerzo último del material
S	713	cm^3	Módulo de sección transversal
Variable de salida			
σ_m	39	MPa	Esfuerzo medio
σ_a	35.4	MPa	Esfuerzo alternante
N	1.8	–	Factor de seguridad

Se obtiene un factor de seguridad el cuál se encuentra en los rangos recomendados y reafirma que la viga cumple con los requisitos para levantar la carga requerida.

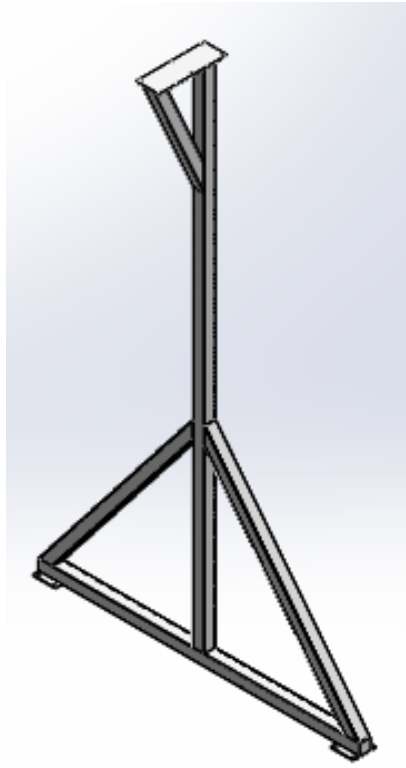
Con la verificación por fatiga se finaliza el diseño de la viga principal la cuál fue verificada por varios métodos y por la normativa vigente para tener plena seguridad que no va a presentar ningún fallo inesperado siguiendo las recomendaciones.

5.2.4 Cálculo de la columna. En la figura 46 se puede observar que la viga principal estará ubicada sobre una estructura conformada por 5 elementos, principalmente las columnas, quienes reciben la directamente la carga de las reacciones generadas por la viga IPE en el momento de levantar la carga y en las situaciones críticas de arranque y frenado. A continuación, se realiza los cálculos respectivos para su selección y diseño.

Figura 46. Estructura Pórtico



Figura 47. Columna pórtico



Selección del perfil: Para la selección del perfil se usará una sección transversal cuadrada la cual presenta como ventajas un radio de giro de constante respecto a su centroide, presentan excelente resistencia a la torsión y son más fáciles de pintar.

Selección tamaños del perfil: Se usará un perfil de 100x100x4 de material ASTM A 500 grado C el cual se halló calculando la capacidad a la carga de diferentes tamaños y este fue el más adecuado para soportar los 60000 [N] de carga del sistema.

Para los cálculos del perfil adecuado primero se debe conocer el radio de giro (Ver anexo I)

$$r = 0,03923 [m]$$





Se procede a calcular la longitud efectiva de la columna (L_e) para ello se debe conocer la constante K (Ver figura 48) la cual depende de la fijación de los extremos de la columna, para este caso el valor de este factor K será de 1,2.

Figura 48. Valor del factor K.

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. 2ed. México: Alfaomega, 2002. P. 141

Tabla 39. Cálculo longitud efectiva

Longitud efectiva			
$L_e = K * L$			
Variables de entrada			
K	1,2		Constante que depende de los extremos
L	4,5	m	Longitud real de la columna
Variable de salida			
L_e	5,4	m	Longitud efectiva

Conociendo la longitud efectiva se procede a calcular la relación de esbeltez (R_e) que es el cociente de la longitud efectiva de la columna entre su radio de giro¹².

Tabla 40. Cálculo relación de esbeltez

Relación de esbeltez			
$R_e = \frac{L_e}{r}$			
Variables de entrada			
L_e	5,4	m	Longitud efectiva
r	0,03923	m	Radio de giro
Variable de salida			
R_e	137,7		Relación de esbeltez

Se debe calcular la constante de columna que posteriormente será comparada con la relación de esbeltez.

Tabla 41. Cálculo constante de columna

Constante de columna			
$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{S_y}}$			
Variables de entrada			
E	2,00E+11	Pa	Módulo de elasticidad del material de la columna
S_y	3,17E+08	Pa	Resistencia de fluencia del material
Variable de salida			
C_c	111,5		Constante de columna

Para este caso la relación de esbeltez es mayor que la constante de la columna, por lo cual la columna será larga, entonces se debe emplear la ecuación de Euler para

¹² MOTT, Robert. Columnas. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson education, 2006. P. 234.

calcular la carga crítica¹³, y luego se hallará la carga admisible aplicando un factor de diseño como se indica en la figura 39.

Se toma nuevamente el factor de seguridad para estructuras bajo cargas estáticas, para las cuales hay un alto grado de confianza, que fue el mismo criterio utilizado en la viga IPE.

Tabla 42. Análisis de columnas largas, formula de Euler


Análisis de columnas largas: Formula de Euler			
$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * A}{\left(\frac{K * L}{r}\right)^2}$			
Variables de entrada			
<i>E</i>	2,E+11	<i>Pa</i>	Módulo de elasticidad
<i>A</i>	0,001536	<i>m</i> ²	Área de la sección transversal
<i>K</i>	1,2		Constante que depende del extremo
<i>r</i>	0,03923	<i>m</i>	Radio de giro
<i>L</i>	4,5	<i>m</i>	Longitud real de la columna
Variable de salida			
<i>P_{cr}</i>	159905	<i>N</i>	Carga crítica

Tabla 43. Cálculo carga admisible

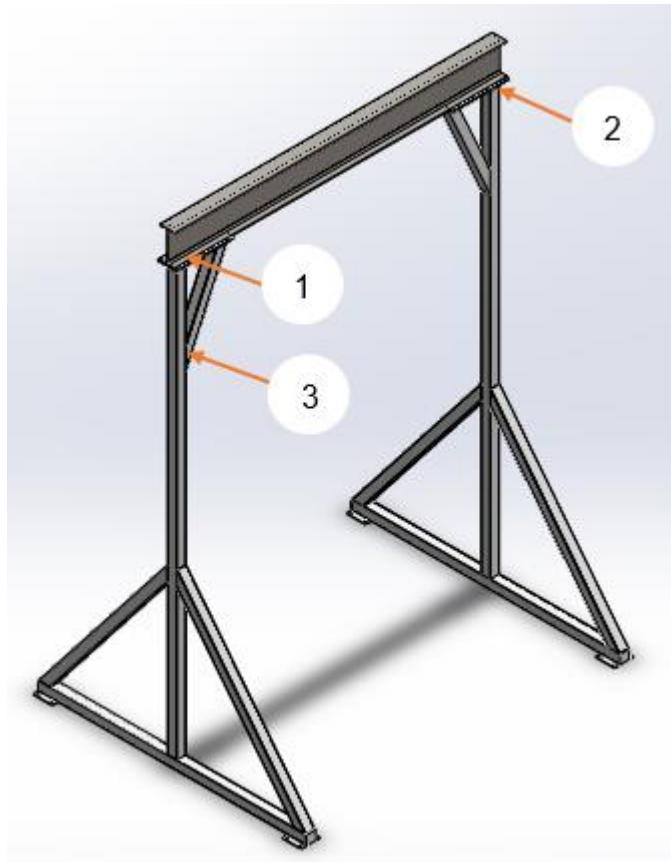
Carga admisible			
$P_a = \frac{P_{cr}}{N}$			
Variables de entrada			
<i>P_{cr}</i>	159905	<i>N</i>	Carga crítica
<i>N</i>	2		Factor de diseño
Variable de salida			
<i>P_a</i>	79952	<i>N</i>	Carga admisible

¹³ MOTT, Robert. Columnas. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson education, 2006. P. 235.

Se recomienda que la carga real aplicada P debe ser menor a la carga admisible P_a^{14} por lo tanto la columna soportara los 59.820[N] que debe levantar el pórtico móvil.

5.2.5 Cálculo de soldadura. El pórtico móvil tendrá varias partes en las cuales es necesario el uso de la soldadura como elemento de unión, para garantizar que el sistema se comporte rígido. Estas uniones tendrán que soportar las cargas transmitidas en el pórtico móvil por ello se seleccionaron los puntos más críticos de cada subsistema para realizar el cálculo de soldadura. Las partes que están unidas mediante soldadura se encuentran enumeradas en la figura 49.

Figura 49. Puntos críticos de soldadura



¹⁴ MOTT, Robert. Columnas. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson education, 2006. p. 238.

Para el diseño de soldadura se debe conocer el número del electrodo que sea recomendable, esto depende del tipo de acero que se va a soldar, el número de electrodo recomendado se presenta en la tabla 43.

Tabla 44. Esfuerzos cortantes admisibles sobre soldadura de chaflán

A. Acero		
Tipo de electrodo	Metales típicos que se unen (grado ASTM)	Esfuerzo cortante admisible
E60	A36, A500	18 ksi (124 MPa)
E70	A242, A441	21 ksi (145 MPa)
E80	A572, Grado 65	24 ksi (165 MPa)
E90		27 ksi (186 MPa)
E100		30 ksi (207 MPa)
E110		33 ksi (228 MPa)

Fuente: MOTT, Robert. Diseño para de elemento de máquinas. 4 ed. México: Pearson. 2006. p. 783

Para este caso como se va a trabajar con un acero ASTM A36 y ASTM A500 se recomienda utilizar el electrodo E60.

Tabla 45. Propiedades del material de aporte

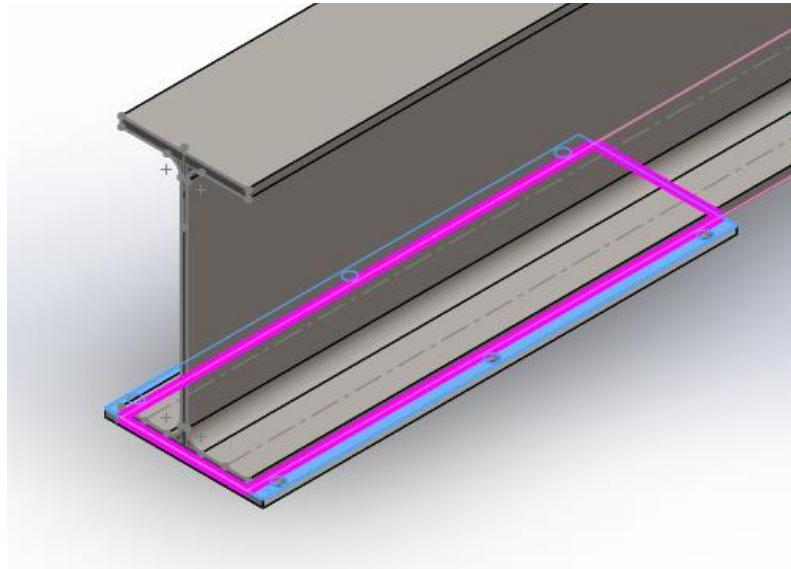
Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Fuente: BUDYNAS, Richard G y NISBETT, J. Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shingley. 9 ed. Mexico: Mc Graw Hill. 2012. Pág. 472

5.2.5.1 Soldadura de la viga principal a la platina. Para el diseño del pórtico móvil es necesario el uso de platinas para unir la viga IPE a la columna, estas

platinas irán soldadas en las esquinas de la viga IPE (Punto 1) como se observa en la figura 50.

Figura 50. Unión soldada de la viga a la platina

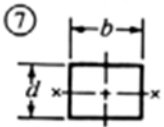


La soldadura será sometida a un esfuerzo a compresión directa y a flexión causada por la carga de 60000 [N] sobre la viga IPE.

Primero se debe calcular el factor geométrico A_w^{15} como se muestra a continuación.

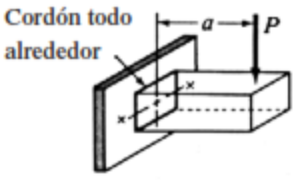
¹⁵ MOTT, Robert. Columnas. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson education, 2006. p. 786.

Tabla 46. Factor geométrico A_w

Factor geométrico A_w			
$A_w = 2b + 2d$			
Variables de entrada			
b	23,62	<i>in</i>	Largo
d	6,30	<i>in</i>	Ancho
Variable de salida			
A_w	59,84	<i>in</i>	Longitud soldadura

Luego se debe calcular el factor J_w^{16} como se muestra a continuación.

