

FACULTAD DE INGENIERÍA

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

Tesis

**Diseño de una grúa pórtico para la carga y descarga
de materiales y equipos con una capacidad de 10
toneladas en la empresa Smelting Ingenieros SAC,
Arequipa-Perú 2021**

Edwar Joniche Carlos Merma

Para optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico

Arequipa, 2022

Repositorio Institucional Continental
Tesis digital



Esta obra está bajo una Licencia "Creative Commons Atribución 4.0 Internacional" .

ASESOR

Ing. Roberto Belarmino Quispe Cabana

AGRADECIMIENTOS

Esta tesis se desarrolló gracias a la guía de mi familia, por haberme dado la inspiración y haber sido mi apoyo durante todo este tiempo del desarrollo de la tesis.

Agradezco de manera especial a mi tutor de tesis, ingeniero Roberto Quispe Cabana por haberme guiado, no solo en la elaboración de este trabajo de titulación, sino también por el apoyo para desarrollarme profesionalmente y seguir cultivando mis valores.

De igual manera, agradezco a la Universidad Continental, por haberme brindado la oportunidad de demostrar mi capacidad y motivado de manera incondicional para cumplir los desafíos académicos que contribuyen a mi desarrollo profesional en la carrera de Ingeniería Mecánica.

Finalmente doy las gracias a todas las personas que estuvieron en mi entorno tanto como mis padres, mis hermanos y mis compañeros, ya que gracias a ellos logré avanzar hasta esta nueva etapa de mi carrera y vida profesional.

DEDICATORIA

A mi familia, por haber sido mi apoyo a lo largo de toda mi carrera universitaria y a lo largo de mi vida, a mi padre Dionicio Carlos Merma que me enseñó a no darme por vencido en cualquier situación que me presente, a mi madre Bacilia Merma Sencia quien es el pilar de mis valores y un ejemplo a seguir.

También a mis hermanos Nataly Roxana Carlos Merma y Oscar Yhon Carlos Merma, quienes de igual manera, me apoyaron en mi desarrollo profesional.

A todas las personas que me acompañaron en esta etapa y me brindaron su conocimiento y experiencia, aportando a mi formación, tanto profesional como ser humano.

ÍNDICE DE CONTENIDO

Asesor	ii
Agradecimientos.....	iii
Dedicatoria	iv
Índice de contenido	v
Índice de figuras	viii
Índice de tablas	xiii
Resumen	xiv
Abstract	xv
Introducción.....	xvi
CAPÍTULO I.....	20
PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO	20
1.1. Planteamiento y formulación del problema	20
1.1.1. Planteamiento del problema.....	20
1.1.2. Formulación del problema	22
1.2. Objetivos	22
1.2.1. Objetivo general	22
1.2.2. Objetivos específicos.....	22
1.3. Justificación e importancia	23
1.3.1. Justificación teórica	23
1.3.2. Justificación práctica	23
1.3.3. Justificación metodológica.....	24
CAPÍTULO II.....	25
MARCO TEÓRICO	25
2.1. Antecedentes del problema	25
2.1.1. Antecedentes nacionales	25
2.1.2. Antecedentes internacionales	27
2.2. Bases teóricas	29
2.2.1. Generalidades	29
2.2.2. Mecanismo de elevación	31
2.2.3. Carro en voladizo	31
2.2.4. Carro abierto	32
2.2.5. Elección de velocidades de elevación y traslación.....	34

2.2.6. Bastidor	34
2.2.7. Elección de las velocidades de elevación	35
2.2.8. Elección de las velocidades de traslación	35
2.2.9. El pórtico	36
2.2.10. Viga principal.....	38
2.2.11. Elección de velocidad de traslación de la grúa.....	39
2.2.12. Postes	41
2.2.13. Potencia de los motores eléctricos.....	43
2.2.14. Esfuerzos normales en vigas	45
2.2.15. Diseño de soldadura	46
2.3. Definición de términos básicos	49
CAPÍTULO III.....	50
METODOLOGÍA	50
3.1. Tipo de investigación	50
3.2. Metodología aplicada para el desarrollo de la solución	50
3.2.1. Fases del diseño	52
CAPÍTULO IV.....	57
ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN.....	57
4.1. Estado de arte.....	57
4.1.1. Tipos de grúas.....	57
4.2. Identificación de requerimientos	60
4.2.1. Lista de exigencias.....	60
4.3. Análisis de la solución.....	62
4.3.1. Caja negra.....	63
4.3.2. Caja gris	64
4.3.3. Matriz morfológica	66
4.3.4. Evaluación técnica.....	72
4.3.5. Evaluación económica.....	73
4.3.6. Solución óptima.....	73
4.4. Diseño.....	75
4.4.1. Diseño de componentes de la función elevar.....	75
4.4.2. Diseño de componentes de la función soportar	110
4.4.3. Diseño de la función desplazar	146
4.4.4. Diseño de función estabilizar.....	151

4.4.5. Diseño de función trasladar	174
CAPÍTULO V.....	179
MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN	179
5.1. Pruebas y resultados.....	179
5.1.1. Diseño y simulación del carro abierto	179
5.1.2. Diseño y simulación de la viga cajón de la grúa pórtico.....	188
5.1.3. Diseño y simulación de columnas de grúa pórtico	191
5.1.4. Simulación para pórtico armado.....	195
5.2. Costos.....	206
5.3. Análisis financiero	207
Conclusiones.....	209
Recomendaciones.....	211
Lista de referencias	212
Anexos	214

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Equipos para izaje.....	20
Figura 2. Esquema general del proyecto del antecedente 1	25
Figura 3. Esquema del bosquejo de la solución óptima del antecedente 2.....	26
Figura 4. Esquema general del pórtico y puente grúa del antecedente 3	27
Figura 5. Esquema preliminar de un pórtico del antecedente 4	27
Figura 6. Esquema de la alternativa seleccionada del antecedente 5.....	28
Figura 7. Esquema general del proyecto del antecedente 6	29
Figura 8. Fotografía de una grúa-pórtico.....	30
Figura 9. Partes principales de una grúa-pórtico.....	30
Figura 10. Carro en voladizo de una grúa-pórtico	31
Figura 11. Esfuerzos generados por un carro en voladizo	32
Figura 12. Grúa-pórtico para bajas cargas.....	32
Figura 13. Partes de un carro de un aparato de elevación.....	33
Figura 14. Carro con mecanismo de elevación auxiliar.....	34
Figura 15. Carro de cuchara.....	34
Figura 16. Esquema de bastidor de carro abierto	35
Figura 17. Velocidad de traslación del mecanismo de elevación	36
Figura 18. Grúa pórtico para elevadas cargas	36
Figura 19. Pórtico en celosía.....	37
Figura 20. Pórtico viga cajón.....	38
Figura 21. Viga principal de tipo cajón	38
Figura 22. Velocidad de traslación de la grúa	40
Figura 23. Esquema de cálculo de grúa pórtico	40
Figura 24. Postes de grúa pórtico	41
Figura 25. Esquema de cálculo de potencia de traslación del carro pórtico.....	44
Figura 26. Esfuerzos normales en una viga de material linealmente elástico ..	45
Figura 27. Relaciones entre los signos de momento flexionante y las direcciones de los esfuerzos normales.....	46
Figura 28. Proceso generalizado de desarrollo y diseño VDI 2221	51
Figura 29. Modelo de caja negra.....	53
Figura 30. Modelo de lista de exigencias	53

Figura 31. Modelo de matriz morfológica	54
Figura 32. Modelo de ficha de evaluación técnica.....	55
Figura 33. Modelo de ficha de evaluación económica.....	55
Figura 34. Grúa pórtico	57
Figura 35. Grúa de semipórtico	58
Figura 36. Grúa de ménsula.....	59
Figura 37. Modelo de grúa pórtico.....	59
Figura 38. Grúa pórtico.	60
Figura 39. Carro abierto modelo DQA.....	60
Figura 40. Caja negra de grúa pórtico.....	63
Figura 41. Caja gris de grúa pórtico	64
Figura 42. Modelo en 3D de solución 1	67
Figura 43. Modelo en 3d de solución 2	68
Figura 44. Modelo en 3D de solución 3.....	69
Figura 45. Modelo en 3D de solución 4.....	70
Figura 46. Modelo en 3D de solución 5.....	71
Figura 47. Esquema de selección de solución óptima	73
Figura 48. Modelo de la solución óptima.....	74
Figura 49. Ubicación de gancho en la grúa pórtico	75
Figura 50. Ubicación de gancho en el aparejo	75
Figura 51. Gancho simple	76
Figura 52. Ubicación de la traviesa de gancho en la grúa.....	77
Figura 53. Ubicación de traviesa de gancho en el aparejo.....	78
Figura 54. Medidas propuestas en milímetros para traviesa de gancho	78
Figura 55. Diagrama de reacciones en traviesa	79
Figura 56. Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores en traviesa ..	80
Figura 57. Medidas de parte central de traviesa de gancho.....	82
Figura 58. Traviesa de gancho.....	83
Figura 59. Ubicación de traviesa de polea en la grúa pórtico.....	84
Figura 60. Ubicación de traviesa de polea en el aparejo.....	84
Figura 61. Medidas propuestas para traviesa de gancho.....	85
Figura 62. Diagrama de reacciones en traviesa	85
Figura 63. Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores en traviesa ..	86
Figura 64. Ubicación de polea en la grúa pórtico	89

Figura 65. Ubicación de la polea en el aparejo	89
Figura 66. Llanta de polea con carga	92
Figura 67. Medidas propuestas para llanta de polea.....	93
Figura 68. Modelo analítico de radio	95
Figura 69. Ubicación del aseguramiento de gancho y poleas en grúa pórtico .	98
Figura 70. Aseguramiento de poleas en el aparejo	98
Figura 71. Ubicación de cable en la grúa pórtico	101
Figura 72. Ubicación de tambor de arrollamiento.....	105
Figura 73. Parámetros en las ranuras del tambor	106
Figura 74. Ubicación de la traviesa de cierre o trolley	111
Figura 75. Modelo del trolley	111
Figura 76. Fuerzas aplicadas al trolley	112
Figura 77. Análisis en la viga 1 del trolley	112
Figura 78. Diagramas de fuerzas de corte y momentos flectores	116
Figura 79. Diagrama de fuerzas de corte de la viga 1 del trolley.....	117
Figura 80. Diagrama de momento flector en la viga 1 del trolley.....	117
Figura 81. Ubicación de las cargas de las fuerzas en la viga 3 del trolley	120
Figura 82. Diagrama de fuerzas de corte	122
Figura 83. Diagrama de fuerzas de corte de la viga 3 del trolley.....	122
Figura 84. Diagrama de momentos flectores de la viga 3 del trolley.	123
Figura 85. Análisis viga 5 del trolley	126
Figura 86. Diagrama de fuerzas de corte	128
Figura 87. Diagrama de fuerzas de corte de la viga 5 del trolley.....	129
Figura 88. Diagrama de momentos flectores de la viga 5 del trolley.	129
Figura 89. Geometría de cordón de soldadura.....	133
Figura 90. Geometría de cordón de soldadura.....	137
Figura 91. Ubicación de las ruedas del trolley en la grúa.....	146
Figura 92. Análisis de las ruedas del trolley	146
Figura 93. Ubicación de las vigas cajón	151
Figura 94. Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores viga cajón .	154
Figura 95. Ubicación de los postes en la grúa pórtico.....	156
Figura 98. Poste de grúa pórtico	159
Figura 99. Diagrama de fuerzas de corte de la columna de poste.	159
Figura 100. Diagrama de momento flector de la columna de poste.	159

Figura 101. Disposición de la columna.....	162
Figura 102. Geometría de soldadura en el poste	162
Figura 103. Diagrama de fuerzas que actúan sobre cordón de soldadura.....	163
Figura 104. Análisis de la viga de amarre en el pórtico.....	167
Figura 105. Geometría de cordón de soldadura.....	168
Figura 106. Ubicación del paquete de rodadura.....	174
Figura 107. Ubicación de vigas de trolley.....	179
Figura 108. Perfil usado en viga 1 y 2 en el trolley.....	180
Figura 109. Vista de perfil de viga 1 del trolley.....	180
Figura 110. Vista isométrica de viga 1 del trolley	180
Figura 111. Simulación de flexión de viga 1 del trolley.....	181
Figura 112. Simulación del desplazamiento de viga 1 del trolley.	181
Figura 113. Simulación del factor de seguridad de la viga 1 del trolley.....	182
Figura 114. Vista isométrica de perfil 3.	183
Figura 115. Vista lateral de viga 3 del trolley.....	183
Figura 116. Medidas de perfil 5 de viga del trolley.	183
Figura 117. Simulación de esfuerzo de flexión de la viga 3 del trolley.	184
Figura 118. Simulación del desplazamiento de viga 3 del trolley.	184
Figura 119. Simulación del factor de seguridad de la viga 3 del trolley.....	185
Figura 120. Vista isométrica viga 5 del trolley.	185
Figura 121. Vista lateral de viga 5 del trolley.....	186
Figura 122. Medidas del perfil de la viga 5 del trolley.....	186
Figura 123. Simulación del esfuerzo de flexión de la viga 5 del trolley.	186
Figura 124. Simulación del desplazamiento de la viga 5 del trolley.	187
Figura 125. Simulación del factor de seguridad de la viga 5 del trolley.....	188
Figura 126. Vista isométrica de viga cajón.....	188
Figura 127. Vista lateral de viga cajón.	189
Figura 128. Medidas de perfil de viga cajón.....	189
Figura 129. Simulación de flexión de la viga cajón.....	189
Figura 130. Simulación del desplazamiento de viga cajón.....	190
Figura 131. Factor de seguridad de viga cajón.	190
Figura 132. Vista isométrica de poste de grúa pórtico.	191
Figura 133. Vista frontal de poste de grúa pórtico.....	191
Figura 134. Medidas de perfil de poste.	192

Figura 135. Simulación del esfuerzo de flexión en el poste.	192
Figura 136. Simulación del desplazamiento en el poste.	193
Figura 137. Simulación del factor de seguridad del poste.	194
Figura 138. Simulación y análisis estático de tensiones con la carga al centro del pórtico	195
Figura 139. Simulación y análisis estático de desplazamiento con la carga al centro del pórtico.	196
Figura 140. Simulación y análisis estático del factor de seguridad con la carga al centro del pórtico.	197
Figura 141. Simulación y análisis estático de tensiones de viga de amarre con la carga situada al extremo más crítico	198
Figura. 142. Simulación y análisis estático de desplazamiento en la viga de amarre con la carga situada al extremo más crítico	199
Figura 143. Simulación y análisis estático de tensiones con la carga al extremo izquierdo del pórtico	200
Figura 144. Simulación y análisis estático de desplazamiento con la carga al extremo izquierdo del pórtico	201
Figura 145. Simulación y análisis estático del factor de seguridad con la carga al extremo izquierdo del pórtico	202
Figura 146. Simulación y análisis estático de tensiones con la carga al extremo derecho del pórtico	203
Figura 147. Simulación y análisis estático de desplazamiento con la carga al extremo derecho del pórtico	204
Figura 148. Simulación y análisis estático del factor de seguridad con la carga al extremo derecho del pórtico	205

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Costos de operación de equipos utilizados para izaje.....	21
Tabla 2. Características técnicas de los equipos utilizados	21
Tabla 3. Velocidad de elevación de un puente grúa de clase de elevación	35
Tabla 4. Lista de exigencias	61
Tabla 5. Matriz morfológica	66
Tabla 6. Evaluación técnica.....	72
Tabla 7. Evaluación económica.....	73
Tabla 8. Medidas de la grúa pórtico	102
Tabla 9. Costos de materiales directos	206
Tabla 10. Costos de materiales directo sistema motriz	206
Tabla 11. Costos de materiales.....	206
Tabla 12. Costos de mano de obra directa	207
Tabla 13. Costos indirectos	207
Tabla 14. Resumen de costos.....	208
Tabla 15. Datos para el cálculo del VAN.....	208
Tabla 16. Resumen de flujo anual.....	208
Tabla 17. Cálculo de VAN y TIR.....	208

RESUMEN

La presente tesis tiene por objetivo principal diseñar una grúa pórtico con capacidad de 10 toneladas para la carga y descarga en la empresa SMELTING INGENIEROS SAC quien presenta una problemática con respecto al costo, la disponibilidad y la necesidad de contar con una máquina para la manipulación de materiales y equipos de alto tonelaje por los requerimientos actuales de servicio en la empresa, por ello se diseñó el carro abierto, la viga puente y los postes de la grúa pórtico, además de diferentes componentes; los resultados encontrados aportan a los futuros diseños que se pueden realizar en el sector, dejando como base el modelo del diseño en pórticos. La metodología empleada es la VDI 2221-2225 que proporciona una metodología estructurada que ayuda a seleccionar una solución de diseño.

Como resultado se obtuvo el diseño de una grúa pórtico con capacidad de 10 toneladas con 8 m de alto y con un ancho de 12 m, además varias simulaciones para validar los cálculos obtenidos, con respecto al carro abierto de la grúa pórtico se determinaron dos tipos de perfiles de 300 x 120 x 12 mm y 300 x 70 x 6 mm que utilizan el acero ASTM-A36, la viga puente de la grúa pórtico resulta con un perfil de 900 x 460 x 19 mm con acero ASTM-A36 y las columnas de la grúa pórtico con los perfiles de 460 x 460 x 19 mm con acero ASTM-A36. Cada componente desarrollado en la presente tesis cuenta con su respectivo desarrollo y se determinaron parámetros que servirán como antecedentes para investigaciones futuras respecto a pórticos.

Palabras clave: carro abierto, columnas, grúa pórtico con capacidad de 10 toneladas, simulaciones, viga puente

ABSTRACT

The main objective of this thesis is to design a gantry crane with a 10 t capacity for loading and unloading in the company SMELTING INGENIEROS SAC, which presents a problem regarding cost, availability and the need to have a machine for handling of materials and high tonnage equipment due to the current service requirements in the company, for this reason the open carriage, the bridge beam and the gantry crane posts will be designed, as well as different components, the results found will contribute to future designs that They can be carried out in the sector, leaving the portal design model as the basis. The methodology used is VDI 2221-2225, which provides us with a structured methodology that helps us select a design solution.

As a result, the design was obtained of a gantry crane with a capacity of 10 tons, 8 m high and with a width of 12 m, in addition to several simulations to validate the calculations obtained, with respect to the open carriage of the gantry crane, two types of profiles of 300 x 120 x 12 mm and 300 x 70 x 6 mm using ASTM-A36 steel, the gantry crane bridge girder results in a profile of 900 x 460 x 19 mm with ASTM-A36 steel and the columns of the gantry crane with profiles of 460 x 460 x 19 mm with steel ASTM-A36. Each component developed in the present thesis has its respective development and parameters were determined that will serve as background for future research regarding porticoes.

Keywords: bridge beam, columns, gantry crane with 10 t capacity, open trolley, simulations

INTRODUCCIÓN

En Perú, la aplicación de diversos tipos de mecanismo para el manejo y traslado de cargas pesadas y de gran tonelaje se va haciendo muy común en distintas empresas del sector industrial, así es el caso de la empresa SMELTING INGENIEROS SAC, el cual se dedica a las actividades de metalmecánica en estructuras pesadas, donde se manejan cargas de 3, 5 y 8 toneladas; ya sea para la movilización parcial o la entrega del armado final correspondiente a sus actividades, es por ello que contratan montacargas que realizan la función de trasladar las distintas cargas a los camiones para su traslado y realizar la entrega parcial o final, así también, realizan el uso de estos equipos para la recepción de cargas pesadas procedentes de diferentes requerimientos que se llevarán a cabo en la empresa SMELTING INGENIEROS SAC, de ese modo, al alquilar estos equipos se generan costos continuos y a su vez la disponibilidad es muy reducida al momento de requerirlo.

La presente tesis establece como objetivo general el diseño de una grúa pórtico para carga y descarga de materiales y equipos con una capacidad de 10 toneladas en la empresa SMELTING INGENIEROS SAC, para brindar una solución al problema planteado, que se logrará mediante el desarrollo y cumplimiento de los objetivos, determinando la manera de diseñar el carro abierto con capacidad de 10 toneladas, ya que dicha estructura va a soportar la carga máxima planteada y en el cual se sitúa el aparejo con los componentes respectivos, se determina también diseñar la viga puente con una capacidad de 10 toneladas, la cual soportará la carga adicional que corresponde al carro abierto y los elementos del aparejo, asimismo, diseñar las columnas con una capacidad de 10 toneladas, que brindará el soporte necesario a la grúa pórtico y sostendrá las cargas provenientes de la viga puente y carro abierto junto al aparejo, y de ese modo poder determinar el costo total de la grúa pórtico para tener una evaluación económica que ayude a contemplar su viabilidad.

Para efectuar los objetivos descritos se hará uso de la metodología alemana de diseño VDI 2221 y 2225 la cual brinda una solución óptima, mediante su proceso con el empleo de la caja negra, la caja gris, la lista de exigencias, la

matriz morfológica, las evaluaciones con valor económico y técnico para obtener el diseño óptimo, desarrollando los cálculos respectivos los cuales son validados con las simulaciones con el software *Solidworks*.

La problemática existente se fundamenta sobre el tema del costo, la disponibilidad y la necesidad de contar con una máquina que sea capaz de realizar los trabajos de carga y descarga, a su vez que reemplace a los montacargas que actualmente se utilizan mediante el alquiler, ya que la empresa cuenta con reportes de retrasos y horas perdidas por dicha actividad. Por ello, es necesario el diseño de una grúa pórtico con disponibilidad diaria en el área de trabajo y que adicionalmente brinde facilidades en el izaje, se verán justificado los resultados, ya que existe escasa información referida a este tipo de máquina y a su diseño, dejando parámetros para futuras necesidades a distintas empresas del rubro metalmecánico que realizan la actividad de carga y descarga de materiales por el presente diseño que procura solucionar el problema y brinda una alternativa al izaje.

Justificando su desarrollo con los parámetros que proporciona y aportando los cálculos para futuros diseños de este tipo de máquinas, dejando como base el modelo del diseño a diferentes investigadores que puedan aplicar con algunas variaciones de mejora, es por ello que diferentes empresa dedicadas al rubro metalmecánico se puedan beneficiar con la grúa pórtico, se trata de reemplazar los equipos usados o que requieren un alquiler, proponiendo una grúa pórtico con disponibilidad diaria para el manejo de cargas.

Los resultados obtenidos establecen el dimensionado de la grúa pórtico con 8 metros de alto y 12 metros de largo total, optando por el acero estructural ASTM A-36 para la fabricación del carro abierto, que contará con 2 tipos de perfiles de 300 x 70 x 6 mm con 550 mm de largo y 300 x 120 x 12 mm con un largo de 2 m, las vigas principales contarán con el perfil de 900 x 460 x 19 mm con un largo de 12 m, de igual modo se determinó las columnas con un perfil de 460 x 460 x 19 m y 8 metros de largo, finalizando con el costo total de la grúa pórtico que alcanza a \$ 39856.43 dólares americanos.

La grúa pórtico va a reemplazar la actual actividad en métodos de carga y descarga que se realiza con la adquisición mediante el alquiler de montacargas y tendrá una disposición diaria.

Por consiguiente, la presente tesis está estructurada a través de los siguientes capítulos:

El Capítulo I: planteamiento y formulación del problema, se determina el planteamiento del problema en la empresa SMELTING INGENIEROS SAC. y da un resumen de los costos por el cual alquila los servicios de mecanismo para la carga y descarga, se plantea la formulación del problema, del mismo modo se mencionan los objetivos, finalizando con las justificaciones respectivas para la presente tesis.

El Capítulo II: marco teórico, está conformado de los diferentes antecedentes tanto nacionales como internacionales, complementado con un gráfico del diseño planteado por cada autor, así como también de las bases teóricas con el cual se desarrolló la tesis, se concluye con la definición de términos básicos para una mayor comprensión.

El Capítulo III: metodología, se menciona el tipo de investigación, así como la metodología a aplicar, en este caso se fundamenta mediante la normativa alemana VDI 2221 y 2225 por su procedimiento en evaluación para poder realizar el diseño.

El Capítulo IV: análisis y diseño de la solución, detalla el estado de arte de diferentes grúas, así como la identificación de requerimientos y la lista de exigencias, todo ello para dar un análisis de la solución, desarrollando todo lo comprendido en el capítulo III y formulando una matriz morfológica, definiendo una solución óptima. Finalizando con el diseño que comprende el desarrollo de análisis y operaciones en las distintas funciones como elevar, soportar, desplazar, estabilizar y trasladar, planteadas al inicio del Capítulo IV y determinando los distintos datos y parámetros para un desarrollo óptimo de la grúa pórtico y poder evaluar dichos resultados.

El Capítulo V: modelamiento y simulación, detalla las diferentes simulaciones realizadas en cumplimiento a los objetivos planteados en el Capítulo I, consecuentemente, se analizan las vigas de carro abierto, la viga cajón y las columnas de la grúa pórtico para poder comparar los resultados con los cálculos realizados anteriormente y lograr validarlos, así también, realizar simulaciones estáticas con carga en la zona central, extremo izquierdo y extremo derecho del pórtico para un análisis de sus resultados.

Finalizado con un resumen con respecto a los diferentes costos, complementado con un costo final de fabricación de la grúa pórtico y realizando el respectivo análisis del VAN y TIR, tomando en cuenta el flujo de caja de la empresa detallada en el Capítulo I.

La presente tesis, además, realiza los cálculos y análisis de distintos componentes que conforman la grúa pórtico, con ello establece datos para próximos análisis, concluyendo con planos de la grúa pórtico.

La tesis se fija en cumplir los objetivos planteados, estableciendo resultados, ya sea para un análisis posterior y, que a través de los parámetros encontrados, establecer antecedentes que serán precedentes para trabajos futuros referentes a pórticos.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO

1.1. Planteamiento y formulación del problema

1.1.1. Planteamiento del problema

La empresa SMELTING INGENIEROS SAC., dedicada al rubro de metal mecánica y la fabricación de estructuras pesadas, así como el manejo de equipos y elementos estructurales que, en sus actividades, realizan trabajos relacionados al armado y fabricación, por ello llevan a cabo continuamente la carga y descarga de materiales y equipos, ya sea para la recepción o la entrega de sus servicios que son cargados en camiones de carga, por ello, la empresa contrata los servicios de montacargas (alquilados por hora) (ver figura 1), que a la fecha continúan realizando esta actividad, porque también se requiere levantar las estructuras al momento de fabricarlas, ya sea para la soldadura definitiva de dichas estructuras y el manejo del traslado de la carga a los camiones.



Figura 1. Equipos para izaje. Tomada de SMELTING INGENIEROS SAC.

Los costos generados por la operación de los montacargas son:

Tabla 1. Costos de operación de equipos utilizados para izaje

Ítem	Costos generados por operador y montacargas	Capacidad (t)	Tiempo de actividad (Hora)	Frecuencia de uso por mes	Costo por hora (S/)	Costo mensual (S/)
1	Montacarga	3	4	6	S/.100.00	S/.2400
2	Montacarga	5.5	5	4	S/.130.00	S/.2600
3	Montacarga	10	4	4	S/.170.00	S/.2720

Nota: tomada de la empresa SMELTING INGENIEROS SAC

Los equipos con los que realiza las diferentes tareas de carga y descarga tienen las siguientes capacidades y características técnicas:

Tabla 2. Características técnicas de los equipos utilizados

Máquina	Capacidad (t)	Modelo	Marca	Motor	Combustible
Montacarga	3	KBG30	BAOLI	029178/GK (Nissan japonés)	Gas GLP y gasolina 90 (dual)
Montacarga	5.5	H5.5FT	HYSTER	Kubota Turbo v3800 T	Diésel
Montacarga	10	FD100Z8	TCM	6BG1	Diésel

Nota: tomada de la empresa SMELTING INGENIEROS SAC

Los montacargas con los que se trabaja en la empresa SMELTING INGENIEROS SAC, se contrata el servicio por horas, en ciertas ocasiones, al momento de solicitar este servicio, estas máquinas se encuentran ocupadas realizando otros servicios, ya que solo se contrata por algunas horas dicho servicio, esto ocurre aproximadamente 2 veces por semana, dando un retraso de unas 5 horas en una semana, en estos casos se produce una demora, ya que hay que cargar las estructuras a los respectivos camiones para poder transportarlas para su montaje final.

La empresa SMELTING INGENIEROS SAC, en el área de armado de estructuras y soldadura definitiva, así como para entrega de sus servicios a los carros de carga, necesita un equipo que sea capaz de izar cargas de 3, 5, 7 y 8 toneladas y que este equipo esté a disposición, por

tal motivo, se plantea en la presente tesis el diseño de una grúa pórtico de 10 toneladas de capacidad.

1.1.2. Formulación del problema

1.1.2.1. Problema general

¿Cómo diseñar una grúa pórtico para la carga y descarga de materiales y equipos con una capacidad de 10 toneladas en la empresa SMELTING INGENIEROS SAC?

1.1.2.2. Problemas específicos

- a) ¿Cómo diseñar el carro abierto de la grúa pórtico de 10 toneladas de capacidad?
- b) ¿Cómo diseñar la viga puente de la grúa pórtico de 10 toneladas de capacidad?
- c) ¿Cómo diseñar las columnas de la grúa pórtico de 10 toneladas de capacidad?
- d) ¿Cuál será el costo de la grúa pórtico de 10 toneladas de capacidad?

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

Diseñar una grúa pórtico para la carga y descarga de materiales y equipos con una capacidad de 10 toneladas en la empresa SMELTING INGENIEROS SAC.

1.2.2. Objetivos específicos

- a) Diseñar el carro abierto de la grúa pórtico de 10 toneladas de capacidad.
- b) Diseñar la viga puente de la grúa pórtico de 10 toneladas de capacidad.
- c) Diseñar las columnas de la grúa pórtico de 10 toneladas de capacidad.
- d) Determinar el costo de la grúa pórtico de 10 toneladas de capacidad.

1.3. Justificación e importancia

1.3.1. Justificación teórica

En la presente tesis se propone el diseño de una grúa pórtico para la carga y descarga de materiales y equipos con una capacidad de 10 toneladas en la empresa SMELTING INGENIEROS SAC, los cálculos realizados aportan a los futuros diseños que se puedan realizar en la industria, dejando como base el modelo del diseño para cargas distintas.

Por lo tanto, se plantea que la presente tesis aplica los conocimientos relacionados con la mecánica de materiales y la normativa que aplica a estos principios con algunas variaciones para casos reales, como el que se analiza en la presente tesis.

1.3.2. Justificación práctica

La grúa pórtico se encargará de elevar cargas en el área de armado y soldadura definitiva de estructuras, también se empleará esta grúa pórtico para cargar los camiones para llevar las estructuras a obra.

El diseño de una grúa pórtico se realiza con la finalidad de reducir los tiempos de carga y descarga y, en general, poder realizar maniobras con cargas pesadas, el retraso producido en estas áreas ha llegado a ser un acumulado de 5 horas semanales aproximadamente.

El área de la empresa en la que trabaja la grúa pórtico es el área de armado y soldadura definitiva de estructuras de acero, las empresas que se pueden beneficiar son las empresas dedicadas al rubro de la fabricación de estructuras de acero pesadas.

Permitirá evitar el uso del montacargas para realizar la carga y descarga de materiales.

1.3.3. Justificación metodológica

Para la presente tesis, la metodología que se propone es realizar el cambio en el izaje de estructuras, cambiando el uso de montacargas por el uso de una grúa pórtico.

La metodología que se empleó en el trabajo de investigación está fundada en la norma alemana VDI 2221, el cual dispone del método extendido que realiza una mejora en cada una de sus fases (1) se utiliza también la norma alemana VDI 2225 que emplea un método de decisión desarrollando el mínimo coste, que efectúa la valoración de los diseños preliminares para la selección del diseño (2).

El empleo de norma alemana VDI 2221 se escogió, puesto que esta metodología propone obligar al diseñador a encontrar criterios de evaluación que lo conduzcan a la optimización, asimismo tiene la simplicidad de ser asimilado por el diseñador con o sin experiencia (1).

En cuanto a la normativa alemana VDI 2225 se respalda su uso debido a que, del mismo modo, se tendrá una valoración en el aspecto económico y técnico, consecuentemente, de esta forma se tendrá certeza de que se ha escogido el diseño más óptimo (2).

Los métodos que se han trabajado y utilizado son variados, y aunque todos tienen puntos frecuentes, se pueden apreciar sus variaciones en su aplicación, así como, en las intenciones o propósito de sus autores (3).

Sin embargo, se trata de uniformizar (normalizar) los procedimientos en cuanto al diseño, no solo con respecto al entendimiento y descripciones sino también en su estructura el cual se plantea (3).

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes del problema

2.1.1. Antecedentes nacionales

En la tesis “*Diseño de pórtico estructural para puente grúa de 16 t de capacidad para movimiento de materiales y equipos - Fixer S.A.C., Lima*” (4), se tuvo el objetivo de diseñar un pórtico estructural para puente grúa de 16 t de capacidad para 20 m de luz en Fixer S.A.C., Lima; siguiendo las recomendaciones de la Norma AISC 360, la metodología que se empleó es el método LRFD y la norma AISC 360, teniendo como resultado principal que se diseñaron los perfiles del pórtico, las columnas del pórtico W12 x 72 lb/pie, la viga del pórtico W8 x 67 lb/pie del pórtico estructural según requerimiento de la empresa (4).

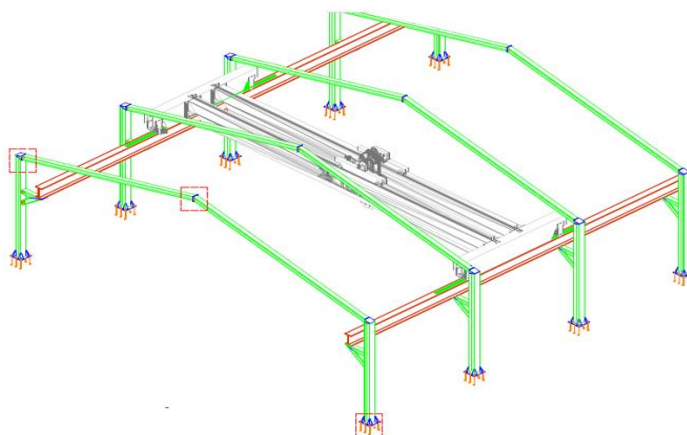


Figura 2. Esquema general del proyecto del antecedente 1 (4)

En la tesis “*Diseño de un puente grúa para el winche de servicios en la mina Yauricocha*” (5), se tuvo como objetivo diseñar el puente grúa para el winche de transporte de personal en la mina Yauricocha, aplicando la metodología: la norma VDI 2221 y 2225, la norma E 0.20; teniendo como resultado que se encontró la solución óptima y adecuada de acuerdo a la necesidad y el entorno, teniendo en consideración la tecnología apropiada en función al trabajo que desempeña el mecanismo, encontrando una estructura de acero estructural A 36 cuyos componentes principales son: columna W18x158 y viga carrilera W12x65 (5).

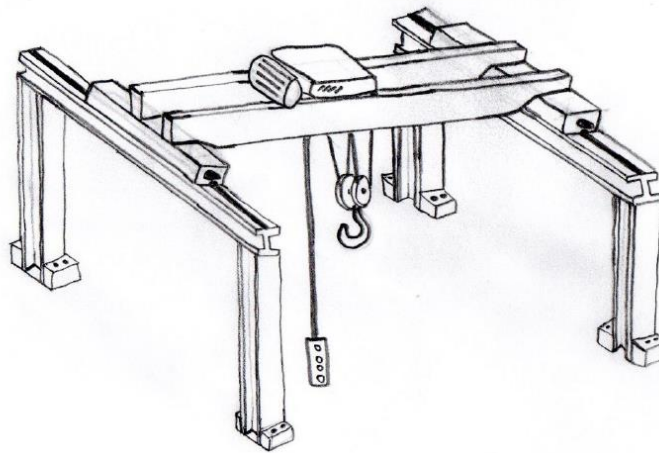


Figura 3. Esquema del bosquejo de la solución óptima del antecedente 2 (5)

En la tesis “*Análisis y diseño de una nave industrial con un puente grúa de 60 t, ubicada en la Joya, Arequipa*” (6), se tuvo como objetivo realizar el análisis y diseño estructural de una nave industrial con un puente grúa de 60 t, y presentar los resultados en un juego de planos estructurales, empleando una metodología disponible, basadas en la normativa E020, E090, CMAA, teniendo como resultado principal el diseño de una nave industrial con un puente grúa de 60 t con una altura de 16.6 m, y con luces de pórticos 20 m y una longitud de viga carrilera de 72 m, donde se desplaza el puente grúa (6).

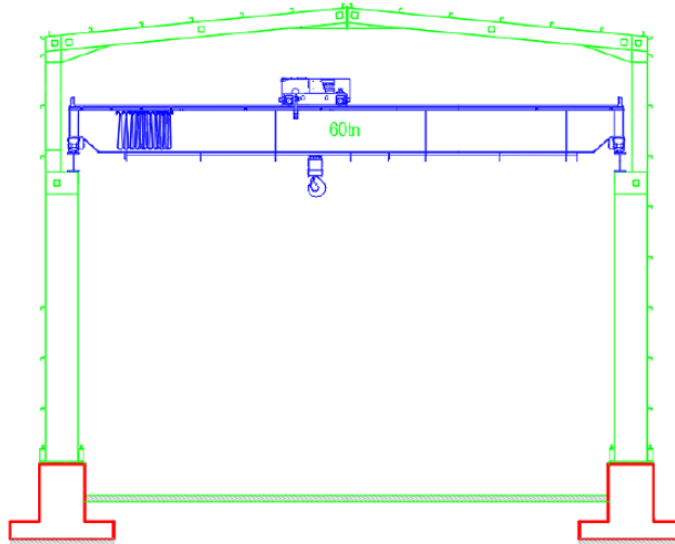


Figura 4. Esquema general del pórtico y puente grúa del antecedente 3 (6)

2.1.2. Antecedentes internacionales

En la tesis “*Diseño y simulación de un pórtico para izaje de carga, con una capacidad de 12 toneladas y 5 metros de luz, para distintos casos de estudio validados a través de diferentes programas de cálculo*” (7), se tuvo como objetivo diseñar y simular un pórtico para izaje de carga, con una capacidad de 12 toneladas y 5 metros de luz, activado desde el nivel inferior del apoyo, empleando la metodología basada en la normativa, UNE 58112-1:1991; los resultados: el incremento de carga a 12 toneladas, además mejorar los tiempos de izaje en la carga y descarga en la empresa (7).



Figura 5. Esquema preliminar de un pórtico del antecedente 4 (7)

En la tesis “*Diseño de un sistema para elevación de cargas con capacidad de desplazar 50 toneladas para la manipulación de salas eléctricas (shelters) en la empresa GIM Ingeniería Eléctrica Ltda.*” (8), se tuvo como objetivo diseñar un sistema para elevación de cargas con capacidad de desplazar 50 toneladas, para la manipulación de materias primas y productos terminados en el proceso de fabricación de salas eléctricas en la empresa GIM Ingeniería Eléctrica Ltda., empleando la metodología: se realizaron los cálculos según la norma ASD (diseño de esfuerzos permisibles), la especificación CMAA 70, obteniendo como resultado principal: la deflexión máxima $y = 63,248 \text{ mm}$, el momento de inercia requerido $I_{\text{req}} = 1001641.143 \text{ cm}^4$, el módulo de sección requerido, $S_{\text{req}} = 10262.528 \text{ cm}^3$ (8).

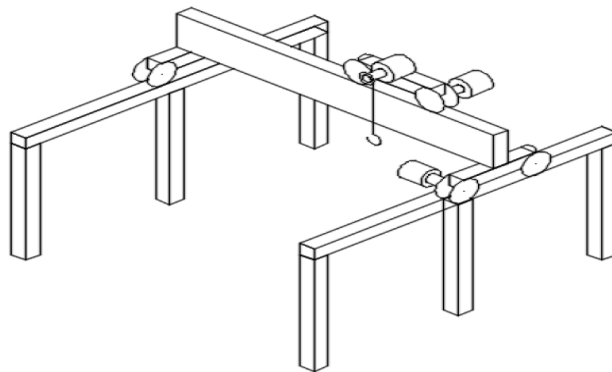


Figura 6. Esquema de la alternativa seleccionada del antecedente 5 (8)

En la tesis “*Diseño de un puente grúa y sistema stand reel para mejorar el transporte de bobinas de papel en el proceso de rebobinado de la empresa Cartopel*” (9), se tuvo como objetivo realizar un diseño mecánico que optimice el transporte de bobinas de papel en el proceso de rebobinado de la empresa Cartopel, empleando una metodología acorde con la normativa que aplica para este tipo de diseños CMMA 70, dando como resultado: la deflexión máxima permisible 8.15 mm , momento de inercia (referencial) 26845 cm^4 , el momento flector en la viga $96.625 \text{ KN}\cdot\text{m}$ (9).

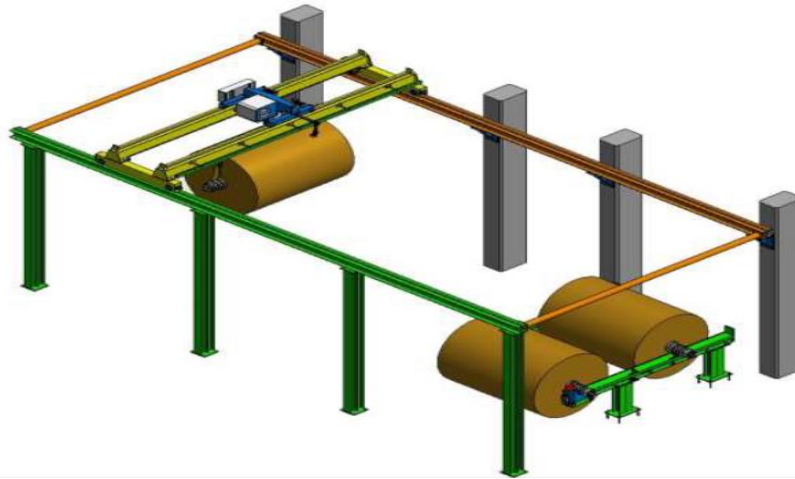


Figura 7. Esquema general del proyecto del antecedente 6 (9)

2.2. Bases teóricas

2.2.1. Generalidades

La grúa pórtico es un mecanismo de elevación con una composición de 32 o 4 columnas el cual eleva una estructura puente por donde transita el dispositivo de elevación (ver figura 8) (10). El movimiento longitudinal se ejecuta al nivel del suelo por medio de unos paquetes de rodadura ubicados en las partes inferiores de la columna (10). Normalmente, la rodadura es sobre un carril metálico, asimismo existen realizaciones especiales sobre neumáticos. El movimiento transversal se lleva a cabo en la viga puente, elevada sobre unos carriles metálicos preparados para tal efecto. El movimiento vertical se ejecuta por medio del dispositivo de elevación. Presenta la ventaja de tener un coste de primera instalación reducido con respecto al puente grúa, ya que no es necesaria la elevación de las vigas carriles. Por lo tanto, es posible su instalación en lugares de trabajo o espacios abiertos. Por otra parte, a igualdad de carga útil, al existir mayor peso móvil, aumenta la potencia de traslación de la estructura (10).



Figura 8. Fotografía de una grúa-pórtico (10) (p. 261)

Según la disposición del terreno recorrido del mecanismo de elevación se construyen grúas-pórtico de uno o dos voladizos (ver figura 9). Cuando la grúa está adosada a los muros de una construcción se le puede dar la forma de semipórtico (10).

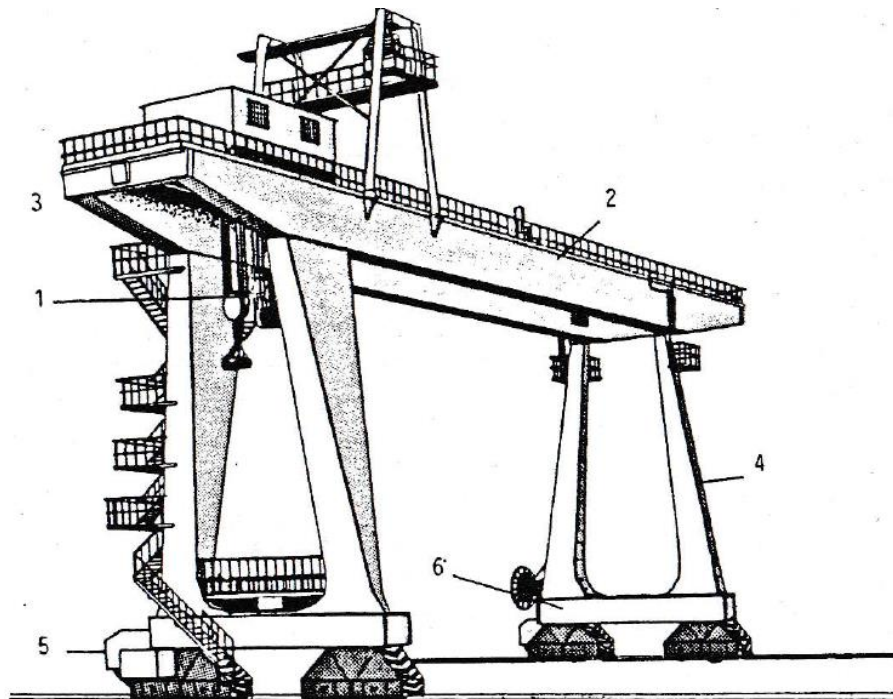


Figura 9. Partes principales de una grúa-pórtico: 1 mecanismo de elevación, 2 viga puente, 3 traviesa de cierre, 4 poste, 5 paquete de rodadura, 6 testero (10) (p. 262)

2.2.2. Mecanismo de elevación

Existen primordialmente dos mecanismos de elevación (10):

1. Carro voladizo
2. Carro abierto

2.2.3. Carro en voladizo

Este mecanismo de elevación requiere únicamente una sola viga fundamental para su rodadura, en la figura 12 se puede ver un ejemplo de grúa pórtico para bajas cargas, los dispositivos de accionamiento, reducción y frenado están dispuestos en voladizo (ver figura 10) (10). La carga útil más la de los citados mecanismos genera un momento que es absorbido por cuatro rodillos de rodadura con componente horizontal, dispuestos a dos cotas diferentes. Existen dos rodillos horizontales en la parte inferior del alma de la viga principal y otros dos dispuestos sobre el ala superior de la citada viga. Estos dos rodillos inclinados son capaces de generar una reacción con elementos horizontal y vertical. El elemento horizontal se precisa para absorber el momento causado por la carga en voladizo y el vertical para tolerar el peso propio del carro más la carga útil (ver figura 11). Este modelo de dispositivo de elevación insta a la viga principal a esfuerzos de flexión, cortadura y torsión. Debido a la afirmación anterior, se utilizan, generalmente, vigas cajón que además de presentar altos módulos resistentes a torsión, se juntan por soldadura fácilmente a los postes, generalmente también conformados por vigas cajón (10).

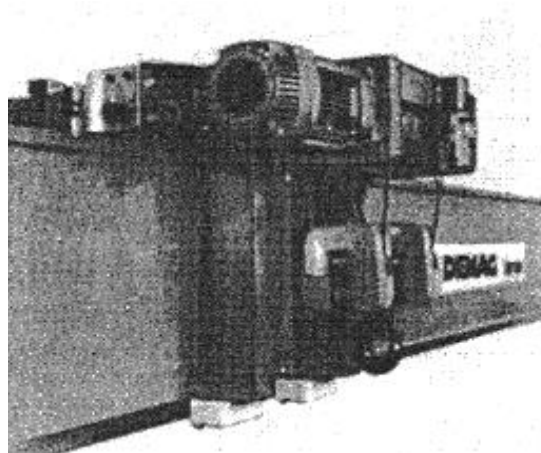


Figura 10. Carro en voladizo de una grúa-pórtico (10) (p. 263)

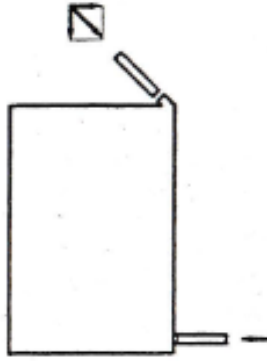


Figura 11. Esfuerzos generados por un carro en voladizo (10) (p. 263)

Este carro ha sido utilizado para cargas altas, aproximadamente 80 toneladas y 32 metros de luz para pórticos de transbordo, por lo regular se utilizan carros abiertos, los cuales son capaces de sostener cargas más altas y luces más elevadas. Al estar este tipo de mecanismos al aire libre, se dispone de unos tejadillos sobre los dispositivos para protegerlos del polvo, lluvia y demás agentes atmosféricos (10).

En el caso de pórticos de transbordo, así como de manutención de elevadas cargas se solicita a vigas principales dobles recorridas por carros abiertos. Los postes están constituidos por vigas dobles cuya distancia referente aumenta conforme baja la altura, con objeto de lograr un alto costo de estabilidad de la grúa en curso (ver figura 12) se determina una grúa-pórtico para elevadas cargas (10).

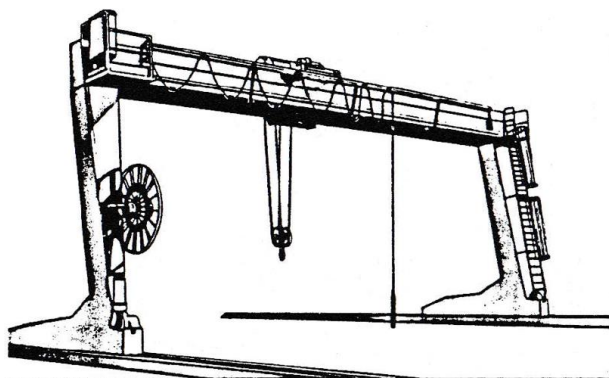


Figura 12. Grúa-pórtico para bajas cargas (10) (p. 264)

2.2.4. Carro abierto

Es el mecanismo de elevación por excelencia. Su estructura resistente y robusta es suficiente para soportar las fuertes cargas

verticales y de transferir los esfuerzos ocasionados por la carga útil a los rodillos de rodadura (10).

En un carro existen los siguientes elementos (10):

- a) Mecanismos de elevación compuesto por aparejo móvil, tambor de cable, polea de compensación, reductor, freno y motor de accionamiento (10).
- b) Mecanismo de traslación del carro compuesto por rueda, reductor, freno motor de accionamiento (10).
- c) Estructura resistente (10).

Con el objeto de amortizar errores geométricos en el montaje, se ubican acoplamientos elásticos en el motor y en los componentes montados sobre el carro. Se compone, así pues, de las siguientes partes (ver figura 13) con servicio de gancho. En general, el peso de un carro de cuchara puede oscilar entre 1.5 y 2.5 veces la carga útil. Así pues, se precisan dos vigas principales para su rodadura. Como ocurría para el tipo de carro en voladizo, ocasionalmente se protege con una placa para cubrirlo del cielo descubierto (10).

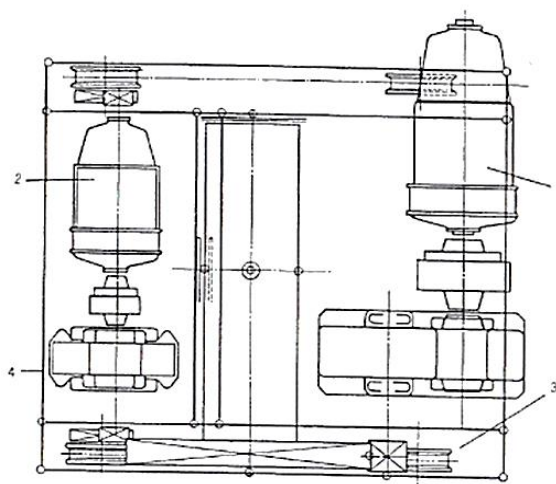


Figura 13. Partes de un carro de un aparato de elevación: 1 Mecanismo de elevación, 2 Mecanismo de traslación, 3 Rodillos de traslación, 4 Estructura (10) (p. 253)

2.2.5. Elección de velocidades de elevación y traslación

Generalmente, en un carro abarca dos velocidades de elevación: velocidad de elevación principal y velocidad de precisión. Suele ocurrir que también existe una elevación auxiliar para las cargas ligeras (10).

Se ve en la figura 14 un carro abierto con mecanismo de elevación auxiliar.

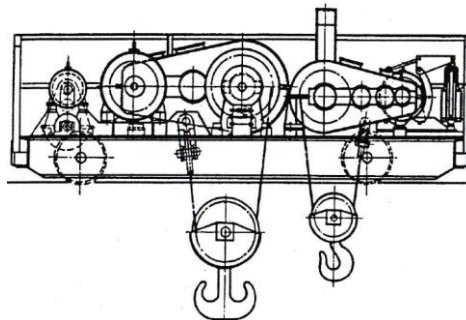


Figura 14. Carro con mecanismo de elevación auxiliar (10) (p. 254)

Los carros de cuchara presentan, normalmente, una cabina para el conductor desplazable con el propio carro. Debido a esto, a las altas velocidades existentes en este tipo de manutención y a la dureza propia del servicio, los pesos individuales de los carros de cuchara son notablemente superiores que los carros (figura 15) (10).