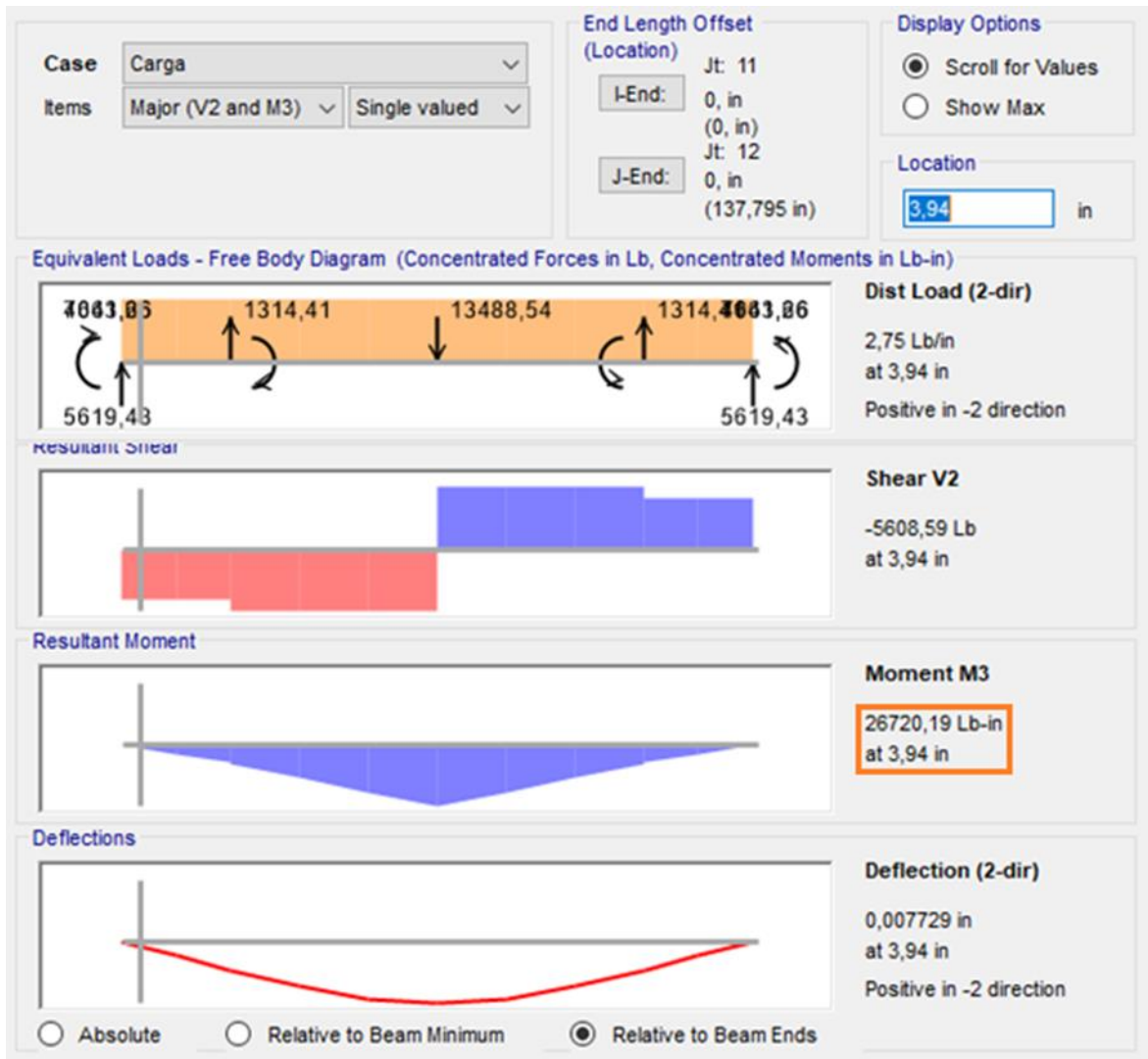
Tabla 47. Factor geométrico S_w

Factor geométrico S_w			
$S_w = bd + \frac{a^2}{3}$			
Variables de entrada			
b	23,62	<i>in</i>	Largo
d	6,30	<i>in</i>	Ancho
Variable de salida			
S_w	162,04	in^2	Factor geométrico flexión

Ahora se procede a hallar las fuerzas por compresión y el momento producido por la flexión de la viga usando el programa SAP 2000 que permite hallar los valores a 3,94 [in] de la esquina de la viga IPE debido a que esta distancia es el centroide del cordón de soldadura y se muestra a continuación.

¹⁶ MOTT, Robert. Columnas. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson education, 2006. P. 786.


Figura 51. Cálculos viga IPE en SAP 2000



Para la fuerza a compresión se toma el valor de la carga de 60000 [N] que equivale a 13488,54 [lb].

Ahora se calcula la fuerza por pulgada de soldadura a compresión como se muestra a continuación.

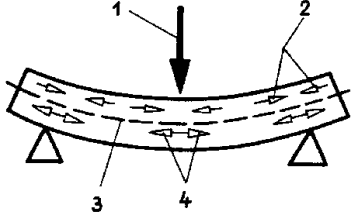
Tabla 48. Fuerza debido a la compresión directa

Fuerza debido a la compresión directa			
$f_c = \frac{P}{A_w}$			
Variables de entrada			
P	13488,54	lb	Carga
A_w	59,84	in	Factor geometrico A_w
Variable de salida			
f_c	225,41	lb/in ²	Fuerza compresión

Esta fuerza actúa verticalmente hacia abajo en todas las partes de la soldadura.

Ahora se calcula la fuerza por pulgada de soldadura a flexión como se muestra a continuación.

Tabla 49. Fuerza debido a la flexión

Fuerza debido a la flexión			
$f_f = \frac{M}{S_w}$			
Variables de entrada			
M	26720,19	in	Momento
S_w	162,04	in	Factor geometrico S_w
Variable de salida			
f_f	164,90	lb/in	Fuerza flexión

El momento de flexión causa una fuerza horizontal a lo largo de la viga IPE.

Luego se calcula la fuerza resultante producida por las dos fuerzas halladas anteriormente.

Tabla 50. Fuerza resultante

Fuerza resultante			
$f_R = \sqrt{f_f^2 + f_c^2}$			
Variables de entrada			
f_f	164,90	lb/in	Fuerza flexión
f_c	225,41	lb/in	Fuerza compresión
Variable de salida			
f_R	279,29	lb/in	Fuerza resultante

Para finalizar calculamos el tamaño mínimo de cordón de soldadura teniendo que seleccionamos un electrodo E60.

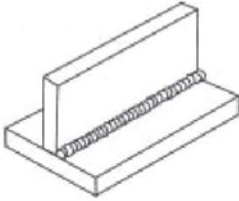
De la tabla 50 obtenemos la fuerza admisible por pulgada de lado para el electrodo E60.

Tabla 51. Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldadura.

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

Fuente: MOTT, Robert. Diseño para de elemento de máquinas. 4 ed. México: Pearson. 2006. p. 785

Tabla 52. Tamaño cordón de soldadura

Tamaño cordón de soldadura			
$W = \frac{f_R}{f_a}$			
Variables de entrada			
f_R	279,29	lb/in	Fuerza resultante
f_a	8800	lb/in^2	Fuerza admisible
Variable de salida			
W	0,032	lin	Tamaño cordón de soldadura

El tamaño mínimo del cordón de soldadura para unir la platina a la viga IPE es aproximadamente de 1 [mm], en el anexo J se analizaron los demás puntos críticos para una correcta aplicación del tamaño y el lugar del cordón de soldadura para evitar que el sistema falle.

5.3 SIMULACION PÓRTICO

El proceso de simulación se ha realizado mediante el programa SolidWorks, el cual permite diseñar piezas y estructuras en 3D, en este caso se usó la herramienta de piezas soldadas la cual permite diseñar una estructura como una única pieza.

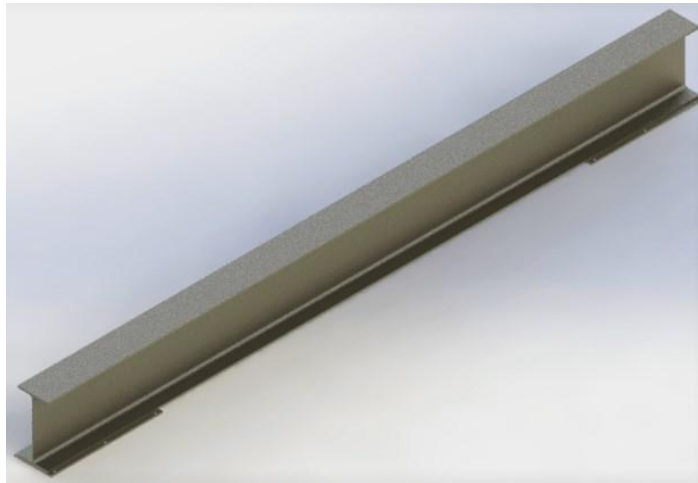
Los croquis 2D y 3D definen la estructura básica. Luego se importan desde una biblioteca previamente descargada de SolidWorks el tipo de perfil y agrega una operación de pieza soldada con una configuración derivada (como soldada) entre los elementos de la estructura.

El programa también crea ensamblajes de las estructuras básicas para formar una estructura más compleja permitiendo añadir conectores desde una base de datos, también tiene un complemento llamado Simulation, que permite realizar los cálculos de tensión axial, flexión, deformación y el factor de seguridad para la estructura.

A continuación, se muestran las estructuras modeladas mediante piezas soldadas necesarias para los análisis posteriores.

5.3.1 Viga

Figura 52. Viga IPE modelada en SolidWorks



Pieza compuesta por un perfil IPE 330 de 3,5 metros de longitud con dos placas soldadas en la parte inferior de calibre 3/8" con seis agujeros en cada placa encargados de unir la viga con la columna por medio de tornillos.

5.3.2 Columna

Figura 53. Columna modelada en SolidWorks.



Consta de 6 elementos de perfil cuadrado hueco importado de la biblioteca de perfiles ISO en SolidWorks y soldados. Se le agregaron dos placas de calibre 3/8" en la parte inferior con cuatro agujeros para atornillar las ruedas a la estructura y otra placa de calibre 3/8 en la parte superior con seis agujeros para atornillar con la viga IPE.

5.3.3 Ensamblaje para la simulación de la estructura

Figura 54. Ensamblaje modelado con SolidWorks



5.3.4 Material. El primer paso para realizar la simulación es definir el material de las piezas. En nuestro caso toda la estructura es formada por perfiles de acero ASTM A 500 grado C con las siguientes características:

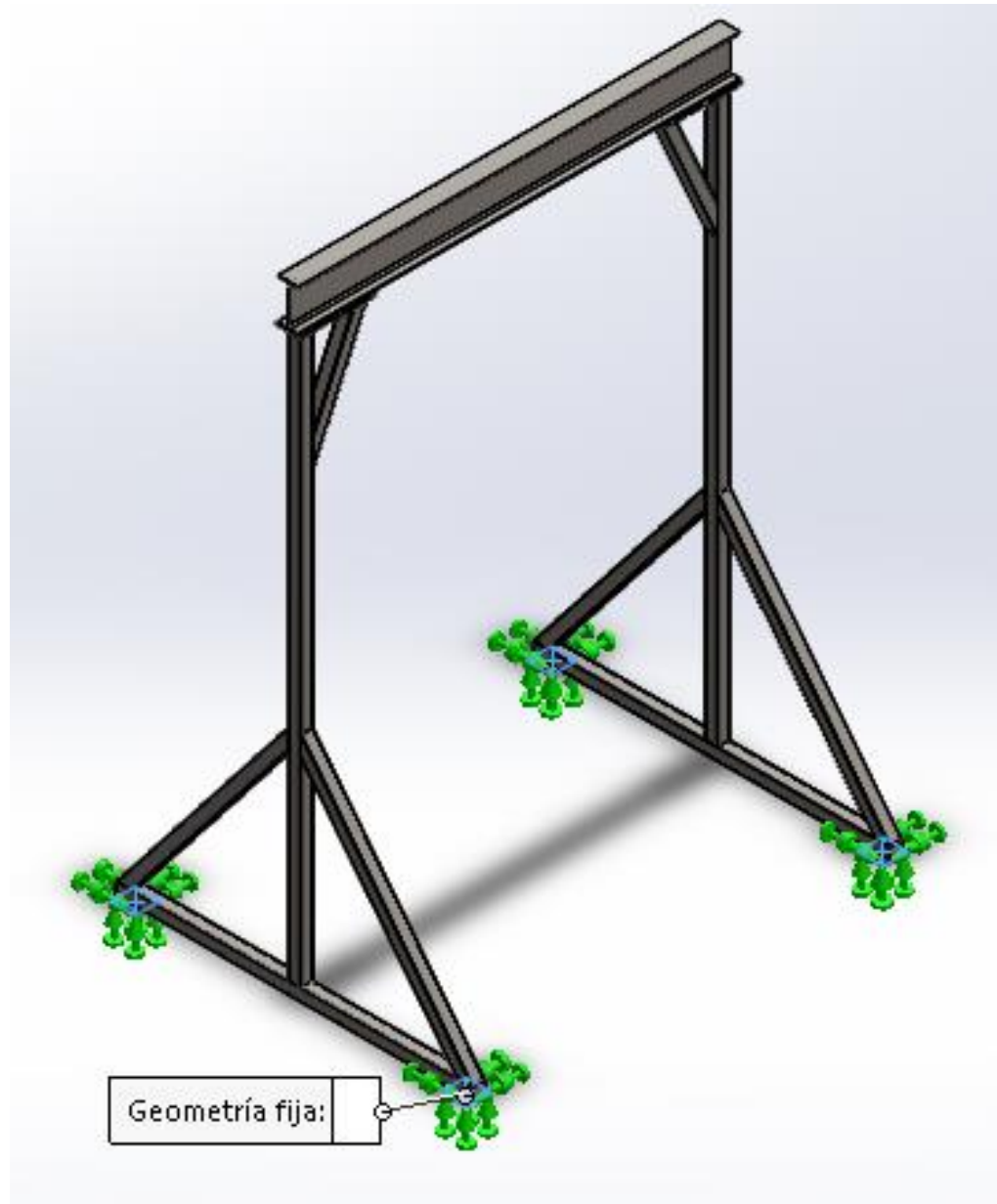
Tabla 53. Material de la viga IPE

Material de la estructura	
Nombre:	Acero ASTM A 500 Grado C
Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de Von Mises
Módulo elástico:	1,999e+11 [N/m ²]
Coefficiente de Poisson:	0,3
Módulo cortante:	7,69e+10 [N/m ²]
Densidad de masa:	7849 [kg/m ³]
Límite de tracción:	4,275e+8 [N/m ²]
Límite elástico:	3,447e+8 [N/m ²]

5.3.5 Sujeciones pórtico móvil. En la realidad las láminas de la parte inferior de la columna están unidas a unas ruedas que pueden girar permitiendo al pórtico móvil desplazarse. Para la simulación eliminamos las ruedas y posicionamos las sujeciones en la cara inferior de la lámina calibre 3/8”.

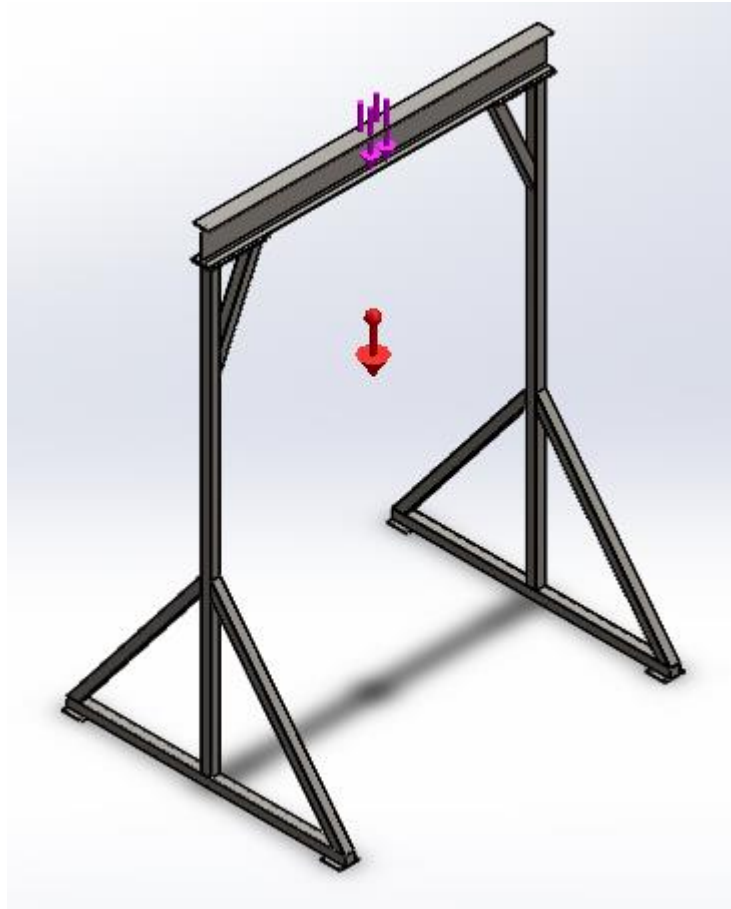
Por lo tanto, la sujeción se realiza sobre la cara inferior de la lámina bloqueando el desplazamiento en todas las direcciones como se ilustra en la figura 55.

Figura 55. Sujeciones ensamble



5.3.6 Cargas externas pórtico móvil. Tenemos una carga que se aplica en cuatro puntos cerca al centro de la viga IPE de 15000 [N] cada una, la cual está dada por el peso de la carrocería que se debe elevar para ubicarla sobre el chasis. También lleva el peso de los elementos de la estructura.

Figura 56. Carga de la carrocería sobre el ensamble



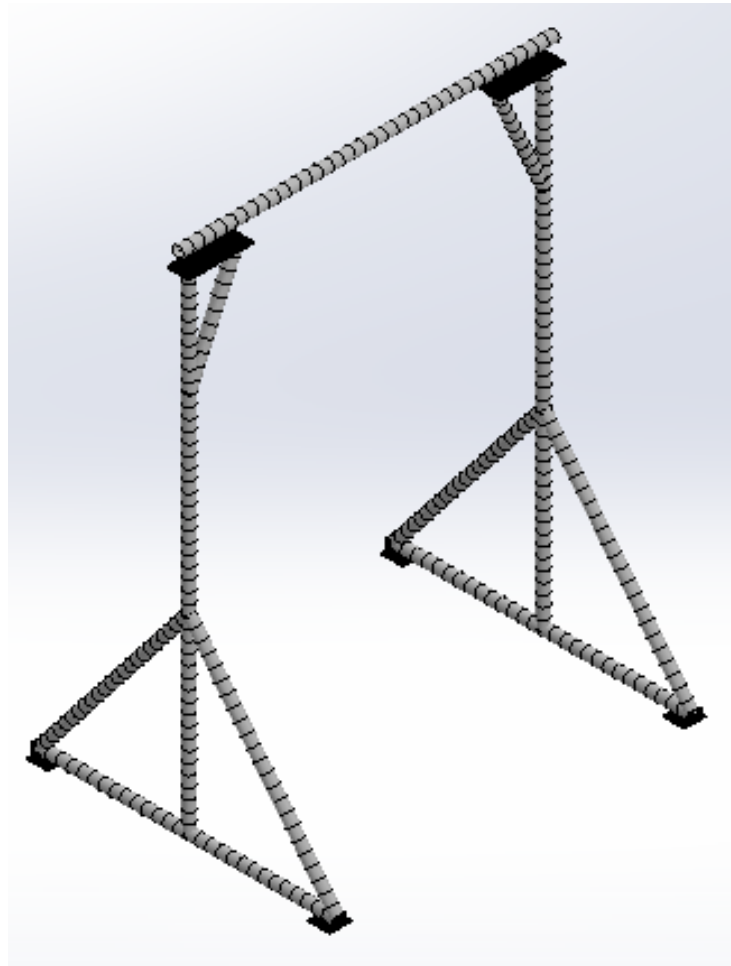
5.3.7 Mallado pórtico móvil. Una vez establecidas las conexiones, sujeciones y cargas procedemos a realizar el mallado del ensamble. Para ello el programa crea una malla sólida con elementos mixtos en toda la estructura.

Tabla 54. Mallado estructura

Mallado	
Tipo de malla:	Malla mixta
Mallado utilizado:	Malla estándar
Puntos Jacobianos:	4 puntos
Tamaño elemento:	24,1385 [mm]
Tolerancia:	1,20692 [mm]
Calidad de malla:	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos:	25698

Número total de elementos:	13348
-----------------------------------	-------

Figura 57. Mallado ensamblaje

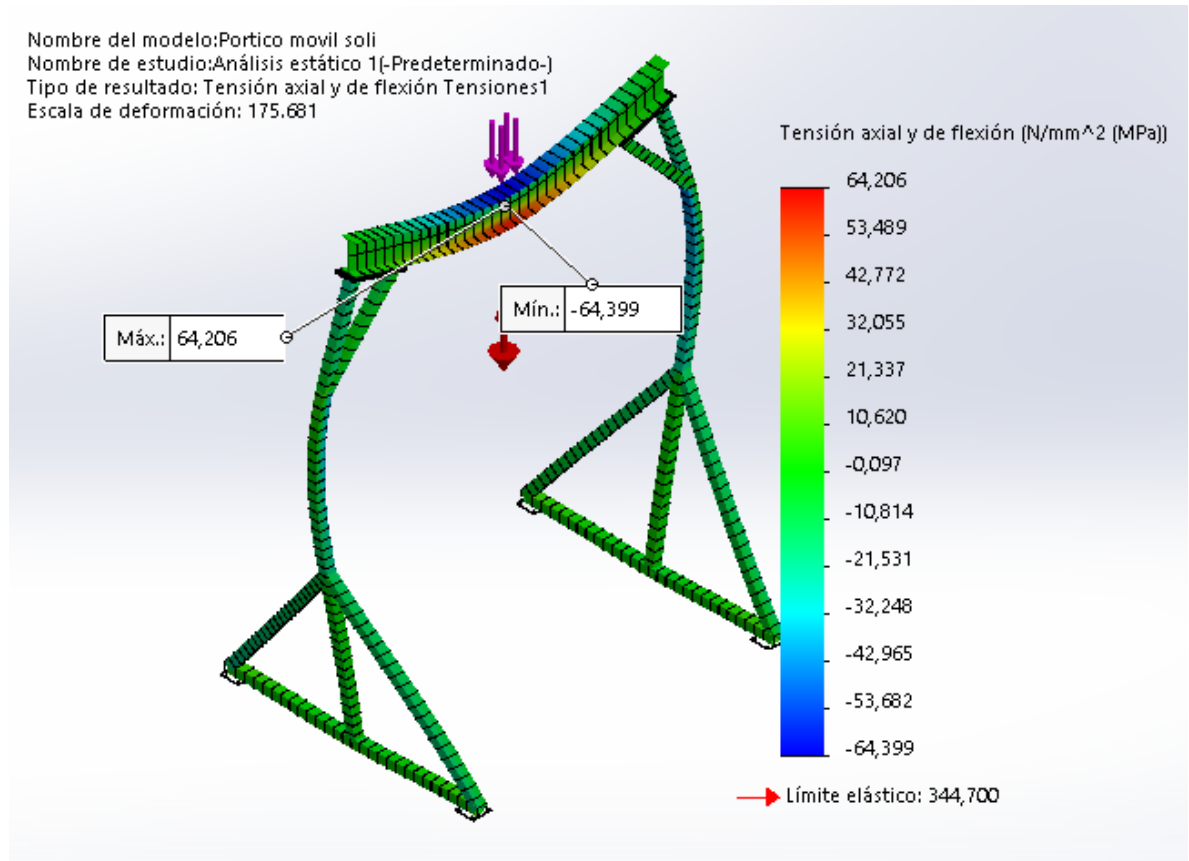


5.3.8 Ejecución pórtico móvil. Después del mallado, el programa SolidWorks con la herramienta simulation se calcula tensiones, desplazamientos y factor de seguridad. En este análisis del pórtico móvil verificaremos los cálculos obtenidos anteriormente y los puntos críticos de la estructura.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos:

5.3.8.1 Tensión de Von Mises

Figura 58. Simulación tensión Von Mises



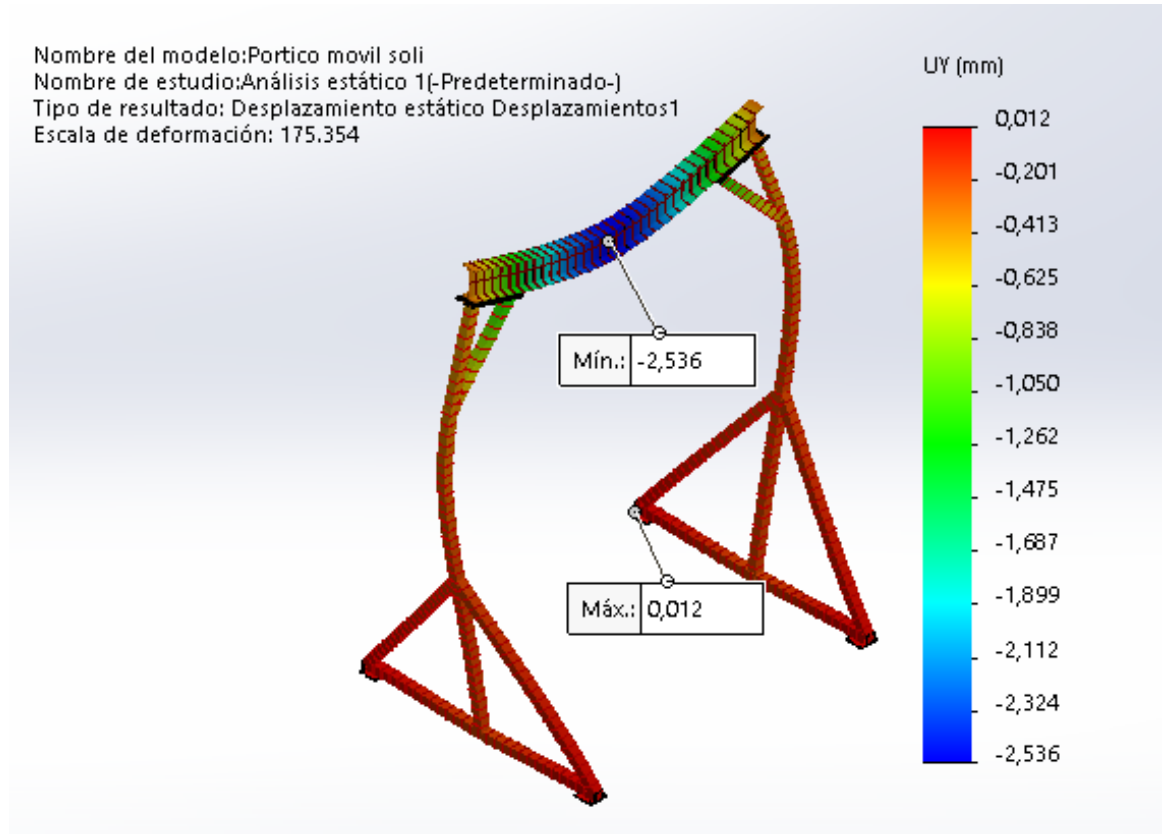
Se muestra el resultado de las tensiones de Von Mises a la que está sometido el pórtico móvil, por medio de una gama cromática en la que las zonas rojas-amarillas son las que se encuentran a tensión, mientras las zonas azules se encuentran a compresión.

Como se observa en la figura 58 la tensión más elevadas se encuentra en la posición central de la viga IPE con un valor de 64,399 [MPa], debido que es allí donde se concentra el esfuerzo dado por la carga y es el punto más crítico de la viga.

La columna está sometida a tensiones del orden de los 10 [MPa] representado por la región de color verde claro en la figura 58, en conclusión, la viga es el elemento más crítico en el análisis de tensiones.