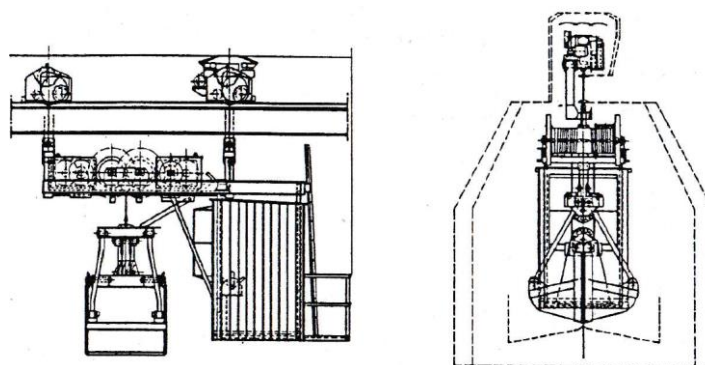


Figura 15. Carro de cuchara (10) (p. 254)

2.2.6. Bastidor

El bastidor de un carro abierto muestra el siguiente esquema (figura 16) (10).

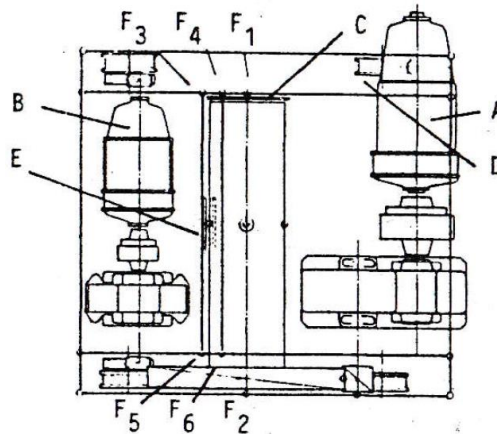


Figura 16. Esquema de bastidor de carro abierto: A. Mecanismo de elevación, B. Mecanismo de traslación, C. Tambor, D. Rodillos de traslación, E. Polea de compensación (10) (p. 255)

2.2.7. Elección de las velocidades de elevación

Es habitual que los dispositivos de elevación de los puentes grúa tengan dos velocidades de elevación para obtener el máximo rendimiento en las maniobras de ascenso y descenso de la carga. Ambas velocidades se suelen nombrar como velocidad de elevación principal y de elevación de precisión. Ambas velocidades son función de la capacidad de carga, de la distancia vertical máxima que puede recorrer la carga, del grupo de carga y de la clase de elevación; a continuación, se observa en la tabla 3 los parámetros de velocidades sugeridos (10):

Tabla 3. Velocidad de elevación de un puente grúa de clase de elevación

Capacidad de carga (T)	Distancia vertical máxima (m)	Elevación principal (m/min)	Elevación de precisión(m/min)
0.5	3	15	4
1	5.5-11	5 8	1.25 2
2	3.5-7	5 10	0.5 1
5	3.5-7-8	4 8 12	0.4 0.8 1.2
8	3.5-12	5 12	0.5 1.2
10	3.5	4	0.4
16	6	4	0.6
20	6	5	0.5
25	6	6	0.6

Nota: tomada de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 255)

2.2.8. Elección de las velocidades de traslación

Existen a veces ocasiones donde las velocidades de traslación forman un parámetro fijo en el cálculo del montaje del puente grúa. En el resto de los casos, existe un sendero abierto a la optimización con vistas

a lograr el máximo rendimiento de manutención. La velocidad de traslación del dispositivo de elevación (polipasto o carro) va a ser una función lineal de la luz de la grúa (ver figura 17) (10).

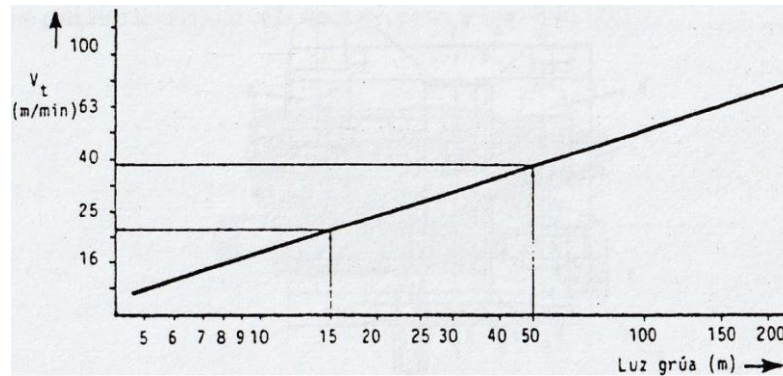


Figura 17. Velocidad de traslación del mecanismo de elevación (10) (p. 256)

2.2.9. El pórtico

Hay gran variedad de soluciones en la disposición de una estructura aporticada, como se puede observar en la figura 18, de una grúa, pero existen dos como las más fundamentales (10):

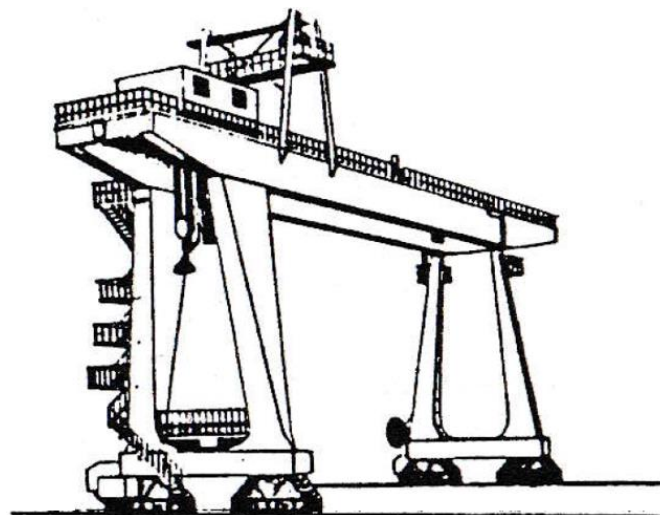


Figura 18. Grúa pórtico para elevadas cargas (10) (p. 265)

Para manutención de cargas de baja y mediana magnitud, la viga principal es excepcional y el carro es de tipo voladizo. En este caso los postes suelen estar constituidos por una única viga (ver figura 12). Con la misión de implementar una plataforma de estabilidad en el aparato, se colocan en la parte inferior de los postes unas vigas longitudinales unidas

rígidamente con aquellos, que llevan los paquetes de rodadura de la grúa (10).

En el caso de pórticos de transbordo, así como de manutención de elevadas cargas, se recurre a vigas principales dobles, recorridas por carros abiertos. Los postes están conformados por vigas dobles cuya distancia relativa aumenta conforme disminuye la altura, con objeto de conseguir una cota de estabilidad de la grúa en marcha (10).

Generalmente, existen dos tipos de grúas - pórtico (10):

a) Pórtico en celosía

Su composición reticular necesita de un carro abierto como dispositivo de elevación (10).

Se distingue por su ligereza y su gran coste en mano de obra de fabricación (ver figura 19). Modernamente, ha sido reemplazado en la gran mayoría de los casos, por pórticos constituidos por viga cajón (10).

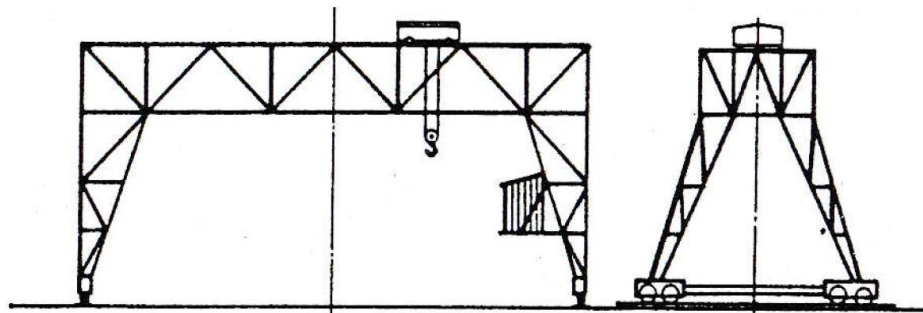


Figura 19. Pórtico en celosía (10) (p. 265)

b) Pórtico en vigas cajón

Se distingue por soportar altos esfuerzos de torsión, además de los correspondientes a flexión y cortadura [9]. Esta característica conlleva la posibilidad de llevar carros abiertos o carros en voladizo. La sección de la viga principal es constante a lo largo de su longitud, no así en el caso de los postes, cuya sección es cambiante, con objeto de adecuarse a la

fluctuante ley de momentos flectores, existe a lo largo de su longitud, como se observa en la figura 20 (10).

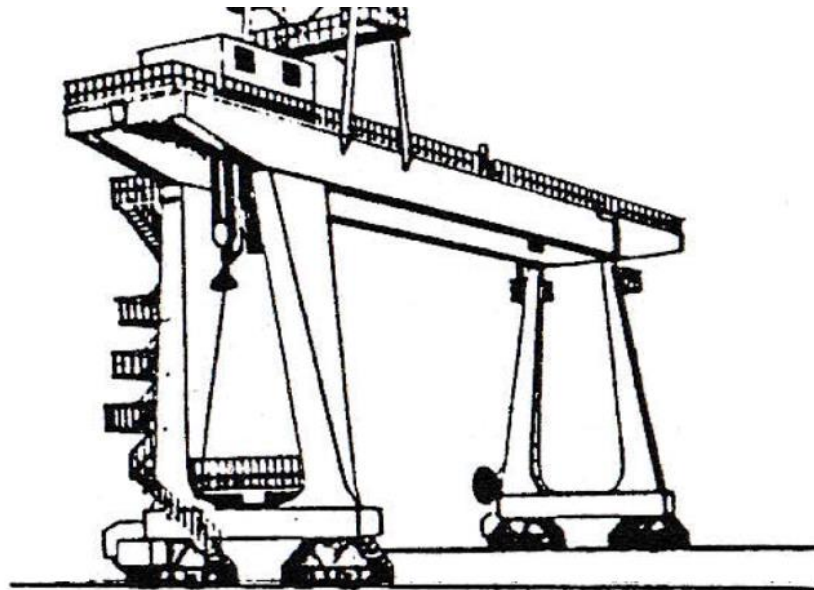


Figura 20. Pórtico viga cajón (10) (p. 265)

El pórtico se debe calcular según las normas FEM. Como pre cálculo, para conseguir una sección inicial se puede seguir el esquema desarrollado posteriormente (10):

2.2.10. Viga principal

a) Análisis de viga cajón

Es la estructura de viga principal por excelencia, debido básicamente, a la sencillez del proceso de elaboración. Los progresos realizados en las técnicas de soldadura han permitido la construcción de vigas de alta resistencia ante esfuerzos de flexión y cortadura (ver figura 21) (10).

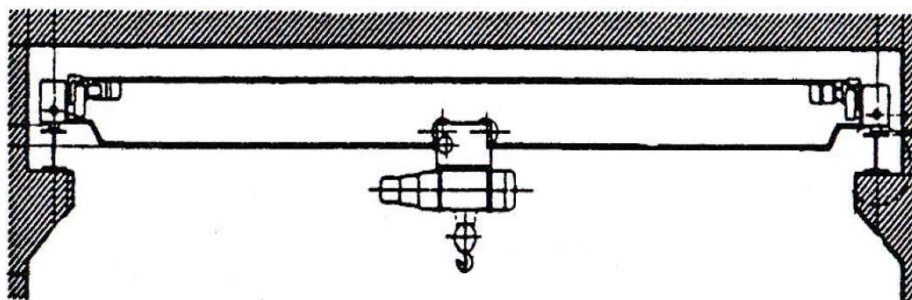


Figura 21. Viga principal de tipo cajón (10) (p. 258)

La flecha existente en el centro de la viga está interpretada en la siguiente formula (10):

$$f = \frac{PL^3}{48EI} \quad [2.1]$$

Donde:

P : carga útil + peso del mecanismo de elevación

E : módulo de elasticidad del material

I : momento de inercia de la sección central

Esta flecha no debe sobrepasar la luz del puente grúa dividida por 250.

Además, la tensión existente en la sección central de la viga principal ocurre a un esfuerzo combinado de flexión y cortadura (10):

$$\sigma = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_c^2} \quad [2.2]$$

$$\sigma_f = \frac{PL}{4W} \quad [2.3]$$

$$\tau_c = \frac{P}{2A} \quad [2.4]$$

Donde:

W : módulo resistente de la sección central

A : área de cortadura de la sección central

2.2.11. Elección de velocidad de traslación de la grúa

Se verifica según una función lineal de la longitud del sendero de rodadura de la grúa (ver figura 22) (10).

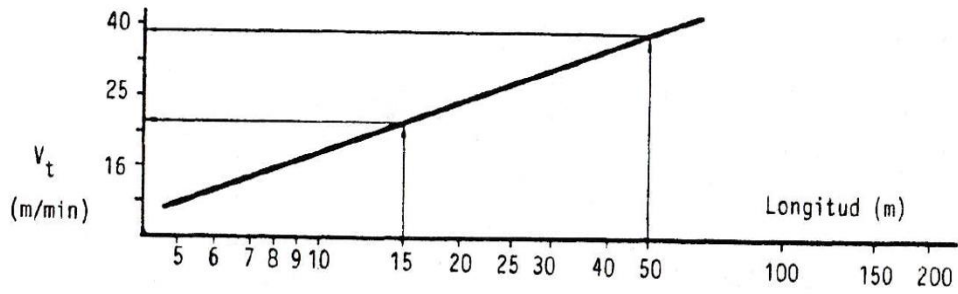


Figura 22. Velocidad de traslación de la grúa (10) (p. 259)

Según la figura 23, el momento flector máximo existente en la viga principal ocurre cuando el carro se ubica en el centro de la viga (10).

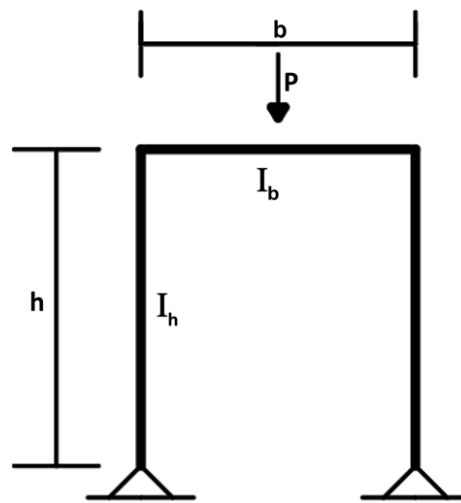


Figura 23. Esquema de cálculo de grúa pórtico (10) (p. 266)

Momento flector máximo (11):

$$M_{1b} = \frac{Pb^2}{4} * \frac{4 * \frac{l_b}{l_h} * \frac{h}{b} + 3}{4 * \frac{l_b}{l_h} * h + 6b} \quad [2.5]$$

En el caso de carro abierto, se tiene (10):

$$\sigma = \frac{M_{1b}}{W_{1b}} \quad [2.6]$$

Donde:

W_{1b} : módulo resistente a flexión vertical en el centro de la viga principal

En el caso de carro voladizo, existe un esfuerzo torsor adicional.

Momento torsor:

$$M_{1t} = P * l \quad [2.7]$$

Donde:

L = distancia en proyección horizontal entre centros de inercia de carro y viga principal.

Así pues:

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{M_{1b}}{W_{1b}}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{1t}}{W_{1t}}\right)^2} \quad [2.8]$$

W_{1t} : módulo resistente a torsión en el centro de la viga principal

2.2.12. Postes

En la configuración de la grúa pórtico los postes forman parte importante, en la figura 24 se aprecia la distribución con la cual va contar cada uno de estos postes (10).

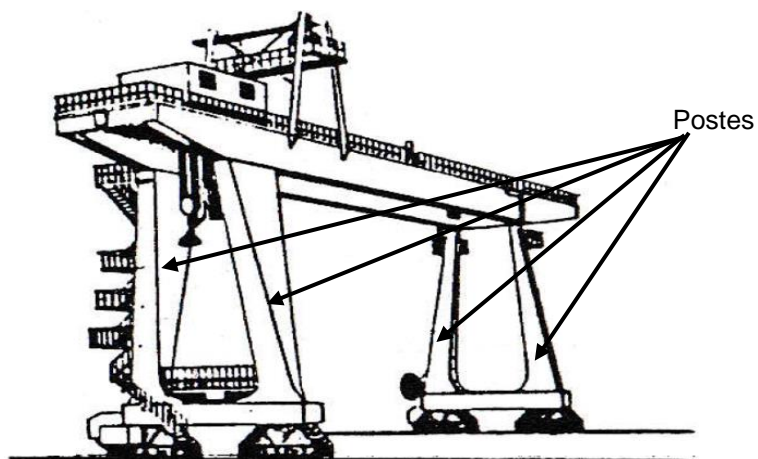


Figura 24. Postes de grúa pórtico (10) (p. 265)

Según la figura 23, el caso más desfavorable ocurre cuando el carro está situado en el centro, ya que los esfuerzos de flexión van a ser más notables que los de compresión (10).

Momento flector máximo en zona superior (10):

$$M_{1b} = \frac{3}{8} * \frac{Pb}{3 + 2 * \frac{l_b}{l_h} * \frac{h}{b}} \quad [2.9]$$

En el caso de carro abierto, se tiene:

$$\sigma = \frac{M_{1h}}{W_{1h}} + \frac{P}{2A} \quad [2.10]$$

W_{1h} : módulo resistente a flexión vertical en la parte superior del poste

A : área de la sección en la parte superior del poste

En el caso de carro en voladizo: existe un momento flector adicional (10).

$$M_{2h} = \frac{Pl}{2} \quad [2.11]$$

Donde l es las distancia horizontal entre centros de inercia de carro y viga principal de la grúa pórtico (11):

$$\sigma = \frac{M_{1h}}{W_{1h}} + \frac{M_{2h}}{W_{2h}} + \frac{P}{2A} \quad [2.12]$$

Donde W_{2h} : es el módulo a flexion horizontal en la parte superior del poste.

2.2.13. Potencia de los motores eléctricos

Las potencias de los tres motores eléctricos se calculan según los criterios siguientes (10):

a) **Motores de elevación:** la potencia del motor de elevación está representada por la siguiente fórmula:

$$P_{elev} = \frac{G_2 * V_{elev}}{4500 * \eta} \quad [2.13]$$

G_2 : carga a elevar [carga útil + peso de elemento suspendido en Decanewton (daN)]

V_{elev} : velocidad de elevación (m/min)

η : rendimiento de la transmisión

P_{elev} : potencia de elevación (CV)

b) **Motores de traslación:** en el caso de traslaciones es necesario determinar la potencia a régimen permanente y de aceleración. La potencia a régimen permanente tiene la siguiente expresión (10):

$$P_{tras} = \frac{(G_1 + G_2) * W * V_{tras}}{4,5 * 10^6 * \eta} \quad [2.14]$$

G_1 : carga muerta a trasladar [Decanewton (daN)]

W : 7 para rodamiento, 20 para casquillo de bronce

V_{tras} : velocidad de traslación (m/min)

η : rendimiento de la transmisión

P_{tras} : potencia de traslación a régimen permanente (CV)

Solamente, es necesario indicar que cuando el carro especificado sea en voladizo, va a existir un incremento en la resistencia de rodadura del dispositivo de elevación (ver figura 25) (10).

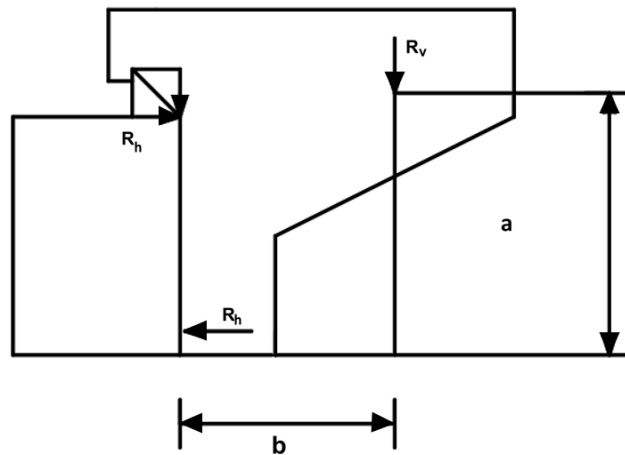


Figura 25. Esquema de cálculo de potencia de traslación del carro pòrtico (10) (p. 267)

$$\text{Reaccion vertical} = Q + G \quad [2.15]$$

$$Q = \text{Carga util [Decanewton(daN)]} \quad [2.16]$$

$$G = \text{Peso del mecanismo de elevacion[Decanewton(daN)]} \quad [2.17]$$

$$\text{Reacciones horizontales} = 2 * \frac{b}{a} (Q + G) \quad [2.18]$$

$$\text{fuerza de rodadura} = \left(Q + G + \frac{2b}{a} (Q + G) \right) * W \quad [2.19]$$

W : coeficiente de rodadura

Entonces, la potencia de traslación del carro a régimen permanente será (10):

$$P_W = \frac{(Q + G) * \left(1 + 2 * \frac{b}{a} \right) * W * V_t}{4,5 * 10^6 * \eta} \quad [2.20]$$

Q : carga útil [Decanewton(daN)]

G : peso mecanismo de elevación [Decanewton(daN)]

W : 7 para rodamiento, 20 para casquillo de bronce

V_t : velocidad de traslación (m/min)

η : rendimiento de la transmisión

P_W : potencia de traslación a régimen permanente (CV)

2.2.14. Esfuerzos normales en vigas

Los esfuerzos flexionantes de tensión y de compresión máximos que ejercen en cualquier sección transversal dada suceden en los puntos más distanciados del eje neutro (11). Denotando con c_1 y c_2 las distancias desde el eje neutro hasta los elementos extremos en las direcciones y positiva y negativa, respectivamente (ver figuras 26 y 27) (11).

Entonces los esfuerzos normales máximos S_1 y S_2 (de la fórmula de la flexión) son (11):

$$\sigma_1 = -\frac{M c_1}{I} = -\frac{M}{S_1} \quad [2.21]$$

$$\sigma_2 = -\frac{M c_2}{I} = -\frac{M}{S_2} \quad [2.22]$$

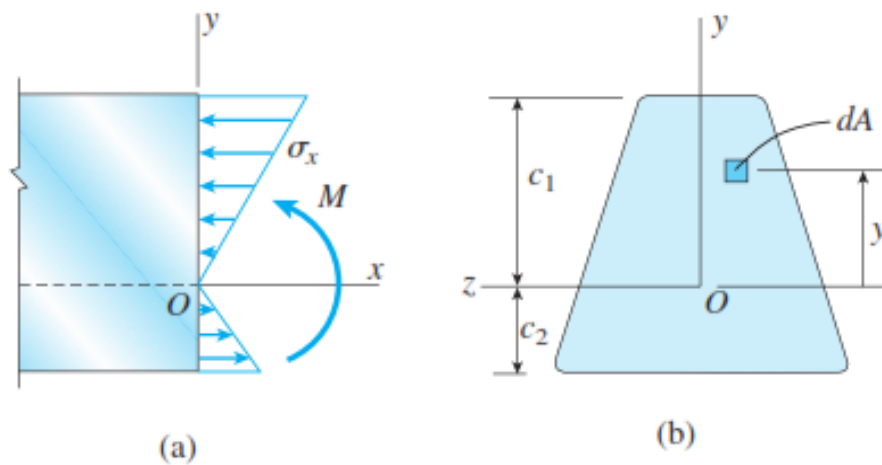


Figura 26. Esfuerzos normales en una viga de material linealmente elástico: (a) vista lateral de la viga que muestra la distribución de los esfuerzos normales y (b) sección transversal de la viga que muestra el eje z como el eje neutro de la sección transversal (11) (p. 361)

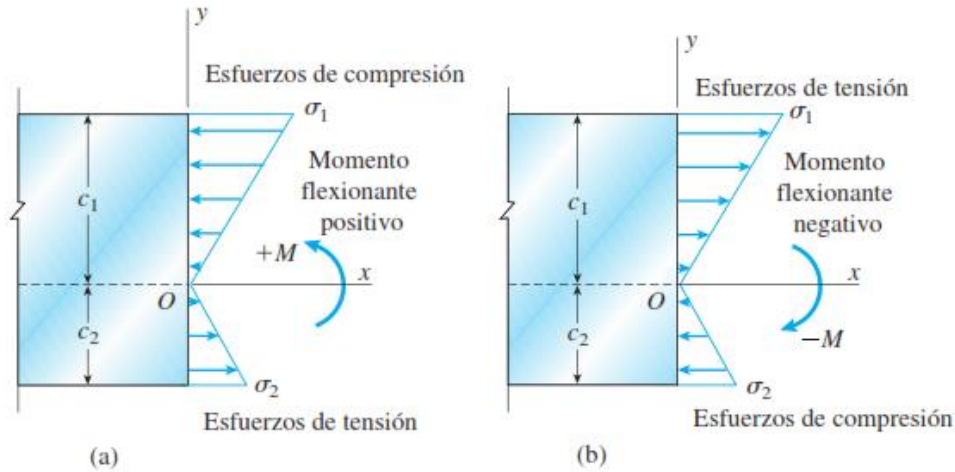


Figura 27. Relaciones entre los signos de momento flexionante y las direcciones de los esfuerzos normales: (a) momento flexionante positivo y (b) momento flexionante negativo (11) (p. 364)

En donde:

$$S_1 = \frac{I}{c_1} \quad [2.22]$$

$$S_2 = \frac{I}{c_2} \quad [2.23]$$

Las cantidades S_1 y S_2 se determinan como módulos de sección del área de la sección transversal (11). De las ecuaciones 2.22 y 2.23 se observa que cada módulo de sección tiene dimensiones de longitud a la tercera potencia (por ejemplo, in^3 o mm^3) (11). Se contempla que las distancias c_1 y c_2 hasta la parte superior e inferior de la viga siempre se toman como cantidades positivas (11).

2.2.15. Diseño de soldadura

Uniones soldadas

Son de carácter permanente y su división requiere de la destrucción de la unión (12).

Se comprende que para el diseño de juntas soldadas se ha seleccionado el material de aporte idóneo al material base y en lo que respecta al diseño, es aconsejable que la resistencia del material de

aporte sea en lo posible superior que del metal base, por lo que se espera, en caso de fallas, estas se produzcan en la parte adyacente al cordón (12).

En ese sentido, los cálculos se ceñirán a cordones de soldadura de filete y en cordones a tope (12).

Análisis de esfuerzos

Las cargas que ejercen en un cordón de soldadura de filete pueden ser paralelas o transversales al cordón, ocasionando en ella esfuerzos de tensión y de corte (12).

Analizando la sección del filete se puede definir la sección crítica que tenga el esfuerzo máximo de corte para dos situaciones extremas: cuando la carga actuante es paralela al cordón y la otra en sentido transversal (12).

Siendo:

$$S_s = S_{ut} \quad [2.24]$$

$$S_w = S_{ut} * \cos 45^\circ \quad [2.25]$$

La carga por unidad de longitud (12):

$$f_w = \frac{F_s}{L} \quad [2.26]$$

El tamaño de cateto (12):

$$w = \frac{f_w}{S_w} \quad [2.27]$$

Las cargas actuantes en cordones de soldadura de filete (12):

Carga de cortante directa:

Determinando la carga aplicada que ejerce en el centro de gravedad y en el plano del cordón de soldadura de filete, la carga de corte por unidad de longitud del cordón (12):

$$f_w = \frac{F_s}{L_w} \quad [2.28]$$

Siendo

F_s : carga de corte actuante

f_w : carga de corte por unidad de longitud

L_w : longitud efectiva de cordón de soldadura

Carga de corte en el cordón debido al momento flector:

El momento flector cuando actúa en el eje "X" o "Y" que pasa por el centro de gravedad del cordón de soldadura, la carga de corte por unidad de longitud del cordón será (12):

$$f_w = \frac{M}{Z_w} \quad [2.29]$$

$$Z_w = \frac{I_w}{c} \quad [2.30]$$

Carga de corte en el cordón debido al momento de torsión (12):

Cuando el momento de torsión actúa en el eje que transita por el centro de gravedad del cordón de soldadura, la carga de corte por unidad de longitud del cordón será (12):

$$f_w = \frac{T * c}{J_w} \quad [2.31]$$

La carga resultante es igual:

$$f_w = \sqrt{f_{wx}^2 + f_{wy}^2 + f_{wz}^2} \quad [2.32]$$

$$w = \frac{f_w}{S_w} \quad [2.33]$$

2.3. Definición de términos básicos

- **Carro abierto:** es una estructura resistente y robusta capaz de resistir fuertes cargas, también se le conoce como trolley o traviesa de cierre (10).
- **Motores de traslación:** son los motores destinados a trasladar la grúa pórtico, también el *trolley* (10).
- **Motor de elevación:** es el motor que acciona el mecanismo de elevación para elevar la carga en una grúa pórtico (10).
- **Viga cajón:** viga fabricada con 4 placas de acero que forma un perfil cerrado con las propiedades resistentes que se requieran (10).
- **Viga en celosía:** armadura de acero reticulado (10).
- **Aparejo:** se considera aparejo al conjunto: gancho de izaje, traviesa de gancho, polea de izaje, traviesa de polea de izaje y aseguramiento de aparejo (11).
- **Tambor de arrollamiento:** cuerpo cilíndrico donde se envuelve el cable que se usa en la grúa pórtico (10).
- **Polea:** elemento de un aparato de elevación cuyo objetivo es cambiar la dirección del cable o servir de elemento de acoplamiento entre aparato y carga (10).
- **Decanewton (daN):** diez newtons se denominan un decanewton o un daN (13).

CAPÍTULO III METODOLOGÍA

3.1. Tipo de investigación

La presente investigación es tecnológica, las investigaciones tecnológicas tienen por objetivo la creación de aparatos, máquinas y mecanismos con la finalidad de obtener beneficios económicos (3).

Esta investigación está basada en el diseño de una grúa pórtico, por tal motivo se trata de una investigación tecnológica, porque usa el conocimiento para obtener un beneficio económico.

3.2. Metodología aplicada para el desarrollo de la solución

La metodología que se aplicó en la presente tesis está basada en la norma VDI 2221 y 2225. La metodología VDI 2221 (*Verein Deutscher Ingenieure*) cuenta con el método generalizado que optimiza en cada una de sus fases, lo cual se presenta como una ventaja, ya que por una parte obliga al diseñador a buscar criterios de evaluación que lo conduzcan a la optimización, además que tiene la facilidad de ser aprendido por el diseñador con o sin experiencia (1).

Los métodos de diseño se han hecho principalmente para ordenar la actividad creadora del diseñador y procurar acelerar esta actividad hasta límites deseados (1).

La metodología 2225 consiste en un método de decisión optimizado al mínimo coste, la valoración de los diseños iniciales se realizó siguiendo este método objetivo. De esta forma se tiene certeza de que se ha escogido el diseño óptimo (2).

El método de diseño 2225 no ha variado demasiado con relación al método que se emplea en la VDI 2221, la mayor diferencia es que en la VDI 2225 señala como criterio para la selección de la solución óptima que toma en cuenta el análisis tecnológico y el análisis económico, a continuación, en la figura 28 se muestra el proceso generalizado empleado para el diseño.

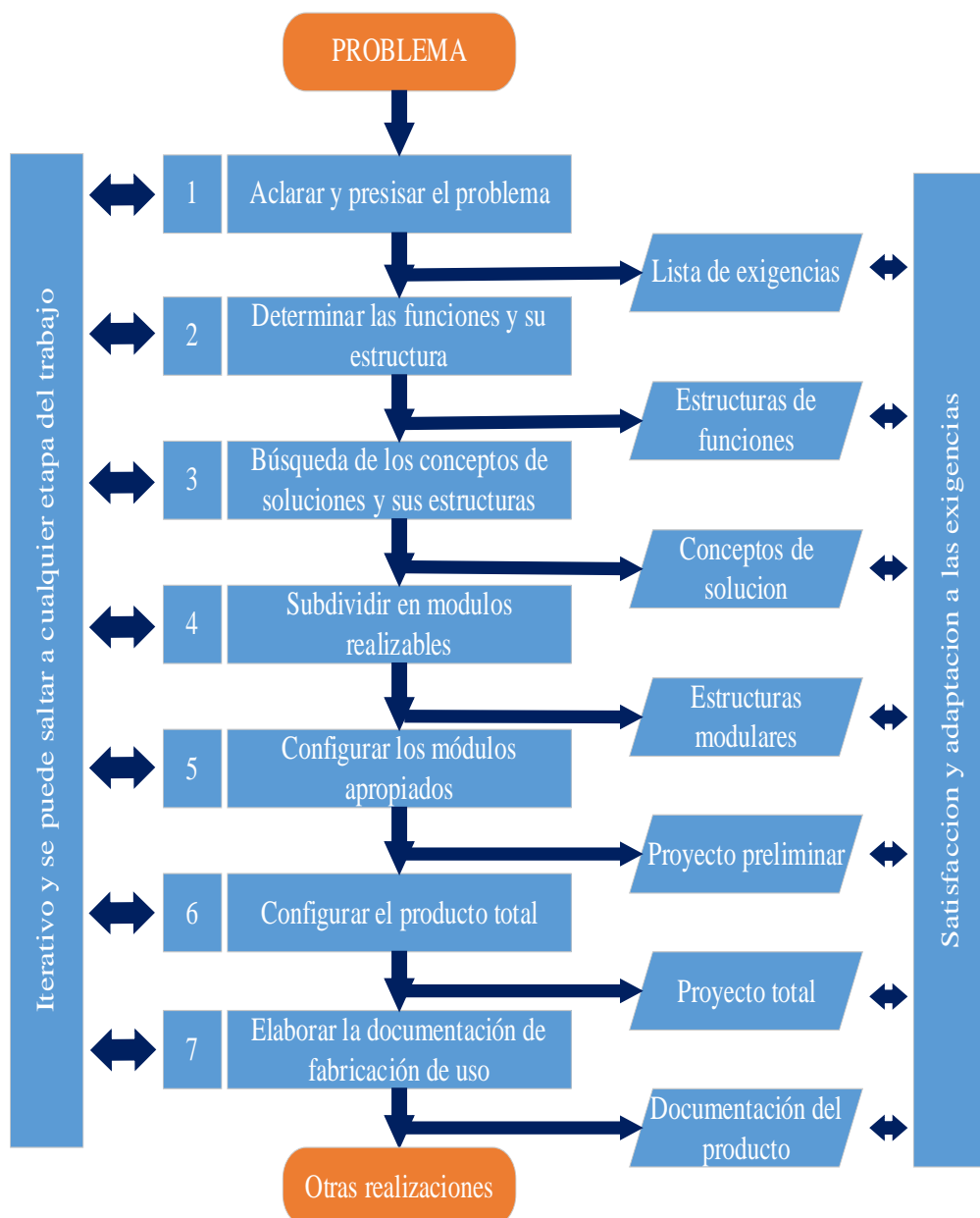


Figura 28. Proceso generalizado de desarrollo y diseño VDI 2221 (1)

3.2.1. Fases del diseño

De acuerdo a la problemática planteada al inicio de la presente tesis se analiza identificando los requerimientos a fin de realizar el diseño de la grúa pórtico para la carga y descarga de materiales y equipos con una capacidad de 10 toneladas en la empresa SMELTING INGENIEROS SAC, empleando la normativa VDI detallando el proceso a fin de solucionar la problemática que se estableció en la formulación del problema.

a) Definición del problema

Se determina los síntomas respecto al problema que se está analizando, identificando la necesidad y dejando claro que existe una necesidad, se debe de expresar en términos cualitativos y cuantitativos, especificando claramente cuál es el problema por estudiar.

b) Formulación del problema

Una vez que ya está definido el problema se establece la posible solución, se plantea tomando en cuenta:

- El nombre del problema
- Las variables del problema
- Las restricciones y las limitaciones

¿Cómo diseñar una máquina?

c) Caja negra

Se realiza una síntesis, presentando de forma esquemática las funciones de entrada y las funciones de salida, como se puede ver en la figura 29.

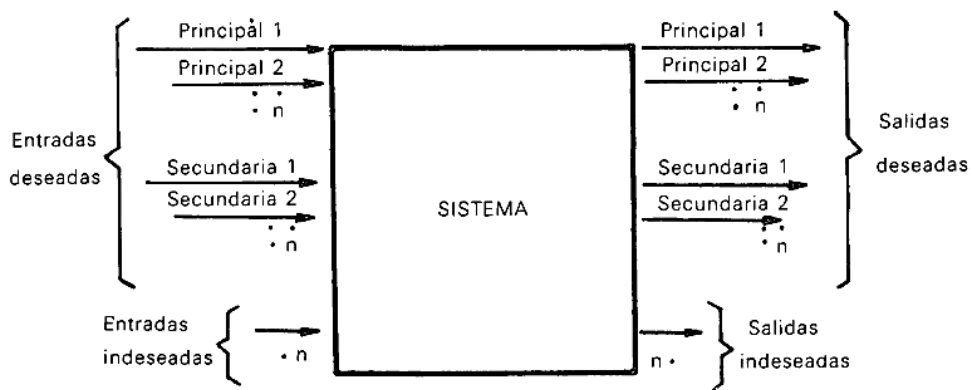


Figura 29. Modelo de caja negra (14) (p. 37)

d) Caja gris

Se realiza el análisis de cada componente de la máquina que cumple una función y que permite cumplir con el objetivo en conjunto de todo el sistema, en este paso se conoce los componentes que lleva la máquina por dentro, el uso principal de la caja gris es transparentar la información que se obtiene de la caja negra, se establecen las funciones de cada componente.

e) Lista de exigencias

Se plantea en función a las necesidades que se requiere cumplir, para que la máquina funcione correctamente, se recopila información externa (trabajos de investigación similares, textos especializados, normas, etc.), información interna (el cliente brinda información relacionadas a las necesidades que requiere) una vez que se cuenta con estas dos fuentes se procede a formular la lista de exigencias, en la figura 30 se ve un modelo.

Lista de exigencias		Universidad Continental	Página:
Proyecto:		Facultad:	Fecha:
		Ingeniería Mecánica	Autor:
Categoría	Deseos (D) Exigencias (E)	Condiciones	Responsable

Figura 30. Modelo de lista de exigencias

f) Matriz morfológica

Es una de las técnicas más valiosas para generar gran cantidad de ideas en un corto periodo de tiempo.

Consiste en descomponer un concepto, una situación de idea problema en sus elementos esenciales o básicos.

Es una técnica que permite elaborar alternativas de solución, como se puede ver el modelo de matriz morfológica en la figura 31.

FUNCIONES		SOLUCIONES				
		Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	Solución 5
1						
2						
3						
4						

Figura 31. Modelo de matriz morfológica

g) Descripción de soluciones

Una vez que se obtuvieron los resultados en la matriz morfológica, se describen cada uno de los perfiles de solución obtenidos, de forma clara, ya que para la elección de la solución se usarán estos datos.

h) Evaluación técnica

La evaluación técnica va a permitir seleccionar entre estas soluciones, se plantean los criterios de evaluación, se utiliza un peso ponderado que está en función a las necesidades de los clientes, los objetivos, las especificaciones técnicas, el valor máximo es de 10 según la importancia de cada criterio de evaluación, a continuación se muestra un modelo de ficha para la evaluación técnica, ver figura 32.

EVALUACIÓN TÉCNICA DE CONCEPTOS DE SOLUCIÓN														
Valor Técnico (x _i)														
Proyecto: Grúa pórtico														
p: puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2225)														
0=no satisface, 1=aceptable a las justas, 2=suficiente, 3=bien, 4=muy bien														
g: el peso ponderado está en función a los criterios de evaluación														
Criterios de evaluación para diseño en base de conceptos o proyectos														
Variantes del concepto de solución		S1		S2		S3		S4		S5		Solución ideal		
Nº	Criterios técnicos de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1														
2														
3														
4														

Figura 32. Modelo de ficha de evaluación técnica

i) Evaluación económica

La evaluación económica toma como base de análisis los datos cualitativos relacionados con los costos, de la misma forma que en la evaluación técnica los criterios de evaluación se plantean en función de los costos, como se muestra en la figura 33, se muestra un modelo de ficha para la evaluación económica.

EVALUACIÓN DE CONCEPTOS DE SOLUCIÓN														
Valor Económico Y _i														
Proyecto: Grúa pórtico														
p: puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2225)														
0=no satisface, 1=aceptable a las justas, 2=suficiente, 3=bien, 4=muy bien														
g: el peso ponderado está en función a los criterios de evaluación														
Criterios de evaluación para diseño en base de conceptos o proyectos														
Variantes del concepto de solución		S1		S2		S3		S4		S5		Solución ideal		
Nº	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1														
2														
3														
4														

Figura 33. Modelo de ficha de evaluación económica

j) Solución óptima

Se obtiene una vez que se tienen los resultados de la evaluación técnica y la evaluación económica, se realiza una gráfica, teniendo como eje de las abscisas los valores de la evaluación técnica y el eje de las ordenadas, los valores de la evaluación económica, en la solución óptima se toma en cuenta la solución ideal que tiene como valor máximo 1, la alternativa de solución que más se aproxima a este valor será tomada como la solución óptima.

k) Análisis de sensibilidad

Representa la interrelación entre las variables de entrada y las variables de salida y los parámetros del proyecto. En el análisis de sensibilidad se toma en cuenta parámetros críticos, mecanismos del sistema, restricciones, se plantea los modelos matemáticos para el análisis.

l) Análisis de compatibilidad

En el análisis de compatibilidad se determina la resistencia mecánica y dimensiones.

Las entradas del sistema deben ser compatibles, deben acoplarse adecuadamente al mecanismo que transforma dichas entradas en salidas adecuadas.

m) Detalle

Elaboración de planos, generales, explosionados, de ensamble y de detalle.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN

4.1. Estado de arte

4.1.1. Tipos de grúas

Grúa pórtico: es la grúa el cual se apoya sobre un sendero de rodadura a través de postes de apoyo (15). Se caracteriza y mantiene su distancia de la grúa puente en que los raíles de desplazamiento se ubican en un plano horizontal muy abajo al del carro (en general apoyados en el suelo) (ver figura 34) (15).

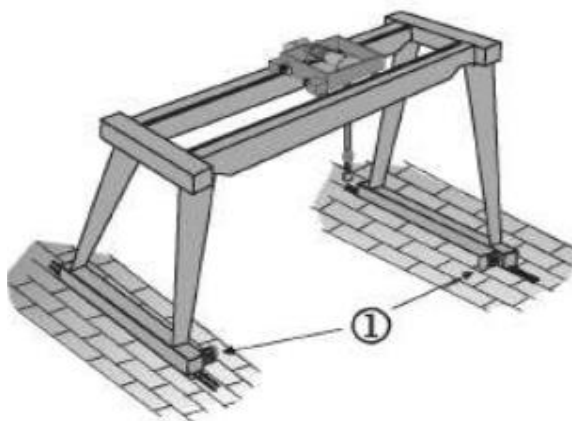


Figura 34. Grúa pórtico (15)

Grúa semipórtico: la grúa cuyo dispositivo portador se apoya sobre un sendero de rodadura, directamente en un lado y por medio de postes de apoyo en el otro (ver figura 35) (15). Su característica principal

en diferencia de la grúa puente y de la grúa pórtico es en que uno de los raíles de desplazamiento está cercano al mismo plano horizontal que el carro, por consecuencia otro raíl de desplazamiento se ubica en otro plano horizontal muy abajo al del carro (generalmente apoyado en el suelo) (15).

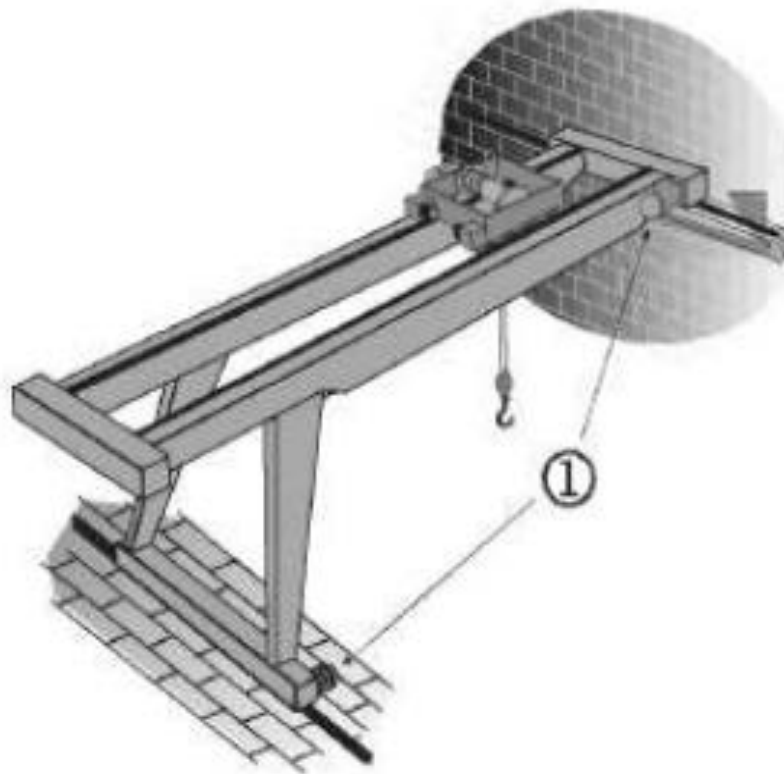


Figura 35. Grúa de semipórtico (15)

Grúa ménsula: la grúa está fijada a un muro o capaz de desplazarse a lo largo de una vía de rodadura aérea anclado a una pared o a una estructura de obra (15), (ver figura 36). Su principal característica a diferencia de la grúa puente es porque que los raíles de desplazamiento están en un mismo plano vertical (15).



Figura 36. Grúa de ménsula (15)

Las grúas pórtico en la actualidad utilizan en su estructura la viga cajón y la columna cajón con guías en el piso que permiten su desplazamiento, como se puede ver en las figuras 37 y 38, utiliza un carro abierto en la parte superior, en este carro abierto están ubicados los elementos que realizan el izaje (polipastos), en la figura 32 se muestra una grúa pórtico.



Figura 37. Modelo de grúa pórtico. Tomada de <https://n9.cl/lc5fz>



Figura 38. Grúa pórtico. Tomada de <https://n9.cl/f6jk0>

El carro abierto que es utilizado en la actualidad es como el que se ve en la figura 39, el gancho y las poleas, también se puede apreciar la característica en la figura 39.



Figura 39. Carro abierto modelo DQA. Tomada de <https://www.abusgruas.es>

4.2. Identificación de requerimientos

4.2.1. Lista de exigencias

A continuación, se presenta la lista de exigencias en el formato propuesto en el capítulo III.

Tabla 4. Lista de exigencias

Lista de exigencias		Universidad Continental	Página:	1 de 2
Proyecto: Diseño de una grúa pórtico para la carga y descarga de materiales y equipos con una capacidad de 10 toneladas		Facultad:	Fecha:	15/05/21
		Ingeniería Mecánica	Autor:	E. Carlos
		Categoría	Deseos (D) Exigencias (E)	Condiciones
Función de la máquina	E	La máquina deberá poder levantar 10 toneladas como máximo.	E. Carlos	
Función de la máquina	E	La estructura del trolley debe soportar las cargas a las que estará sometido.	E. Carlos	
Dimensión	E	Las medidas de la grúa deben de ser de 7 m de alto y 10 m de ancho como mínimo.	E. Carlos	
Movimientos	D	El desplazamiento de la grúa pórtico deberá de ser a lo largo de sus carrileras que estarán instaladas en el piso.	E. Carlos	
Movimientos	E	El carro abierto o trolley se desplazará a lo largo de la viga puente.	E. Carlos	
Fuerzas	E	Se deberá definir el momento flector máximo que se produzca en la viga puente y en los postes.	E. Carlos	
Energía	E	La grúa pórtico deberá de usar energía trifásica con un voltaje de 380 v.	E. Carlos	
Materiales	E	La grúa pórtico utilizará materiales comerciales que se encuentran en el mercado.	E. Carlos	
Mantenimiento	D	Cortos tiempos de mantenimiento.	E. Carlos	
Costes	E	Se realizará un análisis económico para determinar la viabilidad.	E. Carlos	

Lista de exigencias		Universidad Continental	Página:	2 de 2
Proyecto: Diseño de una grúa pórtico para la carga y descarga de materiales y equipos con una capacidad de 10 toneladas		Facultad:	Fecha:	15/05/21
		Ingeniería Mecánica	Autor:	E. Carlos
		Categoría	Deseos (D) Exigencias (E)	Condiciones
Manufactura de la máquina	E	Para la fabricación de la grúa pórtico se utilizará materiales normados como ASTM.	E. Carlos	
Transporte y distribución	E	Los materiales serán transportados a las instalaciones de la empresa, donde se fabricará.	E. Carlos	
Vida útil	D	La máquina no deberá de generar ruido excesivo durante su periodo de vida útil.	E. Carlos	
Plazos	E	Se tiene como fecha de entrega del diseño de la grúa pórtico el 31 de julio 2021.	E. Carlos	
Seguridad	E	La grúa pórtico deberá de cumplir con las medidas de seguridad utilizando un mayor factor de seguridad en el diseño.	E. Carlos	
Ergonomía	D	El diseño de la grúa pórtico debe de permitir que el operador tenga comodidad al realizar las operaciones.	E. Carlos	
Impacto ambiental	D	Con la instalación de la grúa pórtico no se debe de afectar al medio ambiente, se debe de evitar la emisión de gases de efecto invernadero.	E. Carlos	
Aspectos legales	E	El diseño de la grúa pórtico deberá de cumplir con la normativa vigente (FEM).	E. Carlos	

4.3. Análisis de la solución

Para este análisis se tomó en cuenta los siguientes criterios de evaluación que a continuación se detalla:

4.3.1. Caja negra

A continuación, se presenta la síntesis del sistema, esta síntesis es el modelo matemático del sistema, se modeló mediante la caja negra como se presenta en la figura 40, detallando sus diferentes partes a continuación.

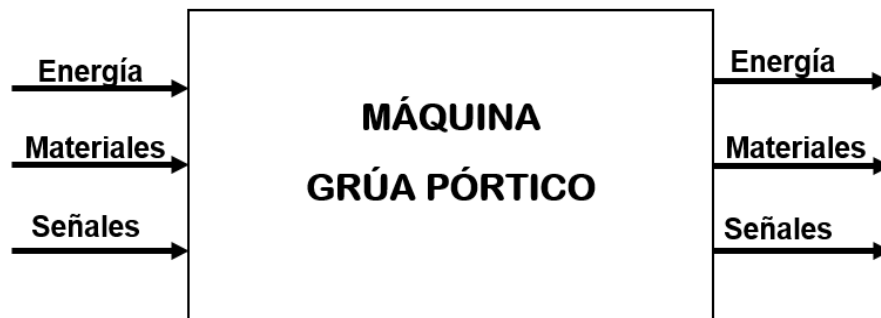


Figura 40. Caja negra de grúa pórtico

Entrada

a) **Energía**

La energía eléctrica se emplea para el funcionamiento de la grúa pórtico.

b) **Materiales**

Los materiales que se requiere mover, que pueden estar sobre un camión o en una máquina que se esté desmontando (estructuras, vigas, materiales, cadenas de tractores de orugas, maquinarias y equipos de taller).

c) **Señales**

Activación manual del operador de la grúa pórtico.

Salida

d) **Energía**

Energía mecánica que se produce por el movimiento de los diferentes mecanismos de la grúa pórtico.

e) **Materiales**

Los materiales y equipos que se transportan a su ubicación final para poder realizar los trabajos.

f) **Señales**

El mando eléctrico para el accionamiento de los diferentes motores eléctricos y el funcionamiento del sistema.

4.3.2. **Caja gris**

Se analiza el sistema definiendo las funciones de cada componente como se muestra en la caja gris en la figura 41.

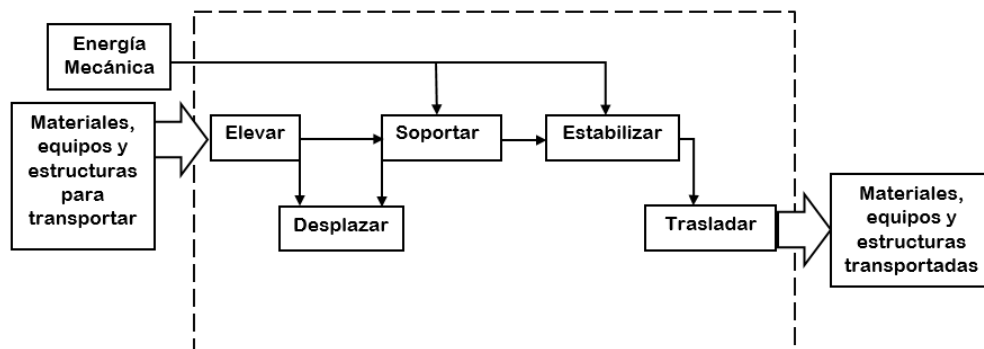


Figura 41. Caja gris de grúa pórtico

Descripción de funciones

a) **Elevar**

La función del mecanismo de elevación es elevar o bajar carga que no supere las 10 toneladas de capacidad, el mecanismo de elevación genera movimiento vertical.

El mecanismo de elevación está conformado por elementos que a continuación se menciona:

- Gancho
- Traviesa de gancho
- Traviesa de polea
- Polea
- Aseguramiento de aparejo
- Cable de acero

- Tambor de arrollamiento

b) **Soportar**

Travesía de cierre o *trolley*

Cumple la función de soportar el tambor de arrollamiento que va sujetado sobre el *trolley*, este elemento se desplaza a lo largo de la viga puente, el *trolley* soporta la carga de elevación, el peso del mecanismo de elevación, la estructura propia del *trolley*.

- Estructura *trolley*

c) **Desplazar**

- Ruedas *trolley*

d) **Estabilizar**

Viga puente

La función de la viga puente es soportar la carga que se genera por el accionamiento del mecanismo de elevación, también cumple la función de soportar a la travesía de cierre o *trolley* que se desplaza a lo largo de las vigas puente.

Postes

Su función es ser el soporte donde se apoya las vigas puente, también soporta las cargas generadas por el peso de las vigas puente, el *trolley*, el mecanismo de elevación y la carga de elevación.

e) **Trasladar**






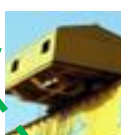










Paquete de rodadura

La función del paquete de rodadura es permitir el desplazamiento longitudinal de la grúa pórtico, toda la estructura de la grúa pórtico se apoya encima de este paquete de rodadura, el paquete de rodadura se encuentra situado a nivel del suelo.

- Ruedas motrices

4.3.3. Matriz morfológica

Tabla 5. Matriz morfológica

Funciones		Soluciones				
		Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	Solución 5
1	Elevar	 <p>Polipasto con cadenas con gancho</p>	 <p>Polipasto birriel con gancho</p>	 <p>Polipasto monorriel con gancho</p>	 <p>Polipasto monorriel con cuchara</p>	 <p>Polipasto birriel con cuchara</p>
2	Soportar	 <p>Carro voladizo</p>	 <p>Carro abierto para birriel</p>	 <p>Carro para monorriel</p>		
3	Desplazar	 <p>Sistema de ruedas para carro abierto birriel</p>	 <p>Sistema de ruedas para carro monorriel</p>			
4	Estabilizar	 <p>Estructura grúa pórtico-cajón</p>	 <p>Estructura reticulada grúa pórtico monorriel</p>	 <p>Estructura grúa pórtico monorriel</p>	 <p>Estructura grúa pórtico-reticulada birriel</p>	 <p>Estructura grúa semipórtico monorriel</p>
5	Transladar	 <p>Paquete de rodadura</p>				
		S 1	S 2	S 3	S 4	S 5

Descripción de soluciones

Solución 1

Se engancha de forma manual el gancho a la carga que se va a izar, se transmite la carga a izar mediante el cable de acero antigiratorio que sujeta a los elementos de suspensión, la polea permite que la carga se pueda elevar cuando el cable se va enrollando, el aseguramiento de gancho y polea mantiene en su lugar la polea y el gancho y, a su vez, transmite la carga de elevación entre el gancho y la polea, el tambor de arrollamiento gira y envuelve el cable, esta acción produce el levantamiento de la carga, la traviesa de cierre o *trolley* en voladizo, la viga puente, una armadura con perfiles de acero, el *trolley* se desplaza por esta viga, los postes soportan la carga de la viga, el motor de elevación es un motorreductor de corona tornillo sinfín, este motorreductor se encarga de la elevación de la carga. El motor de translación del *trolley* voladizo, es un motorreductor de tornillo sinfín y corona, para el motor de traslación de grúa se usa un motorreductor de ejes paralelos.

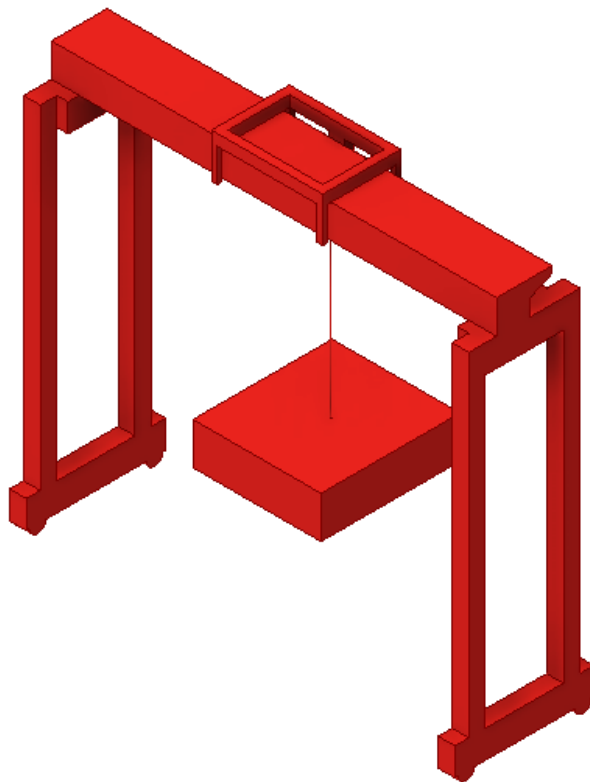


Figura 42. Modelo en 3D de solución 1

Solución 2

Se coloca el gancho de forma manual a la carga que va a elevar, el cable antigiratorio se encuentra tenso por la carga que se está izando, la polea de acero se encarga de rotar mientras el cable se enrolla en el tambor de arrollamiento, el aseguramiento de gancho y polea se encarga de sostener al gancho y a la polea por medio del aseguramiento doble, en el tambor de arrollamiento se envuelve el cable sobre su superficie y al envolverse el cable se produce la elevación de la carga, la traviesa de cierre o *trolley*, es donde se instalan el tambor de arrollamiento; el motor eléctrico lleva su propia estructura y también lleva ruedas que permiten el desplazamiento de este carro, el tipo de carro es el abierto, la viga puente soporta la carga del carro abierto y se desplaza sobre esta viga cajón, los postes soportan a las vigas puente, los postes son de tipo postes cajón, el motor de elevación será un motorreductor de ejes paralelos, en el motor de traslación del carro se emplea un motorreductor de corona tornillo sinfín.

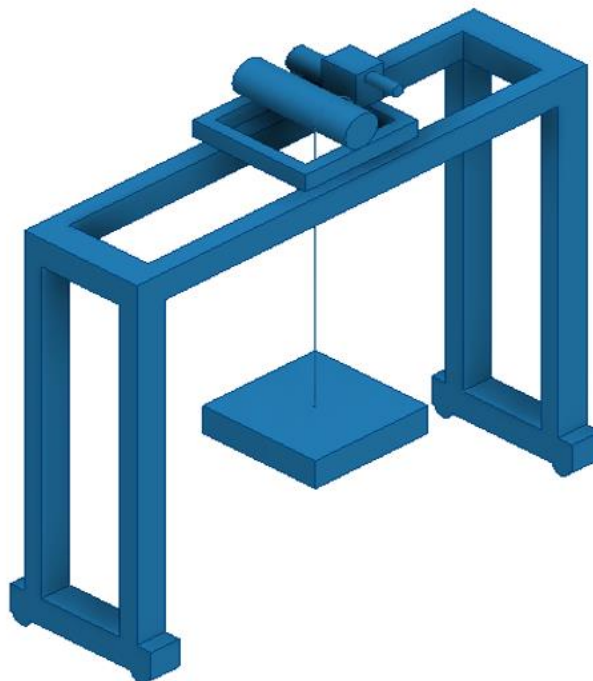


Figura 43. Modelo en 3d de solución 2

Solución 3

Se emplea el gancho de forma manual en la carga elevar, el cable de acero se tensionará por la carga usando un cable normal, la polea de acero permite que cuando se enrolla el cable los elementos de suspensión eleven la carga, el aseguramiento de gancho y polea sujeta estos elementos y transmite la carga producida por la elevación de las cargas, se usa un aseguramiento doble, el tambor de arrollamiento envuelve el cable de acero, la traviesa de cierre o *trolley* se desplaza sobre la viga puente y el modelo es un carro en voladizo, la viga puente en celosía soporta la carga transmitida por el carro en voladizo, la viga en celosía soporta toda esta carga, los postes servirán de apoyo para las vigas y las columnas serán postes en celosía, el motor de elevación se encarga de elevar la carga, se usará un motorreductor de tornillo sinfín y corona, el motor de traslación de carro que va a trabajar para mover el carro en voladizo es un motorreductor de tornillo sinfín y corona.

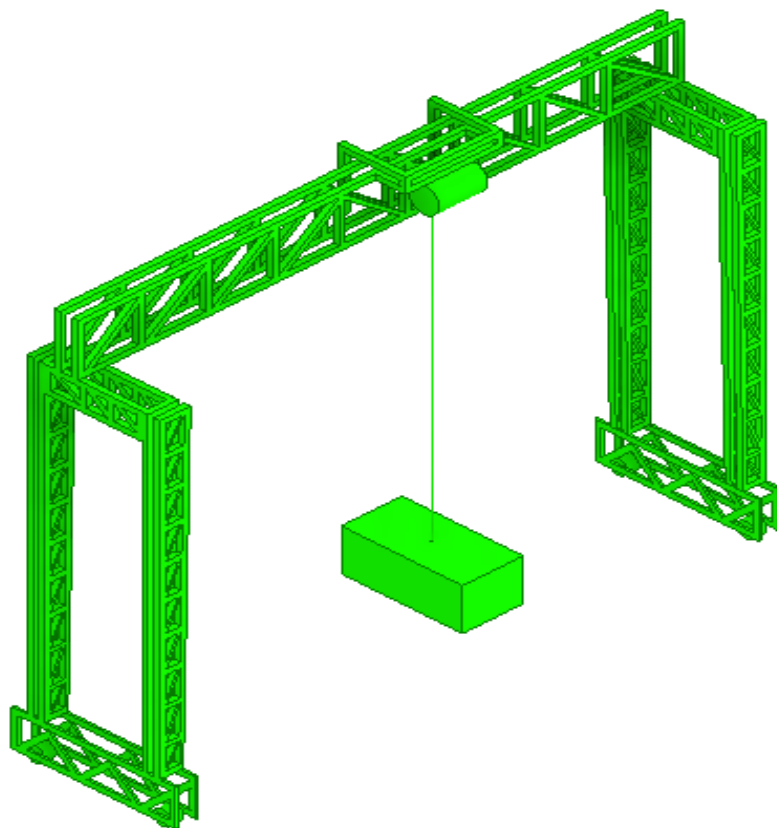


Figura 44. Modelo en 3D de solución 3

Solución 4

Se emplea una cuchara para elevar cargas, el cable de acero se tensionará por la carga usando un cable normal, la polea de acero permite que cuando se enrolla el cable los elementos de suspensión eleven la carga, el aseguramiento de gancho y polea sujeta estos elementos y transmite la carga producida por la elevación de las cargas, se usa un aseguramiento doble, el tambor de arrollamiento envuelve el cable de acero, la traviesa de cierre o *trolley* se desplaza sobre la viga puente monorriel y el modelo es un carro en voladizo, la viga de la grúa semipórtico soporta la carga transmitida por el carro en voladizo, los postes servirán de apoyo para la viga y las columnas serán postes de las característica del semipórtico, el motor de elevación se encarga de elevar la carga, se usa un motorreductor de tornillo sinfín y corona, el motor de traslación de carro que va a trabajar para mover el carro en voladizo es un motorreductor.

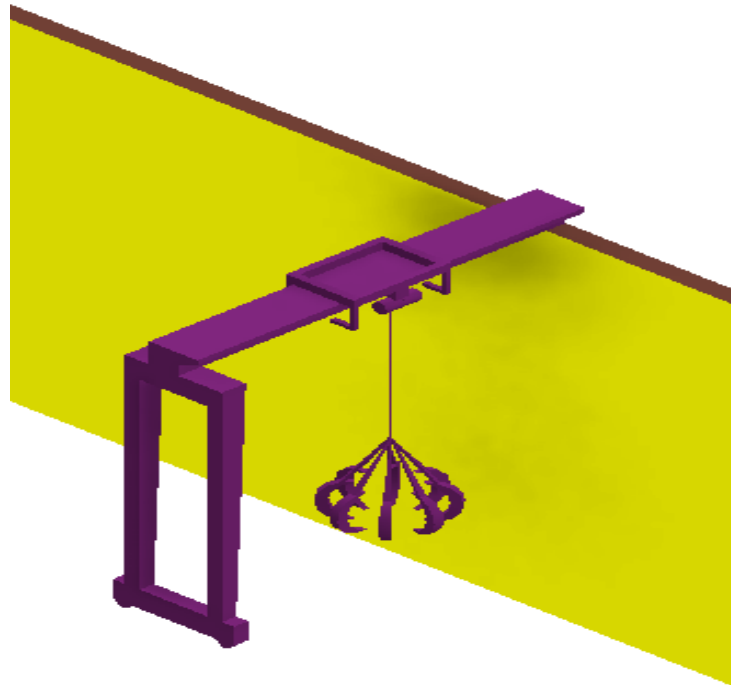


Figura 45. Modelo en 3D de solución 4

Solución 5

Se coloca la cuchara de forma manual en la carga a izar, el cable de acero se tensiona por la carga usando un cable normal, la polea de acero permite que cuando se enrolla el cable los elementos de suspensión eleven la carga, el aseguramiento de gancho y polea sujeta estos elementos y transmite la carga producida por la elevación de las cargas, se usa un aseguramiento doble, el tambor de arrollamiento envuelve el cable de acero, el *trolley* se desplaza sobre la viga puente y el modelo es un carro abierto, la viga puente soporta la carga transmitida por el carro abierto, las vigas en celosía soportan toda esta carga, los postes sirven de apoyo para las vigas y las columnas serán postes en celosía, el motor de elevación se encarga de elevar la carga, se usa un motorreductor de tornillo sinfín y corona, el motor de traslación de carro que va a trabajar para mover el carro en voladizo es un motorreductor.



Figura 46. Modelo en 3D de solución 5

4.3.4. Evaluación técnica

Tabla 6. *Evaluación técnica*

Evaluación técnica de conceptos de solución																		
Valor técnico (x_i)																		
Proyecto: grúa pórtico																		
p: puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2225)																		
0=no satisface, 1=aceptable a las justas, 2=suficiente, 3=bien, 4=muy bien																		
g: el peso ponderado está en función a los criterios de evaluación																		
Criterios de evaluación para diseño en base de conceptos o proyectos																		
Variantes del concepto de solución		S1			S2			S3			S4			S5			Solución ideal	
N.º	Criterios técnicos de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp		
1	Medidas adecuadas	8	3	24	3	24	3	24	3	24	3	24	4	32				
2	La capacidad de trabajo	9	2	18	3	27	2	18	2	18	3	27	4	36				
3	Ergonomía	7	3	21	3	21	3	21	3	21	3	21	4	28				
4	Rigidez	9	3	27	3	27	3	27	3	27	3	27	4	36				
5	Complejidad de diseño	7	3	21	3	21	2	14	2	14	3	21	4	28				
6	Facilidad en la operación	5	3	15	3	15	3	15	3	15	3	15	4	20				
7	Fabricación sencilla	7	3	21	3	21	2	14	2	14	2	14	4	28				
8	Facilidad en el montaje	7	2	14	3	21	2	14	3	21	2	14	4	28				
9	Facilidad para repuestos	5	3	15	3	15	2	10	2	10	3	15	4	20				
10	Mantenimiento	6	3	18	3	18	3	18	3	18	3	18	4	24				
11	Transporte	4	2	8	3	12	4	16	3	12	3	12	4	16				
12	Seguridad	7	3	21	4	28	3	21	2	14	3	21	4	28				
Puntaje total		81	33	223	37	250	32	212	31	208	34	229	48	324				
Valor técnico x_i				0.69		0.77		0.65		0.64		0.71		1				

Donde: $x_i = \frac{g_1 \cdot p_1 + g_2 \cdot p_2 + \dots + g_n \cdot p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) p_{ideal}} \leq 1$

4.3.5. Evaluación económica

Tabla 7. Evaluación económica

Evaluación económica de conceptos de solución														
Valor económico Y_i														
Proyecto: grúa pórtico														
p: puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2225)														
0=no satisface, 1=aceptable a las justas, 2=suficiente, 3=bien, 4=muy bien														
g: el peso ponderado está en función a los criterios de evaluación														
Criterios de evaluación para diseño en base de conceptos o proyectos														
Variantes del concepto de solución		S1			S2		S3		S4		S5		Solución ideal	
N.º	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Disponibilidad de materiales	8	3	24	3	24	3	24	3	24	3	24	4	32
2	Costos de materiales	7	3	21	3	21	3	21	3	21	3	21	4	28
3	Costos de fabricación	7	3	21	3	21	2	14	3	21	2	14	4	28
4	Costos de montaje	6	2	12	3	18	3	18	2	12	2	12	4	24
5	Costos de transporte	5	3	15	3	15	3	15	3	15	3	15	4	20
6	Adquisición de piezas	6	4	24	4	24	3	18	3	18	3	18	4	24
7	Costos de mantenimiento	7	3	21	3	21	3	21	3	21	3	21	4	28
Puntaje total		46	21	138	22	144	20	131	20	132	19	125	28	184
Valor económico Y_i				0.75		0.78		0.71		0.72		0.68		1

Donde:
$$y_i = \frac{g_1 \cdot p_1 + g_2 \cdot p_2 + \dots + g_n \cdot p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) p_{ideal}} \leq 1$$

4.3.6. Solución óptima

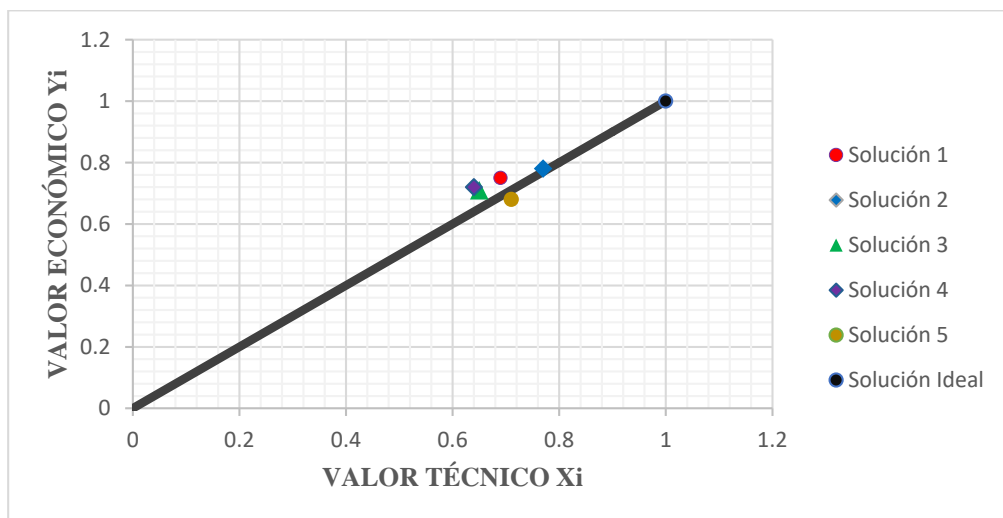


Figura 47. Esquema de selección de solución óptima

Mediante el esquema en la figura 47 que indica las distintas alternativas de solución que se han evaluado, se demuestra que la solución 2 (color azul) obtiene la mayor proximidad a la solución ideal, siendo la solución 2 la alternativa más adecuada en base a la evaluación técnica y económica para el presente diseño.

Solución 2

Se coloca el gancho de forma manual a la carga que va a elevar, el cable antigiratorio se encuentra tenso por la carga que se está izando, la polea de acero se encarga de rotar mientras el cable se enrolla en el tambor de arrollamiento, el aseguramiento de gancho y polea se encarga de sostener al gancho y a la polea por medio del aseguramiento doble, en el tambor de arrollamiento se envuelve el cable sobre su superficie y al envolverse el cable se produce la elevación de la carga, el carro abierto o *trolley*, es donde se instalan el tambor de arrollamiento, el motor eléctrico lleva su propia estructura y también lleva ruedas que permiten el desplazamiento de este carro, el tipo de carro es el carro abierto, la viga puente soporta la carga del carro abierto y el carro abierto se desplaza sobre esta viga cajón, los postes soportan a las vigas puente, los postes son de tipo postes cajón, el motor de elevación será un motorreductor de ejes paralelos, en el motor de traslación del carro se emplea un motorreductor de corona tornillo sinfín.

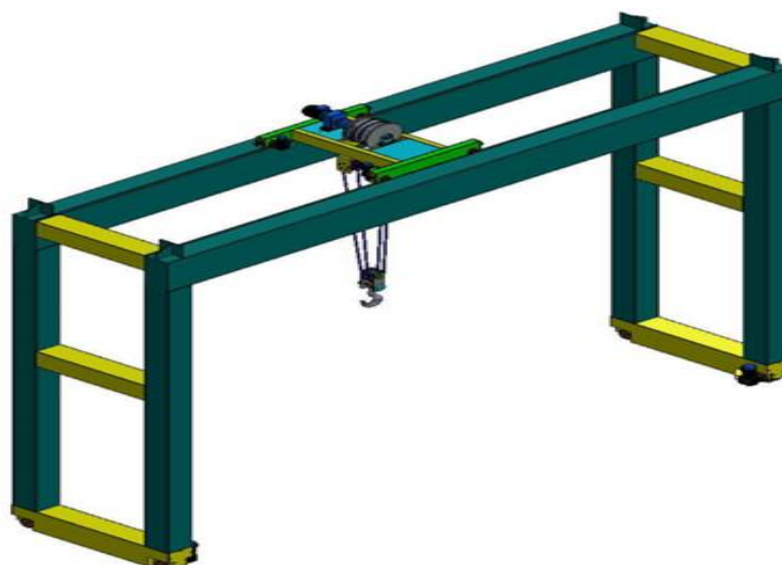


Figura 48. Modelo de la solución óptima

4.4. Diseño

Para iniciar el diseño se establece el factor de seguridad mínimo que se usa para el diseño de la grúa pórtico (16).

Como se puede ver en los anexos 1 y 2, se utilizó un factor de seguridad de cuatro para el diseño de la grúa pórtico:

$$N = 4$$

4.4.1. Diseño de componentes de la función elevar

a) Gancho

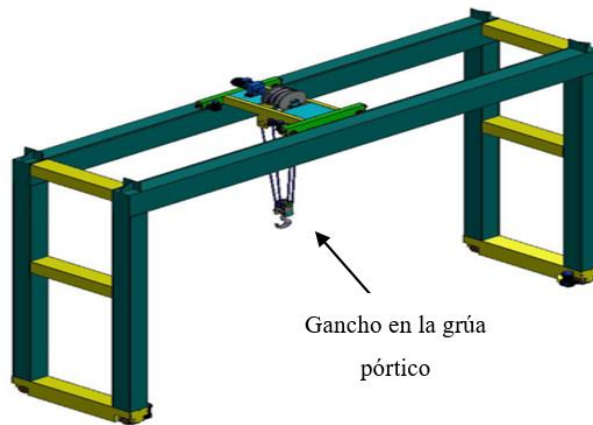


Figura 49. Ubicación de gancho en la grúa pórtico

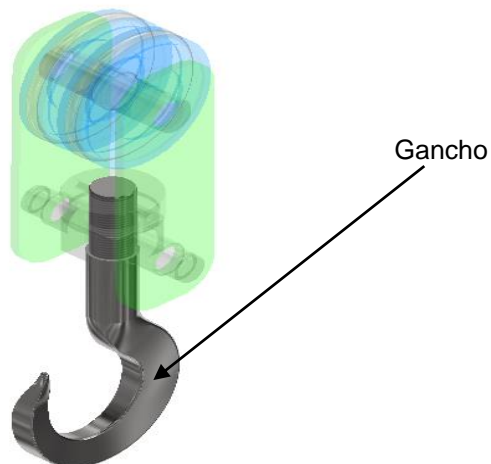


Figura 50. Ubicación de gancho en el aparejo

El gancho de carga se selecciona según la norma DIN 15401, para realizar esta selección se debe de establecer el grupo del mecanismo, las condiciones de servicio para poder establecer el grupo son las siguientes:

Tomando en cuenta las condiciones de servicio de la grúa pórtico, para un estado de carga, anexo 6, como se describe a continuación:

- Se considera una duración de mecanismo de 2500 horas.
- Frecuencia aproximada igual de cargas pequeñas, medianas y máximas.

Se selecciona el grupo M8, con el grupo seleccionado se procede a seleccionar la clase del gancho, para esta selección se usa un acero aleado, le corresponde la clase "P", del anexo 3 según el grupo y la clase se proyecta una recta hacia la parte inferior de la tabla y se ubica la carga de 10000 kg, una vez que se ha ubicado la carga se proyecta hacia el extremo derecho de la tabla y se ubica el número de gancho, con el dato del número de gancho se ingresa al anexo 4, al lado izquierdo se ubica el número de gancho, se proyecta una recta hacia el lado derecho y se interseca con una recta vertical que indica la masa del gancho en kg.

Se selecciona un gancho para capacidad de 10 toneladas, este gancho tiene una masa de 47 kg, al tratarse un elemento normado se toma este dato para los cálculos, para esta selección se usa un gancho simple como se muestra en la figura 43.

$$Q_{es} = 47 \text{ kg}$$



Figura 51. Gancho simple (10) (p. 267)

Datos obtenidos

Para concluir con la selección del gancho se obtuvieron los siguientes resultados:

- Grupo de mecanismo: M8
- Número de gancho: 12
- La masa de gancho: 47 kg
- El material del gancho es de clase P (StE 355), con un esfuerzo último de tensión de 315 MPa.

Conclusión

El gancho seleccionado para el tonelaje requerido y a utilizar pertenece al grupo M8 es de clase P (STE 355 esfuerzo máximo de 315 MPA) con una masa de 47 kg.

b) Travesía de gancho

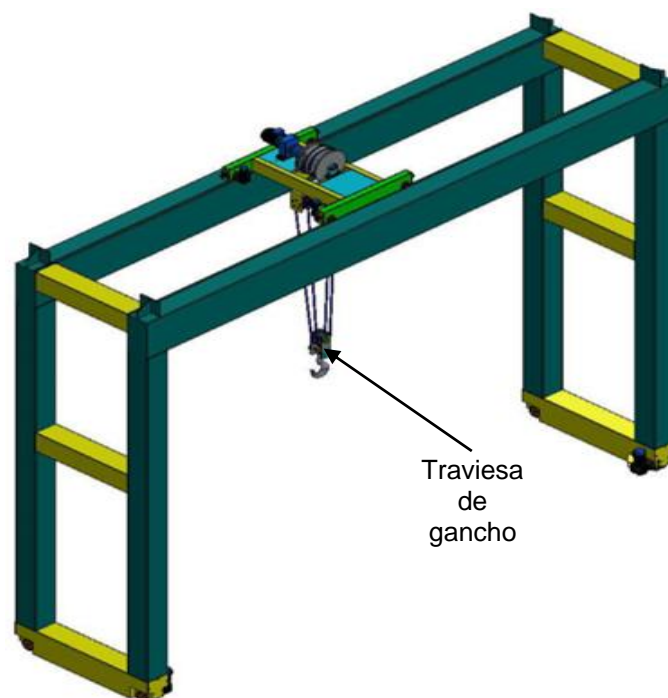


Figura 52. Ubicación de la travesía de gancho en la grúa

Para el diseño de la travesía de gancho se inicia estableciendo las medidas que se muestran a continuación en la figura 54, tomando como

dato la masa del gancho que se determinó anteriormente, que se incluirá con la carga de servicio.

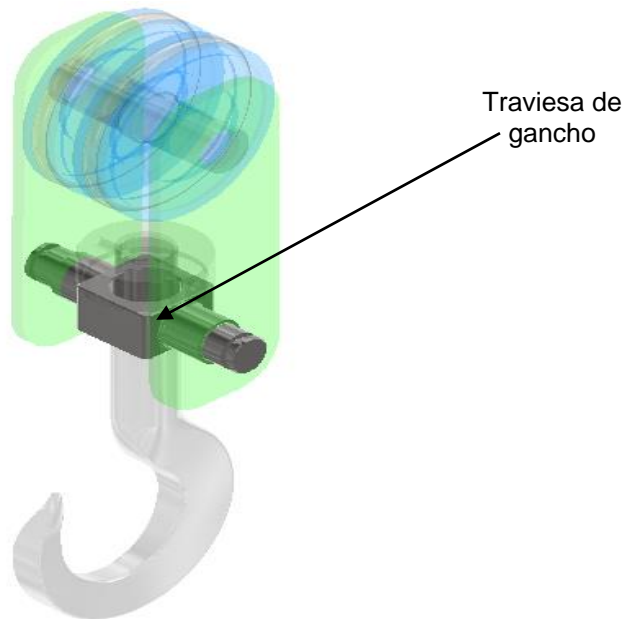


Figura 53. Ubicación de traviesa de gancho en el aparejo

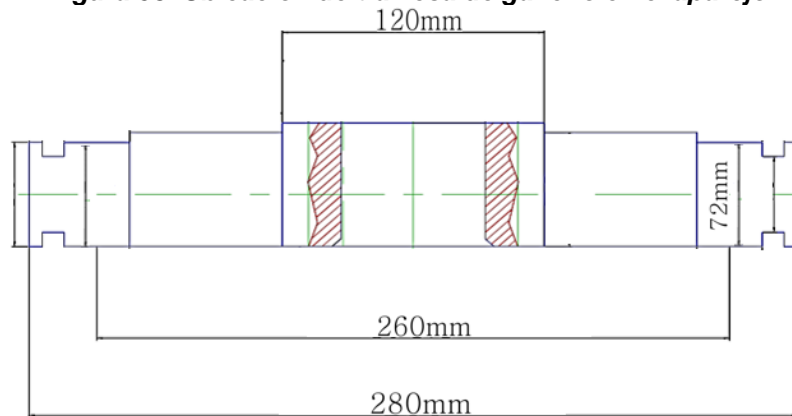


Figura 54. Medidas propuestas en milímetros para traviesa de gancho

Longitud de la traviesa (L_{trg})

$$L_{trg} = 280 \text{ mm}$$

$$Q_u = 10000 \text{ kg} * g = 98066.5 \text{ N}$$

$$Q_{es} = 47 \text{ kg} * g = 460.91255 \text{ N}$$

Se calculan las reacciones en los extremos 1 y 2 (ver figura 54):

$$\sum M = 0$$

$$-(Q_u + Q_{es}) * \frac{260 \text{ mm}}{2} + R_2 * 260 \text{ mm} = 0$$

$$R_2 = \frac{(Q_u + Q_{es}) * \frac{260 \text{ mm}}{2}}{260 \text{ mm}} = 49263.706 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 = (Q_u + Q_{es}) - R_2 = 49263.706 \text{ N}$$

Como se puede ver en la figura 55 las reacciones actúan verticalmente y su dirección es hacia arriba, esto ocurre porque la carga se muestra en la parte central, esta carga está apuntando hacia abajo, la carga representa a la carga útil y la carga del gancho (Q_u y Q_{es}).

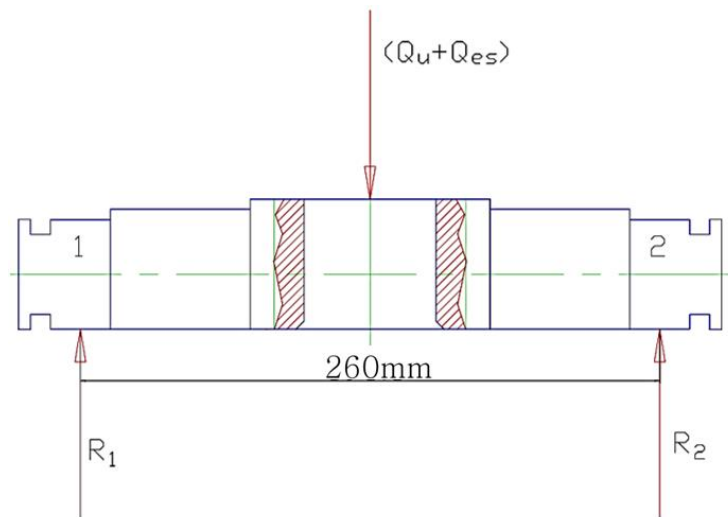


Figura 55. Diagrama de reacciones en traviesa

Diámetro de la traviesa (D_{trav})

$$D_{trav} = 72 \text{ mm}$$

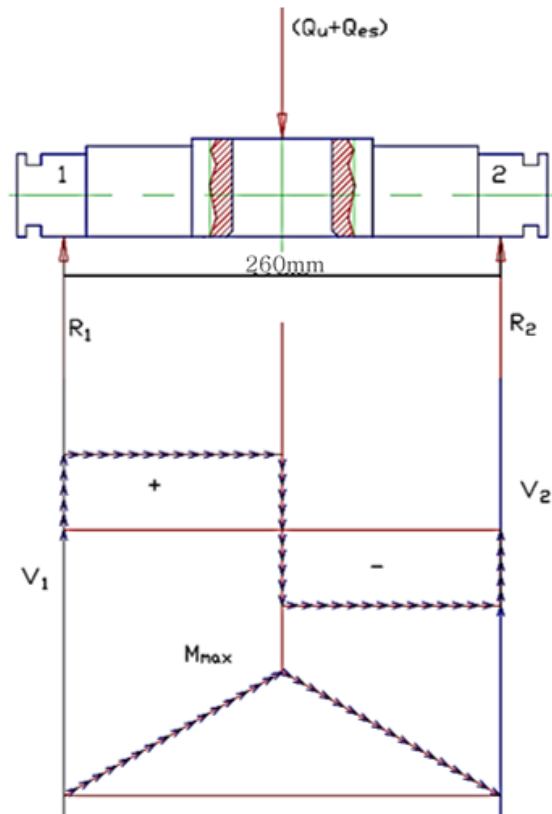


Figura 56. Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores en travesía

Cálculo de fuerza de corte en la travesía de gancho:

$$V_1 = R_1 = 49263.706 \text{ N}$$

$$V_2 = R_2 = 49263.706 \text{ N}$$

Momento flector (M_1)

$$M_1 = V_1 * l_1 = 6404.28 \text{ N} * m$$

El diámetro de la travesía de gancho (d_{tganch}) se probó con la siguiente medida:

$$d_{tganch} = 72 \text{ mm}$$

Momento de inercia de la travesía de gancho:

$$I_{tganch} = \frac{\pi * d_{tganch}^4}{64} = 1319167.3 \text{ mm}^4$$

Radio de la traviesa de gancho (r)

$$r = \frac{d_{ganch}}{2} = 36 \text{ mm}$$

Módulo de sección de la traviesa de gancho (W_{tganch})

$$W_{tganch} = \frac{I_{tganch}}{r_{traviesa}} = 36643.54 \text{ mm}^3$$

Esfuerzo normal máximo a flexión

$$\sigma_{max} = \frac{M_1}{W_{tganch}} = 174.77 \text{ MPa}$$

Área de corte (A_c)

$$A_c = \pi * r_{ganch}^2 = 4071.504 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante de la traviesa de gancho

$$\tau_{max} = \frac{V_1}{A_c} = 12.099 \text{ MPa}$$

Zona rectangular:

La ubicación de las siguientes medidas se muestra en la figura 57.

$a = 120 \text{ mm}$ ancho de base cuadrada

$b = 120 \text{ mm}$ largo de base cuadrada

$d_{gnc} = 85 \text{ mm}$ diámetro de gancho

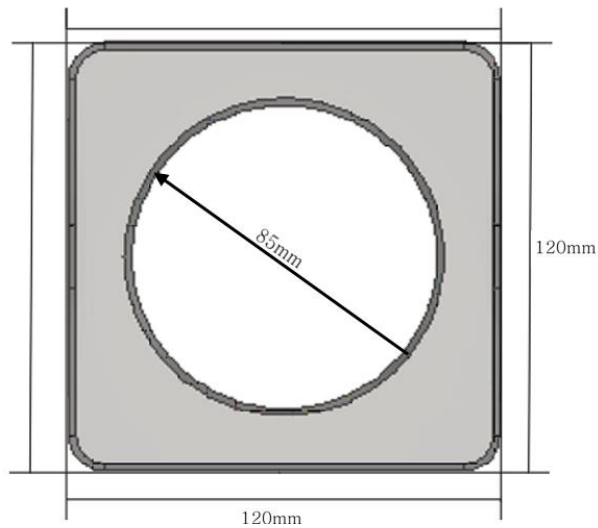


Figura 57. Medidas de parte central de traviesa de gancho

Ya es posible calcular el esfuerzo equivalente de *von Mises*, tomando en cuenta el esfuerzo normal a flexión, y el esfuerzo cortante, con estos valores calculados se puede calcular el factor de seguridad de la traviesa de gancho.

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq_2b} = \sqrt{\sigma_{2b}^2 + 3 * \tau_{2b}^2} = 176.025 \text{ MPa}$$

$S_{vcn} = 785 \text{ MPa}$ (Esfuerzo de fluencia del acero VCN, AISI 4340 H)

Seguidamente, se calcula el factor de seguridad en los extremos de la traviesa.

$$N_{s1a} = \frac{S_{vcn}}{\sigma_{eq_1a}} = 4.46$$

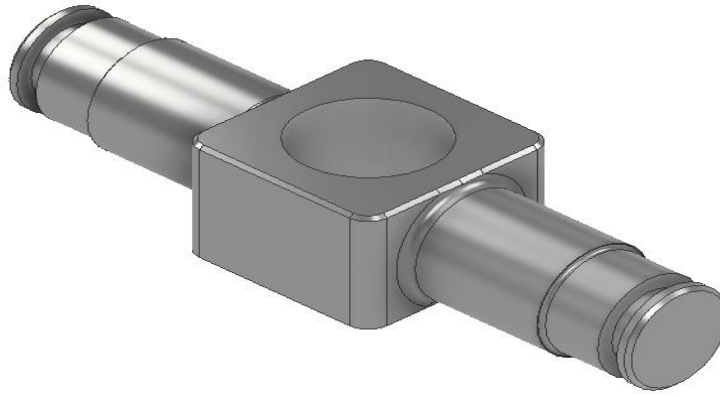


Figura 58. Traviesa de gancho

Datos obtenidos:

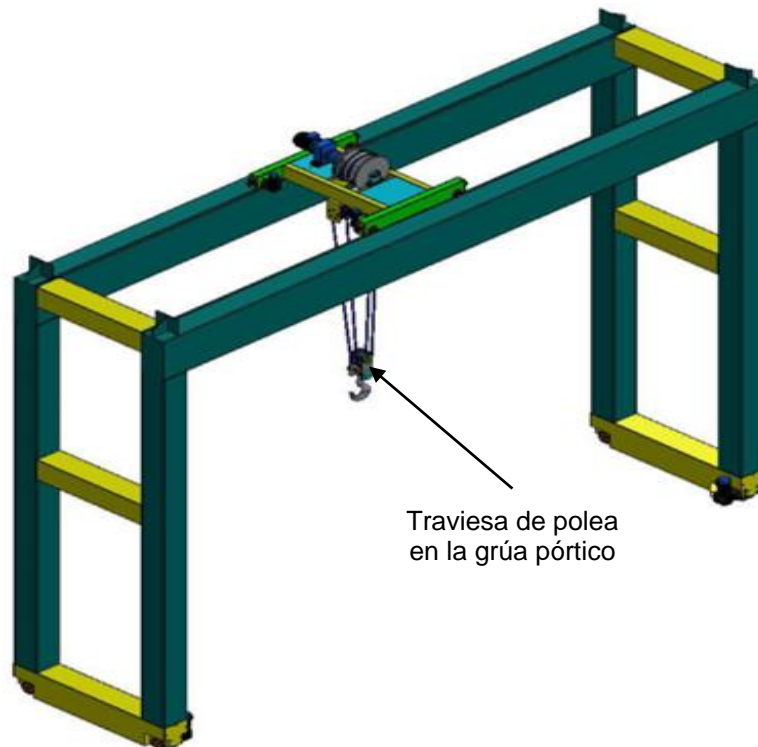
En el diseño de la traviesa de gancho se tienen los siguientes resultados:

- La masa de la traviesa de gancho: 20 kg se estableció mediante el software *Autodesk Inventor*, anexo 34.
- Las reacciones en los extremos 1 y 2 son: $R_1 = 49263.71 N$
 $R_2 = 49263.7 N$
- El momento flector máximo:
 $M_1 = 6404.28 N * m$
- El esfuerzo cortante:
 $\tau_{max} = 12.09 MPa$
- El esfuerzo normal a flexión:
 $\sigma_{max} = 174.77 MPa$
- El factor de seguridad en los extremos de la traviesa de gancho:
 $N_{s1a} = 4.46$
- El material es: Acero VCN, AISI 4340 H, con un esfuerzo último de tensión de: $S_{vcn} = 785 MPa$

Conclusión:

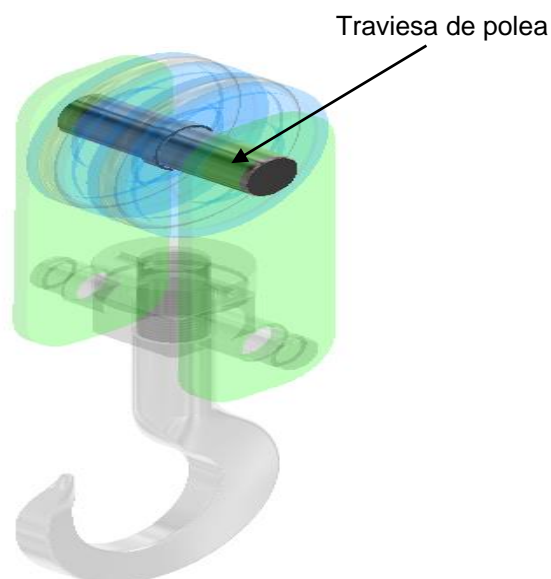
Se determina que en el diseño de la traviesa de gancho el esfuerzo equivalente de 174.77 MPa con un factor de seguridad de 4.46, el material que se usará será un Acero VCN, AISI 4340 H, con un esfuerzo último de tensión 785 MPa la traviesa de gancho tendrá una masa de 20 kg.

c) Traviesa de polea



Traviesa de polea
en la grúa pórtico

Figura 59. Ubicación de traviesa de polea en la grúa pórtico



Traviesa de polea

Figura 60. Ubicación de traviesa de polea en el aparejo

Se diseña la traviesa de polea, tomando en cuenta la carga de servicio, la carga del gancho, la carga de la traviesa de gancho, se plantean las medidas para realizar los análisis como se ve en la figura 61:

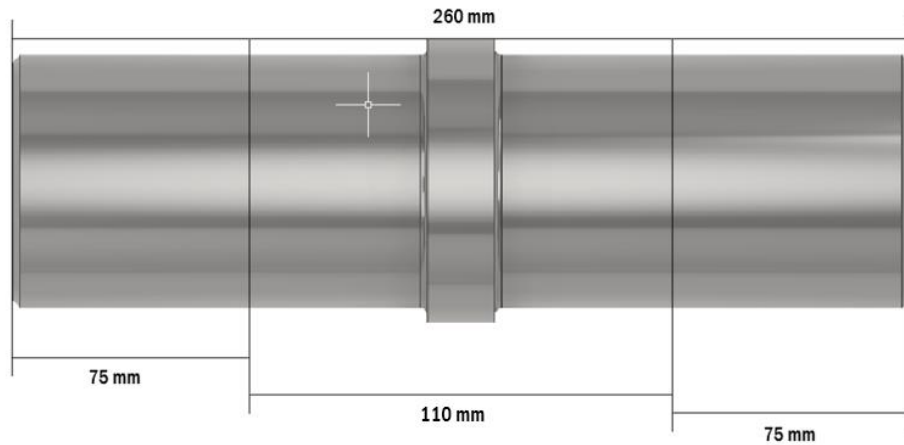


Figura 61. Medidas propuestas para traviesa de gancho

$$Q_u = 98066.5 \text{ N}$$

$$Q_{es} = 47 \text{ kg} * g = 460.91255 \text{ N}$$

$$Q_{trav} = 20 \text{ kg} * g = 196.133 \text{ N}$$

$$l_1 = 75 \text{ mm}$$

$$l_2 = 75 \text{ mm} + 110 \text{ mm} = 185 \text{ mm}$$

$$l_3 = 260 \text{ mm} \text{ (longitud de la polea)}$$

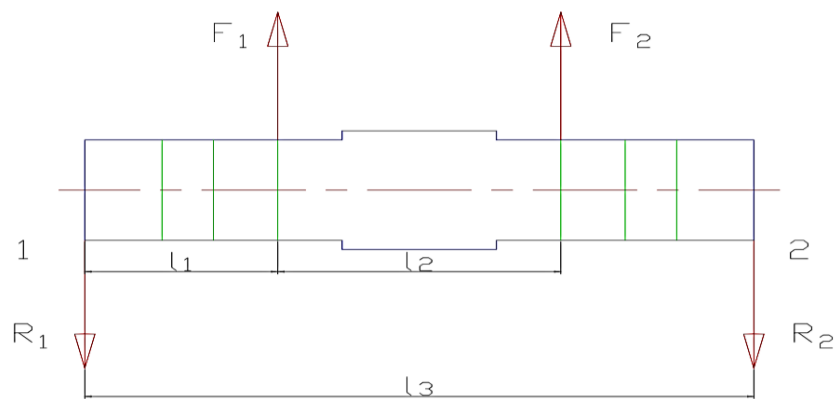


Figura 62. Diagrama de reacciones en traviesa

Las fuerzas $F_1 = F_2$ son las fuerzas producidas al elevar la carga, son las fuerzas que se generan en cada polea.

$$F_1 = \frac{(Q_u + Q_{es} + Q_{trav})}{2} = 49361.773 \text{ N}$$

$$F_2 = F_1 = 49361.773 \text{ N}$$

Las reacciones se ubican en el extremo de la traviesa de polea, como se ve en la figura 54.

$$R_2 = \frac{(F_1 * l_1 + F_2 * l_2)}{l_3} = 49361.7735 \text{ N}$$

$$R_2 = 49361.772775 \text{ N}$$

$$R_1 = F_1 + F_2 - R_2 = 49361.773 \text{ N}$$

$$R_1 = 49361.772775 \text{ N}$$

Las fuerzas de corte son:

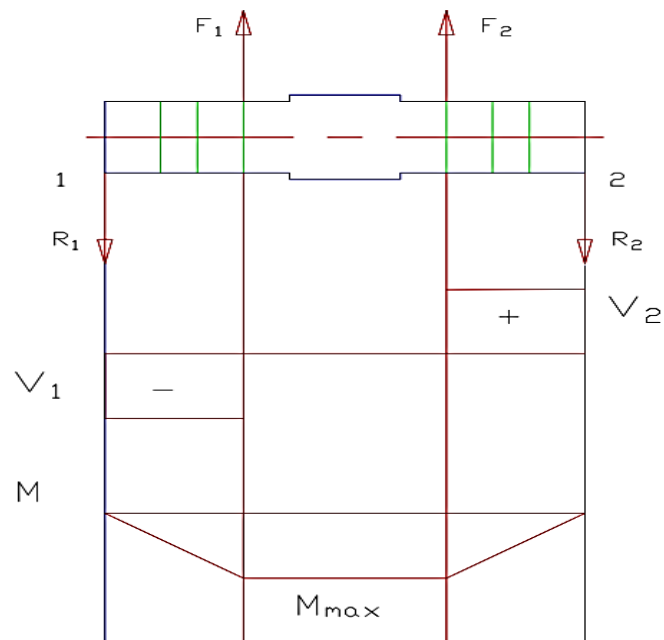


Figura 63. Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores en traviesa

Cálculo de fuerza cortante:

$$V_1 = F_1$$

$$V_2 = F_2$$

Momentos flector (M_1)

$$M_1 = -V_1 * l_1 = -3702.133 \text{ N * m}$$

Momento flector (M_2)

$$M_2 = V_2 * l_1 = 3702.133 \text{ N} * m$$

El diámetro de la traviesa de polea (d_{tpol}) se prueba con la siguiente medida:

$$d_{tpol} = 58 \text{ mm}$$

Momento de inercia de la traviesa de polea (I_{tpol})

$$I_{tpol} = \frac{\pi * d_{tpol}^4}{64} = 555497.1983 \text{ mm}^4$$

Radio de la traviesa de polea (r_{tpol})

$$r_{tpol} = \frac{d_{tpol}}{2} = 29 \text{ mm}$$

Módulo de sección de la traviesa de polea (W_{tpol})

$$W_{tpol} = \frac{I_{tpol}}{r_{tpol}} = 19155.075807 \text{ mm}^3$$

Esfuerzo normal máximo a flexión (σ_{max})

$$\sigma_{max} = \frac{M_2}{W_{tpol}} = 193.271642 \text{ MPa}$$

Área de corte (A_c)

$$A_c = \pi * r_{tpol}^2 = 2642.079 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante de la traviesa de polea (τ_{max})

$$\tau_{max} = \frac{V_1}{A_c} = 18.68 \text{ MPa}$$

Esfuerzo equivalente de la traviesa de polea (σ_{eq_tp})

$$\sigma_{eq_tp} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 * \tau_{max}^2} = 195.96 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad de la traviesa de polea (N_{stpol})

$$N_{stpol} = \frac{S_{vcn}}{\sigma_{eq_tp}} = 4.005$$

Datos obtenidos:

En el diseño de la traviesa de polea se tienen los siguientes resultados:

- Las reacciones son: $R_1 = 49361.77 \text{ N}$ y $R_2 = 49361.77 \text{ N}$
- Los momentos flectores: $M_1 = -3702.13 \text{ N} * \text{m}$ y
 $M_2 = 3702.13 \text{ N} * \text{m}$
- El diámetro de la traviesa de polea: 58 mm
- El momento de inercia de la traviesa de polea:
 555497.198 mm^4
- El esfuerzo normal máximo a flexión: 193.27 MPa
- El esfuerzo cortante: 18.68 MPa
- El esfuerzo equivalente: 195.96 MPa
- El factor de seguridad: 4
- La masa de la traviesa de polea: 10 kg se estableció mediante el software *Autodesk Inventor*, anexo 34.
- El material es: Acero VCN según clasificación de la Böhler, AISI 4340 H, con un esfuerzo último de tensión de 785 MPa.

Conclusión:

Para la travesa de polea determinó la medida para su diámetro de 58 mm con un esfuerzo equivalente de 195.96 MPa y un factor de seguridad de 4, su masa será de 10 kg y el material a usar será el Acero VCN según clasificación de la Böhler, AISI 4340 H, con un esfuerzo último de tensión de 785 MPa.

a) Polea

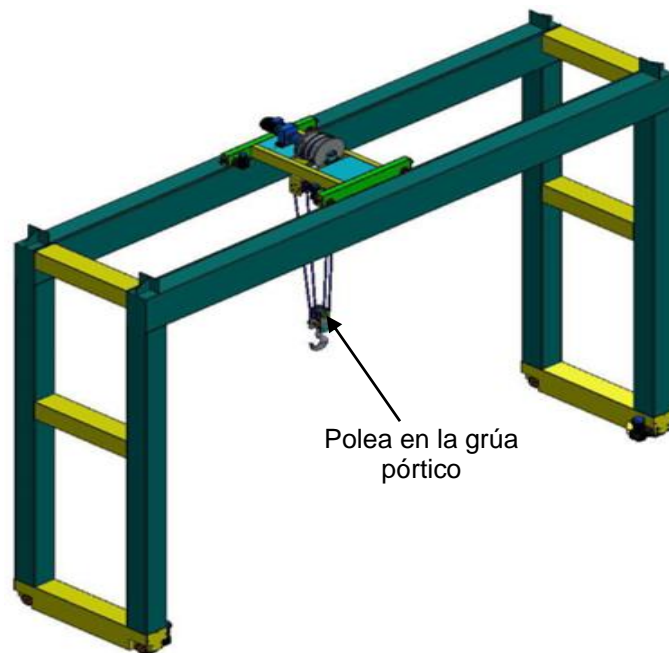


Figura 64. Ubicación de polea en la grúa pórtico

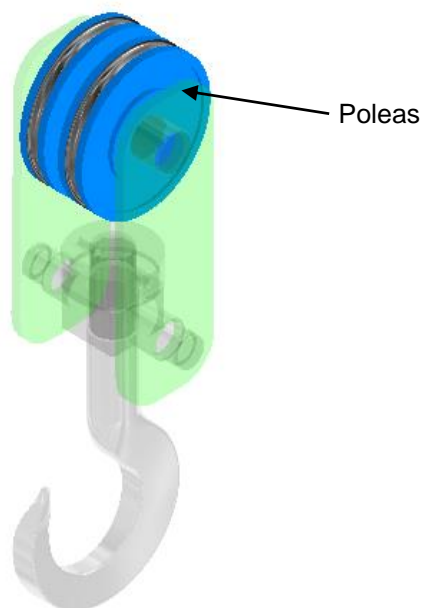


Figura 65. Ubicación de la polea en el aparejo

Para iniciar el diseño de la polea es necesario establecer lo siguiente:

Del anexo 6 el aparato es del grupo M8, del anexo 12 se obtiene el coeficiente h_1 , el cable que se usará es un cable antigiratorio.

$$h_1 = 20$$

Del anexo 13 se ubica la disposición del aparejo y se plantea un valor tentativo para poder estimar el valor tabulado:

$$h_2 = 1.12$$

En el anexo 22 se ve el rango que se debe cumplir para seleccionar el valor de 1.12, si no cumple con el rango establecido se ubica el valor en el que se encuentre el rango de W para la selección de h_2 .

$$W_1 = 1$$

$$W_2 = 4$$

$$W_{total} = W_1 + W_2 = 5$$

El valor calculado no está en el rango de 6 o 9, entonces el valor de h_2 es 1.

$$h_2 = 1$$

El diámetro primitivo de la polea es:

$$d_{cable} = 23 \text{ mm}$$

$$d_{polea} = d_{cable} * h_1 * h_2 = 460 \text{ mm}$$

Con el diámetro de polea ya se puede realizar la selección de la polea verificando el anexo 37 y seleccionando el modelo T3.