5.3.8.2 Desplazamiento viga

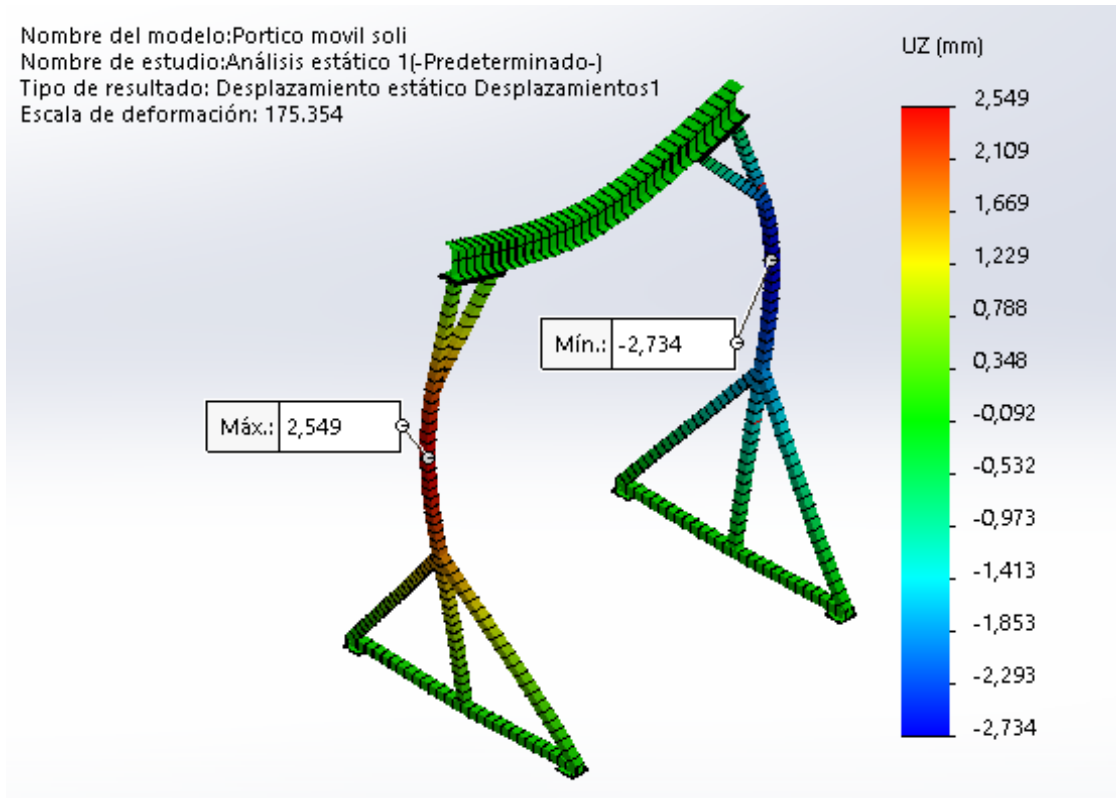
Figura 59. Desplazamiento en el eje Y



Como es de esperarse la mayor deformación de la viga está en el centro con un valor de 2,536 [mm], esto es debido a que la carga está ubicada en ese punto, el cual es crítico, pero este valor de deformación no es elevado y por norma es admisible.

5.3.8.3 Desplazamiento columna

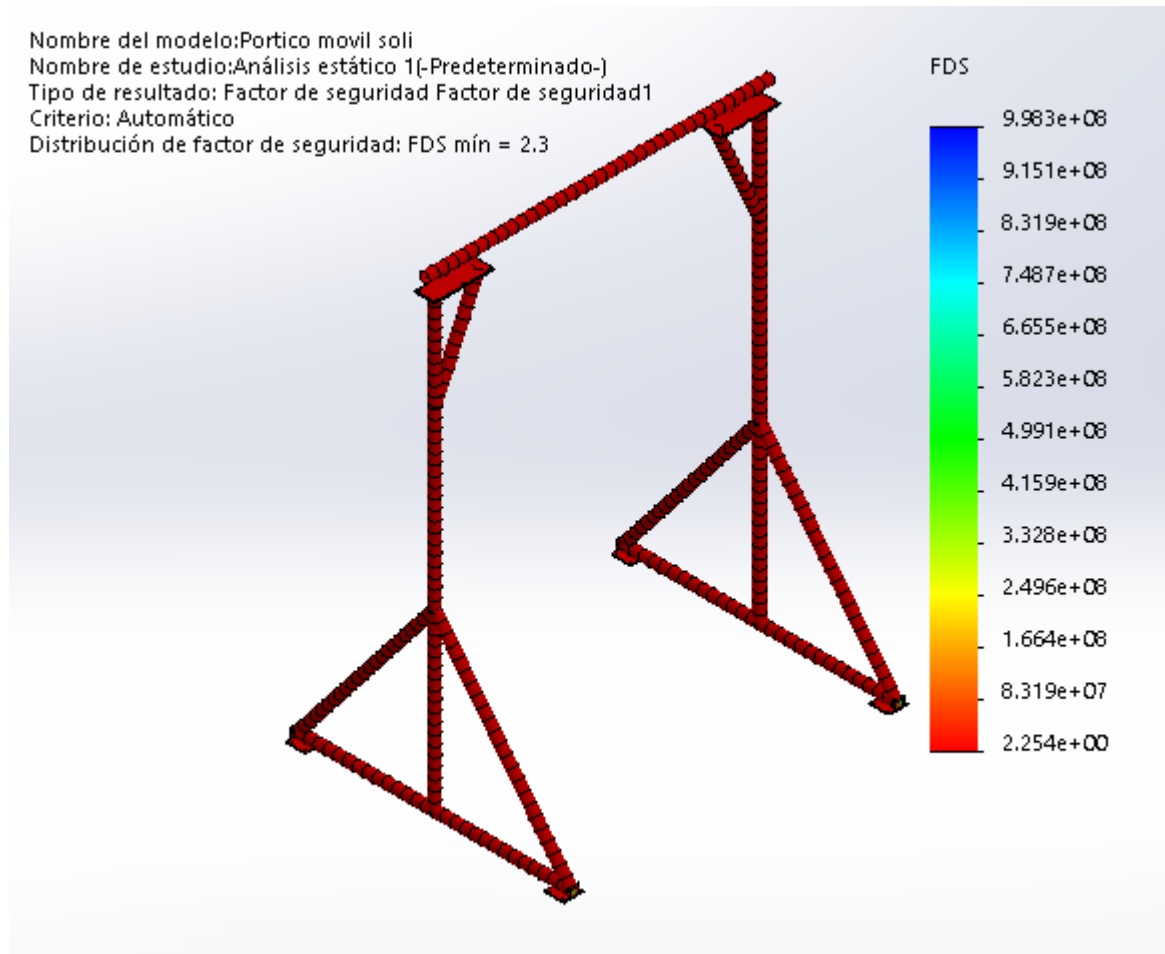
Figura 60. Desplazamiento en el eje Z



El peso colocado en la viga obliga a la columna a flexionar hacia donde se encuentra ubicada la carga. por lo tanto, es lógico que se deforme en una posición muy cercana al centro de la columna. Esta deformación máxima es de 2,734 [mm].

5.3.8.4 Factor de seguridad Esta estructura está diseñada para soportar 2,3 veces la carga, debido a que el personal de operación va a estar en contacto con la estructura se tiene que sobredimensionar para evitar que falle.

Figura 61. Factor de seguridad pórtico móvil

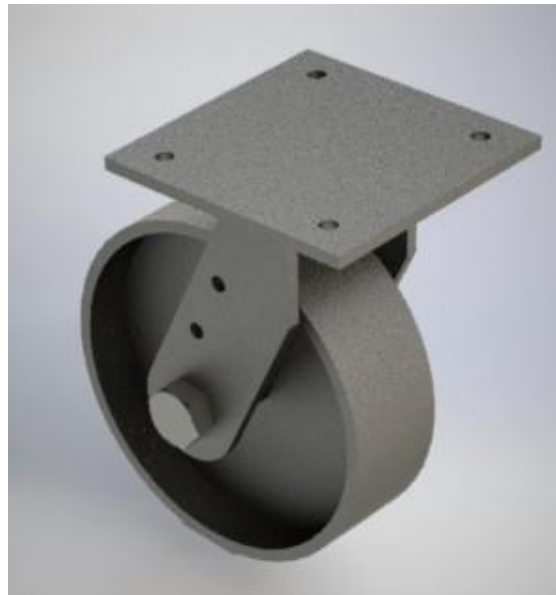


5.4 Subsistema de rueda y frenado

Las ruedas tienen como objetivo permitir el desplazamiento del pórtico en las direcciones perpendiculares a la carga, para poderlo trasladar de un lugar a otro debido a que se necesita en diferentes lugares, además permite ajustar la posición correcta de la carrocería que se debe elevar.

5.4.1 Ensamblaje ruedas. Para el ensamble de las ruedas primero se realizaron las piezas necesarias por separado, luego con ayuda de la herramienta de SolidWorks de ensamble se unieron de manera rígida como si estuvieran soldadas para finalizar con la simulación y el análisis de resultados.

Figura 62. Ensamble ruedas modelado en SolidWorks



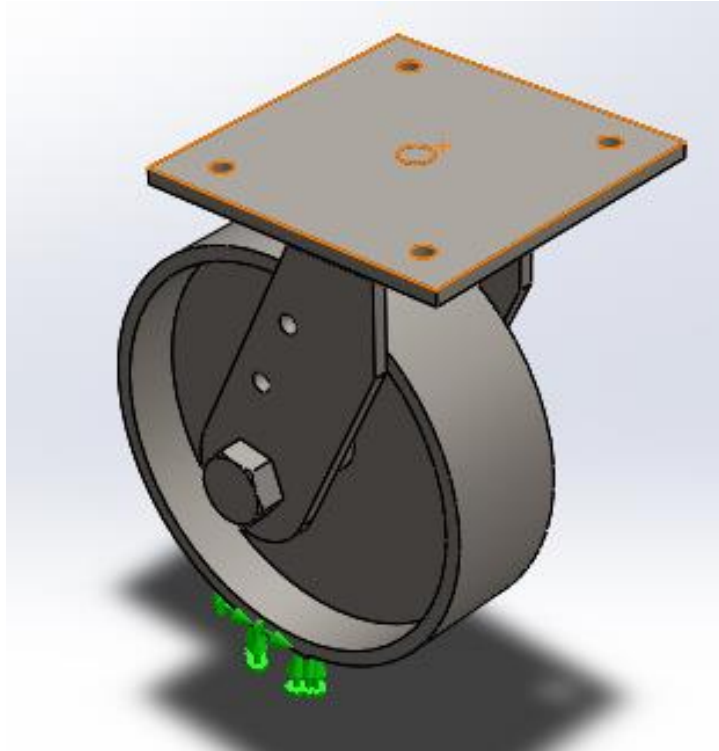
5.4.2 Material. El primer paso para realizar la simulación es definir el material de las piezas. En nuestro caso toda la estructura es formada por piezas de acero ASTM A36 con las siguientes características:

Tabla 55. Material ruedas

Material de la estructura	
Nombre:	Acero ASTM A36
Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de fallos predeterminado:	Tensión máxima de Von Mises
Módulo elástico:	2,00e+11 [N/m ²]
Coeficiente de Poisson:	0,26
Módulo cortante:	7,93e+10 [N/m ²]
Densidad de masa:	7850 [kg/m ³]
Límite de tracción:	4,00e+8 [N/m ²]
Límite elástico:	2,50e+8 [N/m ²]

5.4.3 Sujeciones rueda. En realidad, la rueda puede desplazarse en dos direcciones, pero para este caso se sujetará la parte inferior de la rueda bloqueando el movimiento del sistema.

Figura 63. Sujeciones de la rueda



5.4.4 Cargas externas. Esta carga es la resultante de los apoyos en la simulación anterior y SolidWorks tiene la herramienta que permite calcularlas, como se muestra en la figura 63, el valor de la resultante que deben soportar las ruedas es de 16300 [N] y está ubicada en la placa superior de la rueda la cual va a estar unida mediante tornillos a la placa base de la columna del pórtico móvil.

Figura 64. Resultantes en los apoyos

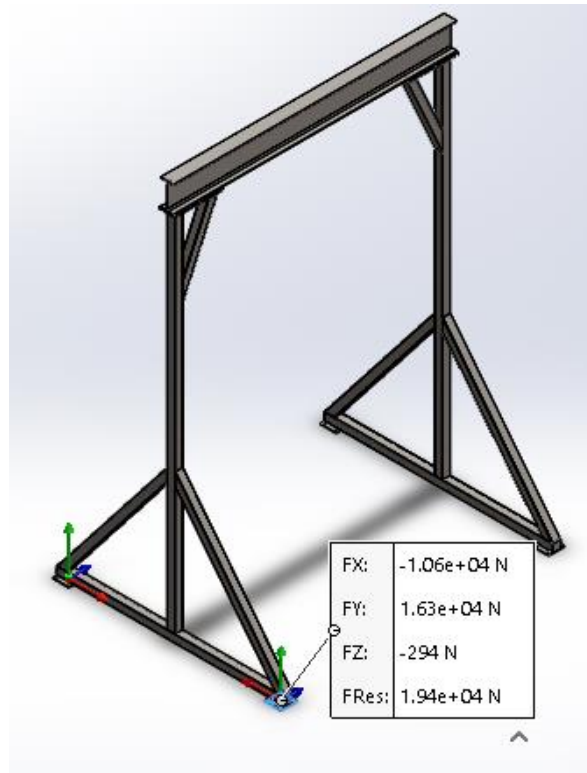
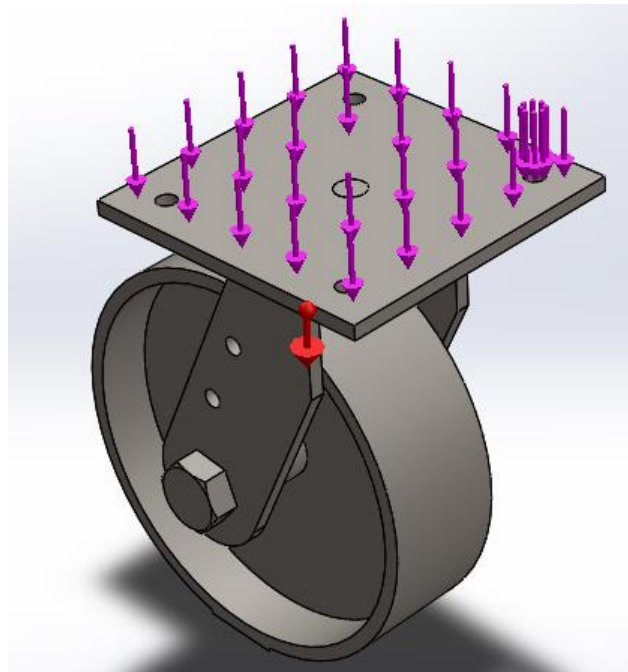


Figura 65. Carga de las ruedas

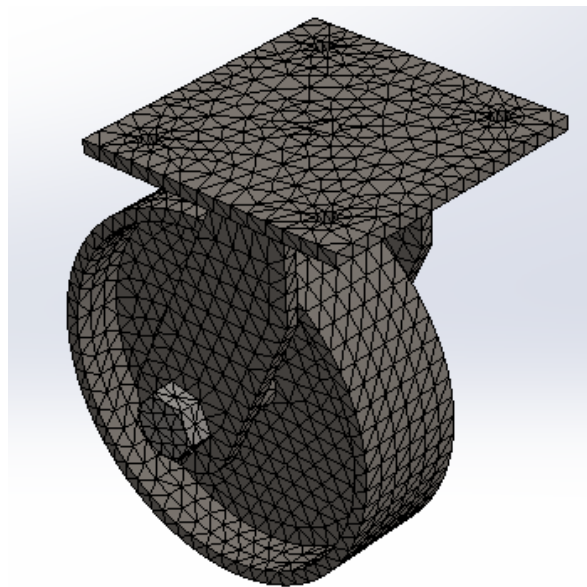


5.4.5 Mallado de las ruedas. Una vez establecidas las conexiones, sujeciones y cargas procedemos a realizar el mallado del ensamble. Para ello el programa crea una malla sólida con elementos sólidos en toda la estructura.