Del mismo modo se plantea el cálculo determinando los parámetros de la polea.

Del anexo 20 se extraen los siguientes datos, utilizando el diámetro de cable para hallar la altura de la garganta de la polea:

$$D_1 = 500 \text{ mm}$$

$$d_2 = 576 \text{ mm}$$

$$b = 60 \text{ mm}$$

$$20\text{mm} < d_{\text{cable}} < 24\text{mm}$$

Como se puede comprobar en la condición, el diametro del cable esta entre los valores admitidos en esta medida de polea.

El cálculo de la altura de la garganta de la polea, las medidas fueron tomadas del anexo 20:

$$\frac{d_2 - D_1}{2} = 38 \text{ mm}$$

Se asume un valor para el espesor, en caso de que este espesor no cumpla con la resistencia que se necesita, se procede a aumentar este valor.

$$Q_u = 10000\text{kg} * g = 98066.5 \text{ N}$$

$$Q_{es} = 47\text{kg} * g = 460.91255 \text{ N}$$

$$Q_{trav} = 20\text{kg} * g = 196.133 \text{ N}$$

$$N_{ramales} = 2$$

La tracción en el cable (S) se calcula:

$$S = \frac{Q_u + Q_{es} + Q_{trav}}{N_{ramales}} = 49361.77 \text{ N}$$

Se considera 6 divisiones para lo largo de la circunferencia de la polea:

$$\gamma_{div} = \frac{360^\circ}{6} = 60^\circ$$

La longitud que hay entre cada apoyo tomando en cuenta que son 6 apoyos:

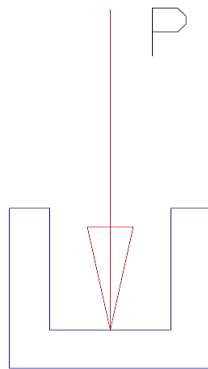


Figura 66. Llanta de polea con carga

Longitud entre apoyos (l)

$$l = \frac{\pi * D_1}{6} = 261.79 \text{ mm}$$

Carga que soporta la polea (P)

$$P = 2 * S * \sin\left(\frac{\gamma_{div}}{2}\right) = 49361.77 \text{ N}$$

Momento flector que ocurre en cada separación (M_f)

$$M_f = \frac{P * l}{16} = 807.68 \text{ N * m}$$

Espesor de la llanta de la polea (e_{ll})

$e_{ll} = 12 \text{ mm}$ espesor asumido

Garganta de la polea = 38 mm

Altura útil para la llanta de la polea (h_u)

$$h_u = 38 \text{ mm} + e_u = 50 \text{ mm}$$

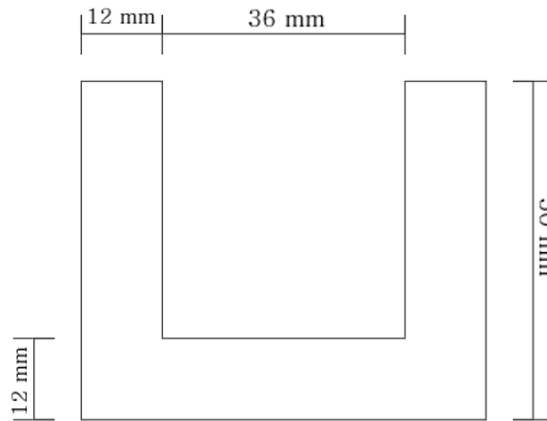


Figura 67. Medidas propuestas para llanta de polea

Área de corte

$$A_c = e_u * h_u * 2 = 1200 \text{ mm}^2$$

Centro de gravedad de perfil de llanta:

$$h_G = \frac{25 \text{ mm} * (50 \text{ mm} * e_u * 2) + 6 \text{ mm} (36 \text{ mm} * e_u)}{(50 \text{ mm} * e_u * 2) + (36 \text{ mm} * e_u)} = 19.97 \text{ mm}$$

Momento de inercia

$$I_1 = \frac{1}{12} * e_u * 50 \text{ mm}^3 = 125000 \text{ mm}^4$$

Momento de inercia

$$I_2 = \frac{1}{12} * 36 \text{ mm} * e_u^3 = 5184 \text{ mm}^4$$

Inercia global (I_{global})

$$I_{global} = (2 * I_1 + I_2) + (50 \text{ mm} * e_u * 2) * (25 \text{ mm} - h_G)^2 + (36 \text{ mm} * e_u) * \left(\frac{e_u}{2} - h_G\right)^2 = 369854.58823 \text{ mm}^4$$

Altura centro de gravedad máximo (h_{cgmax})

$$h_{cgmax} = h_U - h_G = 30.029 \text{ mm}$$

Módulo de sección

$$W = \frac{I_{global}}{h_{cgmax}} = 12316.411 \text{ mm}^4$$

Esfuerzo normal de flexión (σ_{fl})

$$\sigma_{fl} = \frac{M_f}{W} = 65.577 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de corte (τ_{cp})

$$\tau_{cp} = \frac{P}{A_c} = 20.57 \text{ MPa}$$

Esfuerzo equivalente de la polea (σ_{eq_pol})

$$\sigma_{eq_pol} = \sqrt{\sigma_{fl}^2 + 3 * \tau_{cp}^2} = 74.63 \text{ MPa}$$

$S_{1045} = 330 \text{ MPa}$ (esfuerzo de fluencia)

$$N_{spol} = \frac{S_{1045}}{\sigma_{eq_pol}} = 4.42$$

Para diseñar el radio de la polea, se plantea de forma inicial las medidas:

Espesor de la radio de polea (e_{rpol})

$$e_{rpol} = 20 \text{ mm}$$

Profundidad de radio de la polea (a_{rpol})

$$a_{rpol} = 30 \text{ mm}$$

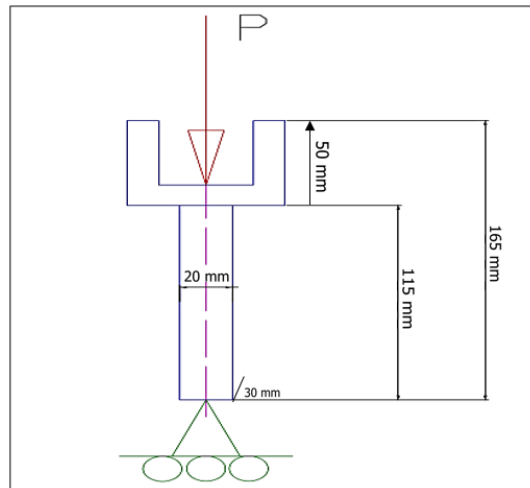


Figura 68. Modelo analítico de radio

Momento de inercia (I_{min})

$$I_{min} = \frac{1}{12} * a_{rpol} * e_{rpol}^3 = 20000 \text{ mm}^4$$

El área de la sección transversal (A_{rpol}) es:

$$A_{rpol} = e_{rpol} * a_{rpol} = 600 \text{ mm}^2$$

La longitud crítica de pandeo (L_{rpol}) se establece según las medidas del anexo 20, utilizando el diámetro del cable:

$$d_6 = 230 \text{ mm}$$

$$L_{rpol} = \frac{D_1 - d_6}{2} - e_{rpol} = 115 \text{ mm}$$

Se considera el caso más desfavorable, columna articulada-articulada:

$$E = 200 \text{ GPa (Módulo de Young)}$$

$$L_{cr} = \text{longitud crítica (150 mm)}$$

$$L_{cr} = L_{rpol} = 115 \text{ mm}$$

Carga crítica de radio de la polea (p_{cr})

$$p_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I_{min}}{L_{cr}^2} = 2985.136 \text{ KN}$$

La carga crítica es de 2985.135547 KN, esta es la carga que lleva a la falla al radio de la polea, la carga crítica debe ser mayor a la carga de servicio, se debe cumplir esta condición.

$$P = \text{Carga de trabajo}$$

$$P = 49361.772775 \text{ N} = 49.3617 \text{ KN}$$

Se comprueba si la carga crítica supera a la carga que puede soportar el radio de polea:

$$p_{cr} > P \text{ (Sí cumple)}$$

Esfuerzo radio de polea (σ_{rp})

$$\sigma_{rp} = \frac{P}{A_{rpol}} = 82.269621 \text{ MPa}$$

Se usa acero H según clasificación de la Böhler, AISI 1045 acero fino al carbono de alta calidad con un esfuerzo a la fluencia: $S_H = 330 \text{ MPa}$

El factor de seguridad:

$$N_{srpol} = \frac{S_H}{\sigma_{rp}} = 4.011201$$

Datos obtenidos:

En el diseño de la polea se tienen los siguientes resultados:

- La tracción que entrega el cable a la polea: $S = 49361.77 \text{ N}$
- La longitud entre apoyos: $l = 261.79 \text{ mm}$
- La carga que soporta la polea: $P = 49361.77 \text{ N}$
- El momento flector que ocurre en cada separación que es representada por l es: $M_f = 807.68 \text{ N} \cdot \text{m}$
- El esfuerzo normal de flexión es de: $\sigma_{fl} = 65.57 \text{ MPa}$
- El esfuerzo de corte es de: $\tau_{cp} = 20.57 \text{ MPa}$
- El esfuerzo equivalente es: $\sigma_{eq_pol} = 74.63 \text{ MPa}$
- El factor de seguridad de la llanta de la polea: $N_{spol} = 4.4$
- La longitud crítica del radio es: $L_{rpol} = 115 \text{ mm}$
- La carga crítica del radio de polea: $p_{cr} = 2985.136 \text{ KN}$
- Esfuerzo del radio de polea es $\sigma_{rp} = 82.269 \text{ MPa}$
- El factor de seguridad del radio es: 4
- El material es: Acero H según clasificación de la Böhler, AISI 1045, con un esfuerzo a la fluencia: $S_H = 330 \text{ MPa}$

Conclusión:

La llanta de la polea cuenta con una tracción de 49361.77 N proveniente del cable y carga de servicio de 49361.77 N, espesor de 12 mm y una garganta de 38 mm, un esfuerzo equivalente de 66.489 MPa y el material a usar es H Böhler AISI, 1045 y con un factor de seguridad de 4.9.

El radio de la polea tiene un espesor de 20 mm y profundidad de 30 mm cuenta con una carga crítica de 2985.14 KN que es mayor a la carga de servicio, así que sí cumple la condición, el esfuerzo del radio de polea es 82.27 MPa y el material a usar es el acero H Böhler AISI, 1045 con fluencia de 330 MPa y un factor de seguridad de 4.

b) Aseguramiento de gancho y poleas

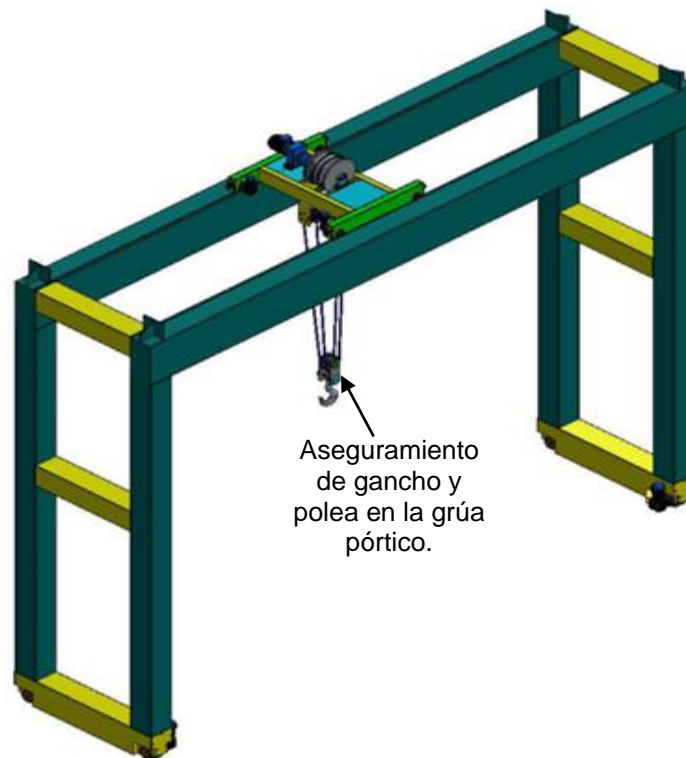


Figura 69. Ubicación del aseguramiento de gancho y poleas en la grúa pórtico

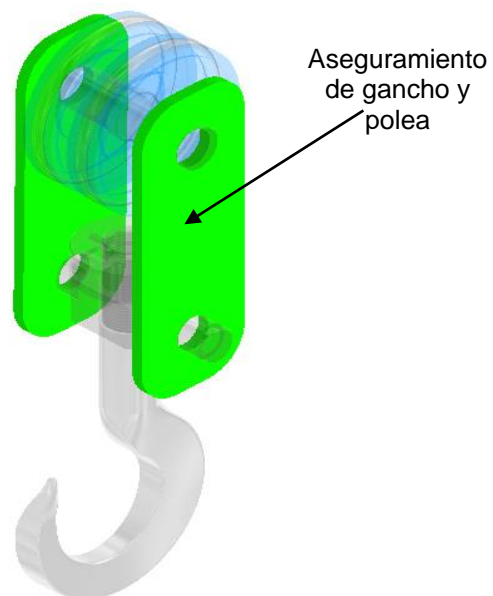


Figura 70. Aseguramiento de poleas en el aparejo

Este elemento está sometido a tracción, la tracción que es producida por la carga que genera una fuerza que va hacia abajo y la carga que se produce al elevar la carga de trabajo, se produce una fuerza

reactiva, esta fuerza reactiva se encarga de traccionar el aseguramiento de gancho y polea, tomando en cuenta las condiciones antes mencionadas se procederá a realizar el análisis y el diseño del aseguramiento de gancho y polea.

Espesor del aseguramiento de gancho y polea (e_{agp})

$$e_{agp} = 19 \text{ mm}$$

Longitud de profundidad del aseguramiento de gancho y polea (L_{agp})

$$L_{agp} = 200 \text{ mm}$$

Altura del aseguramiento de gancho y polea

$$A_{agp} = 550 \text{ mm}$$

Cálculo de área de sección transversal (A_n):

$$A_n = L_{agp} * e_{agp} = 2400 \text{ mm}^2$$

Fuerza normal (F_n)

$$F_n = R_1 = 49361.77 \text{ N}$$

Esfuerzo normal (σ_n)

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A_n} = 12.98 \text{ MPa}$$

$$h_c = 60 \text{ mm}$$

$S_{1045} = 330 \text{ MPa}$ (Límite de fluencia del acero H Böhler AISI)

$$F_{vagp} = R_1 = 49361.77 \text{ N}$$

Área de corte del aseguramiento de gancho (A_{cagp})

$$A_{cagp} = h_c * e_{agp} = 1140 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante (τ)

$$\tau = \frac{F_{vagp}}{A_{cagp}} = 43.29 \text{ MPa}$$

Esfuerzo equivalente del aseguramiento del gancho y polea
(σ_{eq_agp})

$$\sigma_{eq_agp} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 * \tau^2} = 76.11 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad del aseguramiento del gancho y polea
(N_{sagp})

$$N_{sagp} = \frac{S_{1045}}{\sigma_{eq_agp}} = 4.34$$

Carga del aseguramiento de gancho y polea

$$Q_{agp} = 40 \text{ kg} * g = 392.266 \text{ N}$$

Datos obtenidos:

En el diseño del aseguramiento de gancho y polea se tienen los siguientes resultados:

- Factor de seguridad de 4.34
- La masa del aseguramiento de la traviesa: 40 kg se determinó mediante el software *Autodesk Inventor*, anexo 35.
- La fuerza normal: $F_n = 49361.77 \text{ N}$
- El esfuerzo normal: $\sigma_n = 12.98 \text{ MPa}$
- El esfuerzo equivalente: $\sigma_{eq_agp} = 76.114 \text{ MPa}$

- Acero H según clasificación de la Böhler, AISI 1045, con un esfuerzo a la fluencia de $S_H = 330 \text{ MPa}$

Conclusión:

El aseguramiento del gancho y de la polea cuenta con un esfuerzo equivalente de 76.114 MPa y el factor de seguridad en la zona más crítica es de 4.86, se usa un acero H según clasificación de la Böhler, AISI 1045 con un esfuerzo de fluencia de 330 MPa .

c) Cable de acero

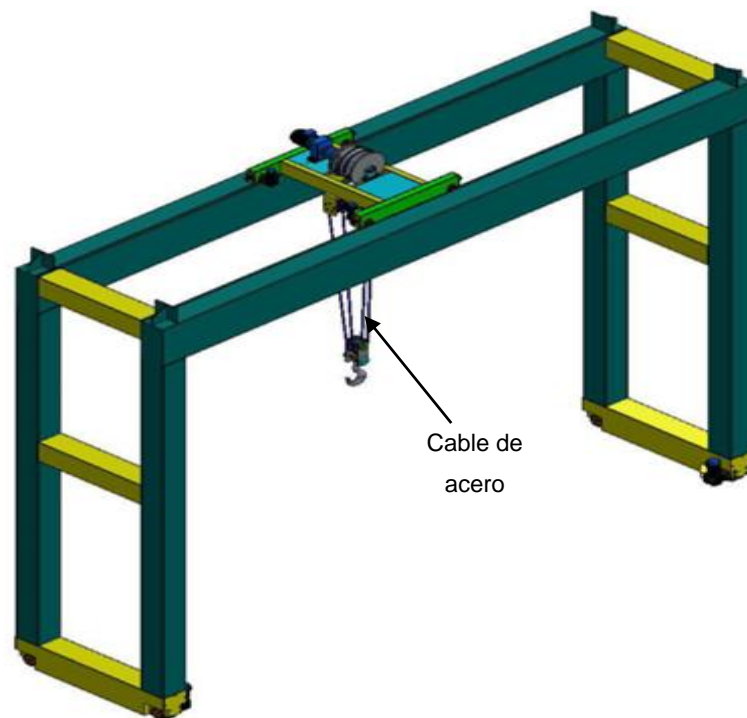


Figura 71. Ubicación de cable en la grúa pórtico

El cable de acero se diseña inicialmente tomando en cuenta las medidas de la grúa pórtico, específicamente se utiliza la altura de elevación, en la tabla 8 se pueden ver los datos que se establecieron en la lista de exigencias, a continuación se definen las variables:

$$A_{util} = 10 \text{ m (ancho útil)}$$

$$H_{util} = 7 \text{ m (alto útil)}$$

Del anexo 6 el aparato de elevación es del grupo M8, en el anexo 7 se toma el valor de K_c :

$K_c = 0.375$ (el coeficiente se determina del equivalente en la norma de M8 al equivalente DIN).

Tabla 8. Medidas de la grúa pórtico

Grúa pórtico	Largo - carrera útil (m)	Ancho (m)	Alto (m)
Medidas	30	10	7

Nota: tomada de SMELTING INGENIEROS SAC

Del anexo 23 se toma el valor de i :

$i = 3$ (cuando son de 4 ramales se usa este coeficiente)

$$Q_u = 10000 \text{ kg}$$

$$Q_{es} = 47 \text{ kg}$$

$$Q_{trav} = 20 \text{ kg}$$

$$Q_{tpol} = 10 \text{ kg}$$

$$Q_{agp} = 40 \text{ kg}$$

El valor del rendimiento del aparejo se extrae del anexo 5:

$\eta = 0.97$ (para cuatro ramales de establecer este valor)

Tracción máxima de cable de elevación (S):

$$S = \frac{(Q_u + Q_{es} + Q_{trav} + Q_{tpol} + Q_{agp})}{i * \eta} = 3476.6323 \text{ kg}$$

Se trabaja la tracción en kg para hallar el diametro de cable.

Con estos valores ya se puede calcular el diámetro de cable (d_{cable}):

$$d_{cable} = K_c * \sqrt[3]{S} = 22.11 \text{ mm}$$

Para estandarizar la medida se trabaja con la siguiente medida:

$$d_{cable} = 23 \text{ mm}$$

Se usa un cable de 23 mm de diametro, la configuración del cable es (ver anexo 8):

6 x 37(1 + 6 + 12 + 18) + 1 alma textil (6 cordones o torones, 37 alambres)

Cálculo de vida estimada de cable:

El diametro de la polea es :

$$D = 500 \text{ mm}$$

$$d_{cable} = 23 \text{ mm}$$

Parámetros para hallar el número de ciclo que va a soportar el cable (ver anexo 24):

$$b_1 = 1$$

$$b_2 = 1.04$$

$$n = 1$$

Esfuerzo de flexión que sufre el cable (σ_e)

$$\sigma_e = \frac{(Q_u + Q_{es} + Q_{trav} + Q_{tpol} + Q_{agp}) * g}{2 * \pi * \left(\frac{d_{cable}}{2}\right)^2} = 129.062242 \text{ MPa}$$

El número de flexiones que puede soportar el cable (W) antes de romperse:

$$W = \frac{170000}{n} * \left(10 * b_1 * b_2 * \frac{\frac{D}{d_{cable}} - \frac{9}{b_1}}{\sigma_e + 40} \right)^2 = 104241.87013 \text{ ciclos}$$

El valor de W suele estar comprendido entre 30000 (equipos polipastos) y 150000 flexiones (grandes grúas) (7).

Este valor de $W = 104241.87013$ se acepta, para polipastos se admita a partir de los 30000 ciclos.

Datos obtenidos:

En el diseño del cable se tienen los siguientes resultados:

- Según el tipo de grupo de elevación se determinó el factor: $K_c = 0.375$
- La relación de aparejo para el cable es: $i = 3$
- El rendimiento del aparejo es: $\eta = 0.97$
- Tracción máxima de cable de elevación: $S = 3476.63 \text{ kg}$
- El diámetro calculado del cable: $d_{cable} = 22.11 \text{ mm}$
- El esfuerzo de flexión: $\sigma_e = 129.06 \text{ MPa}$
- Número de ciclos antes de que se produzca la falla: $W = 104241.87$ ciclos

Conclusión:

El cable de acero cuenta con un diámetro 23 mm, la tracción máxima es de 3476.632 N y un esfuerzo equivalente de 129.062 MPa y con un número de ciclo antes de que ocurra la falla de 104241 ciclos.

El cable comercial con el diametro propuesto se puede ver en el anexo 39.

d) Tambor de arrollamiento

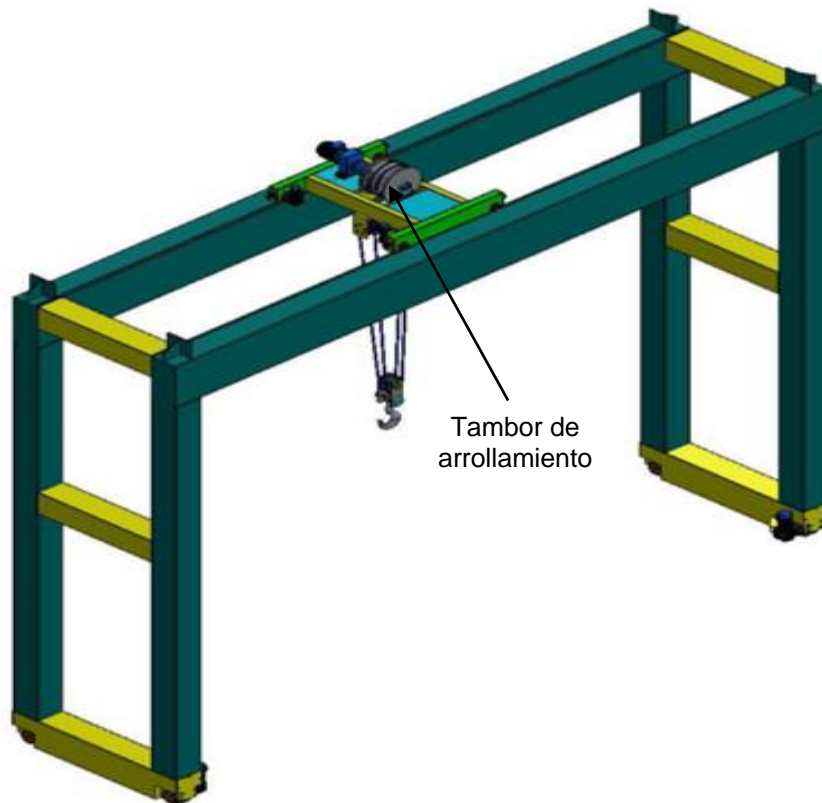


Figura 72. Ubicación de tambor de arrollamiento

Este componente soporta la carga de servicio y la carga del aparejo, para este cálculo se toman en cuenta las cargas que actúan sobre este componente:

$$Q_u = 10000 \text{ kg} * g = 98066.5 \text{ N}$$

$$Q_{es} = 47 \text{ kg} * g = 460.91255 \text{ N}$$

$$Q_{trav} = 20 \text{ kg} * g = 196.133 \text{ N}$$

$$Q_{tpol} = 10 \text{ kg} * g = 98.0665 \text{ N}$$

$$Q_{agp} = 40 \text{ kg} * g = 392.266 \text{ N}$$

Es necesario definir los siguientes datos:

- Grupo de mecanismo es M8 (ver anexo 6)
- Coeficiente $h_1 = 28$ (ver anexo 12)
- Coeficiente $h_2 = 1$ (ver anexos 13 y 22)
- El diámetro de cable $d_{cable} = 23 \text{ mm}$

El cálculo del diámetro del tambor de arrollamiento (D_{tarr}) es:

$$D_{tarr} = d_{cable} * h_1 * h_2 = 644 \text{ mm}$$

El número de ramales para el tambor de arrollamiento es:

- $i = 2$, comparado con el valor en el cable de acero varía, para el tambor de arrollamiento este factor cambia a 2, este valor representa el caso más crítico, ocurre en el tambor de arrollamiento.

Para el cálculo de la tracción del cable (S) se calcula con las unidades en Newton para facilitar los siguientes cálculos:

$$S = \frac{(Q_u + Q_{es} + Q_{trav} + Q_{tpol} + Q_{agp})}{i * \eta} = 50108.019217 \text{ N}$$

Del anexo 14 se toma 27 mm como diámetro de cable para efectos de cálculo, siendo mayor este diámetro, como consecuencia se origina un sobredimensionamiento en el tambor de arrollamiento, esto es porque el valor de 23 mm no se encuentra en la tabla de los valores de s , r , a ; por eso se trabaja con el inmediato superior.

Parámetros o dimensiones de las ranuras en el tambor de arrollamiento.

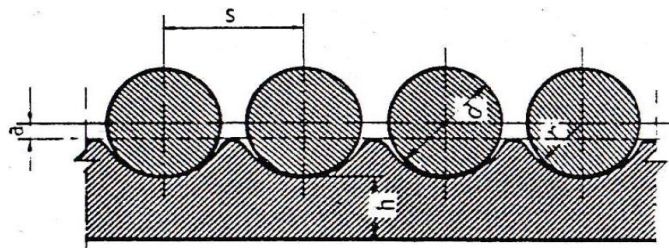


Figura 73. Parámetros en las ranuras del tambor (10) (p. 163)

Medidas normadas para el esfuerzo del cable con el tambor de arrollamiento.

$$s = 31$$

$$r = 15$$

$$a = 3.5$$

Altura de elevación (H_{elev})

$$H_{elev} = 7 \text{ m}$$

Longitud del cable (L_{cab})

$$L_{cab} = H_{elev} * i = 14 \text{ m}$$

La longitud de una espira (L_{esp}) en función al diámetro del tambor de arrollamiento:

$$L_{esp} = \pi * D_{tarr} = 2.023186 \text{ m}$$

Se asume dos espiras muertas.

El paso es:

$$P = 27 \text{ mm}$$

Número de espiras (n_{esp})

$$n_{esp} = \left(\frac{L_{cab}}{L_{esp}} + 2 \right) * 2 = 17.8395$$

Longitud de tambor (L_{tambor})

$$L_{tambor} = n_{esp} * P = 481.668 \text{ mm}$$

Se estandariza la medida quedando:

$$L_{tambor} = 500 \text{ mm}$$

Diseño de pared de tambor

Cálculo de carga que soporta las tapas del tambor de arrollamiento:

$$H = 0.1 * S = 5010.801922 \text{ N}$$

El espesor de las paredes (W_{pesc}) de los costados:

$$W_{pesc} = 9 \text{ mm} \text{ (según el anexo 15, se analizó para asignarlo)}$$

Diámetro de tambor:

$$D = D_{tarr} = 644 \text{ mm}$$

Esfuerzo de flexion que va dentro del tambor (σ_f)

$$D_M = 65 \text{ mm}$$

$$\sigma_f = 14.4 \left(1 - \frac{2}{3} * \frac{D_M}{D} \right) * \frac{H}{W_{pesc}^2} = 673.0037 \text{ MPa}$$

Datos obtenidos:

En el diseño del tambor de arrollamiento se tienen los siguientes resultados:

- Se determinó el coeficiente: $h_1 = 28$
- Se estableció el coeficiente: $h_2 = 1$
- El cálculo del diámetro del tambor de arrollamiento es: $D_{tarr} = 644 \text{ mm}$
- La tracción del cable es: $S = 50108.02 \text{ N}$
- La longitud de una espira en función al diámetro del tambor de arrollamiento: $L_{esp} = 2.02 \text{ m}$
- El número de espiras: $n_{esp} = 17.8$
- La longitud del tambor es: $L_{tambor} = 500 \text{ mm}$
- El espesor de la pared del tambor es: $W_{pesc} = 12 \text{ mm}$

Conclusión:

El tambor de arrollamiento tendrá un diámetro de 644 mm, la tracción del cable será de 50108 N, el número de espiras es de 18, la longitud del tambor será 500 mm y con un espesor de la pared de 12 mm.

Con el diámetro del tambor se puede seleccionar un tambor de arrollamiento EBN comercial de 650 mm de diámetro según el anexo 38 donde figuran los distintos modelos y cargas.

- Potencia de elevación de carga.

Altura de elevación (h_{elev})

$$h_{elev} = 7 \text{ m}$$

Velocidad de elevación (V_{elev})

$$V_{elev} = 8 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Tiempo de elevación (t_{elev})

$$t_{elev} = 52.5 \text{ s}$$

$$\frac{7\text{m}}{V_{elev}} = 52.5 \text{ s}$$

Se despeja velocidad de elevación (V_{elev})

$$V_{elev} = 0.01333 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{elev} = 8 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Se determinan todas las cargas:

Carga de servicio (Q_u)

$$Q_u = 98066.5 \text{ N}$$

$$Q_{es} = 47 \text{ kg} * g = 460.91255 \text{ N}$$

$$Q_{trav} = 20 \text{ kg} * g = 196.133 \text{ N}$$

$$Q_{tpol} = 40 \text{ kg} * g = 392.266 \text{ N}$$

$$Q_{agp} = 10 \text{ kg} * g = 98.0665 \text{ N}$$

Rendimiento de transmisión (η)

$$\eta = 0.85$$

Carga total (Q_t)

$$Q_t = ((Q_u + Q_{es} + Q_{trav} + Q_{tpol} + Q_{agp})) = 99311.94455 \text{ N}$$

La potencia del motor de elevación (P_{elev})

$$P_{elev} = \frac{Q_t * V_{elev}}{4500 * \eta} = 3.461854 \text{ mhp}$$

$$P_{elev} = 3.461854 \text{ mhp}$$

$$P_{elev} = 3.414496 \text{ hp}$$

$$P_{elev} = 3.4 \text{ hp}$$

$$P_{elev} = 3.414 \text{ hp} = 2.546 \text{ kW}$$

La potencia de elevación es de 4 hp.

Se necesita un motor de 4 hp de potencia para izar la carga respectiva en la grúa pórtico.

4.4.2. Diseño de componentes de la función soportar

En esta función se diseña la estructura del carro abierto, teniendo las siguientes partes:

Diseño del carro abierto (*trolley*)

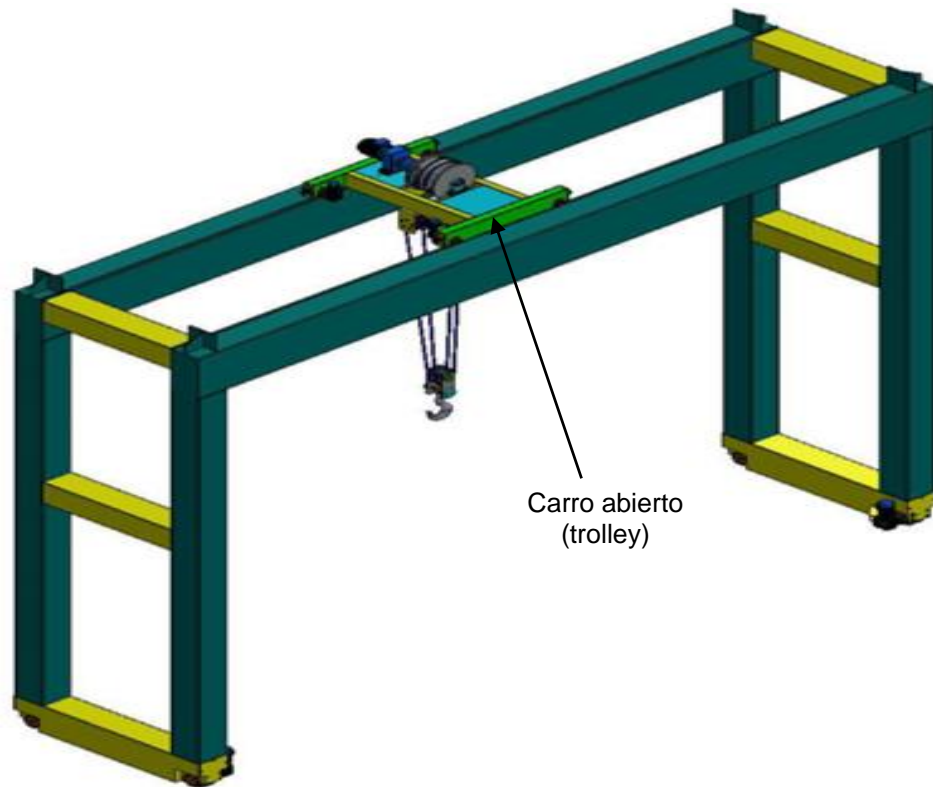


Figura 74. Ubicación de la traviesa de cierre o trolley

El carro abierto o *trolley* se diseña tomando en cuenta las cargas producidas por los componentes de la función elevar.

El modelo de estructura se propone con los respectivos perfiles que se calcula para determinar el perfil que cumpla con los requerimientos ya establecidos en el punto 4.4:

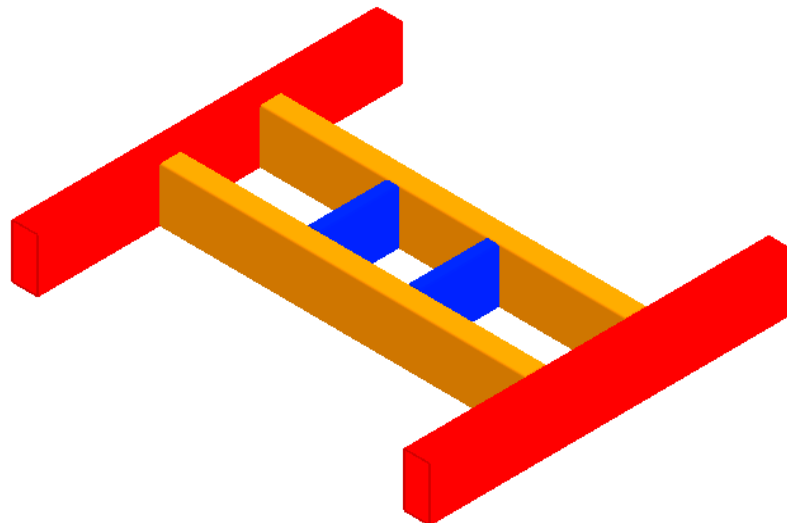


Figura 75. Modelo del trolley

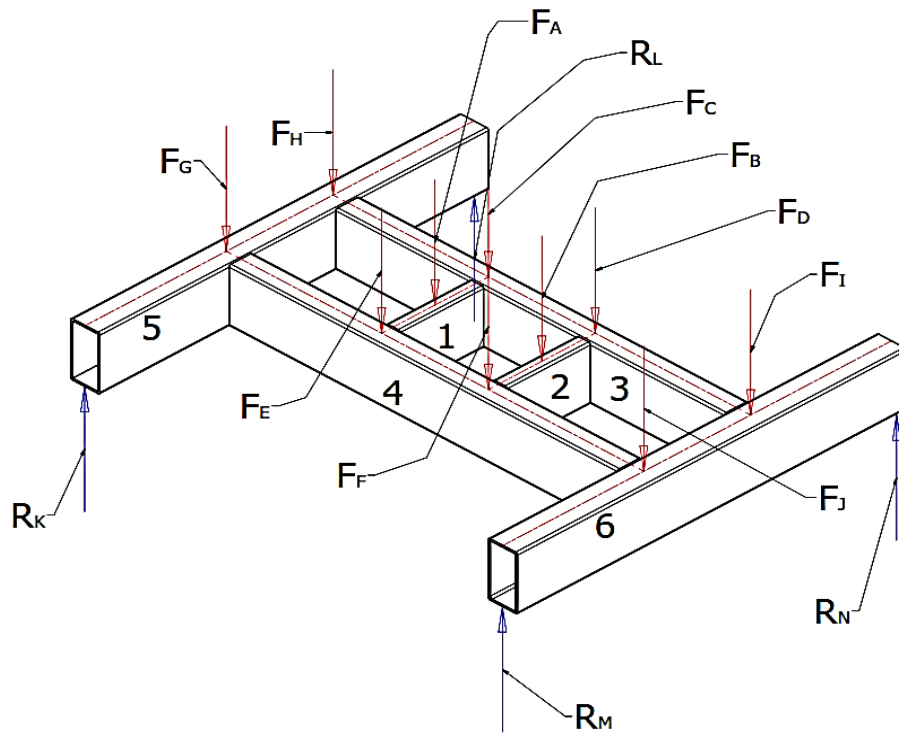


Figura 76. Fuerzas aplicadas al trolley

Se inicia con la viga 1:

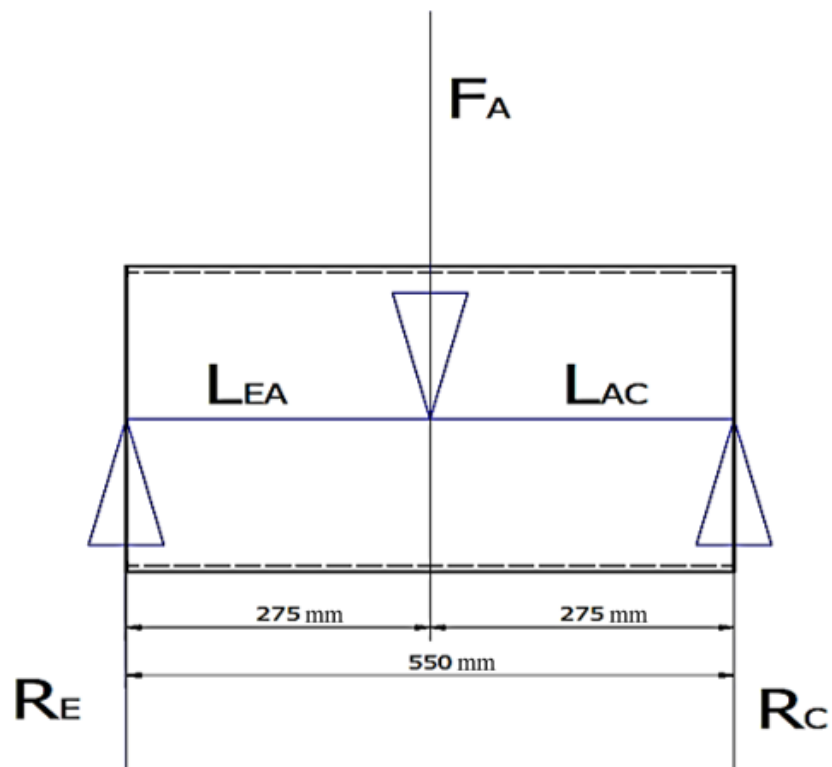


Figura 77. Análisis en la viga 1 del trolley

$$H_{vpt1} = 300 \text{ mm} \quad \text{altura de viga principal trolley}$$

$$A_{vpt1} = 70 \text{ mm} \quad \text{ancho viga principal trolley}$$

$$e_{vpt1} = 6 \text{ mm} \quad \text{espesor viga principal trolley}$$

$$L_{vpt1} = 0.55 \text{ m} \quad \text{largo viga principal trolley}$$

$$\rho_{ac} = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{densidad acero}$$

El área del perfil 1 (a_{p1}) es:

$$a_{p1} = (H_{vpt1} * A_{vpt1}) - ((A_{vpt1} - 2 * e_{vpt1})(H_{vpt1} - 2 * e_{vpt1}))$$

$$= 4296 \text{ mm}^2$$

El volumen del perfil 1 (V_{vpt1}) es:

$$V_{vpt1} = a_{p1} * L_{vpt1} = 2362800 \text{ mm}^3$$

El peso del perfil (P_{vpt1}) que se propone para el diseño:

$$P_{vpt1} = V_{vpt1} * \rho_{ac} = 18.42984 \text{ kg}$$

Antes de analizar las vigas correspondientes se obtendrá el peso del tambor de arrollamiento y su eje para adicionarlo a la carga de servicio.

$$\text{Diametro del tambor de arrollamiento } (D_{tarr}) = 644 \text{ mm}$$

Longitud del tambor (L_{tambor}) = 400 mm (Para efectos de cálculo se considera 400)

Para el cálculo se trabajó con 12 mm para estimar el peso del tambor de arrollamiento.

$$\text{Espesor del tambor } (e_{partam}) = 12 \text{ mm}$$

$$\rho_{ac} = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (\text{Densidad})$$

$$r_1 = \frac{D_{tarr}}{2} = 322 \text{ mm}$$

$$r_2 = \frac{D_{tarr}}{2} - e_{partam} = 310 \text{ mm}$$

El volumen del tambor de arrollamiento es:

$$V_1 = \pi * r_1^2 * L_{tambor} = 0.130293 \text{ m}^3$$

$$V_2 = \pi * \left(\frac{D_{tarr}}{2} - e_{partam} \right)^2 * L_{tambor} = 0.120763 \text{ m}^3$$

$$V_t = V_1 - V_2 = 0.00953 \text{ m}^3$$

Peso de cilindro de tambor (P_{tam})

$$P_{tam} = V_t * \rho_{ac} = 74.813133 \text{ kg}$$

Masa de eje (m_{eje})

$$m_{eje} = 70.03 \text{ kg}$$

Cálculo de tapas de extremos

$$r_3 = \frac{d_{ejetam}}{2} = 62.5 \text{ mm}$$

Cálculo de volumen de pared de tambor de arrollamiento:

$$V_3 = \pi * r_1^2 * e_{partam} = 3908794.712338 \text{ mm}^3$$

$$V_4 = \pi * r_3^2 * e_{partam} = 147262.155637 \text{ mm}^3$$

$$P_{et} = 2 * (\rho_{ac}(V_3 - V_4)) = 59.056061 \text{ kg}$$

Longitud del eje del tambor (l_{eje_tam}):

$$l_{eje_tam} = 700 \text{ mm}$$

Volumen del eje del tambor (V_5)

$$V_5 = \pi * r_3^2 * l_{eje_{tam}} = 8590292.41216 \text{ mm}^3$$

Peso del eje del tambor de arrollamiento ($P_{eje_{tam}}$)

$$P_{eje_{tam}} = V_5 * \rho_{ac} = 67.433795 \text{ kg}$$

Peso de los accionamientos (P_{acc})

$$P_{acc} = (P_{et} + P_{tam}) = 133.869195 \text{ kg}$$

Peso total de cilindro de tambor (P_{tt}):

$$P_{tt} = P_{tam} + P_{et} + P_{eje_{tam}} + P_{acc} + P_{vpt1} = 353.602025 \text{ kg}$$

Se comienzan a analizar las vigas correspondientes.

Se toma en cuenta las siguientes cargas:

$$Q_u = 98066.5 \text{ N}$$

$$Q_{es} = 47 \text{ kg} * g = 460.91255 \text{ N}$$

$$Q_{trav} = 20 \text{ kg} * g = 196.133 \text{ N}$$

$$Q_{tpol} = 10 \text{ kg} * g = 98.0665 \text{ N}$$

$$Q_{agp} = 40 \text{ kg} * g = 392.266 \text{ N}$$

$$Q_{vp1} = P_{tt} * g = 3467.651295 \text{ N}$$

Carga de servicio (P_A)

$$P_A = Q_u + Q_{es} + Q_{trav} + Q_{tpol} + Q_{agp} + Q_{vp1} = 102681.529345 \text{ N}$$

Se calcula las reacciones en los extremos E y C.

$$\sum F = 0 \downarrow +$$

$$-R_E + P_A - R_C = 0$$

$$\sum M = 0 \curvearrowright +$$

Longitudes

$$L_{EA} = 0.275 \text{ m}$$

$$L_{AC} = 0.275 \text{ m}$$

$$L_{EC} = 0.55 \text{ m}$$

$$-P_A * L_{EA} + R_C * L_{EC} = 0$$

$$R_C = \frac{P_A * L_{EA}}{L_{EC}} = 51340.764673 \text{ N}$$

$$R_C = 51340.764673 \text{ N}$$

$$R_E = P_A - R_C = 51340.764673 \text{ N}$$

$$R_E = 51340.764673 \text{ N}$$

$$F_C = R_C = 51340.764673 \text{ N}$$

$$F_E = R_E = 51340.764673 \text{ N}$$

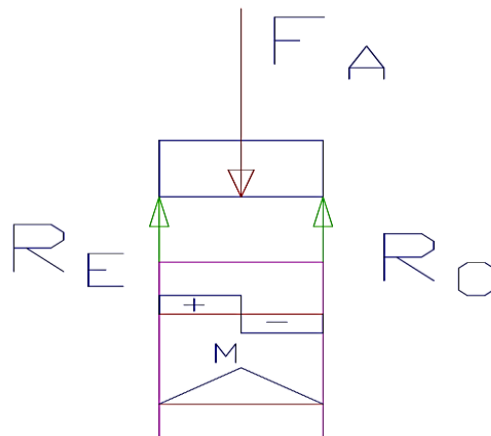


Figura 78. Diagramas de fuerzas de corte y momentos flectores

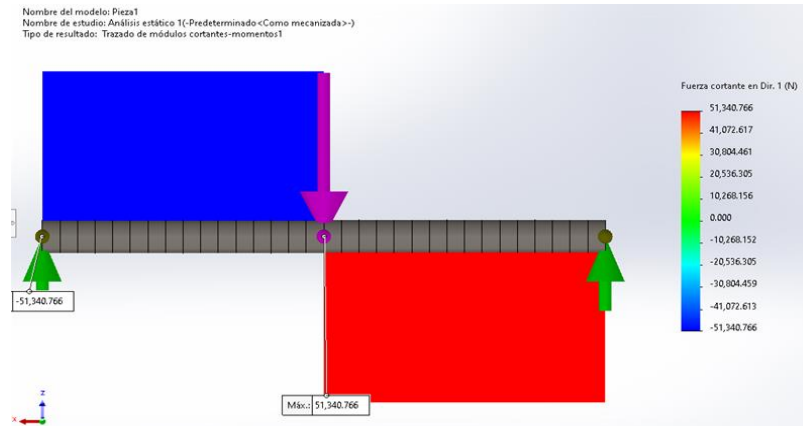


Figura 79. Diagrama de fuerzas de corte de la viga 1 del trolley. Tomada de software Solidworks 2021

El diagrama de fuerzas cortantes de la viga da un resultado de 51340.766 N.

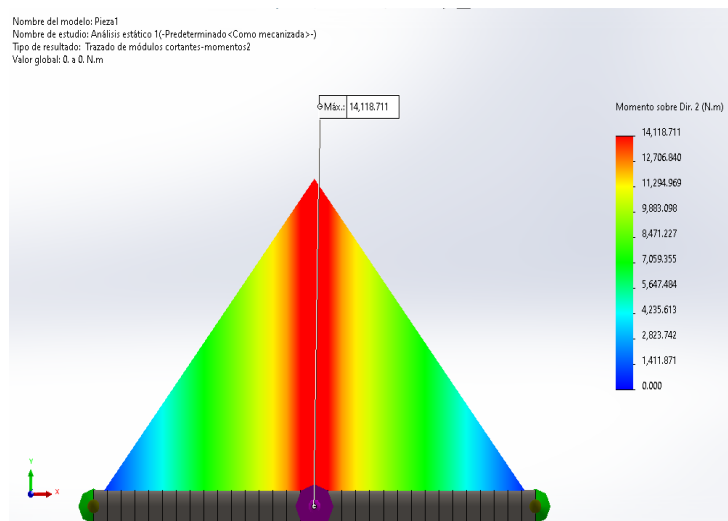


Figura 80. Diagrama de momento flector en la viga 1 del trolley. Tomada de software Solidworks 2021

El diagrama de momento flector de la viga 1 sale 14118.71Nm

Fuerzas cortantes:

$$V_E = F_E = 51340.764673 \text{ N}$$

$$V_A = P_A - F_E = 51340.764673 \text{ N}$$

$$V_C = V_A - F_C = 0 \text{ N}$$

Momentos flectores:

$$M_E = 0 \text{ N} * m$$

$$M_A = L_{EA} * V_A = 14118.710285 \text{ N}$$

$$M_{A1} = -(L_{AC} * V_A) = -14118.710285 \text{ N} * m$$

$$M_C = M_A + M_{A1} = 0 \text{ N} * m$$

Se ensambla una viga cajón y se emplea acero estructural A-36 con las siguientes medidas:

$$H_{vpt1} = 300 \text{ mm} \text{ altura de viga principal trolley}$$

$$A_{vpt1} = 70 \text{ mm} \text{ ancho viga principal trolley}$$

$$e_{vpt1} = 6 \text{ mm} \text{ espesor viga principal trolley}$$

$$L_{vpt1} = 0.55 \text{ m} \text{ largo viga principal trolley}$$

Ancho del perfil (A_2):

$$A_2 = A_{vpt1} - 2 * e_{vpt1} = 58 \text{ mm}$$

Alto de perfil (H_2):

$$H_2 = H_{vpt1} - 2 * e_{vpt1} = 288 \text{ mm}$$

Momento de inercia (I_1):

(Se calcula primero el momento de inercia de una barra cuadrada)

$$I_1 = \frac{1}{12} * A_{vpt1} * H_{vpt1}^3 = 157500000 \text{ mm}^4$$

(Después calcula el momento de inercia del agujero dentro de esa barra)

$$I_2 = \frac{1}{12} * A_2 * H_2^3 = 115458048 \text{ mm}^4$$

Se finaliza restando.