Tabla 56. Mallado ruedas

Mallado	
Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Puntos Jacobianos:	4 puntos
Tamaño elemento:	13,6423 [mm]
Tolerancia:	0,682116 [mm]
Calidad de malla:	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos:	24322
Número total de elementos:	13038

Figura 66. Mallado ensamble ruedas

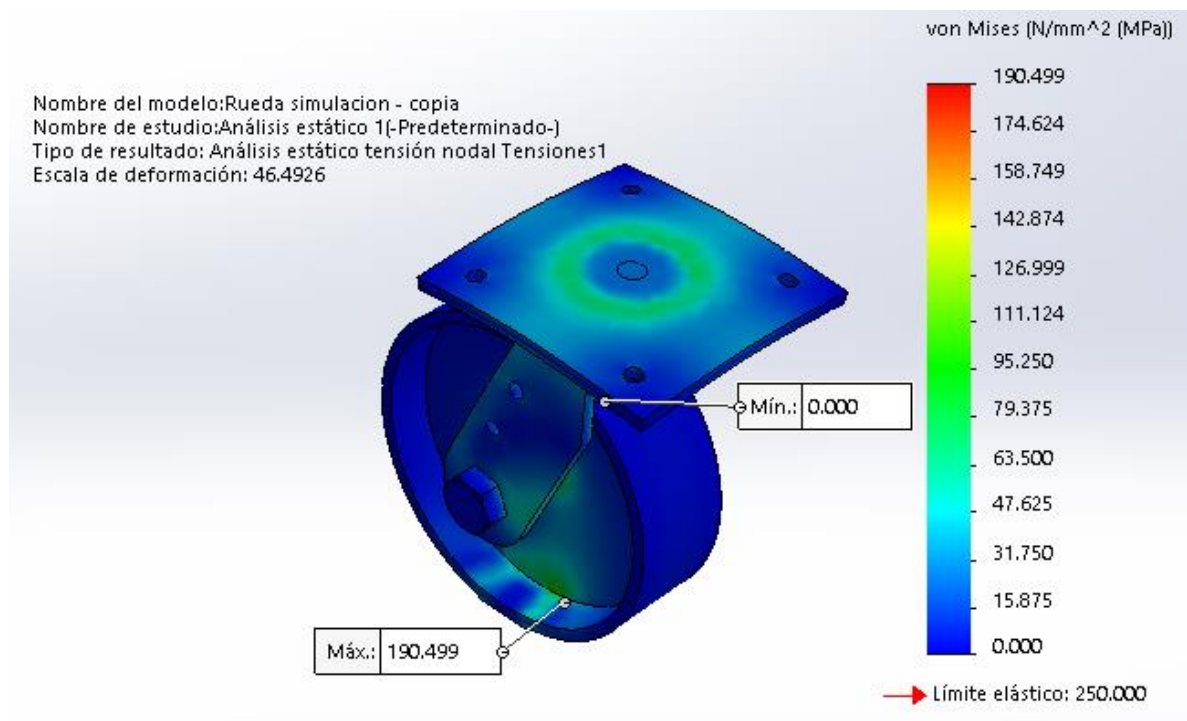


5.4.6 Ejecución. Después del mallado, el programa SolidWorks con la herramienta simulation calcula tensiones, desplazamientos y factor de seguridad. En este análisis de las ruedas verificaremos si soportan los esfuerzos resultantes en los apoyos del pórtico móvil.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos:

TENSIÓN DE VON MISES

Figura 67. Simulación tensión Von Mises en las ruedas

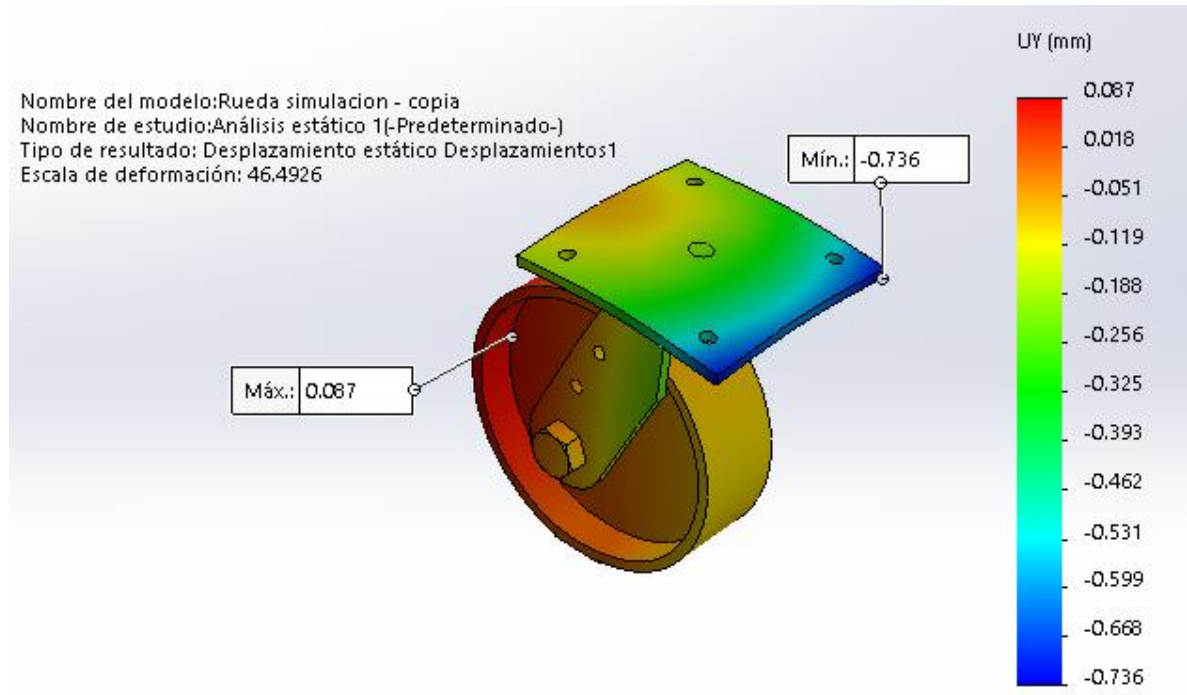


Se muestra el resultado de las tensiones de Von Mises a que está sometido el pórtico móvil, por medio de una gama cromática en la que las zonas rojas-amarillas son las que se encuentran a tensión, mientras las zonas azules se encuentran a compresión.

Como se observa en la figura 67 la tensión más elevadas se encuentra en la parte inferior de las ruedas con un valor de 190,499 [MPa], debido que es allí donde se concentra el esfuerzo dado por las resultantes.

DESPLAZAMIENTO RUEDAS

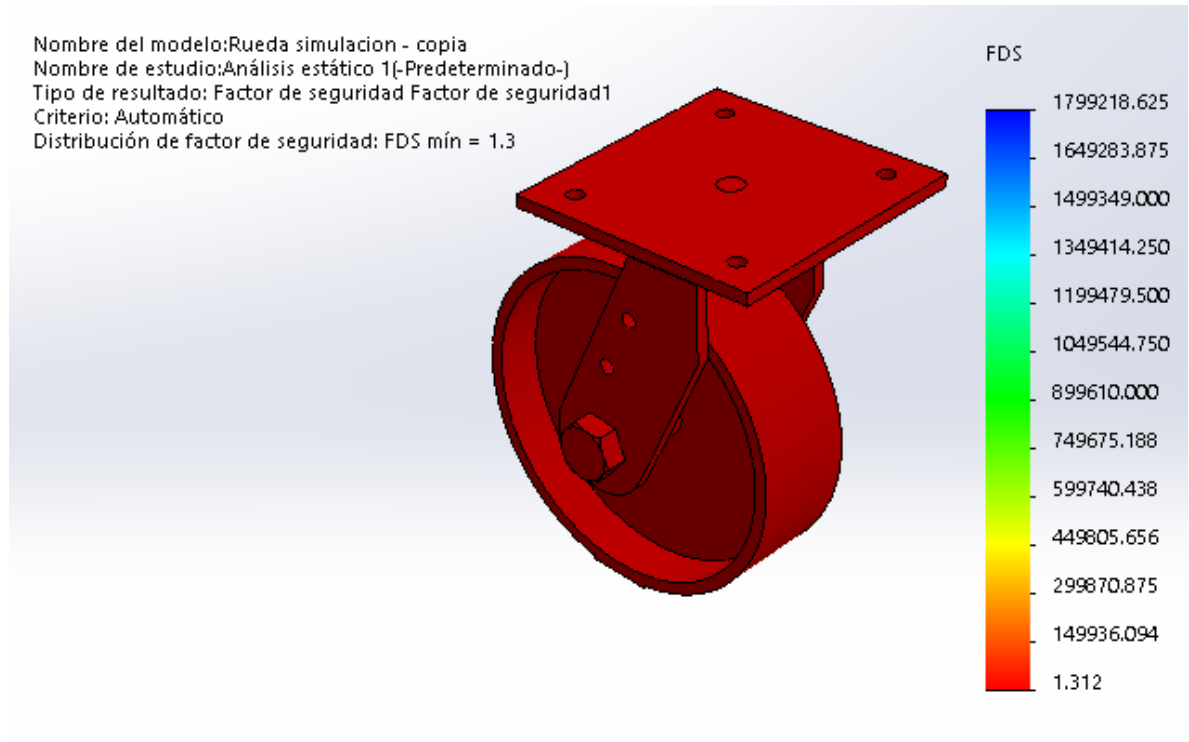
Figura 68. Desplazamiento de las ruedas



La placa que conecta las ruedas con la columna es la que sufre la mayor deformación con un valor de 0,736 [mm] debido a que soporta la resultante en los apoyos de la columna.

FACTOR DE SEGURIDAD

Figura 69. Factor de seguridad de las ruedas



Como se observó en la figura 69, las ruedas están diseñadas para soportar 1,3 veces la carga permisible en los puntos más críticos.


6. CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO

6.1 EQUIPOS UTILIZADOS EN LA FABRICACIÓN.

Para la fabricación del pórtico móvil se cuenta con los siguientes equipos para el mecanizado de las piezas que lo componen.

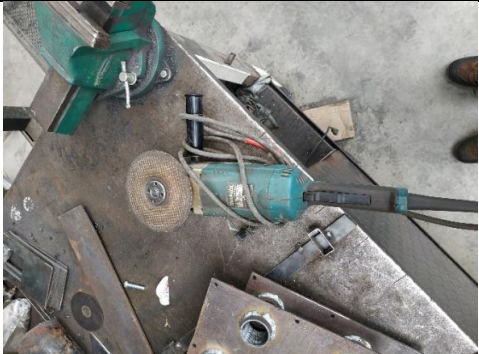
6.1.1 Cortadora de metales. Es el equipo utilizado para las operaciones de cortado. En la tabla 56 se registra la descripción del equipo.

Tabla 57. Características de la sierra DEWALT DW872

Sierra	
Descripción	
DEWALT DW872	
Velocidad sin carga	
1200 rpm	
Motor	
4 HP. 120 V. 15 Amps.	
Diámetro de disco	
14 pulg.	
Mesa	
si	

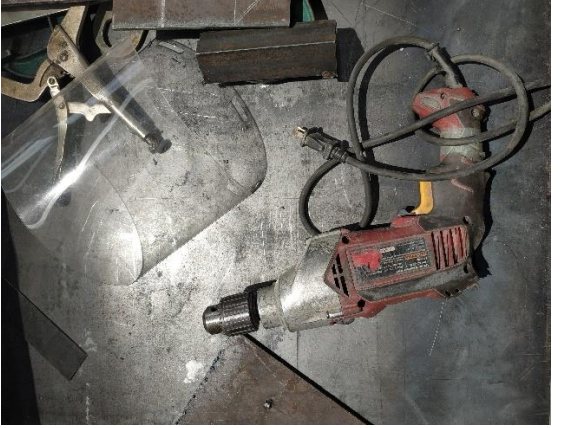
6.1.2 Esmeriladora angular. Este equipo es utilizado para las operaciones de pulido y acabado de las superficies cortadas con la sierra. En la tabla 57 se registra la descripción del equipo.

Tabla 58. Características de la esmeriladora angular Makita GA7020

Esmeriladora angular	
Descripción	
Makita GA7020	
Velocidad sin carga	
8500 rpm	
Potencia	
2200 W. 120 V. 15 Amps.	
Diámetro de disco	
180 mm.	


6.1.3 Taladro. Este equipo es utilizado para realizar los agujeros de las platinas para luego unir mediante tornillos. En la tabla 58 se registra la descripción del equipo.

Tabla 59. Características del taladro Milwaukee 5375-20C50A

Taladro	
Descripción	
Milwaukee 5375-20C50A	
Velocidad sin carga	
2700 rpm	
Motor	
120 V. 7,5 Amps.	
Funciones	
Reversible, 2 funciones	
Peso	
3900 gr	

6.1.4 Equipo de soldadura. El equipo de soldadura es utilizado para unir todos los elementos del conjunto pórtico móvil. En la tabla 59 se registra la descripción del equipo.