Momento de inercia del espesor de pared del perfil 1 (I_{vpt1})

$$I_{vpt1} = I_1 - I_2 = 42041952 \text{ mm}^4$$

Eje neto (y_{vpt1})

Altura de la viga 1 (H_{vpt1})

$$y_{vpt1} = \frac{H_{vpt1}}{2} = 150 \text{ mm}$$

Módulo de sección de la viga 1 (W_{vpt1})

$$W_{vpt1} = \frac{I_{vpt1}}{y_{vpt1}} = 280279.68 \text{ mm}^3$$

Esfuerzo de flexión (σ_{flm})

Momento máximo (M_A)

$$\sigma_{flm} = \frac{M_A}{W_{vpt}} = 50.373649 \text{ MPa}$$

$S_{a36} = 250 \text{ MPa}$ (Límite de fluencia del A36)

Área de corte de la principal del trolley 1 (A_{cvpt1})

$$A_{cvpt1} = 2 * (e_{vpt1} * H_{vpt1}) = 3600 \text{ mm}^2$$

Carga (P_A)

Esfuerzo de corte de la viga 1 (τ_{cvpt1})

$$\tau_{cvpt1} = \frac{\frac{P_A}{2}}{A_{cvpt1}} = 14.261324 \text{ MPa}$$

Esfuerzo equivalente de la viga 1 (σ_{eqvpt1})

$$\sigma_{eqvpt1} = \sqrt{\sigma_{flm}^2 + 3 * \tau_{cvpt1}^2} = 56.104016 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad (N_s)

$$N_s = \frac{S_{a36}}{\sigma_{eqvpt1}} = 4.456$$

Estos resultados obtenidos son válidos para la viga 1 y la viga 2.

Diseño de la viga 3

Como los resultados de la viga 1 y la viga 2 son iguales, entonces las reacciones de la viga 2 son iguales a las reacciones de la viga 1 como se puede ver en el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la figura 82:

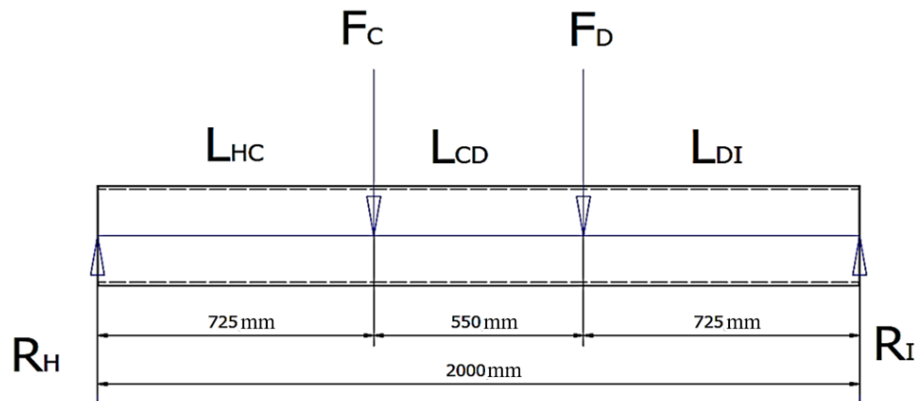


Figura 81. Ubicación de las cargas de las fuerzas en la viga 3 del trolley

$H_{vpt3} = 300 \text{ mm}$ altura de viga principal *trolley*, ver figura 71

$A_{vpt3} = 120 \text{ mm}$ ancho viga principal *trolley*, ver figura 71

$e_{vpt3} = 12 \text{ mm}$ espesor viga principal *trolley*, ver figura 71

$L_{vpt3} = 2 \text{ m}$ largo viga principal *trolley*, ver figura 71

Ancho del perfil 3 (A_3):

$$A_3 = A_{vpt3} - 2 * e_{vpt3} = 96 \text{ mm}$$

Área de perfil 3 (a_{p3}):

$$a_{p3} = (H_{vpt3} * A_{vpt3}) - ((A_{vpt3} - 2 * e_{vpt3})(H_{vpt3} - 2 * e_{vpt3})) = 9504 \text{ mm}^2$$

El volumen del perfil 3 (V_{vpt3}) es:

$$V_{vpt3} = a_{p3} * L_{vpt3} = 19008000 \text{ mm}^3$$

La masa del perfil 3 (P_{vpt3}) que se propone para el diseño:

$$P_{vpt3} = V_{vpt3} * \rho_{ac} = 148.2624 \text{ kg}$$

$$Q_u = 98066.5 \text{ N}$$

$$Q_{tpol} = 10 \text{ kg} * g = 98.0665 \text{ N}$$

$$Q_{es} = 47 \text{ kg} * g = 460.91255 \text{ N}$$

$$Q_{trav} = 20 \text{ kg} * g = 196.133 \text{ N}$$

$$Q_{agp} = 40 \text{ kg} * g = 392.266 \text{ N}$$

$$Q_{vp1} = P_{tt} * g = 3467.651295 \text{ N}$$

$$Q_{vp3} = P_{vpt3} * g = 1453.957465 \text{ N}$$

Carga de servicio (P_{A3})

$$P_{A3} = Q_u + Q_{es} + Q_{trav} + Q_{tpol} + Q_{agp} + Q_{vp1} + Q_{vp3} = 104498.33286 \text{ N}$$

Se calculan las reacciones en los extremos, H y I.

$$F_C = \frac{P_{A3}}{2} = 51340.764673 \text{ N}$$

$$F_D = F_C = 51340.764673 \text{ N}$$

$$\sum F = 0 \downarrow +$$

$$-R_H + F_C + F_D + P_A - R_I = 0$$

Longitudes

$$L_{HC} = 0.725 \text{ m}$$

$$L_{CD} = 0.55 \text{ m}$$

$$L_{DI} = 0.725 \text{ m}$$

$$L_{HI} = 2 \text{ m}$$

$$\sum M = 0 \text{ } \cup +$$

$$-F_C * L_{HC} - F_D * (L_{HC} + L_{CD}) + R_I * L_{HI} = 0$$

$$R_I = \frac{F_C * L_{HC} + F_D * (L_{HC} + L_{CD})}{L_{HI}} = 52249.16643 \text{ N}$$

$$R_I = 52249.16643 \text{ N}$$

$$R_H = F_C + F_D - R_I = 52249.16643 \text{ N}$$

$$R_H = 52249.122658 \text{ N}$$

$$F_I = R_I = 52249.16643 \text{ N}$$

$$F_H = R_H = 52249.16643 \text{ N}$$

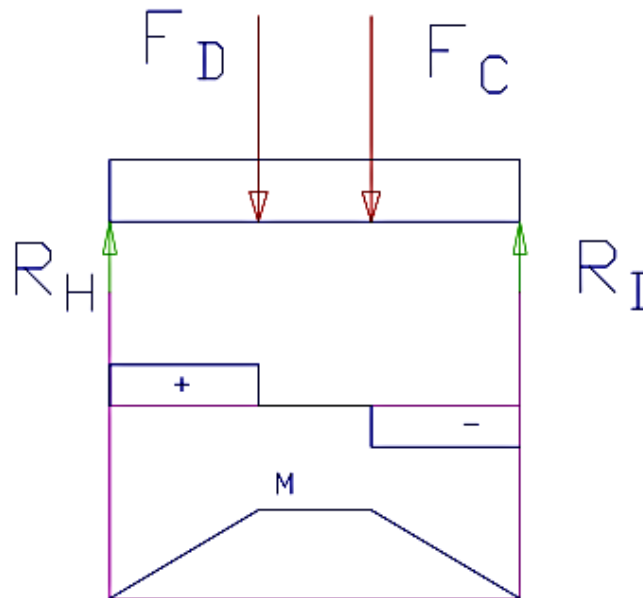


Figura 82. Diagrama de fuerzas de corte

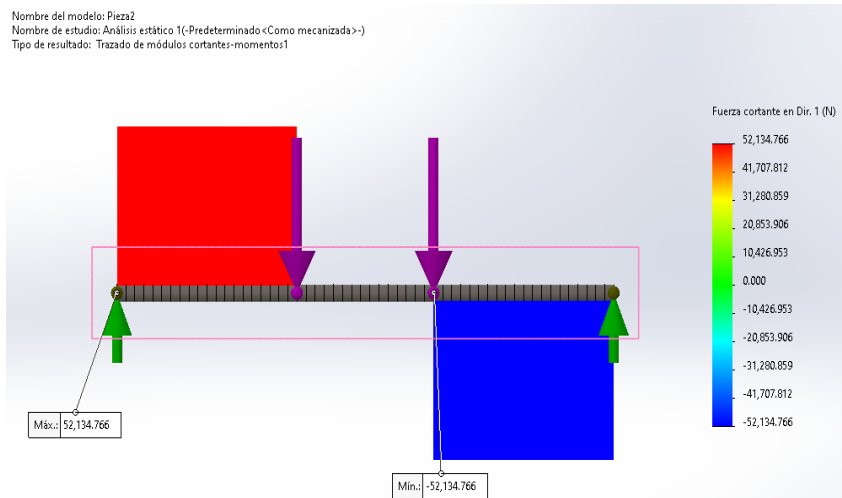


Figura 83. Diagrama de fuerzas de corte de la viga 3 del trolley. Tomada del software Solidworks 2021

El diagrama de fuerzas cortantes de la viga 3 del *trolley* da un resultado de 52134.766 N.

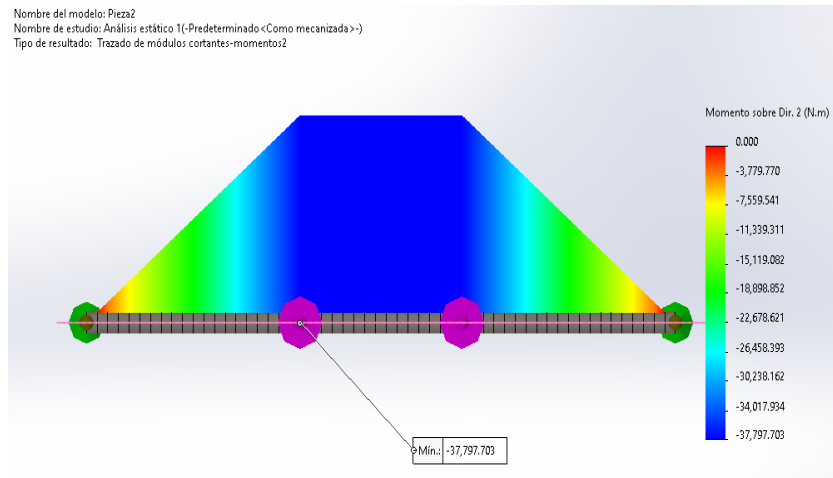


Figura 84. Diagrama de momentos flectores de la viga 3 del *trolley*. Tomada del software Solidworks 2021

El diagrama de momento flector de la viga 3 del *trolley* resulta -37,797.703 Nm.

Fuerzas cortantes:

$$V_H = R_H = 52249.16643 \text{ N}$$

$$V_C = V_H - F_C = 0 \text{ N}$$

$$V_D = V_C - F_D = -52249.16643 \text{ N}$$

$$V_I = V_D + R_I = 0 \text{ N}$$

Momentos flectores:

$$M_H = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_C = L_{HC} \cdot F_C = 37880.645662 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_D = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{I1} = -(L_{DI} \cdot R_I) = -37880.645662 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_I = M_{I1} + M_C = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Se ensambla una viga cajón empleando acero estructural A-36 con las siguientes medidas:

$H_{vpt3} = 300 \text{ mm}$ altura de viga principal *trolley*
 $A_{vpt3} = 120 \text{ mm}$ ancho viga principal *trolley*
 $e_{vpt3} = 12 \text{ mm}$ espesor viga principal *trolley*
 $L_{vpt3} = 2 \text{ m}$ largo viga principal *trolley*

Ancho del perfil 3 (A_3):

$$A_3 = A_{vpt3} - 2 * e_{vpt3} = 96 \text{ mm}$$

Alto de perfil 3 (H_3):

$$H_3 = H_{vpt3} - 2 * e_{vpt3} = 276 \text{ mm}$$

Momento de inercia:

(Se calcula primero el momento de inercia de una barra cuadrada)

$$I_1 = \frac{1}{12} * A_{vpt3} * H_{vpt3}^3 = 270000000 \text{ mm}^4$$

(Después calcula el momento de inercia del agujero dentro de esa barra.

$$I_2 = \frac{1}{12} * A_3 * H_3^3 = 168196608 \text{ mm}^4$$

Se finaliza restando.

Momento de inercia del espesor de pared del perfil 3 (I_{vpt3})

$$I_{vpt3} = I_1 - I_2 = 101803392 \text{ mm}^4$$

Eje neutro (y_{vpt3})

Altura de la viga 1 (H_{vpt3})

$$y_{vpt3} = \frac{H_{vpt3}}{2} = 150 \text{ mm}$$

Módulo de sección de la viga 3 (W_{vpt3})

$$W_{vpt3} = \frac{I_{vpt3}}{y_{vpt3}} = 678689.28 \text{ mm}^3$$

Esfuerzo de flexión (σ_{flm3})

Momento máximo (M_c)

$$\sigma_{flm3} = \frac{M_c}{W_{vpt3}} = 55.814416 \text{ MPa}$$

$S_{a36} = 250 \text{ MPa}$ (Límite de fluencia del A36)

Área de corte de la principal del trolley 3 (A_{cvpt3})

$$A_{cvpt3} = 2 * (e_{vpt3} * H_{vpt3}) = 7200 \text{ mm}^2$$

Carga (P_{A3})

$$\tau_{cvpt3} = \frac{\frac{P_{A3}}{2}}{A_{cvpt3}} = 7.256829 \text{ MPa}$$

Esfuerzo equivalente de la viga 3 (σ_{eqvpt3})

$$\sigma_{eqvpt3} = \sqrt{\sigma_{flm3}^2 + 3 * \tau_{cvpt3}^2} = 57.212181 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad (N_s)

$$N_s = \frac{S_{a36}}{\sigma_{eqvpt3}} = 4.3697$$

Los resultados obtenidos son válidos para la viga 3 y la viga 4.

Diseño de la viga 5

Como los resultados de la viga 3 y la viga 4 son iguales, entonces las reacciones de la viga 3 son iguales a las reacciones de la viga 4, como se puede ver en el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la figura 86:

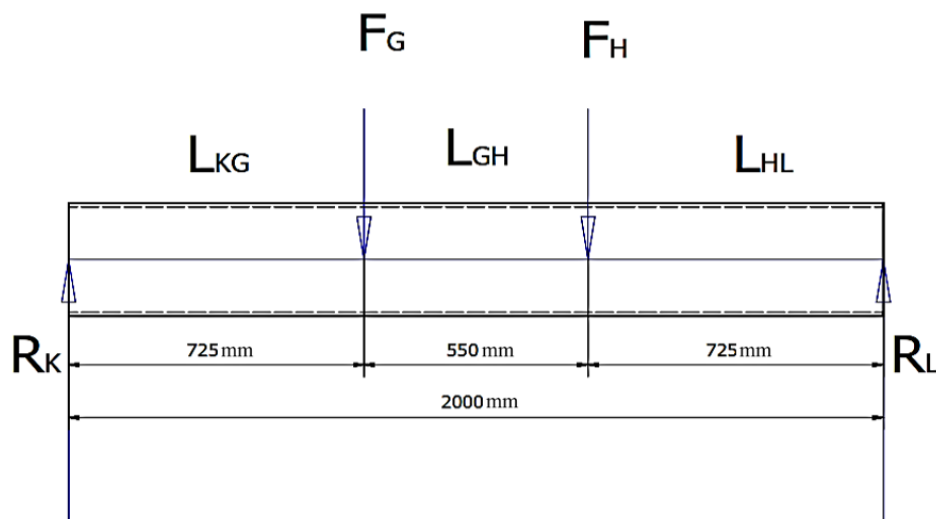


Figura 85. Análisis viga 5 del trolley

$H_{vpt5} = 300 \text{ mm}$	altura de viga principal <i>trolley</i> , ver figura 72
$A_{vpt5} = 150 \text{ mm}$	ancho viga principal <i>trolley</i> , ver figura 72
$e_{vpt5} = 12 \text{ mm}$	espesor viga principal <i>trolley</i> , ver figura 72
$L_{vpt5} = 2 \text{ m}$	largo viga principal <i>trolley</i> , ver figura 72

Ancho del perfil (A_5):

$$A_5 = A_{vpt5} - 2 * e_{vpt5} = 126 \text{ mm}$$

Área de perfil (a_{p5}):

$$a_{p5} = (H_{vpt5} * A_{vpt5}) - ((A_{vpt5} - 2 * e_{vpt5})(H_{vpt5} - 2 * e_{vpt5})) = 10224 \text{ mm}^2$$

El volumen del perfil 5 (V_{vpt5}) es:

$$V_{vpt5} = a_{p5} * L_{vpt5} = 20448000 \text{ mm}^3$$

La masa del perfil 5 (P_{vpt5}) que se propone para el diseño:

$$P_{vpt5} = V_{vpt5} * \rho_{ac} = 159.4944 \text{ kg}$$

$$Q_u = 98066.5 \text{ N}$$

$$Q_{tpol} = 10 \text{ kg} * g = 98.0665 \text{ N}$$

$$Q_{es} = 47 \text{ kg} * g = 460.91255 \text{ N}$$

$$Q_{trav} = 20 \text{ kg} * g = 196.133 \text{ N}$$

$$Q_{agp} = 40 \text{ kg} * g = 392.266 \text{ N}$$

$$Q_{vp1} = P_{tt} * g = 3467.651295 \text{ N}$$

$$Q_{vp3} = 1223.86992 \text{ N}$$

$$Q_{vp5} = P_{vpt5} * g = 1564.105758 \text{ N}$$

Carga de servicio (P_{A5})

$$P_{A5} = Q_u + Q_{es} + Q_{trav} + Q_{tpol} + Q_{agp} + Q_{vp1} + Q_{vp3} + Q_{vp5} = 106062.438618 \text{ N}$$

Se calcula las reacciones en los extremos, K y L.

$$P_{A5} = 106062.438618 \text{ N}$$

$$F_G = \frac{P_{A5}}{2} = 53031.219309 \text{ N}$$

$$F_H = F_C = 53031.219309 \text{ N}$$

$$\sum F = 0 \downarrow +$$

$$-R_K + F_G + F_H - R_L = 0$$

Longitudes

$$L_{HC} = 0.725 \text{ m}$$

$$L_{CD} = 0.55 \text{ m}$$

$$L_{DI} = 0.725 \text{ m}$$

$$L_{HI} = 2 \text{ m}$$

$$\sum M = 0 \curvearrowright +$$

$$-R_G * L_{KG} - F_H * (L_{KG} + L_{GH}) + R_L * L_{KL} = 0$$

$$R_L = \frac{R_G * L_{KG} + F_H * (L_{KG} + L_{GH})}{L_{KL}} = 53031.219309 \text{ N}$$

$$R_L = 53031.219309 \text{ N}$$

$$R_K = F_G + F_H - R_L = 53031.219309 \text{ N}$$

$$R_K = 53031.219309 \text{ N}$$

$$F_K = R_K = 53031.219309 \text{ N}$$

$$F_L = R_L = 53031.219309 \text{ N}$$

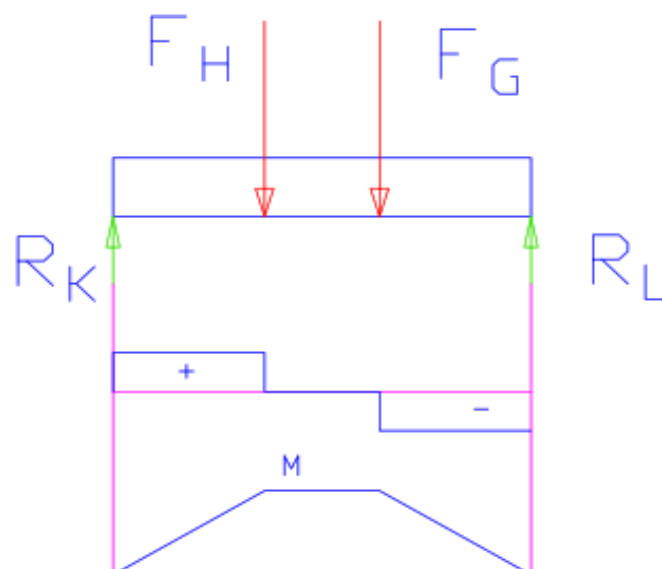


Figura 86. Diagrama de fuerzas de corte

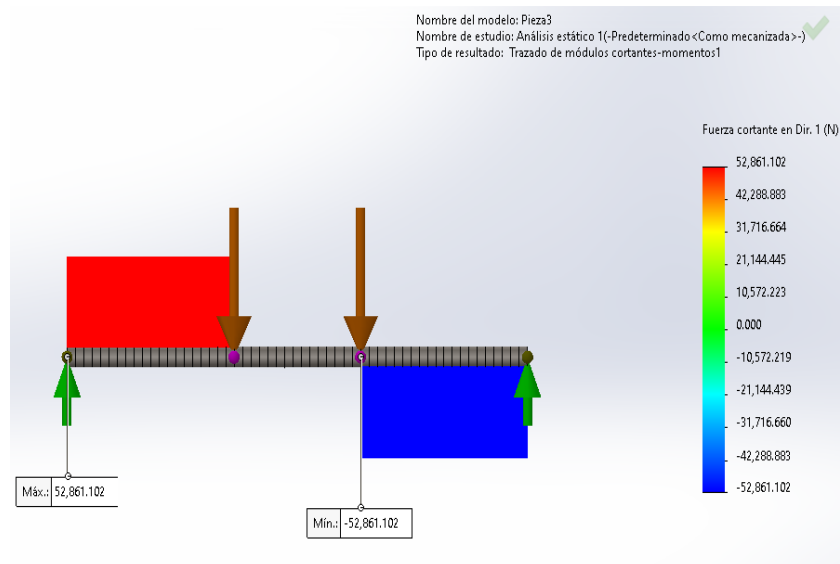


Figura 87. Diagrama de fuerzas de corte de la viga 5 del trolley. Tomada del software Solidworks 2021

El diagrama de fuerzas cortantes de la viga 5 resulta 52861.102 N

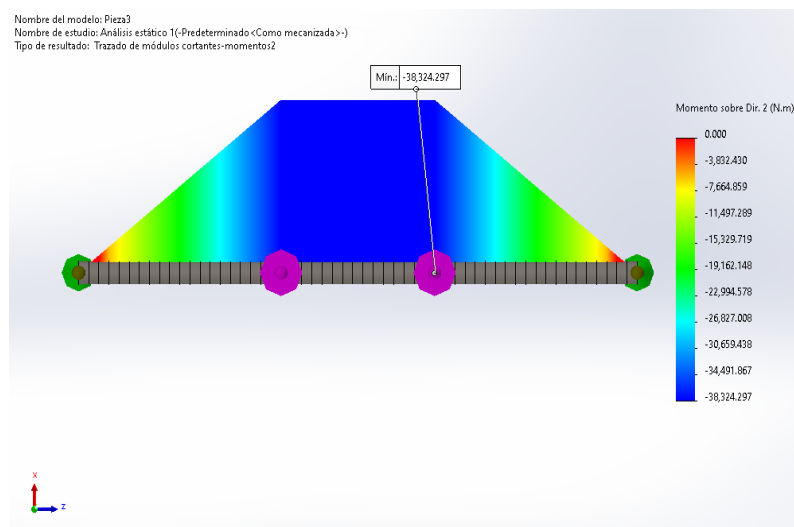


Figura 88. Diagrama de momentos flectores de la viga 5 del trolley. Tomada del software Solidworks 2021

El diagrama de momento flector de la viga 5 del *trolley* resulta -38324.297 Nm.

Fuerzas cortantes:

$$V_K = R_K = 53031.219309 \text{ N}$$

$$V_G = V_K - F_H = 0 \text{ N}$$

$$V_H = V_G - F_H = -53031.219309 \text{ N}$$

$$V_L = V_H + R_L = 0 \text{ N}$$

Momentos flectores:

$$M_K = 0 \text{ N} * m$$

$$M_G = L_{KG} * F_G = 38447.633999 \text{ N}$$

$$M_H = 0 \text{ N} * m$$

$$M_{I1} = -(L_{HL} * R_L) = -38447.633999 \text{ N} * m$$

$$M_I = M_{I1} + M_C = 0 \text{ N} * m$$

Se ensambla una viga cajón empleando acero estructural A-36 con las siguientes medidas:

$$H_{vpt5} = 300 \text{ mm} \text{ altura de viga 5 del trolley}$$

$$A_{vpt5} = 150 \text{ mm} \text{ ancho viga 5 del trolley}$$

$$e_{vpt5} = 12 \text{ mm} \text{ espesor viga 5 del trolley}$$

$$L_{vpt5} = 2 \text{ m} \text{ largo viga 5 del trolley}$$

Ancho del perfil 5 (A_5):

$$A_5 = A_{vpt5} - 2 * e_{vpt5} = 126 \text{ mm}$$

Alto de perfil 5 (H_5):

$$H_5 = H_{vpt5} - 2 * e_{vpt5} = 276 \text{ mm}$$

Momento de inercia:

(Se calcula primero el momento de inercia de una barra cuadrada)

$$I_1 = \frac{1}{12} * A_{vpt5} * H_{vpt5}^3 = 337500000 \text{ mm}^4$$

(Después calcula el momento de inercia del agujero dentro de esa barra.

$$I_2 = \frac{1}{12} * A_5 * H_5^3 = 220758048 \text{ mm}^4$$

Se finaliza restando.

Momento de inercia del espesor de pared del perfil 5 (I_{vpt5})

$$I_{vpt5} = I_1 - I_2 = 116741952 \text{ mm}^4$$

Eje neutro (y_{vpt5})

Altura de la viga 1 (H_{vpt5})

$$y_{vpt5} = \frac{H_{vpt5}}{2} = 150 \text{ mm}$$

Módulo de sección de la viga 5 (W_{vpt5})

$$W_{vpt5} = \frac{I_{vpt5}}{y_{vpt5}} = 778279.68 \text{ mm}^3$$

Esfuerzo de flexión (σ_{flm5})

Momento máximo (M_G)

$$\sigma_{flm5} = \frac{M_G}{W_{vpt3}} = 49.400794 \text{ MPa}$$

$S_{a36} = 250 \text{ MPa}$ (Límite de fluencia A36)

Área de corte de la principal del trolley 5 (A_{cvpt5})

$$A_{cvpt5} = 2 * (e_{vpt5} * H_{vpt5}) = 7200 \text{ mm}^2$$

Carga (P_{A5})

$$\tau_{cvpt3} = \frac{\frac{P_{A5}}{2}}{A_{cvpt5}} = 7.365447 \text{ MPa}$$

Esfuerzo equivalente de la viga 5 (σ_{eqvpt5})

$$\sigma_{eqvpt5} = \sqrt{\sigma_{flm5}^2 + 3 * \tau_{cvpt5}^2} = 51.021445 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad (N_s)

$$N_s = \frac{S_{a36}}{\sigma_{eqvpt5}} = 4.8999$$

Este resultado es válido para la viga 5 y la viga 6.

Diseño de soldadura de trolley

La viga 1 está sometido a flexión, la soldadura se aplica en el extremo E y C como la carga esta al medio de la viga se calcula un extremo:

$$Q_u = 98066.5 \text{ N}$$

$$Q_{tpol} = 10 \text{ kg} * g = 98.0665 \text{ N}$$

$$Q_{es} = 47 \text{ kg} * g = 460.91255 \text{ N}$$

$$Q_{trav} = 20 \text{ kg} * g = 196.133 \text{ N}$$

$$Q_{agp} = 40 \text{ kg} * g = 392.266 \text{ N}$$

$$Q_{trolley} = 5256.949661 \text{ N}$$

$$P_A = Q_u + Q_{es} + Q_{trav} + Q_{tpol} + Q_{agp} + Q_{trolley} = 104833.673761 \text{ N}$$

$$F = \frac{P_A}{2} = 52416.836881 \text{ N}$$

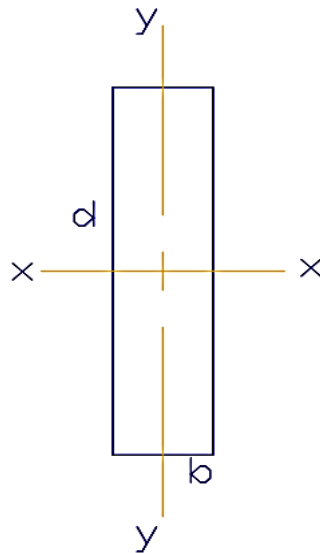


Figura 89. Geometría de cordón de soldadura

$d = 300mm$ largo

$b = 70mm$ ancho

Longitud de cordón de soldadura (L_w):

$$L_w = 2 * d + 2 * b = 740mm$$

Centro de gravedad (ver anexo 30):

$$N_x = \frac{d}{2} = 150 \text{ mm}$$

$$N_y = \frac{b}{2} = 35 \text{ mm}$$

Módulo de línea (Z_{w1}): (propiedad que relaciona la resistencia con las medidas).

$$Z_{w1} = b * d + \frac{d^2}{3} = 51000 \text{ mm}^2$$

Momento polar de inercia (j_{w1}):

$$j_{w1} = \frac{(b + d)^3}{6} = 8442166.666667 \text{ mm}^3$$

Carga vertical:

$$\begin{aligned}\sum F &= 0 \downarrow + \\ F - F_v &= 0 \\ F_v = F &= 52416.836881 \text{ N}\end{aligned}$$

Momento flector vertical:

$$\begin{aligned}L_F &= 275 \text{ mm} \\ \sum M &= 0 \curvearrowright + \\ -F * L_F + M_1 &= 0 \\ M_1 &= F * L_F \\ M_1 &= 14414.630142 \text{ N * m}\end{aligned}$$

Momento torsor (T_1):

$$\begin{aligned}\sum T &= 0 \curvearrowright + \\ T_1 = F * N_y &= 1834.589291 \text{ N * m} \\ f_{wv1} = \frac{F}{L_w} &= 70833.563352 \frac{\text{N}}{\text{m}} \\ f_{wvv1} = \frac{M_1}{Z_{w1}} &= 282639.806709 \frac{\text{N}}{\text{m}}\end{aligned}$$

Eje neutro (c)

$$\begin{aligned}c = N_x &= 150 \text{ mm} \\ f_{wvvv1} = \frac{T_1 * c}{j_{w1}} &= 32596.891827 \frac{\text{N}}{\text{m}}\end{aligned}$$

Carga de servicio (f_{w1})

$$f_{w1} = \sqrt{f_{wv1}^2 + f_{wvv1}^2 + f_{wvvv1}^2} = 293198.245885 \frac{N}{m}$$

$S_{ut} = 510 MPa$ (ver anexo 32) (Esfuerzo ultimo de tensión de soldadura).

Dato tomado del manual de soldadura de la Oerlikon (p. 178).
soldadura supercito 7018 con un espesor de 3/16"

Resistencia de la soldadura (S_w)

$$S_w = 0.212 * S_{ut} = 108.12 MPa$$

Cateto de soldadura (W)

$$W = \frac{f_{w1}}{S_w} = 2.711785 mm$$

El cateto es 2.71 mm se toma un valor de 3.175 mm (1/8")

$S_y = 250 MPa$ (ver anexo 41) (Esfuerzo de fluencia del A36)

$$F = 52416.836881 N$$

La altura de la garganta del cordón de soldadura (h):

$$h = 3.175mm * \sin(45) = 2.245064 mm$$

$$h = 2.245064 mm$$

Longitud del cordón (l)

$$l = L_w = 740 mm$$

La carga por metro que puede soportar la soldadura es:

$F_{pl} = 1.86 \text{ ksi}$ (ver anexo 31) (en función al nivel electrodo y a la altura del cateto el pulg.).

Carga permisible que soporta la soldadura (F_{perm})

$$F_{perm} = F_{pl} * l = 9.489944 \frac{MN}{m}$$
$$f_{w1} < F_{perm}$$

La carga de servicio es 0.29 MN/m y la carga permisible que puede soportar la soldadura es 9.4 MN/m la soldadura soporta las cargas.

Espesor del material base (t)

$$t = 6 \text{ mm}$$

Esfuerzo cortante permisible que vienen en el material (τ_{perm1})

$$\tau_{perm1} = 0.4 * S_y = 100 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de corte que requerimos (τ_1)

$$\tau_1 = \frac{F}{2 * h * l} = 15.7754 \text{ MPa}$$

La soldadura cumple para el criterio de esfuerzo cortante:

$$\tau_1 < \tau_{perm1}$$

Esfuerzo permisible lo que puede soportar la soldadura (σ_{perm})

$$\sigma_{perm} = 0.6 * S_y = 150 \text{ MPa}$$

Esfuerzo normal requerido (σ)

$$\sigma = \frac{F}{t * l} = 11.805594 \text{ MPa}$$

La soldadura cumple para el criterio de esfuerzo normal:

$$\sigma < \sigma_{perm}$$

Se utiliza soldadura supercito con código 7018 de diámetro de 3/16"

Lo resultados aplican para la viga 1 y la viga 2.

Diseño de soldadura de la viga 3 y 4

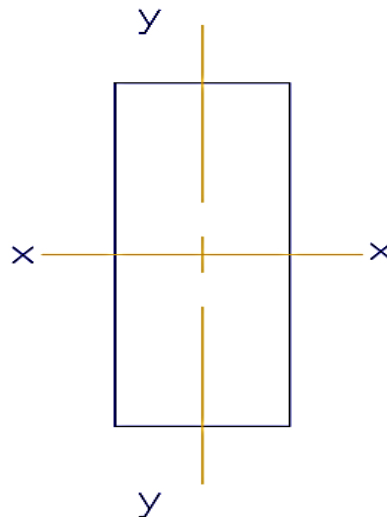


Figura 90. Geometría de cordón de soldadura

$d_3 = 300\text{mm}$ largo

$b_3 = 120\text{mm}$ ancho

Longitud de cordón de soldadura (L_{w3}):

$$L_{w3} = 2 * d_3 + 2 * b_3 = 840 \text{ mm}$$

Centro de gravedad (ver anexo 30):

$$N_{x3} = \frac{d_3}{2} = 150 \text{ mm}$$

$$N_{y3} = \frac{b_3}{2} = 60 \text{ mm}$$

Módulo de línea (Z_{w3}):

$$Z_{w3} = b_3 * d_3 + \frac{d_3^2}{3} = 66000 \text{ mm}^2$$

Momento polar de inercia (j_{w3}):

$$j_{w3} = \frac{(b_3 + d_3)^3}{6} = 12348000 \text{ mm}^3$$

Carga vertical:

$$F_C = 51340.764673 \text{ N}$$

$$F_D = 51340.764673 \text{ N}$$

$$\sum F = 0 \downarrow +$$

$$F_C + F_D - F_{v3} = 0$$

$$F_{v3} = F_C + F_D$$

$$F_{v3} = 102681.529346 \text{ N}$$

Momento flector vertical:

$$L_{CD} = 550 \text{ mm}$$

$$L_{DI} = 725 \text{ mm}$$

$$\sum M = 0 \cup +$$

$$F_C * (L_{CD} + L_{DI}) + F_D * L_{DI} - M_3 = 0$$

$$M_3 = F_C * (L_{CD} + L_{DI}) + F_D * L_{DI} = 102681.529346 \text{ N} * m$$

$$M_3 = 102681.529346 \text{ N} * m$$

Momento torsor (T_3):

$$\sum T = 0 \cup +$$

$$T_3 = (F_C + F_D) * N_y = 3593.853527 \text{ N} * \text{m}$$

$$f_{wv3} = \frac{F_{v3}}{L_{w3}} = 122239.915888 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$f_{wvv3} = \frac{M_3}{Z_{w3}} = 1555780.747667 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Eje neutro (c_3)

$$c_3 = N_{x3} = 150 \text{ mm}$$

$$f_{wvvv3} = \frac{T_3 * c_3}{j_{w3}} = 43657.112817 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Carga de servicio (f_{w3})

$$f_{w3} = \sqrt{f_{wv3}^2 + f_{wvv3}^2 + f_{wvvv3}^2} = 1561186.175748 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$S_{ut} = 510 \text{ MPa}$ (ver anexo 32) (Esfuerzo último de tensión de soldadura).

Dato tomado del manual de soldadura de la Oerlikon (p. 178) soldadura supercito 7018 de 3/16"

Resistencia de la soldadura (S_w)

$$S_w = 0.212 * S_{ut} = 108.12 \text{ MPa}$$

Cateto de soldadura (W)

$$W = \frac{f_{w3}}{S_w} = 12.273476 \text{ mm}$$

El cateto es 12.27 mm se toma un valor de 12.7 mm (1/2" pulgada)

$$S_y = 250 \text{ MPa (Esfuerzo de fluencia del A36)}$$

$$F = 52416.836881 \text{ N}$$

La altura de la garganta del cordón de soldadura (h):

$$h_3 = 12.7 \text{ mm} * \sin(45) = 8.980256 \text{ mm}$$

$$h_3 = 8.980256 \text{ mm}$$

Longitud del cordón (l_3)

$$l_3 = L_w = 740 \text{ mm}$$

La carga por metro que puede soportar la soldadura es:

$F_{pl3} = 7.42 \text{ ksi}$ (ver anexo 31) (en función al electrodo y a la altura del cateto el pulg.).

Carga permisible que soporta la soldadura (F_{perm3})

$$F_{perm3} = F_{pl3} * l_3 = 37.857733 \frac{\text{MN}}{\text{m}}$$

$$f_{w3} < F_{perm3}$$

La carga de servicio es 1.561186 MN/m y la carga permisible que puede soportar la soldadura es 9.4 MN/m la soldadura soporta las cargas.

Espesor del material base (t)

$$t_3 = 12 \text{ mm}$$

Esfuerzo cortante permisible que vienen en el material (τ_{perm3})

$$\tau_{perm3} = 0.4 * S_y = 100 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de corte que se requiere (τ_3)

$$\tau_3 = \frac{F}{2 * h_3 * l_3} = 3.94385 \text{ MPa}$$

La soldadura cumple para el criterio de esfuerzo cortante:

$$\tau_3 < \tau_{perm3}$$

Esfuerzo permisible lo que puede soportar la soldadura (σ_{perm3})

$$\sigma_{perm3} = 0.6 * S_y = 150 \text{ MPa}$$

Esfuerzo normal requerido (σ_3)

$$\sigma_3 = \frac{F}{t_3 * l_3} = 7.083356 \text{ MPa}$$

La soldadura cumple para el criterio de esfuerzo normal:

$$\sigma_3 < \sigma_{perm3}$$

La soldadura cumple con el criterio de corte y el criterio de esfuerzo normal, el electrodo propuesto cumple con los requerimientos de esfuerzos a los que va a estar sometida la soldadura, el electrodo seleccionado es supercito 7018, con un diámetro de 3/16".

Lo resultados son válidos para la viga 3 y la viga 4.

Potencia de traslación de *trolley*.

Carga de la estructura del *trolley* (P_{et})

$$P_{et} = 5256.949461 \text{ N}$$

Peso total cilindro de tambor (Dato extraído del diseño de carro abierto).

$$P_{tt} = 150.006397 \text{ kg} * g = 1471.060233 \text{ N}$$

Peso del motor eléctrico usado para la elevación.

$$Q_{me} = 125 \text{ kg} * g = 1225.83125 \text{ N}$$

Parámetro (W)

$$W = 20$$

Carga total (Q_t)

$$Q_t = 99311.94455 \text{ N}$$

Velocidad del carro abierto ($V_{trascarr}$)

$$V_{trascarr} = 0.166667 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{trascarr} = 10 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Carga propio del *trolley* con accesorios (G)

$$G = (Q_{me} + P_{et} + P_{tt}) = 7953.841144 \text{ N}$$

Potencia de translación del carro abierto

$$P_{tras} = \frac{(Q_t + Q_t) * W * V_{trascarr}}{4.5 * 10^5 * \eta} = 0.910132 \text{ mhp}$$

$$P_{tras} = 0.91013 \text{ mhp}$$

$$P_{tras} = 0.8976 \text{ HP}$$

Se necesitan 2 motores de 1 hp de potencia para la translación del carro abierto.

Datos obtenidos:

En el diseño del carro abierto o *trolley* se tienen los siguientes resultados:

Los resultados de la viga 1 y 2 del *trolley* son:

- Altura de viga principal *trolley* $H_{vpt1} = 300 \text{ mm}$
- Ancho viga principal *trolley* $A_{vpt1} = 70 \text{ mm}$
- Espesor viga principal *trolley* $e_{vpt1} = 6 \text{ mm}$
- Longitud de viga $L_{vpt1} = 0.55 \text{ m}$
- Teniendo un momento de inercia: $I_{vpt1} = 42041952 \text{ mm}^4$
- La fuerza cortante máxima: $V_A = 51340.76 \text{ N}$
- El momento flector máximo: $M_A = 14118.71 \text{ N}$
- El eje neutro del perfil propuesto: $y_{vpt1} = 150 \text{ mm}$
- El módulo de sección del perfil: $W_{vpt1} = 280279.68 \text{ mm}^3$
- El esfuerzo normal de flexión: $\sigma_{flm} = 50.37 \text{ MPa}$
- El área de corte: $A_{cvpt1} = 3600 \text{ mm}^2$
- El esfuerzo cortante máximo: $\tau_{cvpt1} = 14.26 \text{ MPa}$
- El esfuerzo equivalente de *von Misses*: $\sigma_{eqvpt1} = 56.10 \text{ MPa}$
- El factor de seguridad del perfil propuesto: $N_s = 4.456$

Los resultados de la viga 3 y 4 del *trolley* que se usa en los extremos son:

- Altura de viga $H_{vpt3} = 300 \text{ mm}$
- Ancho de viga $A_{vpt3} = 120 \text{ mm}$
- Espesor de viga $e_{vpt3} = 12 \text{ mm}$
- Largo de viga $L_{vpt3} = 2 \text{ m}$
- La masa del perfil 3 es: $P_{vpt3} = 148.26 \text{ kg}$
- La carga que actúa sobre la viga es: $P_{A3} = 104498.33 \text{ N}$
- Las reacciones en los extremos de la viga 3: $R_I = 52249.16 \text{ N}$ y $R_H = 52134.12 \text{ N}$
- La fuerza cortante máxima: $V_H = 52249.17 \text{ N}$
- El momento flector máximo en la viga 3: $M_C = 37880.65 \text{ N}$

- El momento de inercia del perfil es: $I_{vpt3} = 101803392 \text{ mm}^4$
- El eje neutro de la viga 3: $y_{vpt3} = 150 \text{ mm}$
- El módulo de sección de la viga 3: $W_{vpt3} = 678689.28 \text{ mm}^3$
- El esfuerzo de flexión $\sigma_{flm3} = 55.81 \text{ MPa}$
- El área de corte: $A_{cvpt3} = 7200 \text{ mm}^2$
- El esfuerzo cortante máximo: $\tau_{cvpt3} = 7.25 \text{ MPa}$
- El esfuerzo equivalente de *von Misses*: $\sigma_{eqvpt3} = 57.21 \text{ MPa}$
- El factor de seguridad del perfil propuesto: $N_s = 4.37$

Los resultados de la viga 5 y 6 del *trolley* son:

- Altura de viga: $H_{vpt5} = 300 \text{ mm}$
- Ancho de viga : $A_{vpt5} = 150 \text{ mm}$
- Espesor de viga: $e_{vpt5} = 12 \text{ mm}$
- Largo de viga: $L_{vpt5} = 2 \text{ m}$
- La masa del perfil 5 es: $P_{vpt5} = 159.4944 \text{ kg}$
- La carga que actúa sobre la viga es: $P_{A5} = 106062.44 \text{ N}$
- Las reacciones en los extremos de la viga 5: $R_L = 53031.22 \text{ N}$ y $R_K = 53031.22 \text{ N}$
- La fuerza cortante máxima: $V_K = R_K = 53031.22 \text{ N}$
- El momento flector máximo en la viga 5: $M_G = 38447.64 \text{ N}$
- El momento de inercia del perfil es: $I_{vpt5} = 116741952 \text{ mm}^4$
- El eje neutro de la viga 5: $y_{vpt5} = 150 \text{ mm}$
- El módulo de sección de la viga 5: $W_{vpt5} = 778279.68 \text{ mm}^3$
- El esfuerzo de flexión : $\sigma_{flm5} = 49.40 \text{ MPa}$
- El área de corte: $A_{cvpt5} = 7200 \text{ mm}^2$
- El esfuerzo cortante máximo: $\tau_{cvpt3} = 7.365447 \text{ MPa}$
- El esfuerzo equivalente de *von Misses*: $\sigma_{eqvpt5} = 51.02 \text{ MPa}$
- El factor de seguridad del perfil propuesto: $N_s = 4.89$

Conclusión

El carro abierto o *trolley* en el perfil 1 y 2 cuenta con una altura de 300 mm, el ancho de 70 mm, un espesor de 6 mm y una la longitud de 0.55 m, su esfuerzo equivalente es de 56.10 MPa con un factor de seguridad de 4.46.

El carro abierto en el perfil 2 y 4 cuenta con una altura de 300 mm, el ancho de 120 mm, un espesor de 12 mm y una la longitud de 2 m, su esfuerzo equivalente es de 57.21 MPa con un factor de seguridad de 4.37.

El carro abierto en el perfil 5 y 6 cuenta con una altura de 300 mm, el ancho de 150 mm, un espesor de 12 mm y una la longitud de 2 m, su esfuerzo equivalente es de 51.02 MPa con un factor de seguridad de 4.89.

La soldadura para la viga 1 tiene una longitud de cordón de 740 mm, se usa una soldadura supercito 7018 con espesor 3/16" el cateto de la soldadura es de 3.175 mm (1/8") y la altura de la garganta 2.245 mm.

La soldadura para la viga 3 y 4 tiene una longitud de cordón de 840 mm, se usa una soldadura supercito 7018 con espesor 3/16", el cateto de la soldadura es de 12.7 mm (1/2") y la altura de la garganta 8.98 mm.

4.4.3. Diseño de la función desplazar

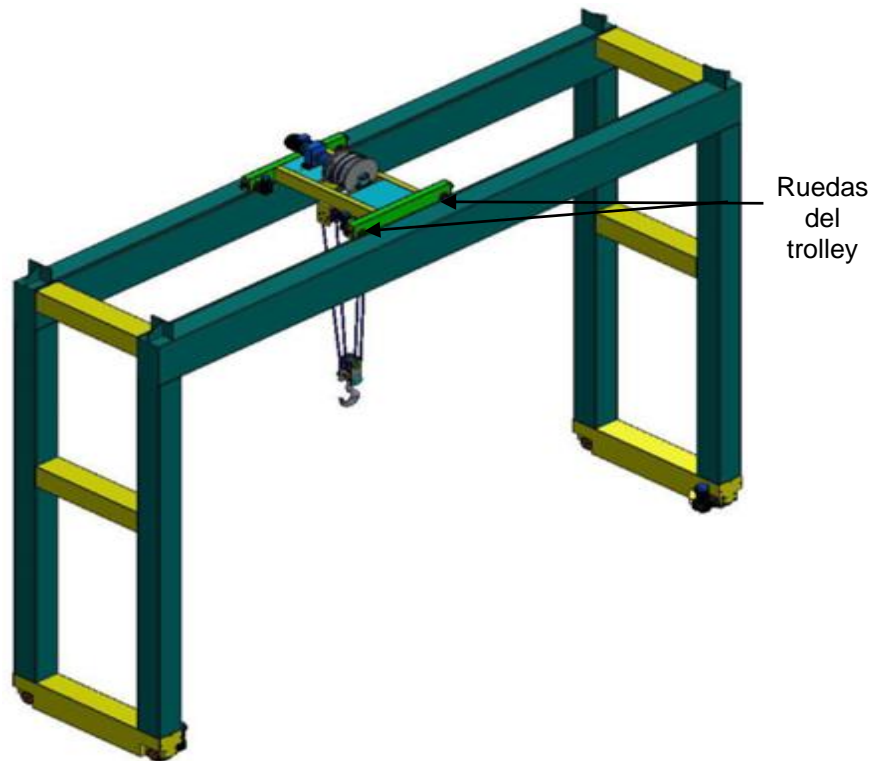


Figura 91. Ubicación de las ruedas del trolley en la grúa

Diseño de ruedas de *trolley*, se toma en cuenta la sobrecarga que se produce al tener enrollado el cable en el tambor, como se muestra en la figura 92, es necesario establecer el caso más desfavorable para dimensionar la rueda con la carga más desfavorable y así garantizar su correcto dimensionamiento.

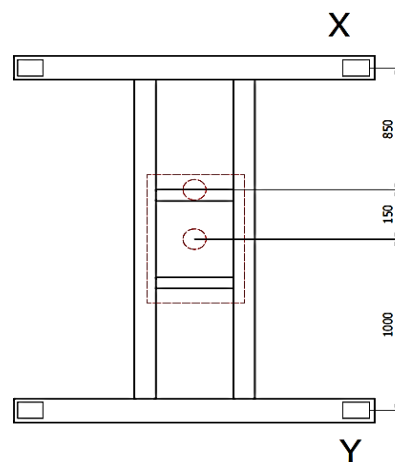


Figura 92. Análisis de las ruedas del trolley

Para determinar la magnitud de X y Y es necesario tomar en cuenta las cargas producidas por la masa del *trolley*, a continuación se calcula la

masa del *trolley*, para luego calcular el peso que será adicionado a la carga que cada eje debe soportar:

$$P_{vpt1} = 18.42984 \text{ kg}$$

$$P_{vpt3} = 124.8 \text{ kg}$$

$$P_{vpt5} = 124.8 \text{ kg}$$

$$P_{trolley} = 2 * (P_{vpt1} + P_{vpt3} + P_{vpt5}) = 536.05968 \text{ kg}$$

$$Q_{trolley} = P_{trolley} * g = 5256.949661 \text{ N}$$

$$Q_{trolley} = 5256.949661 \text{ N}$$

Con el valor del peso calculado de la estructura del *trolley* se procede a calcular la carga que actuará en las ruedas:

$$Q_u = 98066.5 \text{ N}$$

$$Q_{tpol} = 10 \text{ kg} * g = 98.0665 \text{ N}$$

$$Q_{es} = 47 \text{ kg} * g = 460.91255 \text{ N}$$

$$Q_{trav} = 20 \text{ kg} * g = 196.133 \text{ N}$$

$$Q_{agp} = 40 \text{ kg} * g = 392.266 \text{ N}$$

$$Q_{trolley} = 5256.949661 \text{ N}$$

Por cada eje se tiene dos ruedas (ver figura 92), como se trata de dos ejes son 4 ruedas, para el análisis se iniciará analizando dos ruedas y se determinará la sobrecarga por rueda.

Carga del eje (Q_{eje})

$$Q_{eje} = \frac{Q_u + Q_{tpol} + Q_{es} + Q_{trav} + Q_{agp} + Q_{trolley}}{2} = 52416.83688 \text{ N}$$

$$Q_{eje} = 52416.83688 \text{ N}$$

Longitudes

$$L_{YQ} = 1.15 \text{ m}$$

$$L_{QX} = 0.85 \text{ m}$$

$$L_{YX} = 2 \text{ m}$$

Se calcula la magnitud de X tomando como punto de análisis al extremo Y (ver figura 92):

$$\begin{aligned} \sum M &= 0 \quad \uparrow + \\ -Q_{eje} * L_{YQ} + X * L_{YX} &= 0 \\ X &= \frac{Q_{eje} * L_{YQ}}{L_{YX}} = 30139.681206 \text{ N} \\ X &= 30139.681206 \text{ N} \end{aligned}$$

En este punto ya se puede determinar la magnitud de Y teniendo como resultado:

$$\begin{aligned} \sum F &= 0 \quad \downarrow + \\ Q_{eje} - X - Y &= 0 \\ Y &= Q_{eje} - X = 22277.155674 \text{ N} \\ Y &= 22277.155674 \text{ N} \end{aligned}$$

El par de ruedas debe soportar la siguiente carga:

$$Q_{rueda} = X = 30139.681206 \text{ N}$$

Se calcula la relación del anexo 29, para un perfil A-65 que va soportar todo el carro abierto:

Anchura útil de la cabeza de carril para el perfil A-65

$$k - 2 * r_1 = 53 \text{ mm}$$

El coeficiente del material se selecciona del anexo 25, para una rueda portadora menor o igual a 410:

$$P_{adm} = 3.6 \frac{N}{mm^2}$$

Se asume un diámetro de 315 mm ya la velocidad de 40m/min para seleccionar el coeficiente de revoluciones (C_2) del anexo 26:

$$C_2 = 0.94$$

El coeficiente de la vida de la rueda con una duración del mecanismo de funcionamiento del 25 al 40 % (C_3) se determina del anexo 27:

$$C_3 = 1$$

Diámetro de la rueda

$$d_{rueda} \geq \frac{Q_{rueda}}{P_{adm} * C_2 * C_3 * (k - 2 * r_1)} = 168.047645 \text{ mm}$$

Se selecciona una rueda de diámetro mínimo de 170 mm siendo 168 mm, el diámetro permisible según las cargas que actúan sobre las ruedas del *trolley*.

Carril del *trolley*

Carga de servicio para el carril (P_{carril})

$$P_{carril} = 104833.67376 \text{ N}$$

Se propone un perfil A 65 (ver anexo 34)

$I_y = 325 \text{ cm}^4$ (Mediante el perfil A65 el cual es un perfil robusto se indica el momento de inercia).

$E = 200 \text{ GPa}$ (Módulo de Young del Acero)

$L = 1 \text{ m}$ (Distancia entre apoyos)

$$f = \frac{P_{carril} * L}{48 * E * I_y} = 3.36 \text{ mm}$$

Según el autor Miravete la deflexión admisible es de:

$$f_{adm} = \frac{L}{250} = 4 \text{ mm}$$

Se utiliza 26 apoyos para las carrileras del *trolley*

Datos obtenidos:

En el diseño de las ruedas del *trolley* se tienen los siguientes resultados.

- La carga del *trolley* es: $Q_{trolley} = 5256.949661 \text{ N}$
- La carga por eje es: $Q_{eje} = 52416.83688 \text{ N}$
- La magnitud de Y: $Y = 22277.155674 \text{ N}$
- La magnitud de X: $X = 30139.681206 \text{ N}$
- La carga de rueda es: $Q_{rueda} = 30139.681206 \text{ N}$
- La relación $k - 2 * r_1$: $k - 2 * r_1 = 53 \text{ mm}$
- El diámetro de la rueda es: $d_{rueda} = 170 \text{ mm}$

Conclusión:

La rueda de *trolley* soporta una carga por eje de 52416.836 N y una carga de rueda de 30139.681 N y las 4 ruedas tendrá un diámetro de 170 mm.

Se utiliza el carril de perfil tipo A36 el cual utilizará 26 apoyos.

4.4.4. Diseño de función estabilizar

Viga cajón

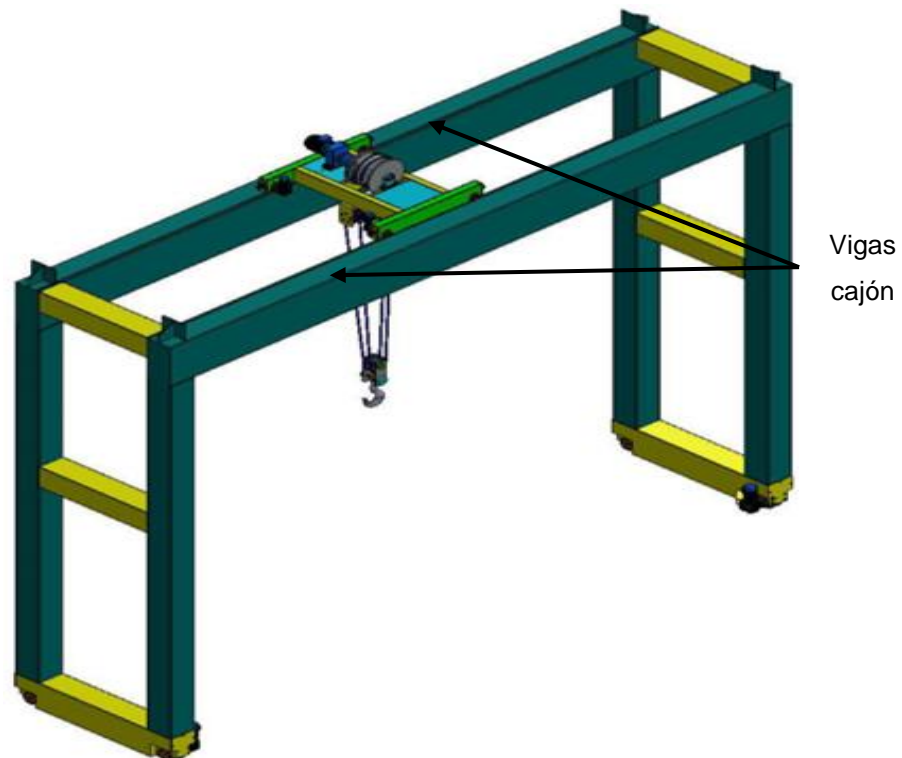


Figura 93. Ubicación de las vigas cajón

El diseño del pòrtico se divide en dos partes, primero se diseña la viga cajón, y después se diseña los postes de soporte, como la configuración de la grúa pòrtico, según la solución óptima es una grúa de monorriel, eso implica que las columnas se duplican, teniendo 2 columnas por cada vida, en total la grúa pòrtico tendrá 4 columnas.

La medida de la luz de la grúa pòrtico es de 10 metros, pero tomando en cuenta los dispositivos que usa la grúa pòrtico, entonces es necesario que esta viga posea una sobre medida, porque la idea es tener un ancho útil de 10 metros, pero la ubicación del tambor de arrollamiento genera una distancia muerta, para compensar esta distancia la longitud de la viga se incrementará en 2 metros, quedando en 12 metros.

$$L_{vp} = 12000 \text{ mm}$$

$$b = L_{vp}$$

$$h = 8000 \text{ mm}$$

Los cálculos se realizan con las medidas planteadas con anterioridad.

$$Q_u = 98066.5 \text{ N}$$

$$Q_{tpol} = 10 \text{ kg} * g = 98.0665 \text{ N}$$

$$Q_{es} = 47 \text{ kg} * g = 460.91255 \text{ N}$$

$$Q_{trav} = 20 \text{ kg} * g = 196.133 \text{ N}$$

$$Q_{agp} = 40 \text{ kg} * g = 392.266 \text{ N}$$

$$Q_{trolley} = 5256.949661 \text{ N}$$

Se propone para este diseño de viga cajón las siguientes medidas:

$$H_{vp} = 900 \text{ mm}$$

$$A_{vp} = 460 \text{ mm}$$

$$e_{vp} = 19 \text{ mm}$$

$$\rho_{ac} = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$A_3 = A_{vp} - 2 * e_{vp} = 363764 \text{ mm}$$

Área de perfil (a_{p1}):

$$a_{p1} = (H_{vp} * A_{vp}) - ((A_{vp} - 2 * e_{vp})(H_{vp} - 2 * e_{vp})) = 50236 \text{ mm}^2$$

El volumen del perfil (V_{vp}) es:

$$V_{vp} = a_{p1} * L_{vp} = 602832000 \text{ mm}^3$$

La masa del perfil que se propone para el diseño (P_{vp}):

$$P_{vp} = V_{vp} * \rho_{ac} = 4732.2312 \text{ kg}$$

La carga de una viga cajón (Q_{vp}) es:

$$Q_{vp} = P_{vp} * g = 46407.335097 \text{ N}$$

Carga de servicio (P_{sev})

$$P_{sev} = (Q_u + Q_{tpol} + Q_{es} + Q_{trav} + Q_{agp} + Q_{trolley} + Q_{vp}) = 151241.008858 N$$

$$P_{sev} = 151241.008858 N$$

Momento de inercia de la viga (I_{1a})

$$I_{1a} = \frac{1}{12} * H_{vp} * A_{vp}^3 = 7300200000 mm^4$$

$$I_{1a} = 7300200000 mm^4$$

$$I_{2a} = \left(\frac{1}{12} * (H_{vp} - 2 * e_{vp}) * (A_{vp} - 2 * e_{vp})^3 \right) = 5398379014.66667 mm^4$$

$$I_{2a} = 5398379014.66667 mm^4$$

Se toma el momento de inercia en función al eje débil para poder realizar los cálculos.

$$I_b = I_{1a} - I_{2a} = 1901820985.33333 mm^4$$

Ahora se calcula el momento de inercia en función al eje fuerte:

$$I_1 = \frac{1}{12} * A_{vp} * H_{vp}^3 = 27945000000 mm^4$$

$$I_2 = \left(\frac{1}{12} * (A_{vp} - 2 * e_{vp}) * (H_{vp} - 2 * e_{vp})^3 \right) = 22524388134.66667 mm^4$$

$$I_h = I_1 - I_2 = 5420611865.33334 mm^4$$

$$M_{1b} = \left(\frac{P_{sev} * b^2}{4} * \frac{4 * \frac{I_b}{I_h} * \frac{h}{b} + 3}{4 * \frac{I_b}{I_h} * h + 6 * b} \right) = 257464.714949 N * m$$

$$l = 1000 mm$$

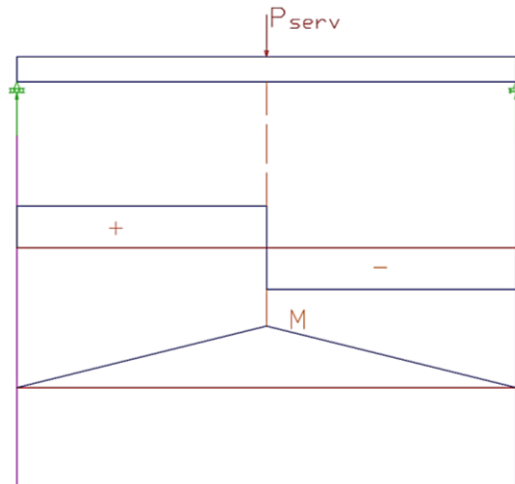


Figura 94. Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores en viga cajón

Momento torsor cortante:

$$M_{1t} = (P_{sev} * l) = 151241.008858 \text{ N} * m$$

$$a_1 = H_{vp} * A_{vp} = 414000 \text{ mm}^2$$

$$a_2 = (H_{vp} - 2 * e_{vp}) * (A_{vp} - 2 * e_{vp}) = 363764 \text{ mm}^2$$

$$a_{total} = a_1 - a_2 = 50236 \text{ mm}^2$$

Eje neutro

$$c_{vp} = \frac{H_{vp}}{2} = 450 \text{ mm}$$

Módulo de sección (W_{1b})

$$W_{1b} = \frac{I_h}{c_{vp}} = 12045804.145185 \text{ mm}^3$$

$$a_t = (H_{vp} - 2 * e_{vp}) * (A_{vp} - 2 * e_{vp}) = 363764 \text{ mm}^2$$

Módulo de sección al corte (W_{1t}):

$$W_{1t} = 2 * a_t * e_{vp} = 13823032 \text{ mm}^3$$

Esfuerzo de flexión máximo (σ_{equ})

$$\sigma_{equ} = \sqrt{\left(\frac{M_{1b}}{W_{1b}}\right)^2 + 3 * \left(\frac{M_{1t}}{W_{1t}}\right)^2} = 28.565 MPa$$

$S_{a36} = 250 MPa$ (Limite de fluencia)

$$N_{svp} = \frac{S_{a36}}{\sigma_{equ}} = 8.751904$$

Deflección de la viga cajón:

Se calcula la deflección de la viga cajón con la siguiente expresión:

$$I_h = 5420611865.33 mm^4$$

$$E = 200 GPa$$

$$\delta_{max} = \frac{P_{serv} * L_{vp}^3}{48 * E * I_h} = 2.511 mm$$

Datos obtenidos

En el diseño de la viga cajón se tienen los siguientes resultados

- La longitud de la viga cajón es: $L_{vp} = 12000 mm$
- Altura de la viga cajón: $H_{vp} = 900 mm$
- Ancho de la viga cajón: $A_{vp} = 460 mm$
- Espesor de la viga cajón: $e_{vp} = 19 mm$
- El volumen del perfil es: $V_{vp} = 602832000 mm^3$
- La masa del perfil que se propone para el diseño: $P_{vp} = 4732.2312 kg$
- La carga de una viga cajón (Q_{vp}) = $46407.334 N$
- La carga de servicio: $P_{sev} = 151241.008 N$
- El momento de inercia en el eje débil: $I_b = 1901820985.333 mm^4$
- Momento de inercia del eje fuerte: $I_h = 5420611865.33 mm^4$
- Momento máximo: $M_{1b} = 257464.714949 N * m$
- Momento torsor cortante: $M_{1t} = 151241.008 N * m$
- Módulo de sección: $W_{1b} = 12045804.15 mm^3$
- Módulo de sección al corte: $W_{1t} = 13823032 mm^3$

- El esfuerzo de flexión máximo: $\sigma_{equ} = 28.57 \text{ MPa}$
- El factor de seguridad: $N_{svp} = 8.75$
- La deflexión máxima: $\delta_{max} = 2.511 \text{ mm}$

Conclusión:

La viga cajón tendrá una longitud de 12 mm, la medida del perfil es de 900 mm alto, 460 mm de ancho y 19 mm de espesor, la carga de una viga cajón de 151241.01 N y un esfuerzo equivalente de 28.57 MPa con un factor de seguridad de 8.75.

Diseño de postes

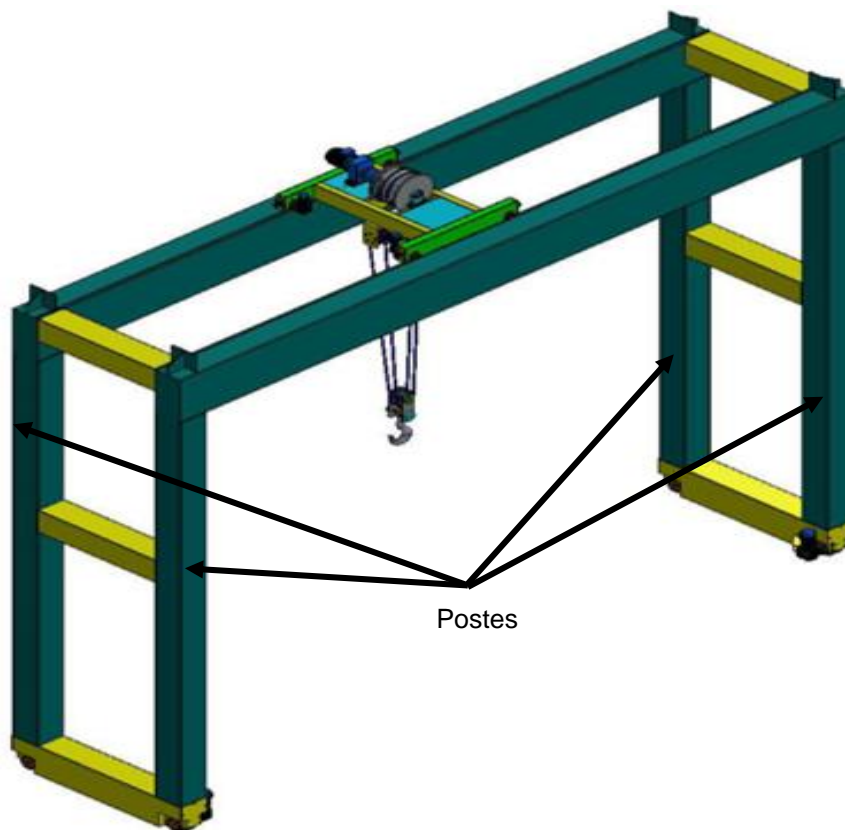


Figura 95. Ubicación de los postes en la grúa pórtico

Para el diseño del poste se va a plantear un perfil de 460 x 460, a continuación, se establecen las medidas:

La longitud de los postes: $h = 8000 \text{ mm}$

$A_{cp} = 460 \text{ mm}$ ancho de perfil columna de pórtico

$H_{cp} = 460 \text{ mm}$ alto de perfil columna de pórtico

$e_{cp} = 19 \text{ mm}$ espesor de perfil columna de pórtico

Eje neutro (c_{cp})

$$c_{cp} = \frac{H_{cp}}{2} = 230 \text{ mm}$$

$$c_{cp} = 230 \text{ mm}$$

Momento de inercia (I_{2h})

$$I_{2h} = \frac{1}{12} * A_{cp} * H_{cp}^3 - \frac{1}{12} * (A_{cp} - 2 * e_{cp}) * (H_{cp} - 2 * e_{cp})^3 = 1088387412 \text{ mm}^4$$

$$I_{2h} = 1088387412 \text{ mm}^4$$

Área de corte (A_{pcp})

$$A_{pcp} = (A_{cp} - 2 * e_{cp}) * (H_{cp} - 2 * e_{cp}) = 178084 \text{ mm}^2$$

$$A_{pcp} = 178084 \text{ mm}^2$$

Momento máximo (M_{1h})

$$M_{1h} = \frac{3}{8} * \frac{\frac{P_{sev}}{2} * b}{3 + 2 * \left(\frac{h}{b}\right)} = 78528.985369 \text{ N} * \text{m}$$

$$M_{1h} = 78528.985369 \text{ N} * \text{m}$$

Módulo de sección de la columna (W_{1h})

$$W_{1h} = \frac{I_{2h}}{c_{cp}} = 4732119.182609 \text{ mm}^3$$

$$W_{1h} = 4732119.182609 \text{ mm}^3$$

La carga de servicio en cada columna es de:

$$h = 8 \text{ m}$$

$$\rho_{ac} = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Área de la barra solida (a_{cp1})

$$a_{cp1} = H_{cp} * A_{cp} = 211600 \text{ mm}^2$$

Área de barra hueca (a_{cp2})

$$a_{cp2} = \left((H_{cp} - 2 * e_{cp}) * (A_{cp} - 2 * e_{cp}) \right) = 178084 \text{ mm}^2$$

Área de perfil (a_{cp})

$$a_{cp} = a_{cp1} - a_{cp2} = 33516 \text{ mm}^2$$

$$a_{cp} = 33516 \text{ mm}^2$$

Peso propio de la columna (P_{ec})

$$P_{ec} = (a_{cp} * h) * \rho_{ac} = 2104.8048 \text{ kg}$$

$$P_{ec} = 2104.8048 \text{ kg}$$

La carga de servicio de poste:

Carga de servicio de columna o poste (P_{sc})

$$P_{sc} = \frac{P_{serv}}{2} + P_{ec} * g = 96261.588421 \text{ N}$$

$$P_{sc} = 96261.588421 \text{ N}$$



Figura 96. Poste de grúa pórtico

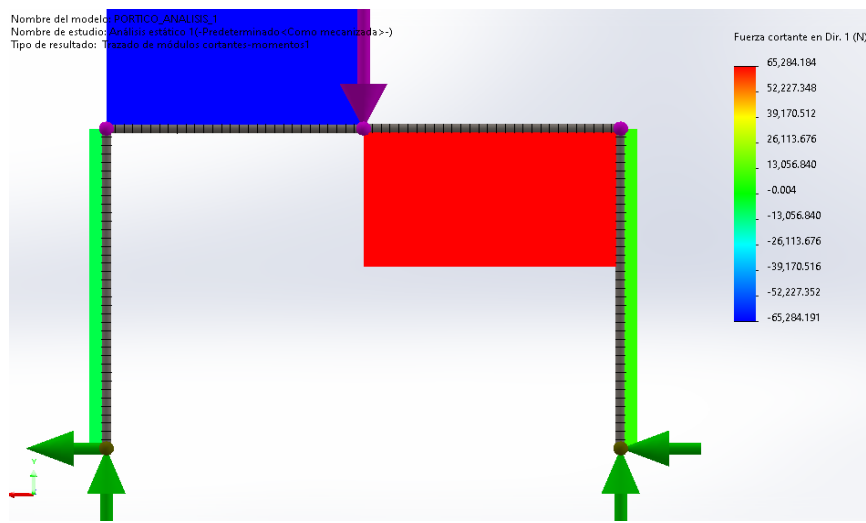


Figura 97. Diagrama de fuerzas de corte de la columna de poste. Tomada de software Solidworks 2021

El diagrama de fuerzas cortantes en las columnas de pórtico.

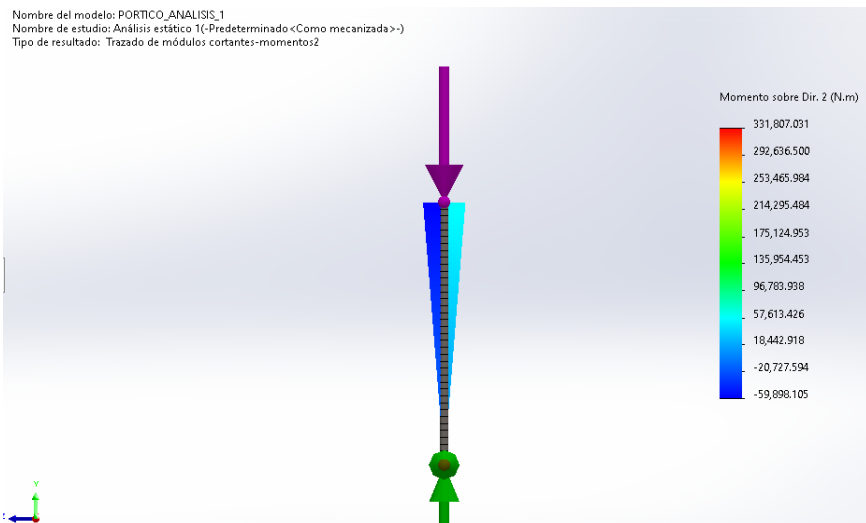


Figura 98. Diagrama de momento flector de la columna de poste. Tomada de software Solidworks 2021

El momento flector máximo en columna es de 80948.750 Nm

Pandeo en la columna

Carga crítica

$$P_{cr} = \frac{\pi * E * I}{L^2}$$

$$E = 200Gpa$$

$$I = 1088387412 \text{ mm}^4$$

$$L = 8000 \text{ mm}$$

$$P_{cr} = \frac{\pi * (200 * 10^9 \text{ Pa}) * (1088387412 * 10^{-12} \text{ mm}^4)}{(8 \text{ m})^2}$$

$$P_{cr} = 33568603.7 \text{ N}$$

$$P_{cr} > P_{sc}$$

Cumple la condición, la carga crítica que va a soportar la columna o poste antes del pandeo es 33530000 N y es mayor a la carga de servicio con la cual trabaja la grúa, el cual es 96261.6 N por poste, lo que significa que la columna no tendrá el fenómeno de pandeo para el presente diseño.

El esfuerzo en el poste es:

$$\sigma_{sc} = \frac{P_{sc}}{A_{pcp}} = 0.27027 \text{ MPa}$$

Para el cálculo del esfuerzo se tomó en cuenta el momento flector máximo y el módulo de sección que es analizado en el eje principal del perfil.

$$A_{cp} = 460 \text{ mm}$$

$$H_{cp} = 460 \text{ mm}$$

$$e_{cp} = 19 \text{ mm}$$

$$\sigma_{1h} = \frac{M_{1h}}{W_{1h}} = 16.594887 \text{ MPa}$$

Carga de servicio de columna (P_{sc})

$$P_{sc} = 96261.588421 \text{ N}$$

Área de corte

$$a_c = 2 * (H_{cp} * e_{cp}) = 17480 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{P_{sc}}{a_c} = 5.50 \text{ MPa}$$

Esfuerzo normal a flexion en el poste

$$S_{c1h} = \sigma_{1h} + \sigma_{sc} = 16.865 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de *von Misses*

$$\sigma_{equolum} = \sqrt{(S_{c1h})^2 + 3 * (\tau)^2} = 19.376 \text{ MPa}$$

$S_{a36} = 250 \text{ MPa}$ (Limite de fluencia A36)

Factor de seguridad

$$N_{sc} = \frac{S_{a36}}{\sigma_{equolum}} = 12.90$$

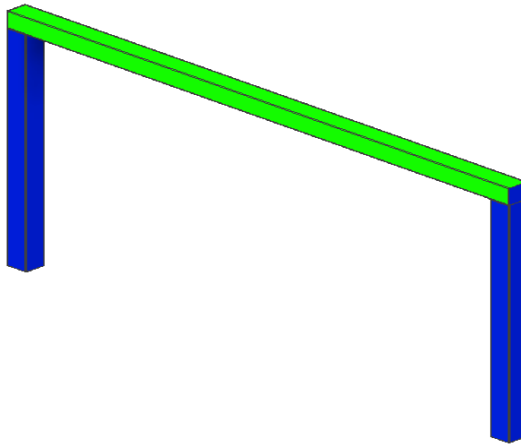


Figura 99. Disposición de la columna

Diseño de la soldadura de viga y poste del pórtico.

$$Q_u = 98066.5 \text{ N}$$

$$Q_{tpol} = 10 \text{ kg} * g = 98.0665 \text{ N}$$

$$Q_{es} = 47 \text{ kg} * g = 460.91255 \text{ N}$$

$$Q_{trav} = 20 \text{ kg} * g = 196.133 \text{ N}$$

$$Q_{agp} = 40 \text{ kg} * g = 392.266 \text{ N}$$

$$Q_{trolley} = 5256.949661 \text{ N}$$

$$Q_{vp} = 46407.335097 \text{ N}$$

$$P_{serv} = Q_u + Q_{tpol} + Q_{es} + Q_{trav} + Q_{agp} + Q_{trolley} + Q_{vp}$$

$$= 151241.008858 \text{ N}$$

$$P_{serv} = 151241.008858 \text{ N}$$

$$F = \frac{P_{serv}}{2} = 75620.504429 \text{ N}$$

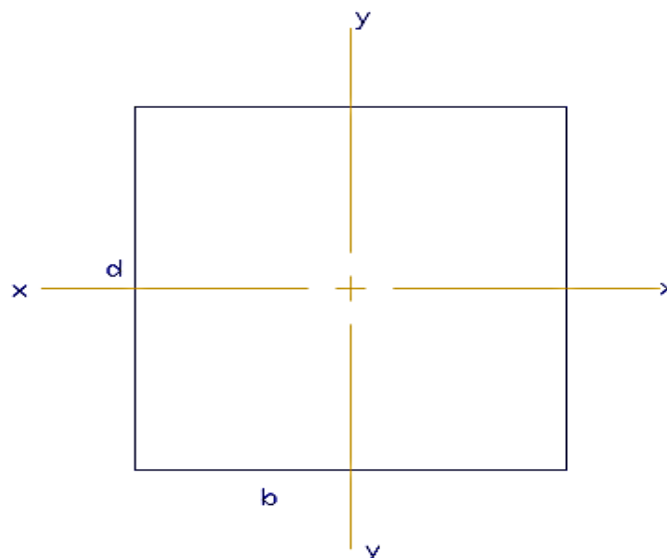


Figura 100. Geometría de soldadura en el poste

$d = 460\text{mm}$ largo

$b = 460\text{mm}$ ancho

Longitud de cordón de soldadura (L_w):

$$L_w = 2 * d + 2 * b = 1840 \text{ mm}$$

Centro de gravedad (ver anexo 30):

$$N_x = \frac{d}{2} = 230 \text{ mm}$$

$$N_y = \frac{b}{2} = 230 \text{ mm}$$

Módulo de línea: (propiedad que relaciona la resistencia con las medidas).

$$Z_w = b * d + \frac{d^2}{3} = 282133.333333 \text{ mm}^2$$

Momento polar de inercia:

$$j_{w1} = \frac{(b + d)^3}{6} = 129781333.333333 \text{ mm}^3$$

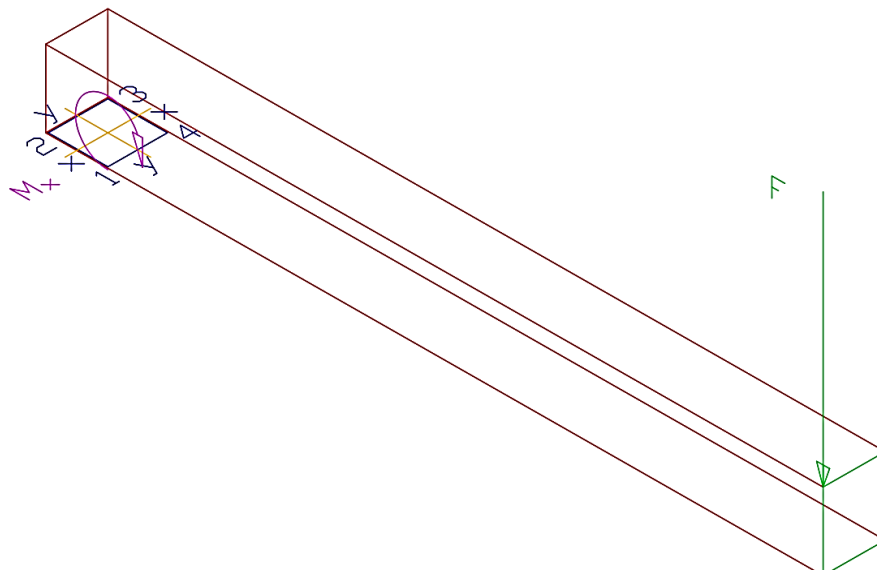


Figura 101. Diagrama de fuerzas que actúan sobre cordón de soldadura

Carga vertical:

$$\begin{aligned}\sum F &= 0 \downarrow + \\ F - F_v &= 0 \\ F_v = F &= 75620.504429 \text{ N}\end{aligned}$$

Momento flector vertical:

$$\begin{aligned}L_F &= 6000 \text{ mm} \\ \sum M &= 0 \curvearrowright + \\ -F * L_F + M_x &= 0 \\ M_x &= F * L_F \\ M_x &= 453723.026574 \text{ N * m}\end{aligned}$$

Momento torsor (T_1):

$$\begin{aligned}\sum T &= 0 \curvearrowright + \\ T = F * N_y &= 17392.716019 \text{ N * m} \\ f_{wv} &= \frac{F}{L_w} = 41098.100233 \frac{\text{N}}{\text{m}} \\ f_{wvv} &= \frac{M_x}{Z_w} = 1416318.209373 \frac{\text{N}}{\text{m}}\end{aligned}$$

Eje neutro (c)

$$\begin{aligned}c = N_x &= 230 \text{ mm} \\ f_{wvvv} &= \frac{T * c}{j_w} = 30823.575175 \frac{\text{N}}{\text{m}}\end{aligned}$$

$f_w = \text{Carga de servicio}$

$$f_w = \sqrt{f_{wv}^2 + f_{wvv}^2 + f_{wvvv}^2} = 1609006.856628 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$S_{ut} = 510 \text{ MPa}$ (ver anexo 32) (Esfuerzo último de tensión de soldadura).

Dato tomado del manual de soldadura de la Oerlikon (p. 178) soldadura supercito 7018 de 1/4".

Resistencia de la soldadura (S_w)

$$S_w = 0.212 * S_{ut} = 108.12 \text{ MPa}$$

Cateto de soldadura (W)

$$W = \frac{f_w}{S_w} = 14.881676 \text{ mm}$$

El cateto es 14.881676 mm se toma un valor de 15 mm (5/8")

$S_y = 250 \text{ MPa}$ (ver anexo 21) (Esfuerzo de fluencia del A36)

$$F = 75620.504429 \text{ N}$$

La altura de la garganta del cordón de soldadura (h):

$$h = 14.881676 \text{ mm} * \sin(45) = 10.522934 \text{ mm}$$

$$h = 10.522934 \text{ mm}$$

$$l = \text{Longitud del cordón}$$

$$l = L_w = 1840 \text{ mm}$$

La carga por metro que puede soportar la soldadura es:

$F_{pl} = 9.28 \text{ ksi}$ (ver anexo 31) (en función al electrodo y a la altura del cateto).

Carga permisible que soporta la soldadura (F_{perm})

$$F_{perm} = F_{pl} * l = 117.72936 \frac{MN}{m}$$
$$f_w < F_{perm}$$

La carga de servicio es 1.60 MN/m y la carga permisible que puede soportar la soldadura es 117.72936 MN/m la soldadura soportará las cargas.

$t = 19 \text{ mm}$ (Espesor del material base)

Esfuerzo cortante permisible que vienen en el material (τ_{perm1})

$$\tau_{perm} = 0.4 * S_y = 100 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de corte que se requiere (τ_1)

$$\tau = \frac{F}{2 * h * l} = 1.952787 \text{ MPa}$$

La soldadura cumple para el criterio de esfuerzo cortante:

$$\tau < \tau_{perm}$$

Esfuerzo permisible, lo que puede soportar la soldadura (σ_{perm})

$$\sigma_{perm} = 0.6 * S_y = 150 \text{ MPa}$$

Esfuerzo normal requerido (σ)

$$\sigma = \frac{F}{t * l} = 2.163058 \text{ MPa}$$

La soldadura cumple para el criterio de esfuerzo normal:

$$\sigma < \sigma_{perm}$$

Los resultados aplican para las uniones de la viga cajón con los postes.

Diseño de soldadura de la viga de amarre

Se analiza la carga que estarán actuando sobre la soldadura de la viga de amarre, y esta fuerza se determina de la siguiente manera.

$$P_{serv} = 151241.008858 \text{ N}$$

$$\frac{P_{serv}}{2} = 75620.504429 \text{ N}$$

$$l = 0.46 \text{ m}$$

$$M = F * l$$

$$M = (P_{serv} * l) = 69570.864075 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Fuerza de compresión que actúa sobre el cordón de soldadura.

$$F = \frac{M}{l} = 151241.008858 \text{ N}$$

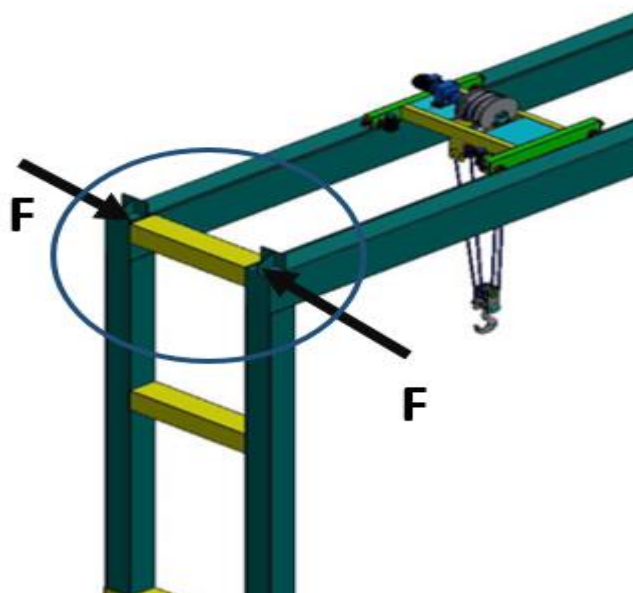


Figura 102. Análisis de la viga de amarre en el pórtico

La geometría del cordón será como se ve en la figura 105, se tratará el cordón como línea:

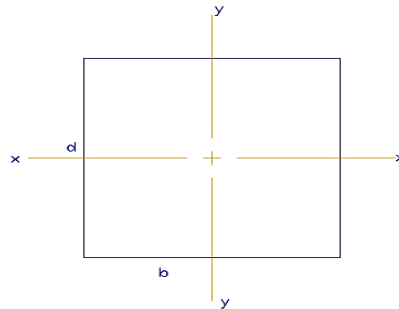


Figura 103. Geometría de cordón de soldadura

$$b = 460\text{mm}$$

$$d = 460\text{mm}$$

Longitud de cordón de soldadura (L_w):

$$L_w = 2 * 460 \text{ mm} = 1840 \text{ mm}$$

Centro de gravedad (ver anexo 30):

$$N_x = \frac{d}{2} = 230 \text{ mm}$$

$$N_y = \frac{b}{2} = 230 \text{ mm}$$

Módulo de línea (Z_{w1}): (propiedad que relaciona la resistencia con las medidas).

$$Z_{w1} = b * d + \frac{d^2}{3} = 282133.33 \text{ mm}^2$$

Carga lineal normal de soldadura (f_{wv})

$$f_{wv} = \frac{2 * F}{L_w} = 164392.401 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Calcular la carga de la viga de amarre

$$e = 19 \text{ mm}$$

$$p_{ac} = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$L_{va} = 2.08 \text{ m}$$

$$b = 460 \text{ mm}$$

$$d = 460 \text{ mm}$$

Área de la viga de amarre(a_{va})

$$a_{va} = (b * d) - ((b - 2 * e_{vpt1})(d - 2 * e_{vpt1})) = 33516 \text{ mm}^2$$

Volumen de la viga de amarre (V_{va})

$$V_{va} = a_{va} * L_{va} = 0.069713 \text{ m}^3$$

Masa de la viga de amarre(m)

$$m = V_{va} * p_{ac} = 547.24925 \text{ kg}$$

Carga de la viga de amarre (P)

$$P = m * g = 5366.59 \text{ N}$$

Cálculo de carga distribuida generada por el peso de la viga

$$q = \frac{P}{L_{va}} = 2580.09 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$P = q * L_{va} = 5366.59 \text{ N}$$

Cálculo de fuerzas cortantes:

$$V_1 = \frac{P}{2} = 2683.295 \text{ N}$$

$$V_2 = \frac{P}{2} = 2683.295 \text{ N}$$

Cálculo del momento flector:

$$L_1 = \frac{L_{va}}{2} = 1.04 \text{ m}$$

$$M_{max} = V_1 * L_1 = 2790.6268 \text{ N} * \text{m}$$

Carga de flexión de soldadura (f_{wm})

$$f_{wm} = \frac{M_{max}}{Z_w} = 9891.163 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Carga de servicio (f_w)

$$f_w = \sqrt{f_{wv}^2 + f_{wm}^2} = 164689.697889 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Dato extraído del manual de soldadura de la Oerlikon (p. 178) soldadura supercito 7018 de 1/8".

$S_{ut} = 510 \text{ MPa}$ (ver anexo 32) (Esfuerzo último de tensión de soldadura).

Resistencia de la soldadura (S_w)

$$S_w = 0.212 * S_{ut} = 108.12 \text{ MPa}$$

Cateto de soldadura (W)

$$W = \frac{f_w}{S_w} = 1.8496 \text{ mm}$$

El cateto es 1.8496 mm se toma un valor de 3.175 mm (1/8 pulg.)

$S_y = 250 \text{ MPa}$ (Esfuerzo de fluencia del A36)

$$F = 151241.008858 \text{ N}$$

La altura de la garganta del cordón de soldadura (h):

$$h = 3.175 \text{ mm} * \sin(45) = 2.24506 \text{ mm}$$

$$h = 2.24506 \text{ mm}$$

Longitud del cordón (l)

$$l = L_w = 1.84 \text{ m}$$

La carga por metro que puede soportar la soldadura es:

$F_{pl} = 1.86 \text{ ksi}$ (ver anexo 31) (en función al nivel electrodo y a la altura del cateto el pulg.).

Carga permisible que soporta la soldadura (F_{perm})

$$F_{perm} = F_{pl} * l = 23.5966 \frac{\text{MN}}{\text{m}}$$

$$f_{w1} < F_{perm}$$

La carga de servicio es 0.16447 MN/m y la carga permisible que puede soportar la soldadura es 11.798309 MN/m la soldadura soportará las cargas.

Espesor del material base (t)

$$t = 19 \text{ mm}$$

Esfuerzo cortante permisible que vienen en el material (τ_{perm1})

$$\tau_{perm1} = 0.4 * S_y = 100 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de corte que se requiere (τ_1)

$$\tau_1 = \frac{F}{2 * h * l} = 18.3059 \text{ MPa}$$

La soldadura cumple para el criterio de esfuerzo cortante:

$$\tau_1 < \tau_{perm1}$$

Esfuerzo permisible lo que puede soportar la soldadura (σ_{perm})

$$\sigma_{perm} = 0.6 * S_y = 150 \text{ MPa}$$

Esfuerzo normal requerido (σ)

$$\sigma = \frac{F}{t * l} = 4.37 \text{ MPa}$$

La soldadura cumple para el criterio de esfuerzo normal:

$$\sigma < \sigma_{perm}$$

Se utilizará soldadura supercito con código 7018 de diámetro de 1/8"

Datos obtenidos

En el diseño de los postes o columnas de la grúa se tienen los siguientes resultados:

- Longitud del poste o columna: $h = 8000 \text{ mm}$
- Ancho de perfil de columna de pórtico: $A_{cp} = 460 \text{ mm}$
- Alto de perfil de columna de pórtico: $H_{cp} = 460 \text{ mm}$
- Espesor de perfil de columna de pórtico: $e_{cp} = 19 \text{ mm}$
- El eje neutro: $c_{cp} = 230 \text{ mm}$
- El momento de inercia: $I_{2h} = 1088387412 \text{ mm}^4$

- El momento flector máximo: $M_{1h} = 78528.985 \text{ N} \cdot \text{m}$
- El módulo de sección: $W_{1h} = 4732119.18$
- El peso del perfil: $P_{ec} = 2104.80 \text{ kg}$
- La carga de servicio del poste: $P_{sc} = 96261.588 \text{ N}$
- El esfuerzo en el poste es: $\sigma_{sc} = 0.27027 \text{ MPa}$
- El esfuerzo normal a flexión de la columna: $S_c = 16.86 \text{ MPa}$
- Esfuerzo de *von Mises* = 19.38 MPa
- El factor de seguridad: $N_{sc} = 12.90$

Conclusión

Los postes contarán con una altura de 8 m, la medida del perfil es de 460 mm alto, 460 mm de ancho y 19 mm de espesor, la carga de servicio será de 96261.59 N el esfuerzo es de 19.38 MPa y un factor de seguridad de 13.

La soldadura para la viga cajón tendrá una longitud de cordón de 1840 mm, se usará una soldadura supercito 7018 con espesor 1/4", el cateto de la soldadura será 14.88 mm (5/8") y la altura de la garganta 10.52 mm.

La soldadura para la viga de amarre tendrá una longitud de cordón de 1840 mm, se usará una soldadura supercito 7018 con espesor 1/8", el cateto de la soldadura será 3.175 mm (1/8") y la altura de la garganta 2.245 mm.

4.4.5. Diseño de función trasladar

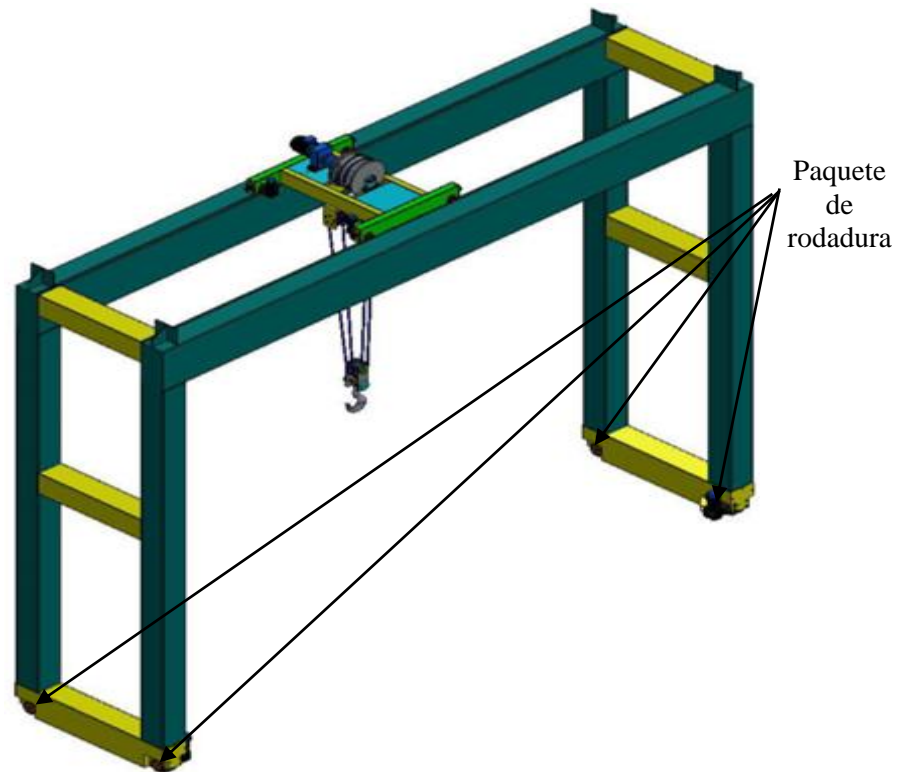


Figura 104. Ubicación del paquete de rodadura

En esta función se determina el diámetro de las ruedas que usará la grúa pórtico para su desplazamiento, para iniciar el diseño se establecerán las cargas que estarán aplicadas a estas ruedas, la disposición será de 4 ruedas para la grúa pórtico, dos ruedas por cada lado.

$$Q_u = 98066.5 \text{ N}$$

$$Q_{tpol} = 10 \text{ kg} * g = 98.0665 \text{ N}$$

$$Q_{es} = 47 \text{ kg} * g = 460.91255 \text{ N}$$

$$Q_{trav} = 20 \text{ kg} * g = 196.133 \text{ N}$$

$$Q_{agp} = 40 \text{ kg} * g = 392.266 \text{ N}$$

$$Q_{trolley} = 5256.949661 \text{ N}$$

$$Q_{vp} = 46407.34 \text{ N}$$

$$Q_{sc} = 20641.08 \text{ N}$$

$$Q_{vt} = 547.25 \text{ kg} * g = 5366.69 \text{ N}$$

$$Q_{cpl} = 400 \text{ kg} * g = 3923 \text{ N}$$

La carga de la estructura y accesorios grúa pórtico:

Carga de la grúa pórtico (Q_{gp})

$$Q_{gp} = Q_{tpol} + Q_{es} + Q_{trav} + Q_{agp} + Q_{trolley} + Q_{cpl} + (2 * Q_{vp}) + (4 * Q_{sc}) \\ + (4 * Q_{vt}) = 207535.5967 \text{ N}$$

$$Q_{gp} = 207535.5967 \text{ N}$$

La carga se va a distribuir entre los 2 ejes en los extremos de la grúa pórtico, por ello:

$$Q_{ruedagp} = \frac{Q_{gp}}{2} = 103767.798 \text{ N}$$

Se calcula la relación (ver anexo 29, para un perfil A100) va a soportar toda la grúa, por eso se va a trabajar con el perfil A100:

Anchura útil de la cabeza de carril para el perfil A100

$$k - 2 * r_1 = 80 \text{ mm}$$

El coeficiente del material es (ver anexo 25, para una rueda portadora menor o igual a 490):

Compresión admisible entre la rueda y carril

$$P_{adm} = 4.5 \frac{N}{mm^2}$$

Se asume el diámetro de la rueda 315 mm y la velocidad 80 m/min (ver anexo 26).

$$C_2 = 0.87$$

Coficiente de vida de la rueda con una duración del mecanismo de funcionamiento del 40 al 63% (ver anexo 27).

$$C_3 = 0.9$$

Diámetro de la rueda.

$$d_{rueda} \geq \frac{Q_{rueda_{gp}}}{P_{adm} * C_2 * C_3 (k - 2 * r_1)} = 368.1275 \text{ mm}$$

Se estandariza la medida a 370 mm, que será la media mínima del diámetro de la rueda de la grúa pórtico para su traslado.

Según las medidas comerciales establecidas en el anexo 36, se realizará la compra de la viga testera teniendo en cuenta la medida mínima de la rueda que es 370 mm.

Se plantea un diámetro mínimo de 350 mm para la selección comercial de la viga testera establecido en el anexo 36.

Carril de la grúa pórtico

Carga de servicio para el carril (P_{Carril})

$$P_{Carril} = 207535.597N$$

Se propone un perfil A100 (ver anexo 33)

$I_y = 888 \text{ cm}^4$ (Mediante el perfil A100 el cual indica el momento de inercia en la tabla anexo 33).

$E = 200GPa$ (Módulo de Young del Acero)

$L = 1 \text{ m}$ (Distancia entre apoyos)

$$f = \frac{P_{Carril} * L}{48 * E * I_y} = 2.434 \text{ mm}$$

Según el autor Miravete la deflexión admisible es de:

$$f_{adm} = \frac{L}{250} = 4 \text{ mm}$$

Se utilizará 66 apoyos para las carrileras de la grúa pórtico en una distancia de 32 metros.

Potencia de traslación del pórtico.

Velocidad de transporte de la grúa.

$$V_{traspor} = 40 \frac{m}{min}$$

$$W_1 = 7$$

Cargas que actúan sobre las ruedas.

G_1 = carga total de la grúa pórtico 207535.597 N

G_2 = la carga total de elevación = 99311.94455 N

$$\frac{(G_1 + G_2) * W * V_{trascarr}}{4.5 * 10^5 * \eta} = 3.7436 \text{ mhp}$$

$$P_{traspor} = 3.37436 \text{ mhp}$$

$$P_{traspor} = 2.7534 \text{ kW}$$

$$P_{traspor} = 3.592 \text{ hp}$$

Se usarán dos motores del 4 hp para la traslación de la grúa pórtico.

Datos obtenidos

En el diseño del paquete de rodadura se tienen los siguientes resultados.

- La carga de la estructura y accesorios grúa pórtico es de 207535.597 N
- Se calcula la relación: $k - 2 * r_1 = 80 \text{ mm}$
- El coeficiente del material: $P_{adm} = 4.5 \frac{N}{mm^2}$

- El coeficiente del material: $C_1 = 0.8$
- El coeficiente del número de revoluciones: $C_2 = 0.87$
- Coeficiente de vida de la rueda $C_3 = 0.9$
- El diámetro mínimo para la rueda de translación es de 370 mm

Conclusión:

Las ruedas que se usarán para mover la grúa pórtico deberán soportar una carga total de 207535.597 N, el diámetro de la rueda será de 370 mm como mínimo, donde se instalan 2 ruedas por cada lado de la grúa pórtico.

Se utilizarán 2 motores para la translación de la grúa con una potencia de 4 hp.

Se utilizará el carril de perfil tipo A100 el cual utilizará 66 apoyos.

CAPÍTULO V

MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN

5.1. Pruebas y resultados

5.1.1. Diseño y simulación del carro abierto

En el diseño del carro abierto se inicia por las vigas 1, 2; luego se continúa con las vigas 3, 4 y se finaliza con las vigas 5 y 6, a continuación, se muestra la disposición de las vigas:

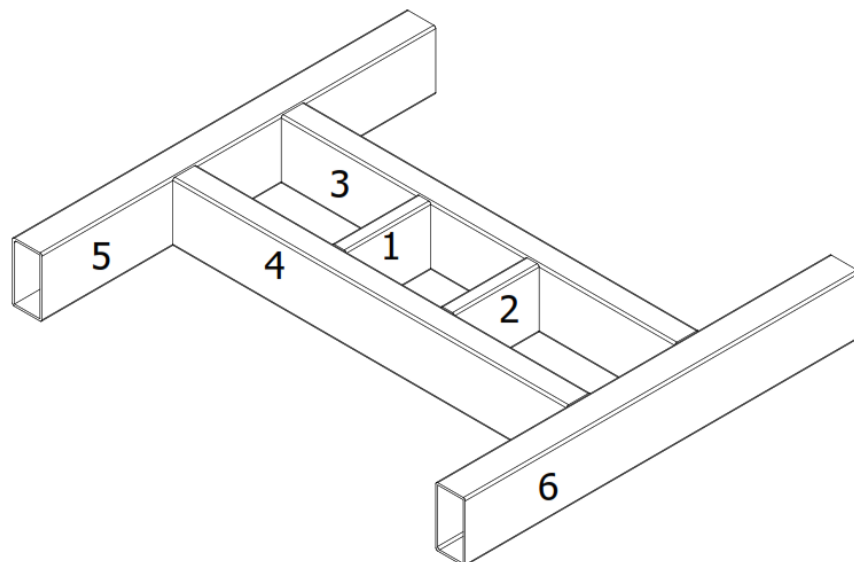


Figura 105. Ubicación de vigas de trolley

Diseño y simulación de viga 1 y 2 del *trolley*.

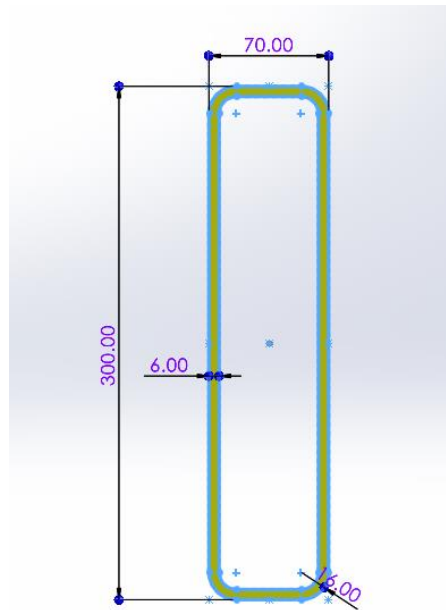


Figura 106. Perfil usado en viga 1 y 2 en el *trolley*. Tomada de software *Solidworks 2021*.

Medidas de perfil analizado

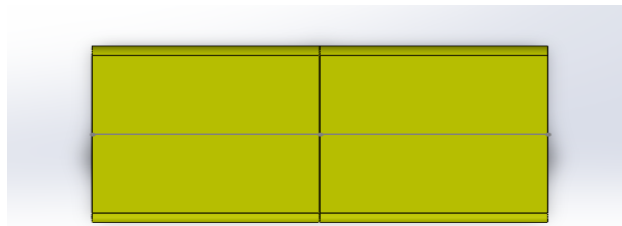


Figura 107. Vista de perfil de viga 1 del *trolley*

Perfil rectangular para análisis

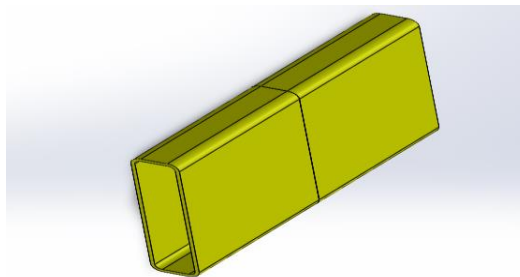


Figura 108. Vista isométrica de viga 1 del *trolley*

Análisis y simulación para flexión en el perfil rectangular de la viga

1 del trolley.