Tabla 60. Características del equipo de soldadura

Equipo de soldadura	
Descripción	
LINCOLN invetec V270-TP	
Potencia de entrada	
400/3/50/60	
Salida nominal	
270A/30.8V @35%	
Corriente de entrada	
20 A	
Rango de salida	
5-270 A	
Peso	
14,5 kg	

6.2 HOJAS DE RUTA DE PROCEDIMIENTOS

La transformación del acero que es la materia prima fundamental de los elementos de este proyecto se somete a un conjunto de operaciones individuales necesarias para el proceso de fabricación de piezas; Para poder obtener la geometría indicada se deben usar maquinas-herramientas y seguir las hojas de ruta que instruyen y facilitan el proceso de fabricación por parte de los operarios.

En las siguientes tablas se muestran las hojas de ruta correspondientes a los subconjuntos para la construcción del pórtico móvil, en el Anexo E se presentan las hojas de ruta correspondientes a las piezas de cada subconjunto.

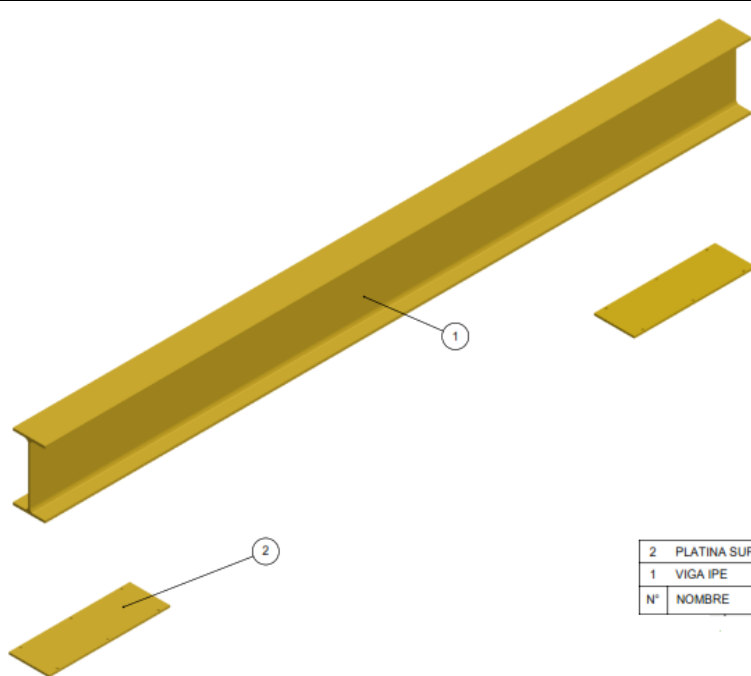
Figura 70. Pórtico móvil



6.2.1 Hoja de ruta subsistema estructural.

6.2.1.1 Hoja de ruta ensamble Viga

Tabla 61. Hoja de ruta ensamble viga.

Hoja de ruta de ensamble		Fecha: 16/06/2020													
Sub-Ensamble 001	Viga	Página 3													
		Cantidad: 1													
 <table border="1" data-bbox="1055 1155 1445 1239"> <tr> <td>2</td> <td>PLATINA SUPERIOR</td> <td>2</td> <td>ASTM A36</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>VIGA IPE</td> <td>1</td> <td>ASTM A500 Grado C</td> </tr> <tr> <td>N°</td> <td>NOMBRE</td> <td>CANT</td> <td>MATERIAL</td> </tr> </table>				2	PLATINA SUPERIOR	2	ASTM A36	1	VIGA IPE	1	ASTM A500 Grado C	N°	NOMBRE	CANT	MATERIAL
2	PLATINA SUPERIOR	2	ASTM A36												
1	VIGA IPE	1	ASTM A500 Grado C												
N°	NOMBRE	CANT	MATERIAL												
Núm.	Operación	Maquina y/o herramienta	Tiempo de operación (min)												
10	Soldar: soldar la platina superior a la viga IPE en el extremo derecho.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	3												
20	Soldar: soldar la platina superior a la viga IPE en el extremo izquierdo.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	3												

6.2.1.2 Hoja de ruta ensamble columna

Tabla 62. Hoja de ruta ensamble columna

Hoja de ruta de ensamble		Fecha: 16/06/2020																																	
Sub-Ensamble 002	Columna	Página 10																																	
		Cantidad: 2																																	
<table border="1" data-bbox="954 1039 1401 1255"> <thead> <tr> <th>N°</th> <th>NOMBRE</th> <th>CANT</th> <th>MATERIAL</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>7</td> <td>PLATINA INFERIOR 1</td> <td>2</td> <td>ASTM A36</td> </tr> <tr> <td>6</td> <td>ELEMENTO 4</td> <td>1</td> <td>ASTM A36</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>PLATINA LATERAL</td> <td>2</td> <td>ASTM A36</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>PLATINA SUPERIOR</td> <td>1</td> <td>ASTM A36</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>ELEMENTO 3</td> <td>2</td> <td>ASTM A36</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>ELEMENTO 2</td> <td>1</td> <td>ASTM A36</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>ELEMENTO 1</td> <td>1</td> <td>ASTM A36</td> </tr> </tbody> </table>				N°	NOMBRE	CANT	MATERIAL	7	PLATINA INFERIOR 1	2	ASTM A36	6	ELEMENTO 4	1	ASTM A36	5	PLATINA LATERAL	2	ASTM A36	4	PLATINA SUPERIOR	1	ASTM A36	3	ELEMENTO 3	2	ASTM A36	2	ELEMENTO 2	1	ASTM A36	1	ELEMENTO 1	1	ASTM A36
N°	NOMBRE	CANT	MATERIAL																																
7	PLATINA INFERIOR 1	2	ASTM A36																																
6	ELEMENTO 4	1	ASTM A36																																
5	PLATINA LATERAL	2	ASTM A36																																
4	PLATINA SUPERIOR	1	ASTM A36																																
3	ELEMENTO 3	2	ASTM A36																																
2	ELEMENTO 2	1	ASTM A36																																
1	ELEMENTO 1	1	ASTM A36																																
Num.	Operación	Maquina y/o herramienta	Tiempo de operación (min)																																
10	Soldar: soldar el elemento 2 al elemento 1 en la posición central.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	3																																
20	Soldar: soldar el elemento 3 a la derecha del elemento 2 y del elemento 1 como se indica en el plano.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	3																																

21	Soldar: soldar el elemento 3 a la izquierda del elemento 2 y del elemento 1 como se indica en el plano.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	3
30	Soldar: soldar el elemento 4 al elemento 2.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	3
40	Soldar: soldar la platina superior al elemento 4 y al elemento 2.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	3
50	Soldar: Soldar la platina inferior al elemento 1 en el extremo inferior derecho.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	3
51	Soldar: Soldar la platina inferior al elemento 1 en el extremo inferior izquierdo.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	3
60	Soldar: soldar la platina lateral al elemento 1 en el extremo lateral derecho.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	3
61	Soldar: soldar la platina lateral al elemento 1 en el extremo lateral izquierdo.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	3

6.2.2 Hoja de ruta ensamble subsistema de ruedas.

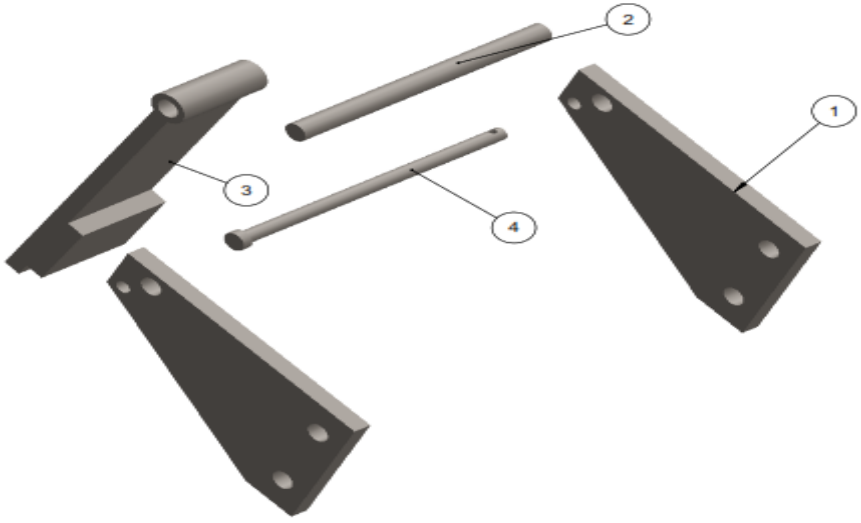
Tabla 63. Hoja de ruta ensamble rueda.

Hoja de ruta de ensamble		Fecha: 16/06/2020	
Sub-Ensamble 003	Rueda	Página 19	
		Cantidad: 4	
Num.	Operación	Maquina y/o herramienta	Tiempo de operación (min)
10	Soldar: soldar la platina inferior 2 con un disco central.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	3
20	Soldar: soldar el disco central en medio del tubo rueda.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	3
30	Soldar: Soldar la placa pequeña en la parte superior de la platina	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	6

	lateral, repetir la operación para el otro extremo de la rueda.		
40	Soldar: soldar el buje al disco central concéntrico con el agujero del disco, repetir la operación para el otro extremo.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	6
50	Soldar: soldar el otro disco pequeño a las placas pequeñas como se indica en el plano.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	4
60	Soldar: Introducir el sujetador central por el agujero de los discos pequeños y soldar a la platina inferior 2 permitiendo que gire el disco pequeño de debajo.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	5
70	Insertar el perno M25 por el agujero grande de la platina lateral pasando por el buje y el agujero del disco central, el otro lado de atornilla con la tuerca M25	Llave para tuerca M25	4
80	Rectificado: Se pulen los excesos de soldadura para que el cordón quede uniforme.	Pulidora	10

6.2.3 Hoja de ruta ensamble subsistema de frenado.

Tabla 64. Hoja de ruta ensamble freno.

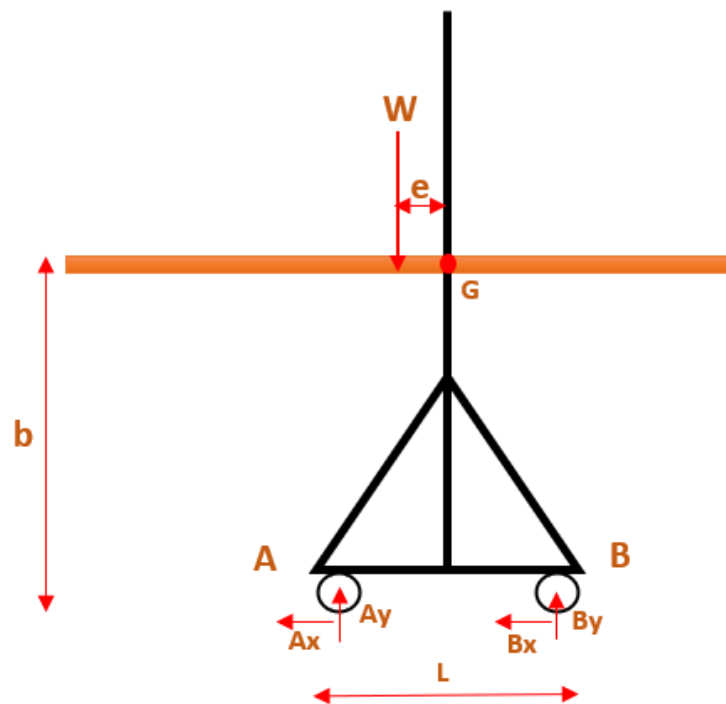
Hoja de ruta de ensamble		Fecha: 16/06/2020	
Sub-Ensamble 004	Freno	Página 24	
		Cantidad: 4	
			
Num.	Operación	Maquina y/o herramienta	Tiempo de operación (min)
10	Soldar: soldar la barra 1 a la platina freno.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	3
20	Insertar la palanca freno a la barra 1 como se indica en el plano.		1
30	Soldar: Soldar la barra 1 a la otra platina del freno.	Equipo de soldadura Lincoln Invertec 270	3
40	Rectificado: Se pulen los puntos de soldadura para que queden uniformes.	Pulidora	2
50	Inserta la barra 2 para que se presione la palanca del freno con las ruedas.		

7. PRUEBAS

7.1 PRUEBA DE MOVIMIENTO

En la elevación de carrocerías es complejo encontrar el centro de masa de estas con exactitud en el momento de realizar la respectiva sujeción, por lo tanto, se presentarán excentricidades indeseadas que pueden llegar a ocasionar un deslizamiento de las ruedas de apoyo (estando estas bloqueadas). A continuación, se calculará la fuerza en dirección horizontal que se presenta en las ruedas cuando ocurren diversas excentricidades y este resultado se comparará con la fuerza de fricción debido a la normal de las ruedas y el coeficiente de fricción presente.

Figura 71. Esquema pórtico con carga excéntrica



El valor la excentricidad se asume como un porcentaje de la longitud L , además se asume que $A_x=B_x$ para simplificar los cálculos, el coeficiente de fricción entre el material de las ruedas (acero) y la superficie donde estará ubicada el pórtico

(concreto o grout) se toma como 0.69¹⁷ que es el sugerido para superficies secas. Se realiza una suma de momentos en el punto G, y se obteniéndose la ecuación que se presenta en la siguiente tabla y será la utilizada para graficar la fuerza de fricción de acuerdo a la variación de la excentricidad.

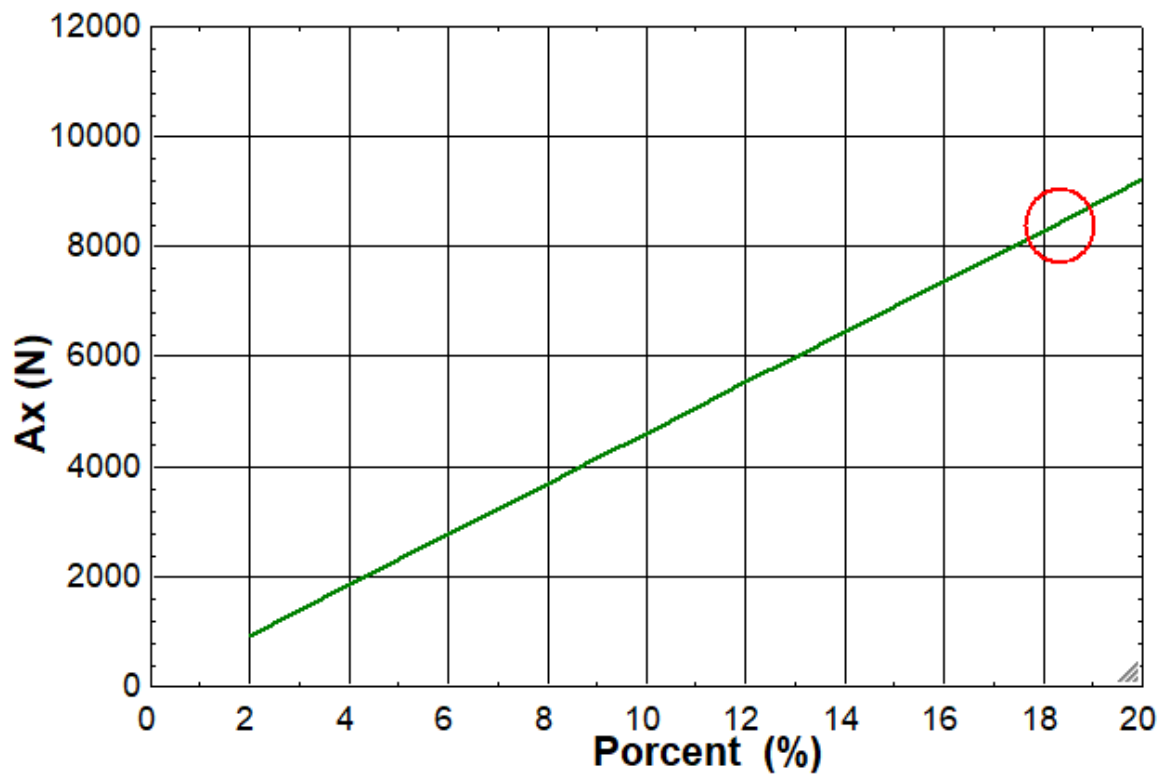
Tabla 65. Cálculo fuerza desplazamiento horizontal

Cálculo fuerza desplazamiento			
$Ax = Bx \quad Ax = \frac{W * e}{2 * b} \quad Ax \leq Ff \quad Ff = \mu * Ay$			
Variables de entrada			
W	49.000	N	Carga carroceria
b	1.5	m	Altura elevación
L	2.820	m	Ancho pórtico
μ	0.69	–	Coefficiente de fricción
Ay	14.957	N	Coefficiente de fricción
Variable de salida			
Ax	4145	N	Fuerza desplazamiento
Ff	8453	N	Fuerza de fricción

Para un porcentaje del 4% (11.3 cm) de excentricidad del ancho del pórtico, se obtuvo una fuerza $Ax= 4145$ N la cual es 2 veces menor a la fuerza de fricción calculada, lo que indica que el pórtico no se deslizará ante una excentricidad de esta magnitud. Sin embargo, como esta no es un valor fijo de una máxima excentricidad, se presenta un gráfico el cual muestra la variación de la fuerza Ax de acuerdo al % de excentricidad presentados.

¹⁷ B. G. Rabbat y H. G. Russel. Test to evaluate coefficient of static friction between steel and concrete. ASCE: American Society of Civil Engineers [En línea]. 1979. p. 2.

Figura 72. Variación de la fuerza en X respecto a la excentricidad.



En la gráfica se observa que para valores de excentricidad superiores al 18% del ancho del pórtico habrá deslizamiento de este, lo que podría ocasionar un accidente, pero este es un valor de excentricidad que difícilmente se va a alcanzar puesto que el personal encargado tiene una gran experiencia en este tipo de elevaciones y sujeciones.

7.2 PRUEBA ESTRUCTURAL

El cálculo de la flecha o de la deflexión máxima en una viga que está sometida a una carga es fundamental en el proceso de diseño para verificar si la viga es aceptable o no. En la sección 5.3.8.1 se realizó el cálculo de la flecha máxima de la viga mediante el software SolidWorks bajo la condición crítica de carga, aplicada en el centro de la viga, que para este tipo de estructuras el punto medio es el crítico.

Según la norma DIN 120, para vigas de alma llena, corrientemente, la flecha debido a su carga móvil no debe ser superior a $1/750^{18}$ de la luz del pórtico

Tabla 66. Cálculo flecha permisible

Flecha permisible			
$f_p = \frac{L}{750}$		$f \leq f_p$	
Variables de entrada			
L	3.5	m	Longitud de la viga
f	2.54	mm	Flecha calculada
Variable de salida			
f_p	4.67	mm	Flecha permisible

Según el resultado obtenido para la flecha permisible y el valor calculado mediante la simulación, el pórtico cumple con normatividad vigente en cuanto a la deflexión máxima permitida.

7.3 PRUEBA DE SEGURIDAD

La seguridad de la estructura fue validada mediante varios métodos y simulaciones, siempre con el propósito de calcular el factor de seguridad correspondiente y verificar que este se encuentre dentro de los rangos recomendados.

En la sección 5.2.3.2 bajo el criterio de Von Mises, se calculó el factor de seguridad de la viga seleccionada bajo los lineamientos de la norma CMAA 74, obteniéndose un factor de $n = 1.8$ el cual se encuentra dentro del rango de factores recomendados (ver figura 39).

¹⁸ MUÑOZ YUNDA, David. Diseño de un procedimiento para el cálculo y selección de la viga principal de un puente grúa. Trabajo de grado. Santiago de Cali. Universidad Autónoma de Occidente. Departamento de energética y mecánica. 2013. p. 49.

Posteriormente se realizó en la sección 5.2.3.3 una verificación por resistencia a la fatiga de la viga seleccionada, donde se calculó un factor de seguridad $n=2$, e igualmente como la anterior verificación también se encuentra dentro del rango de factores de seguridad aceptados.

Mediante el software de Solidworks se realizó una simulación completa de la estructura del pórtico móvil, con la carga crítica aplicada, obteniéndose un factor de seguridad de 2.3, por lo tanto, el diseño de la estructura es bastante seguro según las diferentes validaciones que se realizaron.

Tabla 67. Factores de seguridad

Factores de seguridad	
Criterio de Von Mises	2
Resistencia a la fatiga	1,8
Simulación SolidWorks	2,3

8. EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL PROYECTO

En la evaluación económica del proyecto se realizarán diversos análisis financieros en los cuales se determinará cuán rentable y viable fue el diseño y construcción del pórtico móvil de acuerdo a la inversión realizada, así como el ahorro que le proporcionará a la empresa a través de los años.

8.1 COSTO DEL EQUIPO

Los materiales para la fabricación estructural del equipo fueron proporcionados por la empresa NINOX, quien ya posee sus proveedores locales y además en su planta ya tenía cierta materia prima a su disposición. También la mano de obra y los equipos para llevarse a cabo fue proporcionada con la empresa, por lo que los costos se redujeron un poco. Los equipos tales como polipasto y trolley si fueron cotizados por los autores del proyecto a diversos proveedores, escogiendo finalmente a quien proporcionó la mejor oferta y calidad de equipo (Ver anexo L).

Tabla 68. Costos del pórtico móvil.

Item	cant	Valor Total
Perno M12*35	16	\$ 19.200
Perno M8*30	12	\$ 13.200
Perno M25X140	4	\$ 31.600
Viga IPE 330 G50	3.5 m	\$ 606.233
Tubo estructural 100x100	22 m	\$ 767.888
Lamina 3/8"	1	\$ 150.000
Soldadura E7018	4 kg	\$ 51.252
Pintura		\$ 70.000
Mano de obra		\$ 125.000
Manquinado		\$ 100.000
Trolley	1	\$ 1.842.411
Polipasto eléctrico	1	\$ 9.440.000
Otros		\$ 50.000
Total		\$ 13.266.784

8.2 VIABILIDAD DEL PROYECTO.

La viabilidad de este proyecto se enfoca en el ahorro de mano de obra al implementar un sistema de elevación más rápido y sencillo, reduciendo los tiempos de izaje y transporte del sistema de elevación, además de la reducción de costos que se logra al dejar de utilizar los otros sistemas alternos de elevación que requieren un mantenimiento adicional.

Tabla 69. Tiempos promedio elevación plataforma.

Sistemas alternativos		Polipasto	
Operación	Tiempo promedio (min)	Operación	Tiempo promedio (min)
Sujetar la carrocería al sistema alerno y soltarla posteriormente.	7	Sujetar la carrocería al polipasto y soltarla posteriormente.	7
Elevación y descarga de la carrocería	20	Elevación y descarga de la carrocería	1,3
Ensamblar la carrocería con el chasis	15	Ensamblar la carrocería con el chasis	15
Traslado del equipo	20	Traslado del pórtico	6
TOTAL (min)	62	29,3	

Los cálculos estarán basados en la máxima cantidad de carrocerías mensuales que proyecta la empresa que es 10 carrocerías / mes, teniendo en cuenta que en el proceso de fabricación y ensamblaje de las carrocerías para efectos de mediciones y ajustes, estas se deben elevar y descargar hasta dos veces, por lo tanto, se consideran 20 elevaciones/mes. Teniendo definida esta tasa de elevaciones se calculará el tiempo que se toman los operarios en elevar y descargar la carrocería

con el sistema actual de elevación y con el pórtico móvil. Con este resultado se calculará el ahorro en pesos de la mano de obra que no se empleará mensualmente con el nuevo sistema.

Tabla 70. Ahorro mensual con el pórtico móvil.

Carrocerrías/mes	10
Cantidad de elevaciones y descargas carrocerías/mes	20
Operarios requeridos antiguo sistema	4
Operarios requeridos pórtico	3
Costo Operario/hora	\$ 7.813
Tiempo elevación mensual antiguo sistema (h)	20,67
Costo horas hombre	\$ 645.833
Tiempo elevación mensual Portico (h)	10
Costo horas hombre pórtico	\$ 228.906
Ahorro/mes	\$ 416.927
Consumo y mantenimiento de los otros dispositivos anteriormente usados	\$ 90.000
Ahorro mensual	\$ 506.927,08

Como resultado se tiene el ahorro mensual de la mano de obra no utilizada ya que los tiempos carga y descarga disminuyeron. Lo anterior aún no es el ahorro total puesto que aún no se ha considerado el consumo de energía y valor aproximado del mantenimiento mensual del pórtico.

Tabla 71. Ahorro total estimado.

Ahorro total			
$CE = P_{pol} * H_{mes} * ValorKW$		$A_t = A - CE - M$	
Variables de entrada			
P_{pol}	3	kW	Potencia polipasto
H_{mes}	9.8	h	Horas de uso mensuales
$ValorKW$	576.6	$\$/kW - h$	Tarifa energía
A	506.927	$\$$	Ahorro mensual
M	40.000	$\$$	Costo mantenimiento mensual estimado
Variable de salida			
CE	16.951,2	$\$$	Costo energía mensual
A_t	449.976	$\$$	Ahorro total mensual
A_{ta}	5'399.712	$\$$	Ahorro total anual

8.2.1 Cálculo VPN. También llamado valor presente neto, mediante su cálculo se podrá conocer si el proyecto fue rentable o no, de acuerdo a los resultados obtenidos.

Para su cálculo se analiza la viabilidad del proyecto durante 4 años $n=$, tomando como inversión inicial el costo total del pórtico, el flujo de caja inicial se considera el ahorro total calculado y en los siguientes años se le realizará un aumento del 3% al ahorro total para tener en cuenta los incrementos en salarios. La tasa de descuento empleada se sugiere tomar una tasa sin riesgo, por lo tanto, se tomó el porcentaje de interés anual promedio de algunos bancos que es 6%.

Los criterios de decisión son los siguientes:

- VPN positivo: el proyecto es rentable.
- VPN cero: el proyecto es indiferente.
- VPN negativo: el proyecto no es rentable.

Tabla 72. Cálculo del VPN

Cálculo VPN		
$VPN = \sum_{t=0}^n \frac{Ft}{(1+i)^t}$		
Ft	Flujo de caja	
i	6%	Tasa de descuento
n	4	años
año	Ft	
0	-\$ 13.266.784	-\$ 13.266.784
1	\$ 5.399.713	\$ 5.094.069
2	\$ 5.561.704	\$ 4.949.897
3	\$ 5.728.556	\$ 4.809.806
4	\$ 5.900.412	\$ 4.673.679
VPN		\$ 6.260.667

Como se puede apreciar el $VPN > 0$ por lo tanto el proyecto se considera rentable según el criterio aplicado.