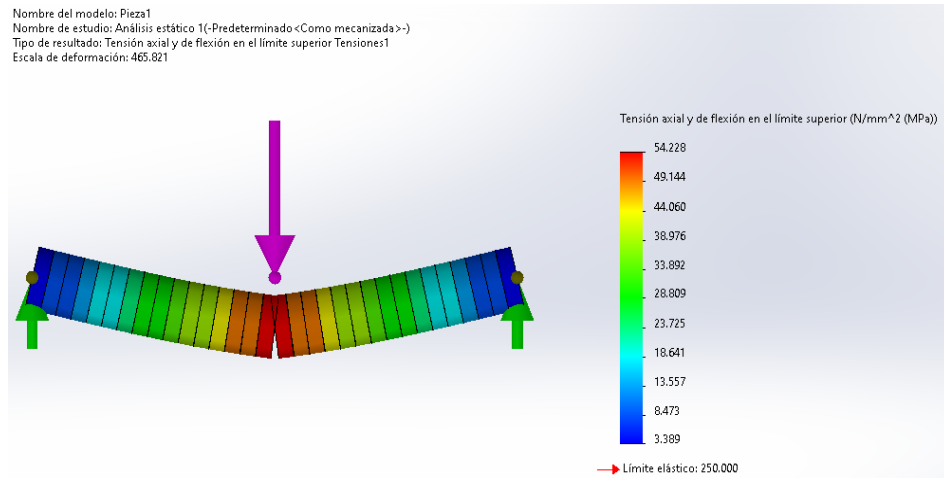


Figura 109. Simulación de flexión de viga 1 del trolley. Tomada de software Solidworks 2021

- Al simular el perfil de la viga 1 da un resultado en el esfuerzo normal de flexión de 54.23 MPa en la zona más crítica de la viga, que es un resultado válido, ya que el límite elástico del A36 es 250 MPa.
- Al comparar con el resultado que anteriormente fue hallado a través de los cálculos donde resulta 56.10 MPa, en la viga 1 del trolley se observa que existe una proximidad que permite validar el resultado obtenido.

Análisis y simulación del desplazamiento del perfil rectangular de la viga 1 del trolley.

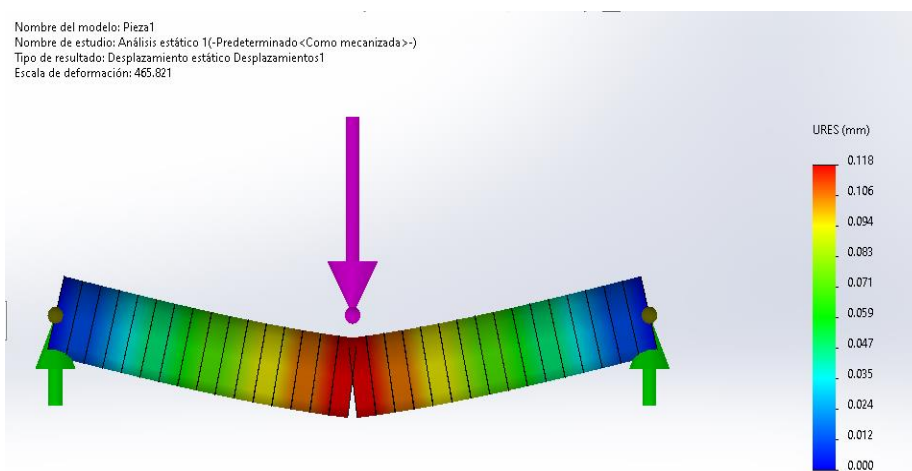


Figura 110. Simulación del desplazamiento de viga 1 del trolley. Tomada de software Solidworks 2021

- Al simular el perfil de la viga 1 del *trolley* con respecto al desplazamiento da un resultado de 0.12 mm en la zona más crítica de la viga del *trolley*.

Análisis y simulación del factor de seguridad en el perfil rectangular de la viga 1 del *trolley*.

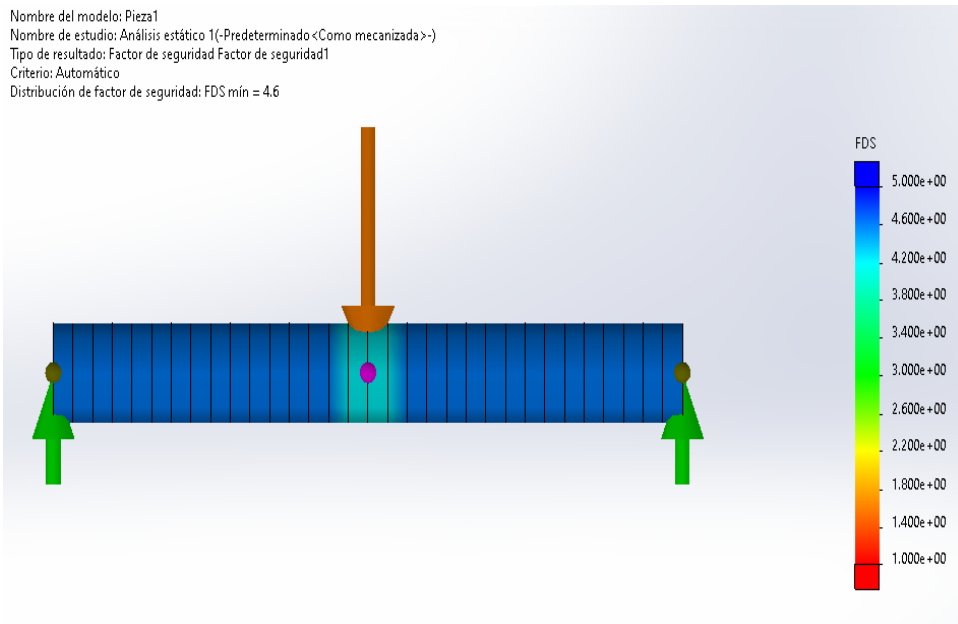


Figura 111. Simulación del factor de seguridad de la viga 1 del *trolley*. Tomada de software Solidworks 2021

- Al simular el perfil de la viga 1 del *trolley* con respecto al factor de seguridad da un factor de 4.6 en la zona más crítica de la viga 1 del *trolley*, por consiguiente es un resultado válido, tomando en cuenta el criterio del diseño.
- Al comparar con el resultado que anteriormente fue hallado a través de los cálculos donde resulta un factor de seguridad de 4.5, en la viga 1 del *trolley*, se observa que existe una proximidad que permite validar el resultado obtenido.

Diseño y simulación de la viga 3 y 4 del *trolley*.

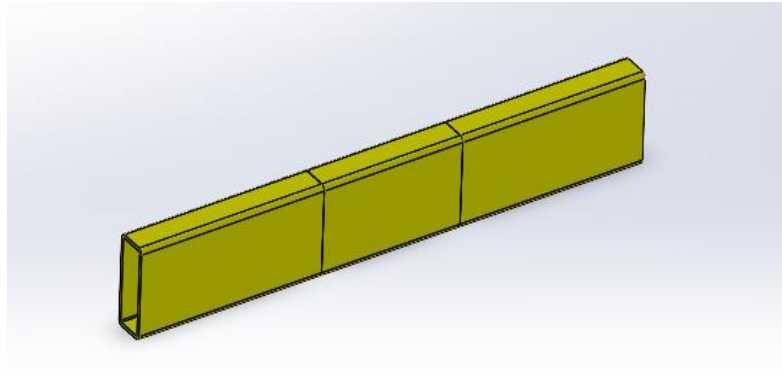


Figura 112. Vista isométrica de perfil 3. Tomada de software Solidworks 2021

Perfil rectangular de la viga 3 y 4 del *trolley* para su análisis.

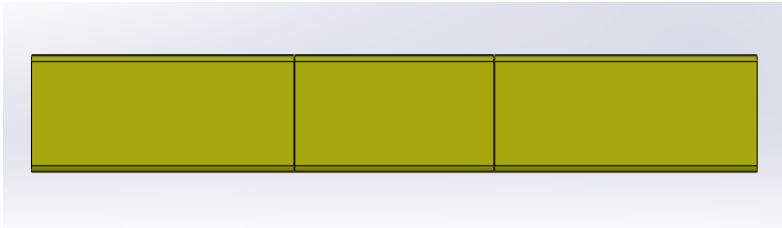


Figura 113. Vista lateral de viga 3 del *trolley*. Tomada de software Solidworks 2021

Perfil rectangular de la viga 3 y 4 del carro abierto para el análisis.

Medidas de perfil analizado

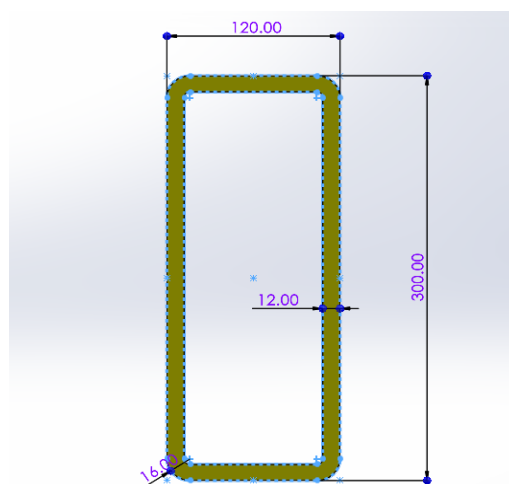


Figura 114. Medidas de perfil 5 de viga del *trolley*. Tomada de software Solidworks 2021

Análisis y simulación para flexión en el perfil rectangular de la viga 3 del trolley.

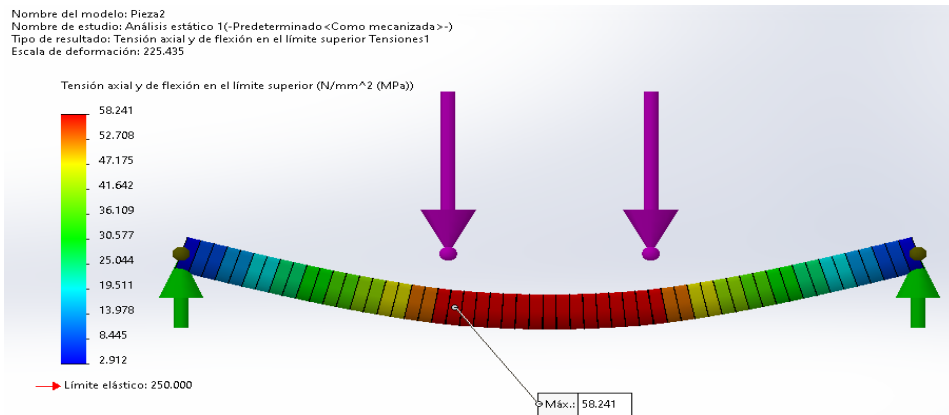


Figura 115. Simulación de esfuerzo de flexión de la viga 3 del trolley. Tomada de software Solidworks 2021

- Al simular el perfil de la viga 3 con respecto al esfuerzo normal a flexión da un resultado de 58.24 MPa en la zona más crítica de la viga, lo que es un resultado válido, ya que el límite elástico del A36 es 250 MPa.
- Al comparar con el resultado que anteriormente fue hallado a través de los cálculos donde resulta 57.21 MPa, en la viga 3 del trolley se observa que existe una proximidad que permite validar el resultado obtenido.

Análisis y simulación del desplazamiento en el perfil rectangular de la viga 3 del trolley.

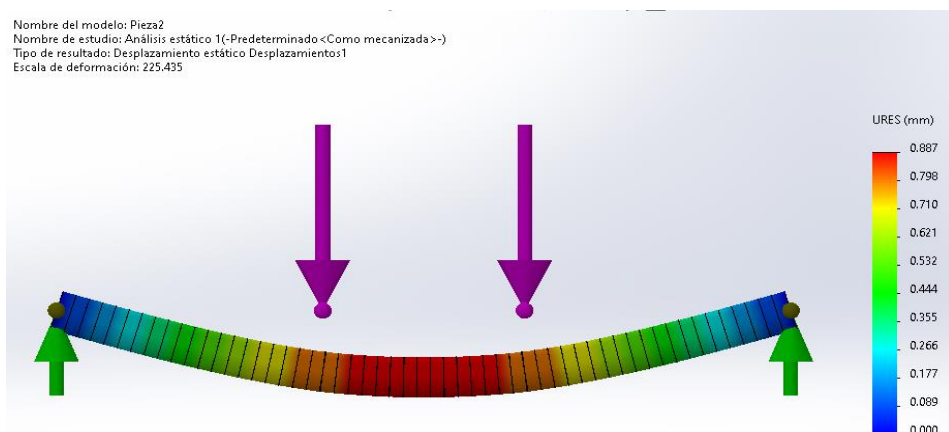


Figura 116. Simulación del desplazamiento de viga 3 del trolley. Tomada de software Solidworks 2021

- Al simular el perfil de la viga 3 con respecto al desplazamiento da un resultado de 0.88 mm en la zona más crítica de la viga 3 del *trolley*.

Análisis y simulación del factor de seguridad en el perfil rectangular de la viga 3 del *trolley*.

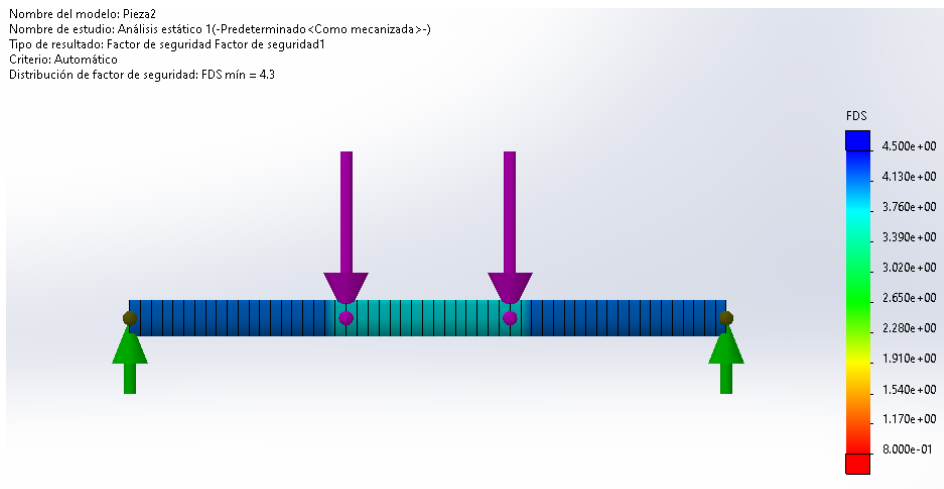


Figura 117. Simulación del factor de seguridad de la viga 3 del *trolley*. Tomada de software Solidworks 2021

- Al simular el perfil de la viga 3 del *trolley* con respecto al factor de seguridad da un factor de 4.3 en la zona más crítica de la viga 1 del *trolley*, por consiguiente, es un resultado válido tomando en cuenta el criterio del diseño.
- Al comparar con el resultado que anteriormente fue hallado a través de los cálculos, donde resulta un factor de seguridad de 4.4 en la viga 1 del *trolley*, se observa que existe una proximidad que permite validar el resultado obtenido.

Diseño y simulación de la viga 5 y 6 del *trolley*.

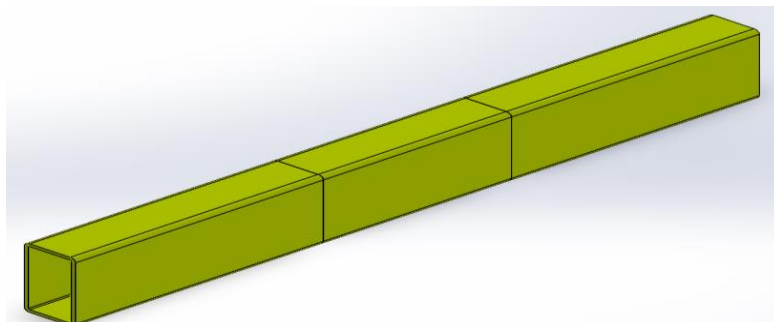


Figura 118. Vista isométrica viga 5 del *trolley*. Tomada de software Solidworks 2021

Perfil rectangular de la viga 5 y 6 del *trolley* para su análisis.

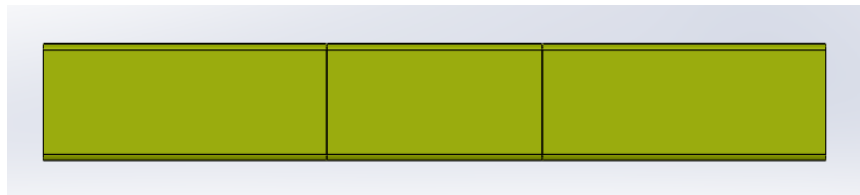


Figura 119. Vista lateral de viga 5 del *trolley*. Tomada de software Solidworks 2021

Perfil rectangular de la viga 5 y 6 del carro abierto para el análisis.

Medidas de perfil analizado

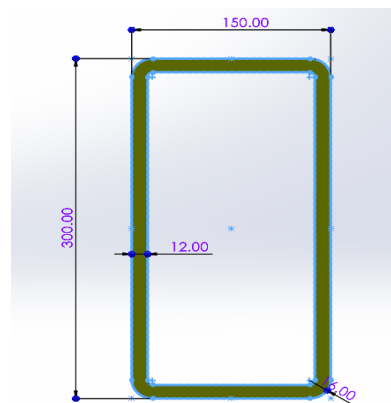


Figura 120. Medidas del perfil de la viga 5 del *trolley*. Tomada de software Solidworks 2021

Análisis y simulación para flexión en el perfil rectangular de la viga 5 del *trolley*.

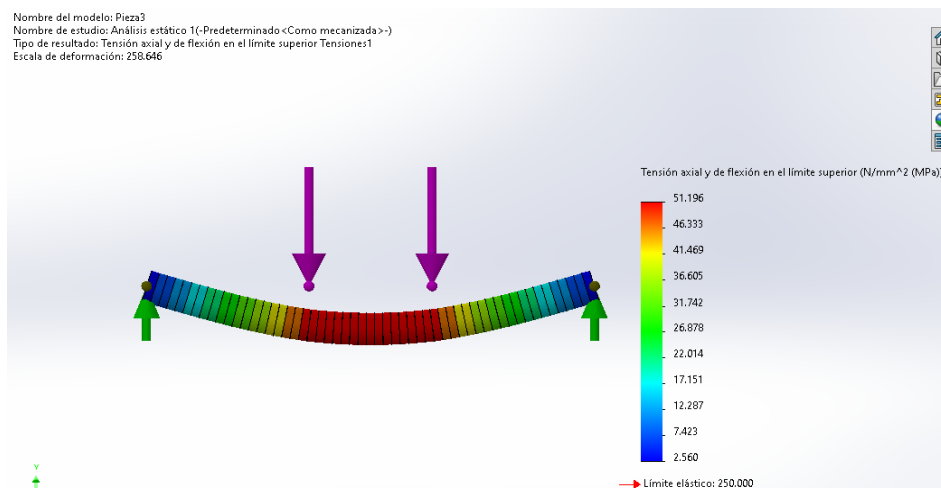


Figura 121. Simulación del esfuerzo de flexión de la viga 5 del *trolley*. Tomada de software Solidworks 2021

- Al simular el perfil de la viga 5 con respecto al esfuerzo normal a flexión, da un resultado de 51.196 MPa en la zona más crítica de la viga, lo que es un resultado válido, ya que el límite elástico del A36 es 250 MPa.
- Al comparar con el resultado que anteriormente fue hallado a través de los cálculos donde resulta 51.02 MPa, en la viga 5 del *trolley*, se observa que existe una proximidad que permite validar el resultado obtenido.

Análisis y simulación del desplazamiento en el perfil rectangular de la viga 5 del *trolley*.

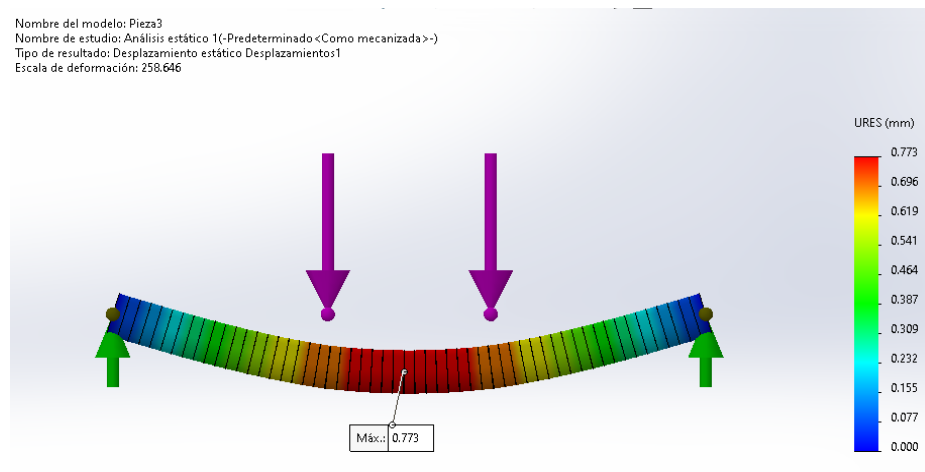


Figura 122. Simulación del desplazamiento de la viga 5 del *trolley*. Tomada de software Solidworks 2021

- Al simular el perfil de la viga 5 con respecto al desplazamiento da un resultado de 0.773 mm en la zona más crítica de la viga 5 del *trolley*.

Análisis y simulación del factor de seguridad en el perfil rectangular de la viga 5 del *trolley*.

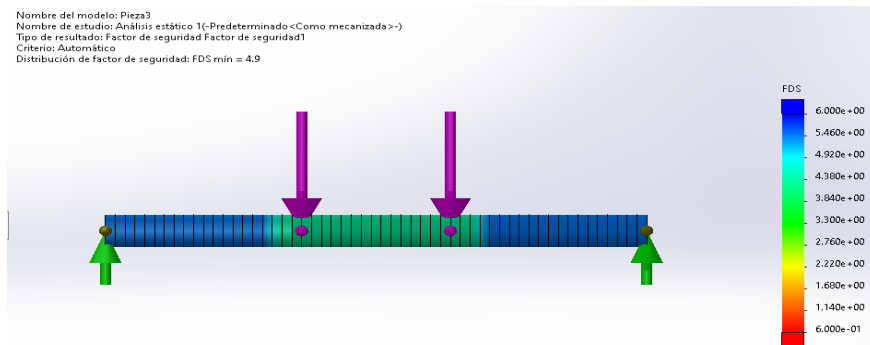


Figura 123. Simulación del factor de seguridad de la viga 5 del *trolley*. Tomada de software Solidworks 2021

- Al simular el perfil de la viga 1 del *trolley* con respecto al factor de seguridad da un factor de 4.9 en la zona más crítica de la viga 5 del *trolley*, por consiguiente es un resultado válido, tomando en cuenta el criterio del diseño.
- Al comparar con el resultado que anteriormente fue hallado a través de los cálculos donde resulta un factor de seguridad de 4.89, en la viga 5 del *trolley*, se observa que existe una proximidad que permite validar el resultado obtenido.

5.1.2. Diseño y simulación de la viga cajón de la grúa pórtico.

Diseño y simulación de la viga de pórtico

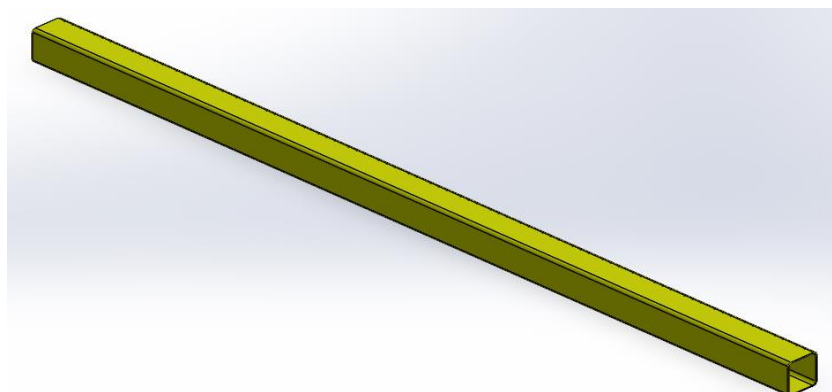


Figura 124. Vista isométrica de viga cajón. Tomada de software Solidworks 2021

Perfil rectangular de la viga cajón para su análisis.



Figura 125. Vista lateral de viga cajón. Tomada de software Solidworks 2021

Medidas del perfil de la viga cajón para el análisis.

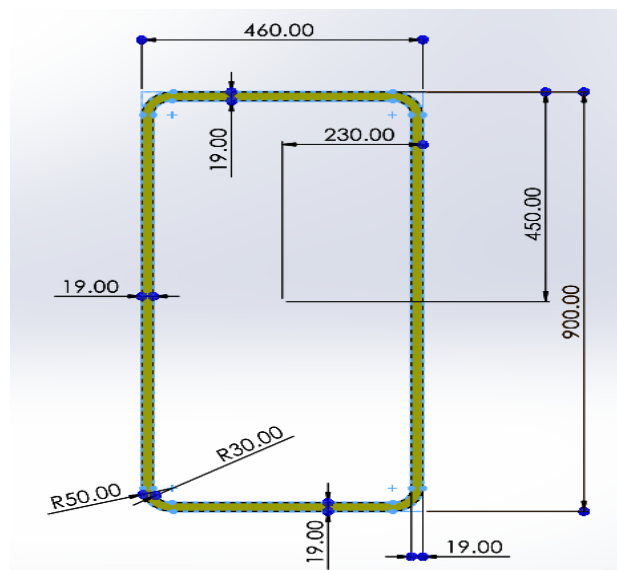


Figura 126. Medidas de perfil de viga cajón. Tomada de software Solidworks 2021

Análisis y simulación para flexión en el perfil de la viga cajón.

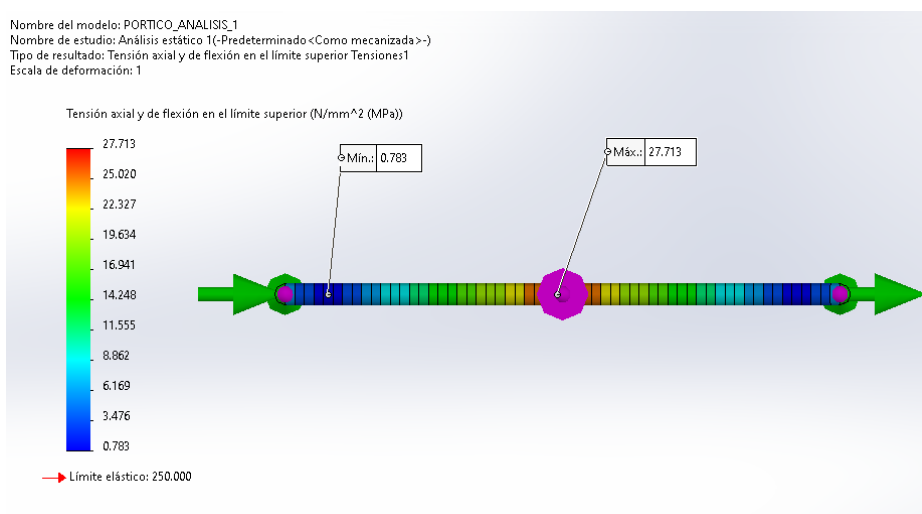


Figura 127. Simulación de flexión de la viga cajón.

- Al realizar la simulación en la viga cajón da un resultado con un esfuerzo equivalente de 27.71 MPa en la zona más crítica de la viga, lo que es un resultado válido, ya que el límite elástico del A36 es 250 MPa.
- Al comparar con el resultado que anteriormente fue hallado a través de los cálculos donde resulta 28.57 MPa, en la viga cajón se observa que existe una proximidad que permite validar el resultado obtenido.

Análisis y simulación del desplazamiento de la viga cajón.

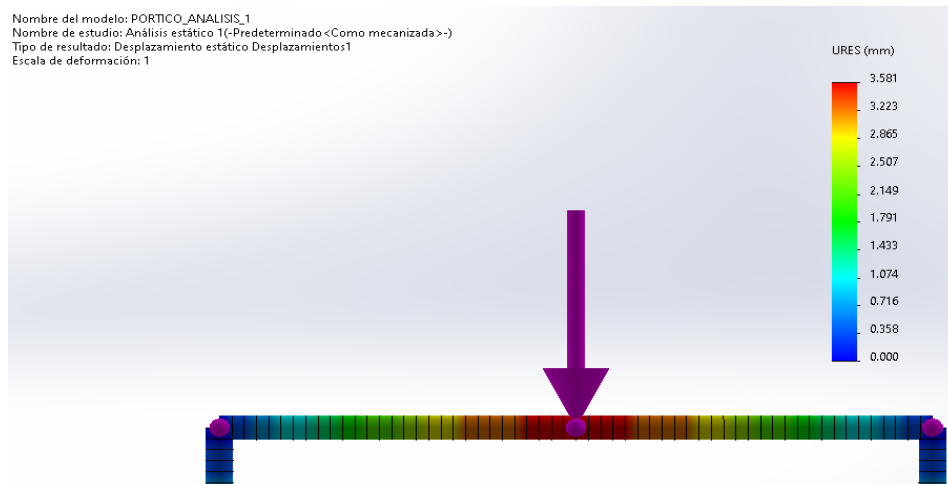


Figura 128. Simulación del desplazamiento de viga cajón. Tomada de software Solidworks 2021

- Al realizar la simulación en la viga cajón con respecto al desplazamiento da un resultado de 3.58 mm en la zona más crítica de la viga cajón.

Análisis y simulación del factor de seguridad en viga cajón.

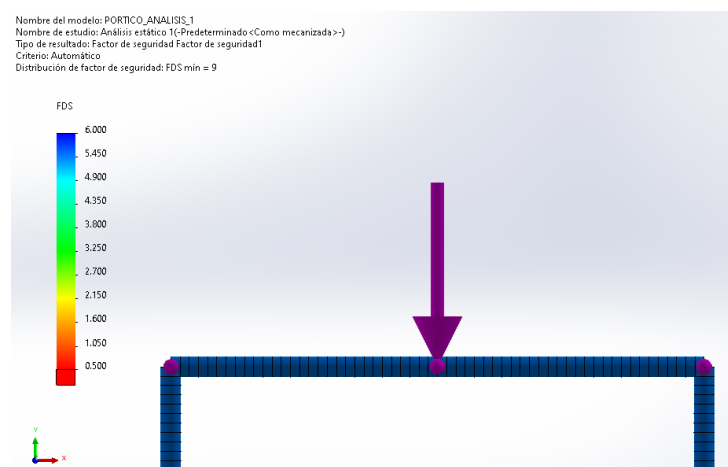


Figura 129. Factor de seguridad de viga cajón. Tomada de software Solidworks 2021

- Al simular la viga cajón con respecto al factor de seguridad, da un factor de 9 en la zona más crítica de la viga cajón, por consiguiente, es un resultado válido, tomando en cuenta el criterio del diseño para estas cargas.
- Al comparar con el resultado que anteriormente fue hallado a través de los cálculos, donde resulta un factor de seguridad de 8.75, en la viga cajón donde se observa que existe una proximidad que permite validar el resultado obtenido.

5.1.3. Diseño y simulación de columnas de grúa pórtico

Diseño de columna de pórtico

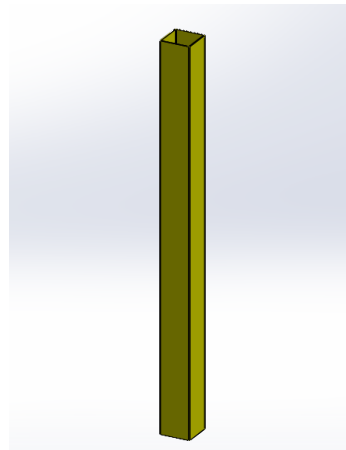


Figura 130. Vista isométrica de poste de grúa pórtico. Tomada de software Solidworks 2021

Perfil rectangular de la columna del poste para su análisis.

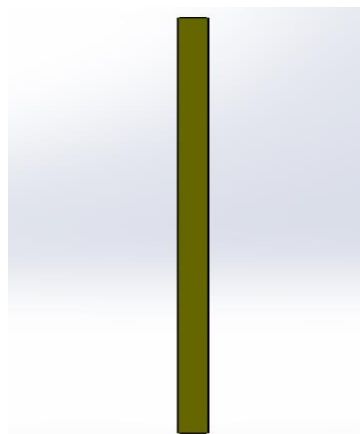


Figura 131. Vista frontal de poste de grúa pórtico. Tomada de software Solidworks 2021

Medidas de la columna del poste para el análisis.

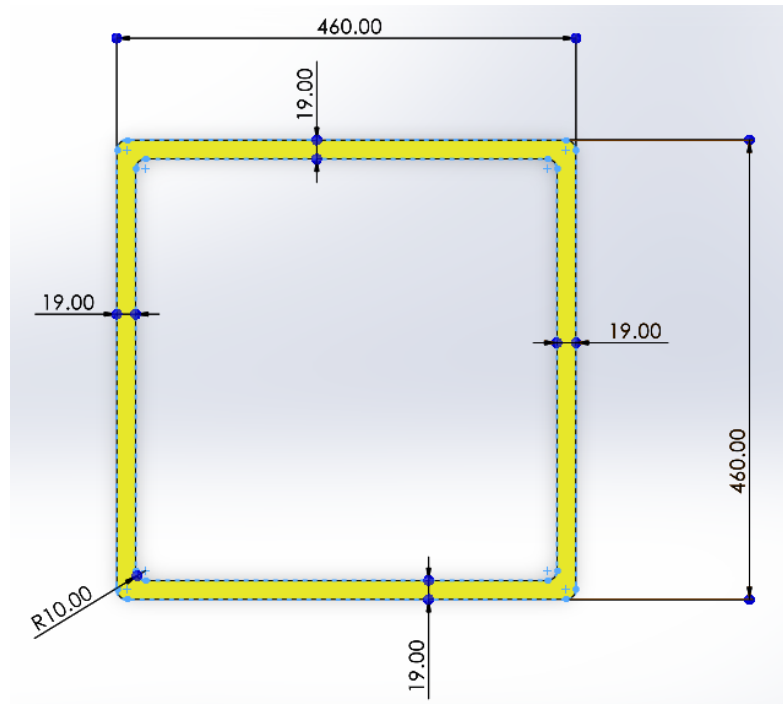


Figura 132. Medidas de perfil de poste. Tomada de software Solidworks 2021

Análisis y simulación para flexión en el perfil de la columna del poste.

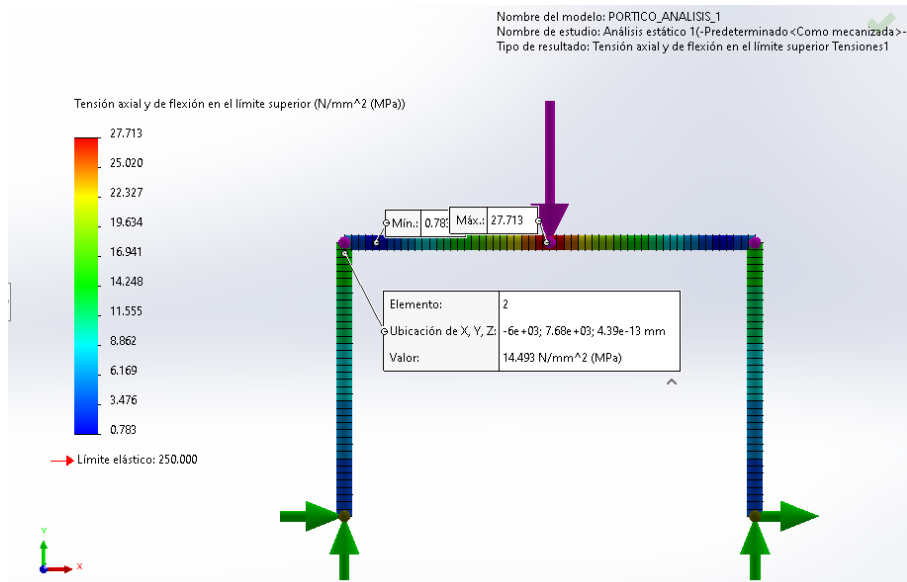


Figura 133. Simulación del esfuerzo de flexión en el poste. Tomada de software Solidworks 2021

- Al simular en las columnas del poste con respecto al esfuerzo equivalente da un resultado de 14.49 MPa en la zona más crítica de la columna del poste, lo que es un resultado válido, ya que el límite elástico del A36 es 250 MPa.
- Al comparar con el resultado que anteriormente fue hallado a través de los cálculos donde resulta 19.38 MPa, en la columna del poste se observa que existe una proximidad que permite validar el resultado obtenido.

Análisis y simulación del desplazamiento de la columna del poste.

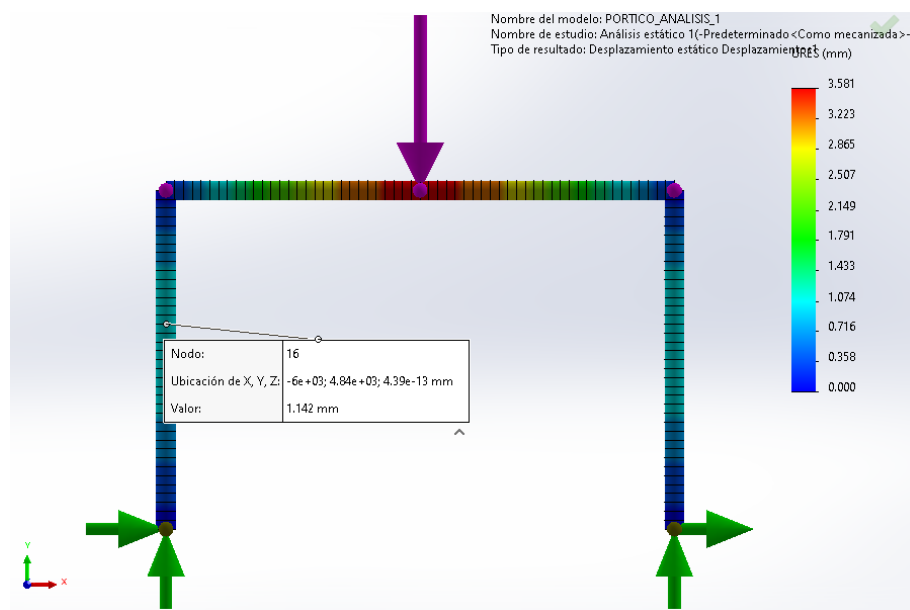


Figura 134. Simulación del desplazamiento en el poste. Tomada de software Solidworks 2021

- Al realizar la simulación de la columna del poste con respecto al desplazamiento da un resultado de 1.14 mm en la zona más crítica de la columna del poste.

Análisis y simulación del factor de seguridad en la columna del poste.

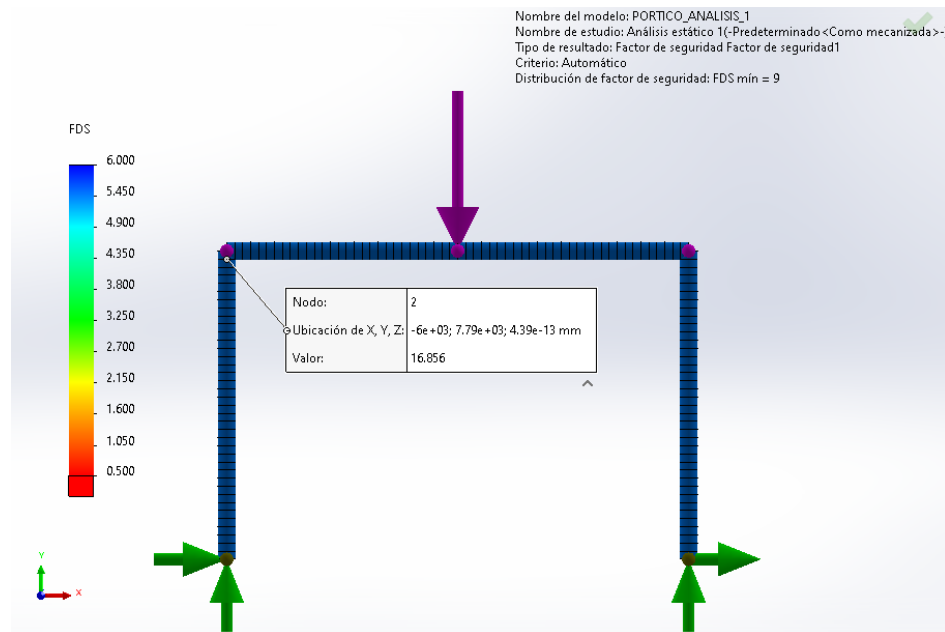


Figura 135. Simulación del factor de seguridad del poste. Tomada de software Solidworks 2021

- Al simular la columna del poste con respecto al factor de seguridad da un factor de 16.8 en la zona más crítica de columna del poste, por consiguiente, es un resultado válido, tomando en cuenta el criterio del diseño para estas cargas.
- Al comparar con el resultado que anteriormente fue hallado a través de los cálculos donde resulta un factor de seguridad de 12.9, en columna del poste, se observa que existe una proximidad que permite validar el resultado obtenido.

5.1.4. Simulación para pórtico armado

Análisis estático

Análisis estático de tensiones con la carga al centro del pórtico

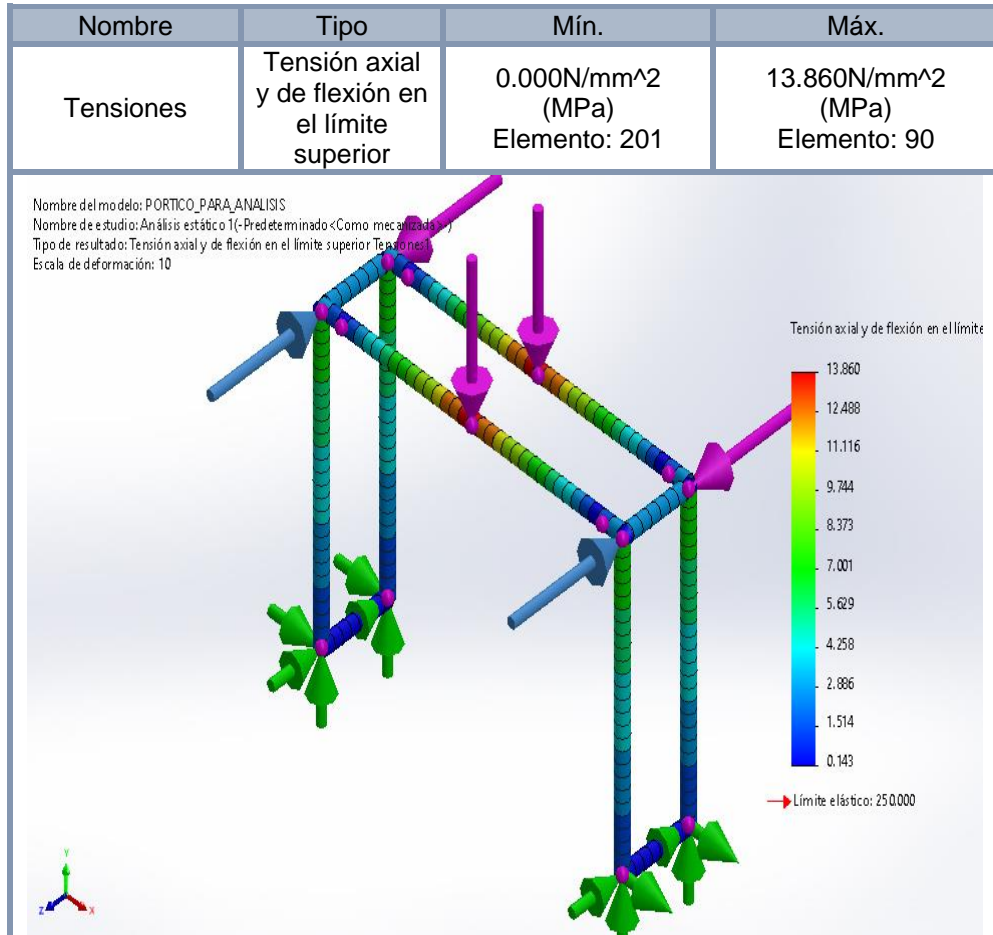


Figura 136. Simulación y análisis estático de tensiones con la carga al centro del pórtico

- Se realizó la simulación estática del pórtico armado con respecto a la tensión, dando un resultado máximo de 13.860 MPa. en la zona intermedia de la viga principal y evaluando con el esfuerzo de fluencia del acero A36 que es de 250 MPa el valor obtenido es aceptable.

Análisis estático de desplazamiento con la carga al centro del pórtico.

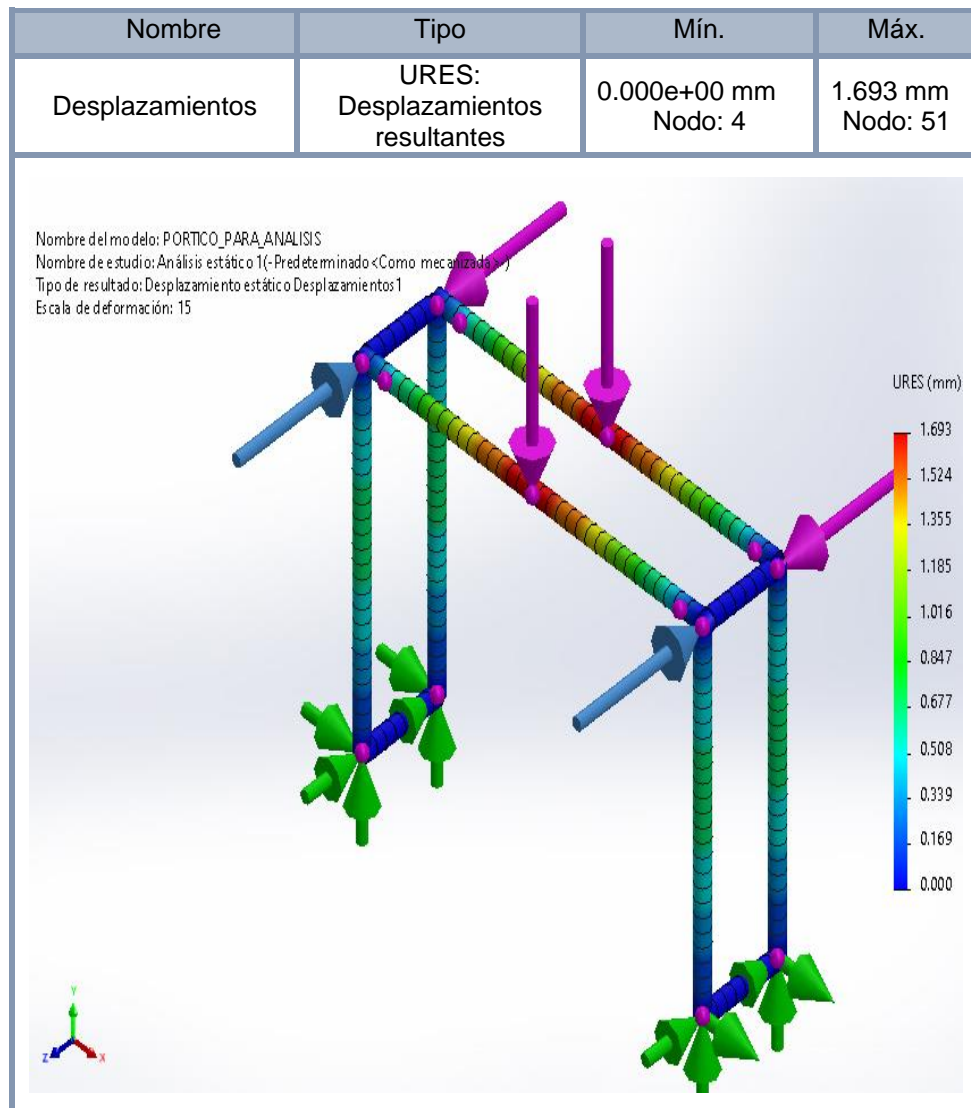


Figura 137. Simulación y análisis estático de desplazamiento con la carga al centro del pórtico

- Se realizó la simulación estática del pórtico armado con respecto al desplazamiento, dando un resultado máximo de 1.69 mm en la zona más crítica intermedia de la viga principal.

Análisis estático, factor de seguridad con la carga al centro del pórtico.

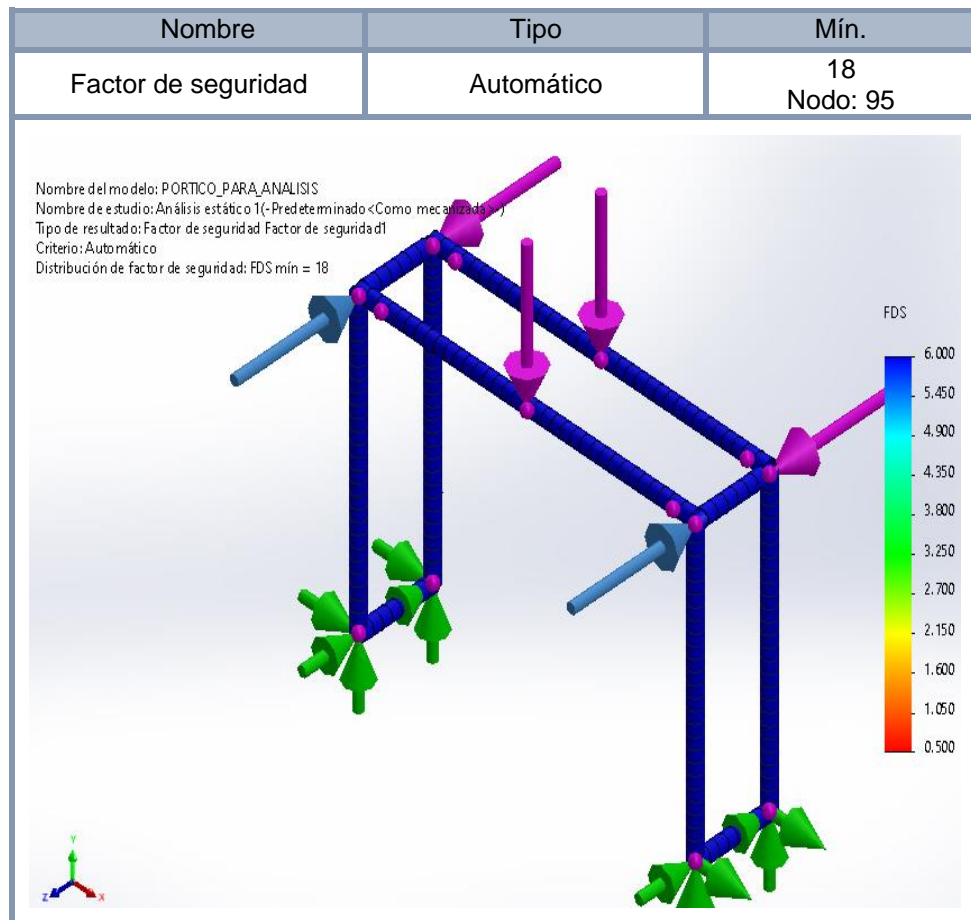


Figura 138. Simulación y análisis estático del factor de seguridad con la carga al centro del pórtico.

- Se realizó la simulación estática del pórtico armado con respecto al factor de seguridad, dando un resultado 18 en la zona intermedia de la viga principal, lo que es un valor aceptado para el diseño del pórtico.

Viga de amarre

Se usará el acero A36 con las siguientes medidas:

- Ancho de perfil de la viga de amarre de pórtico (A_{cp}) = 460 mm
- Alto de perfil de la viga de amarre de pórtico (H_{cp}) = 460 mm
- Espesor de perfil de la viga de amarre de pórtico (e_{cp}) = 19 mm

Análisis estático de tensiones de viga de amarre evaluando las condiciones más críticas.