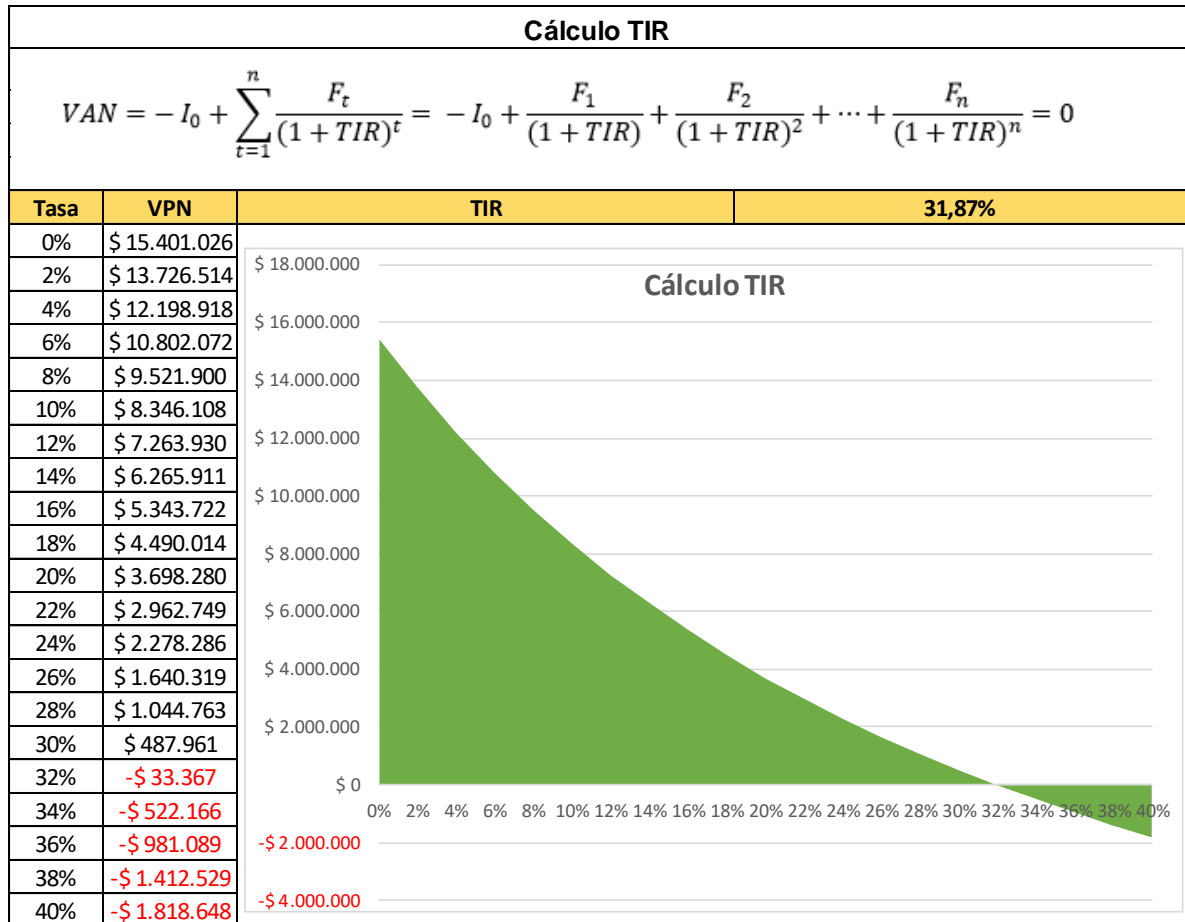
8.2.2 Cálculo TIR. También llamada Tasa Interna de retorno, muestra los beneficios o pérdidas que se tendrán de acuerdo a la tasa de descuento que se utilice. La TIR ayuda a a garantizar que la decisión que se tomó basándose en el resultado arrojado por el VPN fue la correcta.

Para su cálculo se hará el $VPN = 0$ y se colocaran valores de tasa de descuento (i) hasta encontrar el valor óptimo. Los criterios de decisión en la TIR, son los siguientes.

- $TIR > i$: se acepta el proyecto.
- $TIR = i$: el proyecto es indiferente.

➤ TIR < i: se rechaza el proyecto.

Tabla 73. Cálculo de TIR



El valor obtenido de la TIR > i es mayor que la tasa de descuento que es del 6% por lo tanto se re afirma que el proyecto es rentable. En la gráfica de la TIR se puede apreciar los valores de tasa de descuento para los cuales el proyecto sigue siendo rentable.

8.2.3 Cálculo PayBack. Es un criterio que como su nombre lo dice indica el periodo de retorno de la inversión en un proyecto o se recupera el dinero desembolsado. Para su cálculo se utilizarán los flujos de caja usados en el VPN, pero para ser más precisos en el cálculo, los valores de flujo de caja se traerán a valor presente utilizando la tasa de descuento usada anteriormente.

Tabla 74.Cálculo Payback.

Cálculo de Payback			
$\text{Período de Payback} = \left[\frac{\text{Período último con Flujo}}{\text{Acumulado Negativo}} \right] + \left[\frac{\text{Valor absoluto del último Flujo acumulado negativo}}{\text{Valor del Flujo de Caja en el siguiente período}} \right]$			
Año	Flujo de caja	Flujo valor presente	Acumulado
0	\$ 13.266.784	\$ 13.266.784	\$ 13.266.784
1	\$ 5.399.713	\$ 5.094.069	\$ 8.172.715
2	\$ 5.561.704	\$ 4.949.897	\$ 3.222.818
3	\$ 5.728.556	\$ 4.809.806	\$ 1.586.988
4	\$ 5.900.412	\$ 4.673.679	\$ 3.086.691
Payback			\$ 2,7

La inversión se recuperará en 2.7 años, teniendo en cuenta este indicador y los dos anteriores, se concluye que el proyecto es rentable.

9. MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN DEL PÓRTICO MOVIL

El mantenimiento idóneo y la correcta operación del equipo es fundamental para garantizar la vida útil de las partes y preservar la seguridad del personal que está operando la máquina.

9.1 Operación del pórtico.

Antes de utilizar el pórtico móvil para la elevación de cualquier carga, deberá revisar que todas las partes estén en perfecto estado y funcionales, para una adecuada operación del pórtico se deben llevar a cabo las siguientes recomendaciones:

- Posicionamiento del pórtico sobre la carga a elevar: se debe ubicar el pórtico intentando posicionarse en el centro de gravedad de la carga a elevar.
- Verificar la conexión del polipasto a la fuente de alimentación eléctrica.
- Verificar que el polipasto esté debidamente frenado.
- Realizar la sujeción de la carga a elevar al gancho del polipasto mediante las eslingas.
- Verificar que la carga esté bien sujeta y en equilibrio
- Iniciar la elevación de la carga manteniendo pulsado el botón de elevación.

Figura 73. Botonera polipasto eléctrico



- Posicionamiento de la carga.
- Pulse el botón de bajada para iniciar el descenso de la carga.

9.2 Mantenimiento del pórtico

El mantenimiento de una grúa tipo pórtico consiste en el conjunto de comprobaciones, actuaciones, sustituciones y ajustes que se realizan para que la misma mantenga un nivel de seguridad aceptable y como mínimo acorde con el prescrito en el marco normativo que le sea aplicable.¹⁹

El tipo de mantenimiento a aplicar será preventivo y la frecuencia de aplicación va de acuerdo al uso que se le dará, sin embargo, es recomendado realizar ciertas inspecciones diarias lo que permitirá tener un registro e historial diario que brinda información valiosa en el momento de realizar futuras planificaciones de este mantenimiento.

9.2.1 Rutinas diarias.

Tabla 75. Descripción de las actividades diarias de mantenimiento.

Pieza a inspeccionar	Descripción de actividad
Sistema de freno del pórtico	Debe accionar el sistema de frenos del pórtico y ejercer una fuerza horizontal sobre la estructura verificando que no haya deslizamiento
Botonera de mando	Comprobar especialmente que el botón de para de emergencia esté funcionando adecuadamente
Cadena	Realizar una verificación visual de los eslabones de la cadena detallando que no presenten aberturas ni fisuras, además que no tenga desviaciones en su recorrido.
Eslinga	Comprobar que la eslinga no tenga agrietamientos ni fisuras.
Gancho de sujeción	Revisar que el gancho no tenga aplastamientos ni tenga un ángulo de abertura inusual.

El registro de las anteriores actividades deberá realizarse en un formato de inspección diaria que se presenta en el Anexo N.

¹⁹ NORMAS TÉCNICAS DE PREVENCIÓN. Grúas tipo puente III. Montaje, instalación y mantenimiento. NTP 738. España. 2005. p. 4.

9.2.2 Rutinas mensuales.

Tabla 76. Descripción de las actividades mensuales de mantenimiento.

Pieza a inspeccionar	Descripción de actividad
Eje de las ruedas	Revisar que la lubricación en el eje de las ruedas sea la adecuada.
Suspensión y fijación del polipasto	Comprobar el diámetro del orificio de fijación, que no haya agrietamientos ni excesivo desgaste
Tornillo de apriete Trolley	Revisar el apriete del tornillo de sujeción del trolley a la viga IPE
Carril de rodadura del Trolley	Inspeccionar el carril de rodadura en la viga IPE, que no tenga desgaste excesivo.
Pintura	Visualización de posibles focos de corrosión
Soldaduras	Revisión del tamaño de la soldadura y de la presencia de discontinuidades
Tornillería	Revisión del correcto ajuste de todos los pernos y tuercas.

El registro de las anteriores actividades deberá realizarse en un formato de inspección mensual que se presenta en el Anexo I.

9.2.3 Mantenimiento del polipasto

Tabla 77. Descripción de las actividades trimestrales de mantenimiento.

Grupo	Pieza a inspeccionar	Descripción de la actividad
Armadura	Vista externa	Inspeccionar que no haya óxido ni grietas
	Sonido	El motor y las demás partes deben presentar un sonido normal
	Engranajes	Verificar que no haya desgaste ni grietas
	Gancho de carga	Verificar que no haya desgaste ni grietas
Cadena de carga	Dimensiones	Comprobar que conserven las dimensiones del manual del fabricante
	Oxido y grietas	Revisar que no haya excesivo óxido ni grietas
Lubricación	Caja de engranajes	Debe contener la cantidad de lubricante adecuada

Frenos	Freno del motor	No debe haber desplazamientos excesivos luego de detener repentinamente el polipasto
Componentes Eléctricos	Cable de alimentación	Verificar roturas de cables y desconexiones.
	Cable de control	Inspeccionar fisuras y roturas
	motor	Revisar zumbidos y sobrecalentamientos
Otros	Rodamientos	Comprobar la libre rodadura, la lubricación y objetos extraños.
	Tornillos y tuercas	Revisar que tengan el ajuste adecuado.

El registro de las anteriores actividades deberá realizarse en un formato de inspección mensual que se presenta en el Anexo I.

10. CONCLUSIONES

- Se contribuyó al compromiso misional con la Universidad Industrial de Santander, al diseñar cuidadosamente la estructura utilizando varios métodos de diseño tradicional, realizando validaciones de acuerdo a las normas vigentes y simulación CAD y CAE mediante software de última tecnología, además se realizó la construcción de la estructura del pórtico móvil, capaz de soportar el peso de las carrocerías fabricadas en la empresa NINOX ZFS.
- Se realizó el diseño de un mecanismo de elevación móvil al contar con ruedas en sus cuatro apoyos permitiendo un fácil desplazamiento por la zona de trabajo, capaz de soportar y elevar 5 toneladas de carga hasta 2 metros de altura de acuerdo a los cálculos realizados en el capítulo 5, además de contar con un polipasto eléctrico muy sencillo de operar mediante un sistema de mando tipo regleta que puede ser manipulado por un solo operario.
- Se construyó el subsistema estructural del pórtico móvil utilizando material dispuesto por la empresa tal como: tornillería, perfil cuadrado, lámina, además de la mano de obra y los equipos utilizados también fueron los de la empresa, de esta forma se redujeron los costos de fabricación como se evidenció en el capítulo 8.
- Se logró adoptar una velocidad de elevación 55% mayor (3.1 m/min) a la mínima requerida por la empresa (2m/min) y que está dentro del rango de velocidades recomendadas de acuerdo a la norma DIN15022, lo que permite realizar elevaciones y descargas más rápidamente de las carrocerías y consecuentemente ensambles más rápidos.
- Se desarrolló un manual de mantenimiento donde se encuentran las rutinas periódicas de inspección a realizar según la norma NTP 738 y el manual de usuario proporcionado por el fabricante del polipasto, además se realizó un breve instructivo de operación de todo el equipo de elevación para evitar operaciones incorrectas y/o prevenir accidentes.

- Se validó la seguridad de la estructura mediante el cálculo de diferentes factores de seguridad que se encuentran en el rango de [1.2-2] recomendado para este tipo de estructuras, también se comprobó mediante una simulación en SolidWorks que la flecha máxima producida por la carga (2.54 mm), no supera la flecha permisible establecido por la norma DIN 150 (4.67 mm) y por último se calculó la excentricidad máxima en la cual ocurrirá el desplazamiento de la estructura y que se incluyó en las recomendaciones.
- El uso de herramientas ofimáticas adicionales como el Excel y el EES agilizó significativamente el desarrollo y la presentación de los cálculos en el proceso de diseño suponiendo una gran ventaja de tiempo en el momento de realizar múltiples modificaciones en los procesos iterativos y la presentación de los resultados.
- Se utilizó el SAP2000 un software especializado en la construcción de pórticos, proporcionado por integrantes de la escuela de Ingeniería Civil y que permitió el cálculo de esfuerzos cortantes, momento flector cargas axiales de cada elemento de la estructura que conforma el pórtico móvil, con lo cual se hallaron los esfuerzos en los centroides de los cordones de soldadura necesarios en la estructura.

BIBLIOGRAFÍA

CRANE MANUFACTURING ASSOCIATION OF AMERICA. Specifications for top running & under running single girder electric traveling cranes utilizing under running trolley hoist. CMAA #74. Charlotte, USA. 2010.

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

HIBBELER, Russell C. Mecánica de materiales. 8 ed. México: Pearson educación, 2011.

MATWEB: Online Materials Information Resource. [En línea]. [Recuperado el 10 de mayo de 2020]. Disponible en: www.matweb.com

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

MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. 4ed. México: Pearson Educación, 2006.

NINOX ZFS. ¿Qué fabricamos? [En línea]. [Recuperado el 24 de mayo de 2020]. Disponible en: <http://www.ninoxcorp.com/productos/camiones-grua-articulada/>

NITCHI. Electric Chain Hoist MH5. [En línea]. [Recuperado el 25 de abril de 2020]. Disponible en: <http://www.nitchi.co.jp/english/products/electric/mh5/>

NORMAS TÉCNICAS DE PREVENCIÓN. Grúas tipo puente III. Montaje, instalación y mantenimiento. NTP 738. España. 2005.

SANDOVAL CORREDOR, Jonathan Manuel y TORRES PARRA, Victor Andrés. Diseño de un puente grúa para el transporte de motores diesel para el taller L&G Diesel Truck. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bogotá DC.: Fundación universidad de América. Facultad de Ingenierías. 2017.