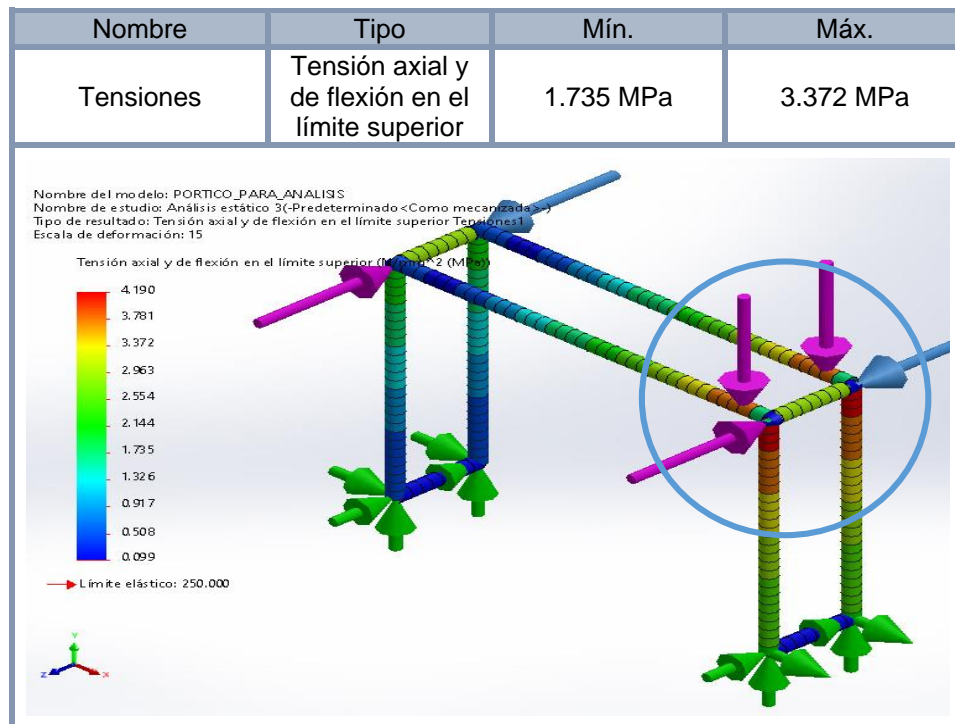


Figura 139. Simulación y análisis estático de tensiones de viga de amarre con la carga situada al extremo más crítico

- Se realizó la simulación estática del pórtico armado y analizando la viga de amarre con respecto a la tensión da resultado máximo de 3.37 MPa. interpretando la barra de colores y evaluando con el esfuerzo de fluencia del acero A36 que es de 250 MPa, entonces, el valor obtenido es aceptable.

Análisis estático de desplazamiento de la viga de amarre en la zona más crítica.

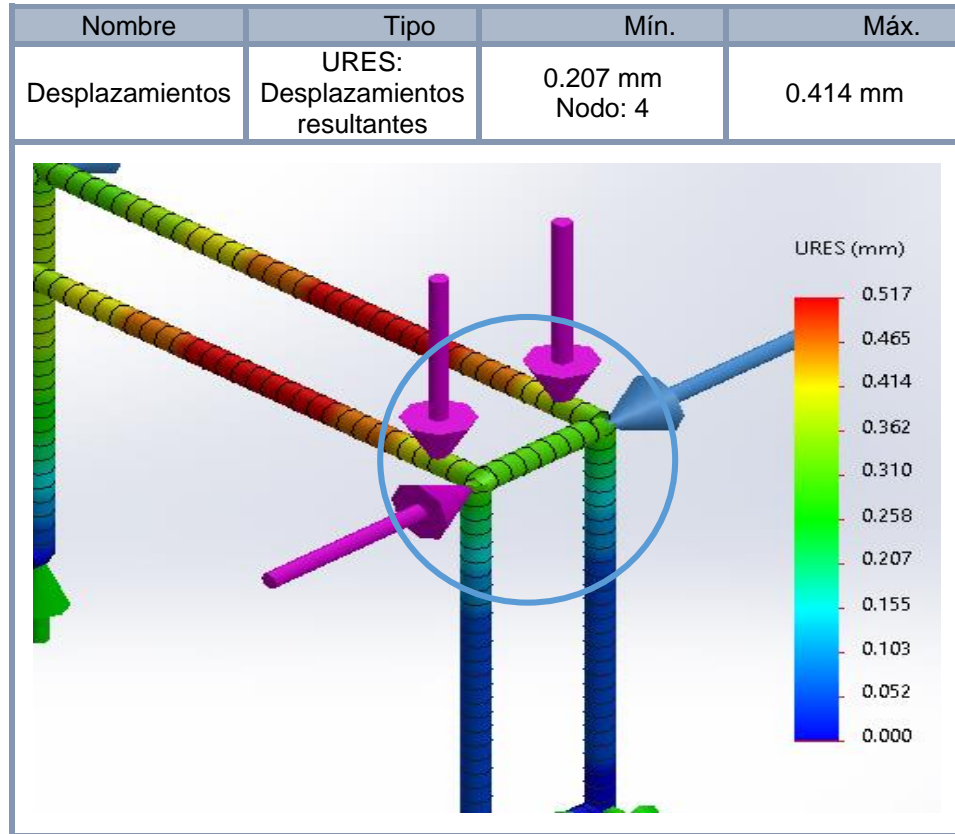


Figura. 140. Simulación y análisis estático de desplazamiento en la viga de amarre con la carga situada al extremo más crítico

- Se realizó la simulación estática del pórtico armado y analizando la viga de amarre con respecto al desplazamiento da un resultado máximo de 0.414 mm, realizando la interpretación en la barra de colores.

Análisis estático de tensiones con la carga al lado izquierdo del pórtico.

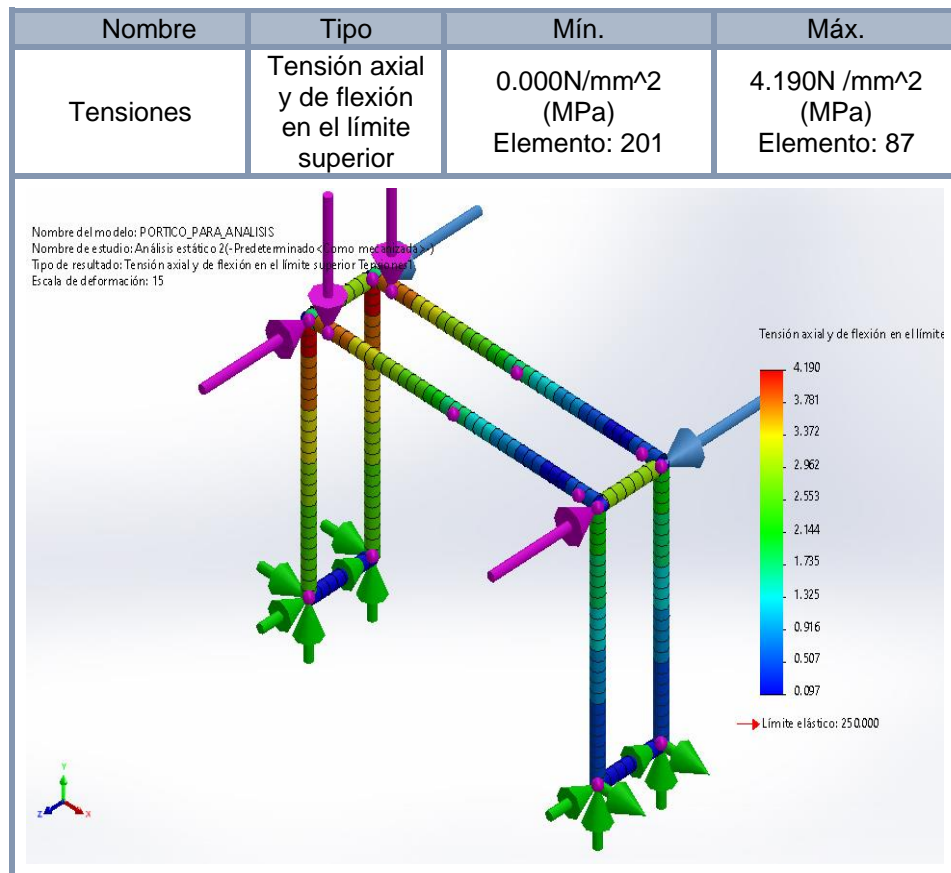


Figura 141. Simulación y análisis estático de tensiones con la carga al extremo izquierdo del pórtico

- Se realizó la simulación estática del pórtico armado con respecto a la tensión, dando un resultado máximo de 4.19 MPa en la zona del extremo izquierdo de la viga principal y evaluando con el esfuerzo de fluencia del acero A36 que es de 250 MPa el valor obtenido es aceptable.

Análisis estático de desplazamiento con la carga al lado izquierdo del pórtico.

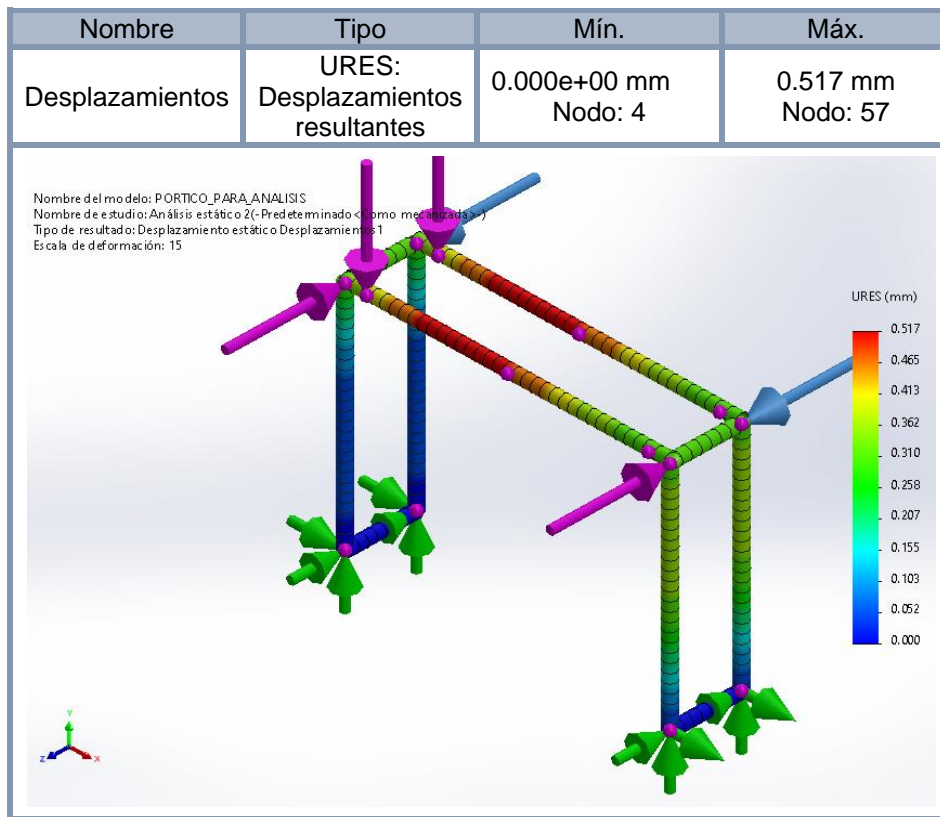


Figura 142. Simulación y análisis estático de desplazamiento con la carga al extremo izquierdo del pórtico

- Se realizó la simulación estática del pórtico armado con respecto al desplazamiento, dando un resultado máximo de 0.517 mm en la zona del extremo izquierdo de la viga principal.

Análisis estático factor de seguridad con la carga al lado izquierdo del pórtico.

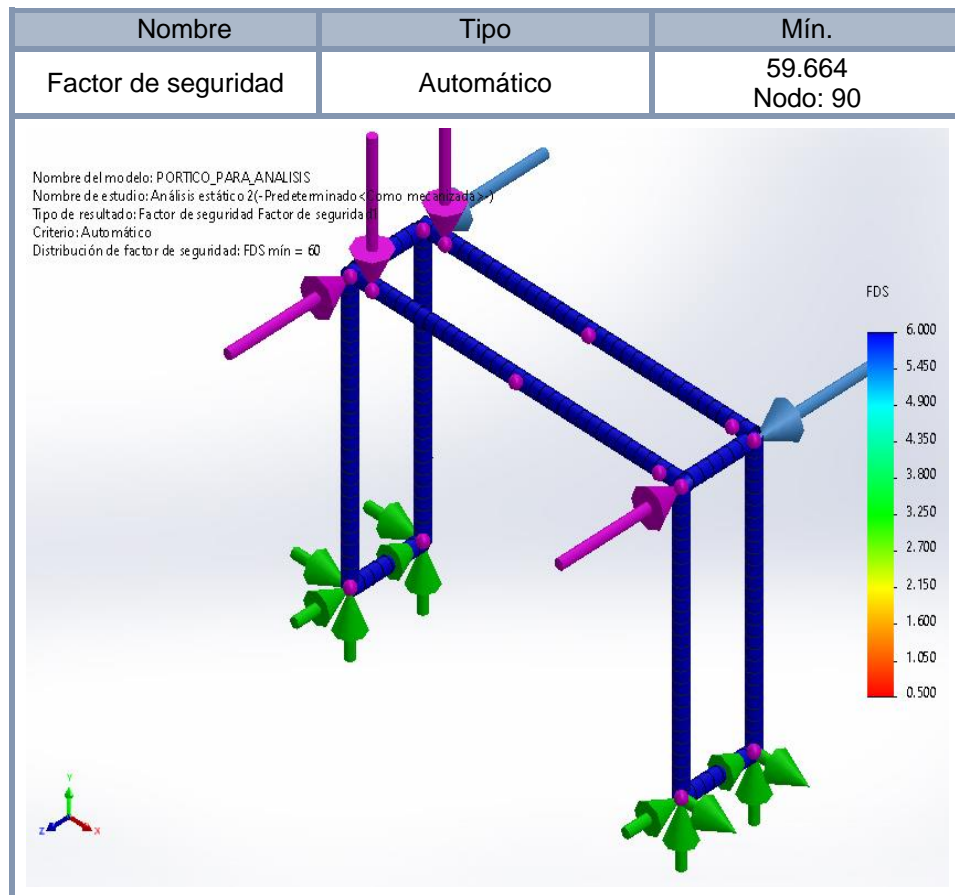


Figura 143. Simulación y análisis estático del factor de seguridad con la carga al extremo izquierdo del pórtico

- Se realizó la simulación estática del pórtico armado con respecto al factor de seguridad, dando un resultado 59.66 en la zona del extremo izquierdo de la viga principal, lo que es un valor aceptado para el diseño del pórtico.

Análisis estático de tensiones con la carga al extremo derecho del pórtico.

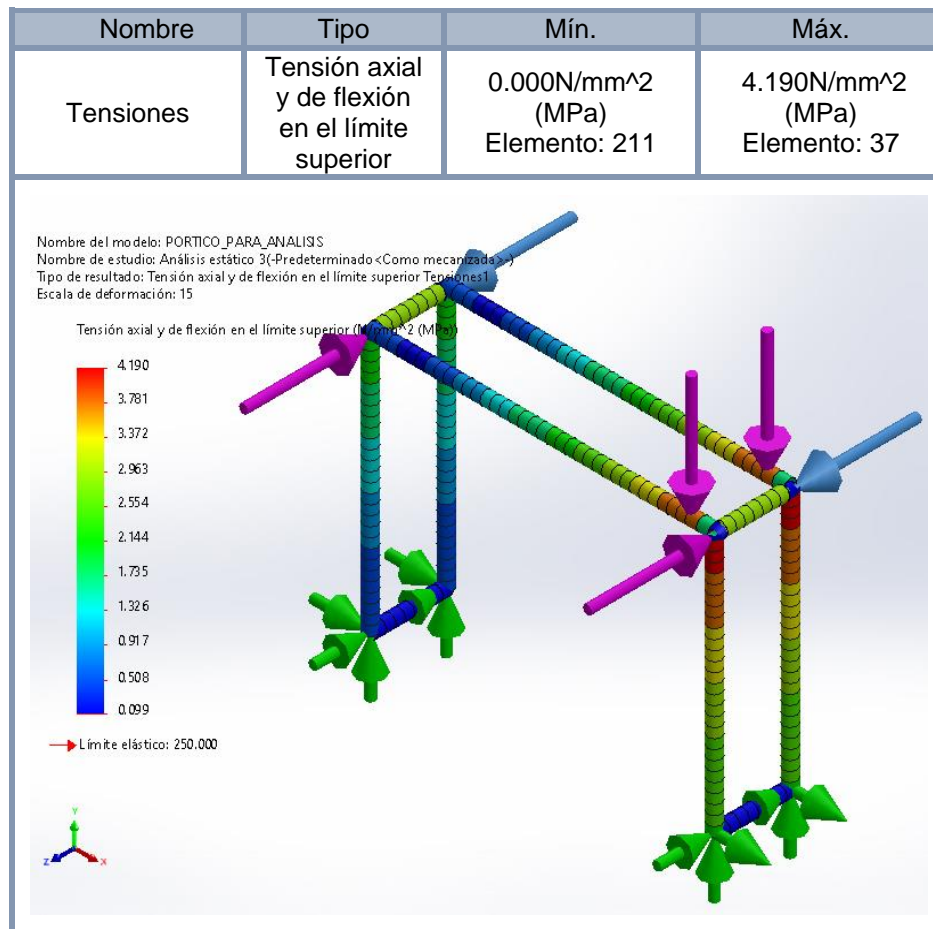


Figura 144. Simulación y análisis estático de tensiones con la carga al extremo derecho del pórtico

- Se realizó la simulación estática del pórtico armado con respecto a la tensión, dando un resultado máximo de 4.190 MPa en la zona del extremo derecho de la viga principal y evaluando con el esfuerzo de fluencia del acero A36 que es de 250 MPa el valor obtenido es aceptable.

Análisis estático de desplazamiento con la carga al lado derecho del pórtico.

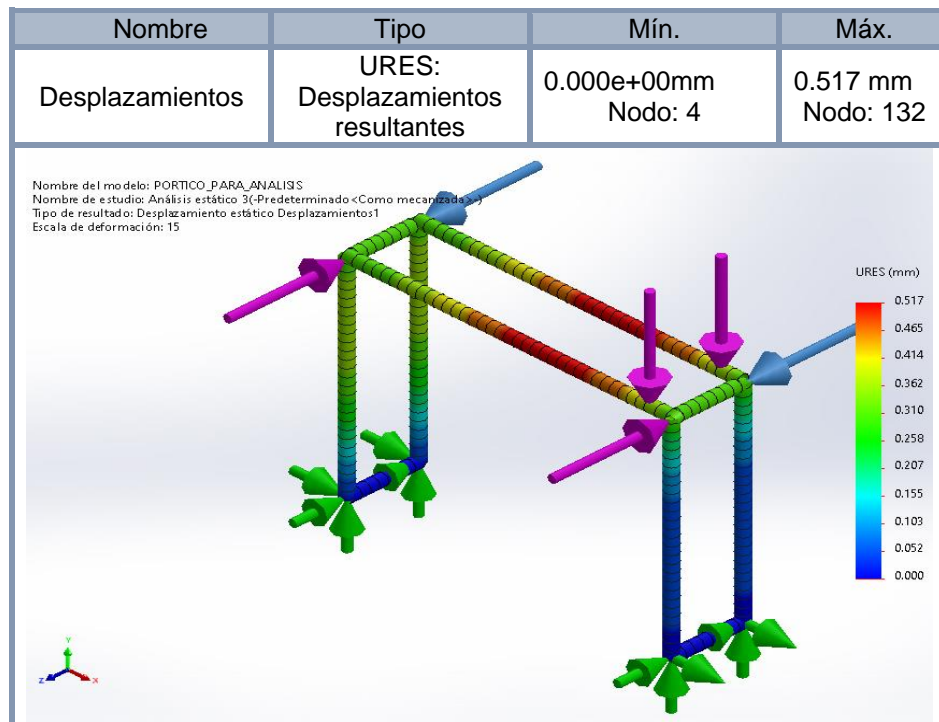


Figura 145. Simulación y análisis estático de desplazamiento con la carga al extremo derecho del pórtico

- Se realizó la simulación estática del pórtico armado con respecto al desplazamiento, dando un resultado máximo de 0.517 mm en la zona del extremo derecho de la viga principal.

Análisis estático factor de seguridad con la carga al lado derecho del pórtico.

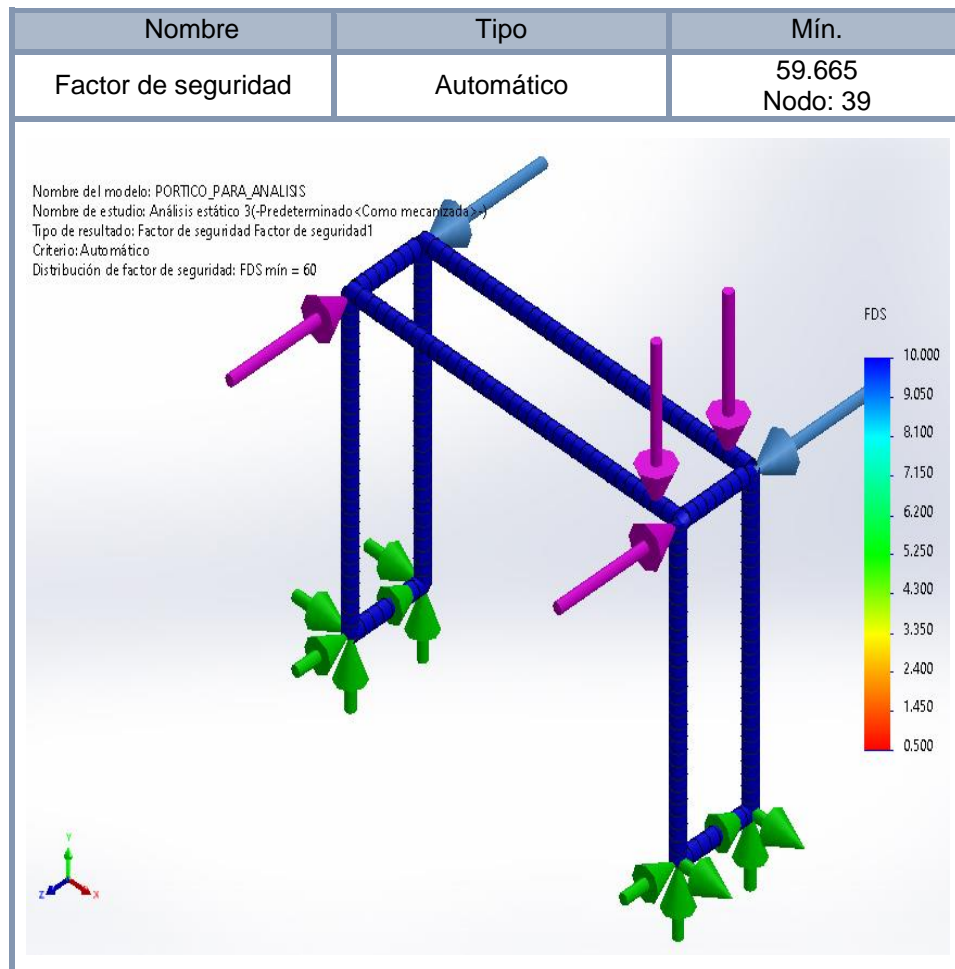


Figura 146. Simulación y análisis estático del factor de seguridad con la carga al extremo derecho del pórtico

- Se realizó la simulación estática del pórtico armado con respecto al factor de seguridad, dando un resultado 59.665 al extremo derecho de la viga principal del pórtico, lo que es un valor aceptado para el diseño del pórtico.

5.2. Costos

Se determinaron los siguientes costos

Tabla 9. Costos de materiales directos

Costos de material directo de fabricación (CMD)				
Ítem	Descripción	Cantidad (planchas)	Precio unitario (S/)	Total (S/)
1	Viga cajón (2) espesor 19 mm ASTM A-36	10	2301.59	23015.90
2	Poste (4) espesor 19 mm ASTM A-36	6	2301.59	13809.54
3	Viga 1 y 2 espesor 6 mm ASTM A-36	1	1001.08	1001.08
4	Viga 3y 4 espesor 12 mm ASTM A-36	1	1334.79	1334.79
5	Viga 5 y 6 espesor 12 mm ASTM A-36	1	1334.79	1334.79
6	Viga de amarre espesor 19 mm ASTM A-36	1	2301.59	2301.18
7	Viga testera espesor 15 mm (paquete rodadura) ASTM A-36	1	1938.18	1938.18
Total (S/)				44735.87

Tabla 10. Costos de materiales directo sistema motriz

Sistema motriz				
Ítem	Descripción	Cantidad	Precio Unitario (\$/)	Total (\$/)
1	Cable acero	30 m	20.00	600
2	Ruedas de trolley paquete	4	476	1904
3	Ruedas de grúa pórtico paquete	4	816.00	3264
4	Motor reductor de 1 hp y acoplamiento	2	500	1000
5	Motor reductor de 3 hp y acoplamiento	2	1000	2000
6	Motor reductor de 4 hp y acoplamiento	1	3000	3000
7	Tambor de arrollamiento y accesorios	1	2380	2380
8	Gancho de 10 t	1	319.60	319.6
9	Polea	3	40	120
10	Paquete de pernos y tuercas hexagonal	1	400	400
Total (\$/)				14917.60
Total (S/)				58.476.99

Tabla 11. Costos de materiales

Costo CMD				
Ítem	Descripción	Cantidad (planchas)	Precio unitario (S/)	Total (S/)
1	Soldadura supercito	60 kg	15.28	916.8
2	Soldadura cellocord	15kg	15.41	231.15
3	Eje VCN 130 mm diámetro (L 400 mm)	1	499.41	499.41
4	Eje VCN 80 mm diámetro (L 300 mm)	1	306.56	306.56
5	Plancha acero 1045 (550 x 200 x 19)	1	2301.59	2301.59
Total (S/)				3949.91

Tabla 12. Costos de mano de obra directa

Costos de mano de obra directa (CMOD)				
Ítem	Descripción	Precio por hora (S/)	Precio unitario (S/)	Total (S/)
1	Soldador	18.75	150	4500
2	Ayudante	8.75	70	2100
3	Mecánico	15	120	3600
4	Pintor	12.50	100	3000
5	Ayudante de pintura	7.5	60	1800
Total (S/)				15000

Se toma como tiempo de ejecución de obra de 2 meses.

Costo de mano de obra directa = S/ 30000

Costo directo = costo de materiales directos + costo de mano de obra directa.

Costo directo = 137073.42

Tabla 13. Costos indirectos

Costos indirectos		
Ítem	Descripción	Costo (S/)
1	Materiales indirectos	5358.14
2	Mano de obra indirecta	3000
3	Alquiler de maquinarias y herramienta	10716.28
Total		19074.42

Costo de fabricación:

Costo final = costo directo + costos indirectos

Costo final de fabricación = S/ 156237.19

5.3. Análisis financiero

Se realizó el análisis financiero, teniendo como finalidad la determinación del valor actual neto (VAN) y la tasa interna de retorno (TIR).

Tabla 14. Resumen de costos

Resumen costos			
Ítem	Descripción	Costo (\$/)	Costo (\$/)
1	Costo de mano obra directa (CMOD)	30000	7653.06
2	Costo indirecto (CI)	19074.42	4865.92
3	Materiales directos (CMD)	107162.77	27337.44
	Total	156.237.19	39856.43

Tabla 15. Datos para el cálculo del VAN

Resumen de costos		
Ítem		
1	Inversión total	39.856.43
2	p	23632.65
3	n	5
4	i	0.15

$$VAN = \sum \frac{P}{(1+i)^n} - I$$

Tabla 16. Resumen de flujo anual

V					
n	Flujo Anual	Acumulado por año	VAN		TIR
1	23632.65	20550.13	46512.13	-39856.43	37%
2	27177.55	20550.13		20550.13	
3	25995.92	17092.74		20550.13	
4	26468.57	15133.49		17092.74	
5	26232.24	13042.06		15133.49	
		86368.56		13042.06	

Tabla 17. Cálculo de VAN y TIR

VAN	TIR
46512.13	37%

CONCLUSIONES

- Se logró el diseño de una grúa pórtico de 10 toneladas de capacidad, para la carga y descarga de materiales y equipos en la empresa SMELTING INGENIEROS SAC., aplicando la metodología alemana de diseño VDI 2221 y 2225 para obtener el modelo de diseño óptimo, el cual va a contar con un polipasto para birriel con gancho, un carro abierto para birriel, sistema de ruedas para el carro abierto con el del pórtico y la estructura de la grúa pórtico con el perfil de tipo cajón, empleando el acero estructural ASTM A-36, resultando con parámetros superiores a 4, con respecto al factor de seguridad, estableciendo el dimensionamiento de la grúa pórtico, que contará con una altura de ocho metros y doce metros de largo total, validando los cálculos obtenidos por medio del software *Solidworks*, y que a través del diseño conseguir solucionar la actividad de carga y descarga, que se presentaba con la problemática de disponibilidad y costos en alquiler de equipos, dejando como base los parámetros obtenidos para el diseño respectivo.
- Se diseñó el carro abierto de la grúa pórtico, determinando las características de los perfiles que se utilizarán, cada viga tiene un número para una fácil identificación, la viga 1 y 2 tienen un perfil rectangular de medidas 300 x 70 x 6 mm con un largo de 550 mm de material ASTM A-36, obteniendo un momento flector máximo en la parte central de la viga con un valor de 14118.71 N * m, el módulo de sección 280.279 cm³, el esfuerzo equivalente de *von Misses* es 56.10 MPa, con un factor de seguridad 4.5. La viga 3 y 4 tiene un perfil rectangular de 300 x 120 x 12 mm de 2 m de largo, con un momento flector máximo de 37880.65 N * m, el módulo de sección 678.689 cm³, el esfuerzo equivalente de *von Misses* es 57.212 MPa, con un factor de seguridad 4.37. La viga 5 y 6 tiene un perfil de 300 x 120 x 12 mm de 2 m de largo, con un momento flector máximo de 38447.64 N * m, el módulo de sección 778.279 cm³, el esfuerzo equivalente de *von Misses* es de 51.02 MPa y con un factor de seguridad de 4.89.

- Se desarrolló el diseño de la viga puente, definiendo el perfil de tipo cajón para la grúa pórtico, determinando la característica del perfil de 900 x 460 x 19 mm con un largo de 12 m de material ASTM A-36, con un momento flector máximo de 257464.71 N * m, con un esfuerzo equivalente de 28.565 MPa y un factor de seguridad de 8.75.
- Se determinó el diseño de las columnas de la grúa pórtico, se utilizó un perfil de 460 x 460 x 19 mm de material ASTM A-36 con un largo de 8 m con un esfuerzo de 19.376 MPa, con un módulo de sección de 3835.706 cm³ y un factor de seguridad 12.9.
- Se determinó el costo de la grúa pórtico, en general, con un costo de fabricación final de S/ 156237.19 soles o \$ 39856.43 dólares americanos y mediante el análisis financiero se obtuvo un VAN de \$ 46512.13 y un TIR de 37%.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda proseguir con las evaluaciones y realizar el seguimiento a los distintos fenómenos a la que estará sometida la estructura de la grúa pórtico de 10 toneladas de capacidad con las dimensiones ya propuestas, del mismo modo complementar los distintos componentes y accesorios para un mejor e ideal funcionamiento.
- Se recomienda adicionar simulaciones con distintos parámetros en la estructura del carro abierto para cargas más altas como el que se emplea en el sector industrial y minero.
- Se recomienda continuar con la investigación de los perfiles para la viga principal planteando distintas características y parámetros, evaluando las alternativas de mejora en seguridad y estabilidad.
- Se recomienda seguir analizando las columnas para adicionar una mejora en la seguridad y proporcionar nuevos cálculos respecto a este tipo de soportes.
- Se recomienda seguir evaluando los costos, tanto de materiales y mano de obra, a fin de conseguir una mejora con respecto al precio, prosiguiendo con la evaluación respectiva mediante el análisis financiero.

LISTA DE REFERENCIAS

1. **BARRIGA, B.** Metodos de diseño en ingeniería mecánica PUPC. *es.scribd.com*. [En línea] 2016. [Citado el: 15 de abril de 2021.] disponible en: <https://es.scribd.com/document/359452509/Metodos-de-Diseno-en-Ing-Mecanica-InTroduccion-Benjamin-Barriga-PUCP>. MEC288 2017-1.
2. **GÓMEZ, D.** Sistema de mecanizado portatil para armados electricos. *digibuo.uniovi.es*. [En línea] 2018. [Citado el: 15 de octubre de 2021.] <https://digibuo.uniovi.es/dspace/bitstream/handle/10651/48097/TFMDavidGomezAnexoIIIRUO.pdf;jsessionid=A3A7024609CDA033980186137FB00D9B?sequence=7>.
3. **CEGARRA, J.** *Metodología de la investigación científica y tecnológica*. Madrid : Diaz de Santos, 2004. pág. 353 pp. ISBN: 84-7978-624-8.
4. **CAYLLAHUA, V.** *Diseño de pórtico estructural para puente grúa de 16 t de capacidad para movimiento de materiales y equipos - Fixer S. A. C., Lima*. Universidad Nacional del Centro del Perú. Huancayo : s.n., 2020. pág. 94, Tesis de grado.
5. **HUAROC ESPINOZA, Enrique.** *Diseño de un puente grúa para el winche de servicios en la mina Yauricocha*. Universidad Nacional del Centro del Perú. Huancayo : s.n., 2018. pág. 104, Tesis de grado.
6. **FARFÁN PARICAHUA, José Luis.** *Análisis y diseño de una nave industrial con un puente grúa de 60 t, ubicada en la Joya, Arequipa*. Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa. Arequipa : s.n., 2019. pág. 188.
7. **ENRÍQUEZ RIVERA, Steven Paúl; PÁUCAR IZA, Jonathan Xavier.** *Diseño y simulación de un pórtico para izaje de carga, con una capacidad de 12 toneladas y 5 metros de luz, para distintos casos de estudio validados a través de diferentes programas de cálculo*. Universidad Politécnica Salesiana Sede Quito. Quito : s.n., 2019. pág. 113, Tesis de grado.
8. **MESA BELTRÁN, Jainer; PATIÑO BÁEZ, Armando José Jahir.** *Diseño de un sistema para elevación de cargas con capacidad de desplazar 50 toneladas para la manipulación de salas eléctricas (shelters) en la empresa GIM Ingeniería Eléctrica Ltda*. Universidad Distrital Francisco Jose de Caldas. Bogotá : s.n., 2018. pág. 134, Tesis de grado.

9. **CALLE, Geovanny; JARAMILLO, Fabian.** *Diseño de un puente grúa y sistema stand reel para mejorar el transporte de bobinas de papel en el proceso de rebobinado de la empresa Cartopel.* Universidad Politécnica Salesiana sede Cuenca. Cuenca, Ecuador : s.n., 2018. pág. 183, Tesis de grado.
10. **MIRAVETE, A.; LADORRE, E.; CASTEJON, L.; CUARTERO, J. .** *Los transportes en la ingeniería industrial.* s.l. : Reverté. 1998. 84-921349-5-X.
11. **GERE, James M.; GOODNO J. Barry. .** *Mecánica de materiales.* 7. Stanford : Cengage Learning, 2009. ISBN: 978-607-481-315-9.
12. **JUVINALL, Robert C. .** *Fundamentos de diseño para Ingeniería Mecánica.* New Jersey : Limusa, 1996. ISBN: 968-18-3836-X.
13. **RICOUARD, J.** *Cálculo y aplicaciones en edificios y obras civiles.* España : s.n., 1980. pág. 11. ISBN 87-7146-202-8.
14. **GUILLERMO, G.** *Un proceso general de diseño en Ingeniería Mecánica.* Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Colombia. 1984. pág. 37.
15. **DIMAS, R.** *NTP. Grúas tipo puente (I). Generalidades NTP 736.* Madrid : s.n., 2005.
16. **MOTT, Robert L.** *Diseño de elementos de máquinas.* s.l. : Pearson, 2006. pág. 872. ISBN 970-26-0812-0.

ANEXOS

Anexo 1

Consideraciones que afectan la decisión acerca de qué valor de factor de diseño es el adecuado

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.

Tomado de Diseño de Elementos de Máquinas (16) (p. 185)

Anexo 2

Factores en la selección de los factores de seguridad

3. $N = 2$ a 2.5 para materiales promedio que operan en ambientes comunes y sujetos a cargas y esfuerzos que pueden determinarse.
4. $N = 2.5$ a 3 para materiales frágiles o para los que no han sido examinados bajo condiciones promedio del ambiente, carga y esfuerzo.
5. $N = 3$ a 4 para materiales que no se han examinado y que se han usado bajo condiciones promedio de ambiente, carga y esfuerzo.
6. $N = 3$ a 4 debe usarse también con materiales mejor conocidos que se usarán en medios inciertos o estarán sometidos a esfuerzos indeterminados.
7. Cargas repetidas: los factores establecidos en los puntos 1 a 6 son aceptables, pero se deben aplicar a la resistencia a la fatiga y no a la resistencia a la cedencia del material.
8. Fuerzas de impacto: los factores dados en los puntos 3 a 6 son aceptables, pero se debe incluir un *factor por impacto*.
9. Materiales frágiles: si la resistencia final se usa como el máximo teórico, los factores presentados en los puntos 1 a 6 se deben casi duplicar.
10. Cuando son favorables factores más altos, se debe realizar un análisis más cuidadoso del problema antes de decidir su uso.

Tomado de Fundamentos de diseño para Ingeniería Mecánica (12) (p. 210)

Anexo 3

Características de ganchos simples según Norma DIN 15401

CAPACIDADES / LIFTING CAPACITY											
Strength class		Drive Group								Strength class	
P				1Bm M3	1Am M4	2m M5	3m M6	4m M7	5m M8		P
S			1Bm M3	1Am M4	2m M5	3m M6	4m M7	5m M8			S
T		1Bm M3	1Am M4	2m M5	3m M6	4m M7					T
V	1Bm M3	1Am M4	2m M5	3m M6	4m M7						V
Hook number		Lifting Capacity in kg								Hook number	
4	20.000	16.000	12.500	10.000	8.000	6.300	5.000	4.000	3.200	2.500	4
6	32.000	25.000	20.000	16.000	12.500	10.000	8.000	6.300	5.000	4.000	6
8	40.000	32.000	25.000	20.000	16.000	12.500	10.000	8.000	6.300	5.000	8
10	50.000	40.000	32.000	25.000	20.000	16.000	12.500	10.000	8.000	6.300	10
12	63.000	50.000	40.000	32.000	25.000	20.000	16.000	12.500	10.000	8.000	12
16	80.000	63.000	50.000	40.000	32.000	25.000	20.000	16.000	12.500	10.000	16
20	100.000	80.000	63.000	50.000	40.000	32.000	25.000	20.000	16.000	12.500	20
25	125.000	100.000	80.000	63.000	50.000	40.000	32.000	25.000	20.000	16.000	25
32	160.000	125.000	100.000	80.000	63.000	50.000	40.000	32.000	25.000	20.000	32
40	200.000	160.000	125.000	100.000	80.000	63.000	50.000	40.000	32.000	25.000	40
50	250.000	200.000	160.000	125.000	100.000	80.000	63.000	50.000	40.000	32.000	50
63	320.000	250.000	200.000	160.000	125.000	100.000	80.000	63.000	50.000	40.000	63
80	400.000	320.000	250.000	200.000	160.000	125.000	100.000	80.000	63.000	50.000	80
100	500.000	400.000	320.000	250.000	200.000	160.000	125.000	100.000	80.000	63.000	100
125		500.000	400.000	320.000	250.000	200.000	160.000	125.000	100.000	80.000	125
160			500.000	400.000	320.000	250.000	200.000	160.000	125.000	100.000	160
200				500.000	400.000	320.000	250.000	200.000	160.000	125.000	200
250					500.000	400.000	320.000	250.000	200.000	160.000	250

This table establishes a general claification of cranes basedd on the number of operating cycles to be carried out during the expected life of the crane and a load spectrum factor which represents a nominal state of loading. Classification considers only the conditions which are independent of the type of crane and the way it is driven.

Tomado de THG Hooks Forged Hooks Catalogue Sheet (p. 5)

Anexo 4

Medidas de gancho simple DIN 15401

DIMENSIONES / DIMENSIONS																											
HOOK N°	TYPE	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	d ₁	e ₁	e ₂	e ₃	f ₁	f ₂	f ₃	g ₁	h ₁	h ₂	l ₁	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄	r ₅	r ₆	r ₇	r ₈	r ₉	weight in kg
4	RSN	71	56	80	63	53	48	172	190	148	45			16	80	67	285	8	12	71	150	150	103	90		160	8,8
6	RSN	90	71	101	80	67	60	218	240	185	57			18	100	85	380	10	16	90	190	190	131	112		200	17,1
8	RSN	100	80	113	90	75	67	242	268	210	64			23	112	95	418	11	18	100	212	212	146	125		224	24
10	RSN	112	90	127	100	85	75	256	286	221		46	26	23	125	106	452	12	20	65	165	236	163	140	12	250	34
12	RSN	125	100	143	112	95	85	292	316	252		53	34	28	140	118	650	14	22	70	185	265	182	160	16	280	47
16	RSN	140	112	160	125	106	95	325	357	280		58	35	33	160	132	730	16	25	80	210	300	204	180	16	320	66
20	RFN	160	125	180	140	118	106	370	405	330		68	45	33	180	150	800	18	28	90	240	335	232	200	20	360	112
25	RFN	180	140	202	160	132	118	415	455	360		74	45	38	200	170	895	20	32	100	270	375	262	224	20	400	160
32	RFN	200	160	225	180	150	132	465	510	400		80	45	38	224	190	970	22	36	115	300	425	292	250	20	448	220
40	RFN	224	180	252	200	170	150	517	567	447		93	55	42	250	212	1040	25	40	130	335	475	326	280	25	500	310
50	RFN	250	200	285	224	190	170	575	635	485		100	55	42	280	236	1200	28	45	150	370	530	363	315	25	560	430
63	RFN	280	224	320	250	212	190	655	710	550		108	60	45	315	265	1320	32	50	160	420	600	408	355	25	630	600
80	RFN	315	250	358	280	236	212	727	802	598		113	60	45	355	300	1470	36	56	180	470	670	460	400	25	710	860
100	RFN	355	280	402	315	265	236	827	902	688		130	70	50	400	335	1615	40	63	200	530	750	516	450	30	800	1220
125	RFN	400	315	450	355	300	265	920	1020	750		138	70	50	450	375	1790	45	71	230	600	850	579	500	30	900	1740
160	RFN	450	355	505	400	335	300	1035	1145	825		147	70	55	500	425	1990	50	80	250	675	950	654	560	30	1000	2480
200	RFN	500	400	565	450	375	335	1150	1275	900		154	70	55	560	475	2248	56	90	285	750	1060	729	630	30	1120	3420
250	RFN	560	450	635	500	425	375	1280	1430	980		164	70	60	630	530	2505	63	100	320	840	1180	815	710	30	1260	4800

Tomado de THG Hooks Forged Hooks Catalogue Sheet (p. 6)

Anexo 5
Rendimiento de aparejo

Nº de Ramales		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Polcas con rendimiento	η	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,90	0,89	0,88

Rendimiento de una polea de cable $\eta = 0,98$

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 118)

Anexo 6
Grupo del mecanismo FEM/DIN 15020

ESTADO DE CARGA		VIDA EN HORAS DE FUNCIONAMIENTO REAL DEL MECANISMO													
Factor K.	SERVICIO	800		1600		3200		6300		12500		25000		50000	
0,125	Frecuencia muy reducida de la carga máxima					M3	1 Bm	M4	1 Am	M5	2m	M6	3m	M7	4m
0,250	Frecuencia reducida de la carga máxima			M3	1 Bm	M4	1 Am	M5	2m	M6	3m	M7	4m	M8	5m
0,500	Frecuencia aproximada igual de cargas pequeñas, medianas y máximas	M3	1 Bm	M4	1 Am	M5	2m	M6	3m	M7	4m	M8	5m	M8	5m
1,000	Frecuencia elevada de la carga máxima	M4	1 Am	M5	2m	M6	3m	M7	4m	M8	5m	M8	5m	M8	5m

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 117)

Anexo 7
Coeficientes Z_p Y K_c

FEM			DIN				
GRUPO	SEGURIDAD MINIMA Z_p		GRUPO	COEFICIENTE K_c			
	NORMAL	CARGA PELIGROSA CABLE ANTI-GIRATORIO		NORMAL		CARGAS PELIGROSAS Y CABLE ANTIGIRATORIO	
				180	200	180	200
M3	3,55	4	1 Bm	0,250	0,235	0,265	0,250
M4	4	4,5	1 Am	0,265	0,250	0,280	0,265
M5	4,5	5,6	2m	0,280	0,265	0,315	0,280
M6	5,6	7,1	3m	0,315	0,280	0,335	0,325
M7	7,1	9	4m	0,335	0,325	0,375	0,365
M8	9	11,2	5m	0,375	0,365	0,425	0,400

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 118)

Anexo 8

Descripción de cables más utilizados


Diámetro de utilización	Composición del cable
8 a 25 mm.	6 x 19 (1+6+12) + 1 alma textil
10 a 30 mm.	6 x 37 (1+6+12+18) + 1 alma textil
	6 x 36 (1+7+7.7+14) W.S. + 1 alma textil
20 a 40 mm.	6 x 61 (1+6+12+18+24) + 1 alma textil
	6 x 54 (1+6+9+9.9+18) W.S. + 1 alma textil

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 109)

Anexo 9

Datos técnicos del acero VCN AISI 4340 H

VCN
 AISI : - 4340 H
 DIN : 34 Cr Ni Mo 6
 W N°: 1.6582



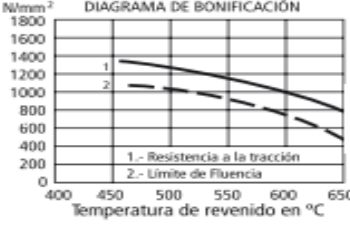
Tipo de aleación promedio : C 0,34 Cr 1,5 Ni 1,5 Mo 0,2 Si 0,30 Mn 0,50 %
 Color de identificación : Verde
 Estado de suministro : Bonificado 240-380 HB Típico. Ver tabla inf.
 Largo estándar : 3,5 - 6 metros.

Acero especial de bonificación al cromo níquel molibdeno, altamente resistente a la tracción, a la torsión y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a fragilidad de revenido. Por su estado de suministro permite en la mayoría de los casos su aplicación, sin necesidad de tratamiento térmico adicional.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos de mayores dimensiones, sometidas a muy altos esfuerzos dinámicos y otras altas exigencias mecánicas. Cigüeñales, ejes de leva, árboles de transmisión, barras de torsión, ejes cardán, ejes para bombas, ejes para hélice de aviones, pernos y tuercas de alta tensión, rodillos de transportadora, vástagos y pines, muñones; brazos de dirección, ciertos engranajes, discos de embrague, etc.

26


INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjado:	1050 - 850 °C	
Recocido:	650 - 700 °C	
Enfriamiento lento en el horno		
Temple: al aceite	830 - 860 °C	
Dureza obtenible:	52 - 56 HRC	
Revenido :	540 - 680 °C	
Normalizado:	850 - 880 °C	
Nitrurar:	580 °C	

Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO						
		Diámetro mm.		Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación (Lo = 5d) % min.	Estricción % min.	Resiliencia según DVM Joule
máx. N/mm ²	Dureza Brinell máx.	desde	hasta					
800	248	16	16	980	1180 - 1380	9	40	41
		40	40	885	1080 - 1280	10	45	48
		100	100	785	980 - 1180	11	50	48
		160	160	685	880 - 1080	12	55	48
		250	250	590	780 - 930	13	55	48

Soldadura: Consultar con nuestro Departamento Técnico

www.voestalpine.com/highperformancemetals/peru
www.bohlerperu.com



ONE STEP AHEAD.

02

Tomado de Catálogo de aceros especiales Bohler

Anexo 10

Datos técnicos del acero AISI H1045

H


AISI : 1045 W N°: 1.1191
DIN : CK 45

Tipo de aleación promedio : C 0,45 Si 0,3 Mn 0,7 %
Color de identificación : Rojo - Blanco - Rojo
Estado de suministro : Dureza natural 193 HB máx.

ACERO FINO AL CARBONO DE ALTA CALIDAD
Gran pureza de fabricación y estricto control de calidad.

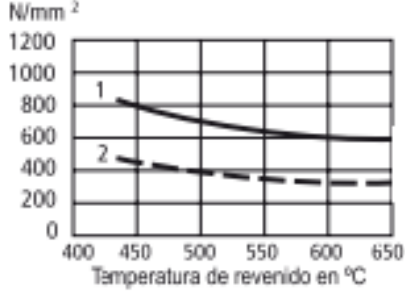
APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos sometidos a esfuerzos normales. Árboles de transmisión, ejes, pernos, tuercas, ganchos, pines de sujeción, pasadores, cuñas, chavetas, etc. También para herramientas de mano, portamatrices, etc.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjar:	1100	-	850 °C
Normalizar:	840	-	870 °C
Recocer:	650	-	700 °C
Enfriamiento lento en el horno			
Temple: al agua (*)	820	-	850 °C
Dimensiones menores: al aceite	830	-	860 °C
Revenido: Según el uso	100	-	300 °C
Nitrurado: en baño de sal			580 °C

SOLDADURA: Con soldadura especial de alta resistencia.
Según tamaño y complejidad del trabajo, se recomienda un precalentamiento entre 200-300°C. Electrodo BÖHLER UTP 76/ UTP 6020

N/mm²



Temperatura de revenido en °C

1.- Resistencia a la tracción
2.- Limite de Fluencia

Estado	CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS				
	Diámetro mm.	Limite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Alargamiento (Lo = 5d) mín. %	Contracción mín. %
Natural	-	370	650	15	35
Recocido	16 - 100	340	650 - 750	17	35
	100 - 250	330	580 - 700	18	-

Tomado de Catálogo de aceros especiales Bohler

Anexo 11
Propiedades del acero STE 355

Propiedades mecánicas del grado StE 355					
Numero de Material	Calificación	Espesor / mm	Rendimiento / MPa	Tracción / MPa	Alargamiento
1.0562	StE355	t≤70	335	490-630	22%
		70 <t≤85	325	480-620	
		85 <t≤100	315	470-610	
		100 <t≤125	305	460-600	
		125 <t≤150	295	450-590	
La energía de impacto mínima es energía longitudinal					
Grados equivalentes de grado StE 355					
EE.UU	EN10028-2	EN10028-3	UNI 5859	BS 1501	JIS3103
A537CL1	P355GH	P355N	Fe 510 1KW	224Gr..460,490,400,430	SB 480

Tomado de: <https://n9.cl/ty3vn>

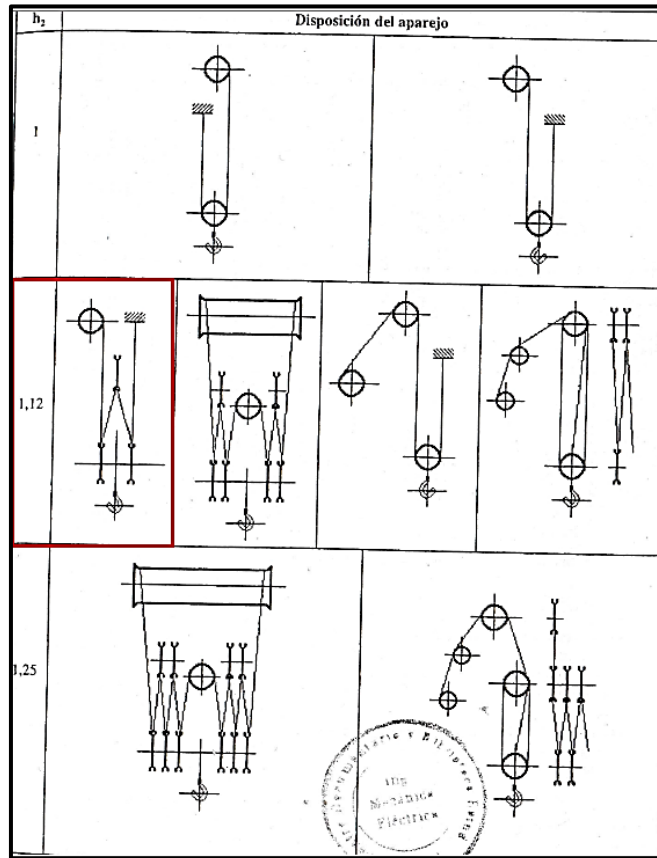
Anexo 12
Valores del coeficiente h_1

GRUPO		CABLE NORMAL			CABLE ANTIGIRATORIO		
FEM	DIN	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA	TAMBOR	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA	TAMBOR
M3	1 Bm	16	12,5	16	18	14	16
M4	1 Am	18	14	16	20	16	18
M5	2m	20	14	18	22,4	16	20
M6	3m	22,4	16	20	25	18	22,4
M7	4m	25	16	22,4	28	18	25
M8	5m	28	18	25	31,5	20	28

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 131)

Anexo 13

Valores de H2 para diferentes disposiciones



Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 133)

Anexo 14

Dimensiones de las ranuras de tambores

Diámetro del cable	10.	13.	16.	19.	22.	27.	33.	40.	44.
s	12	15	18	22	25	31	37	45	49
r	5,5	7	9	10,5	12	15	18	22	24
a	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 163)

Anexo 15

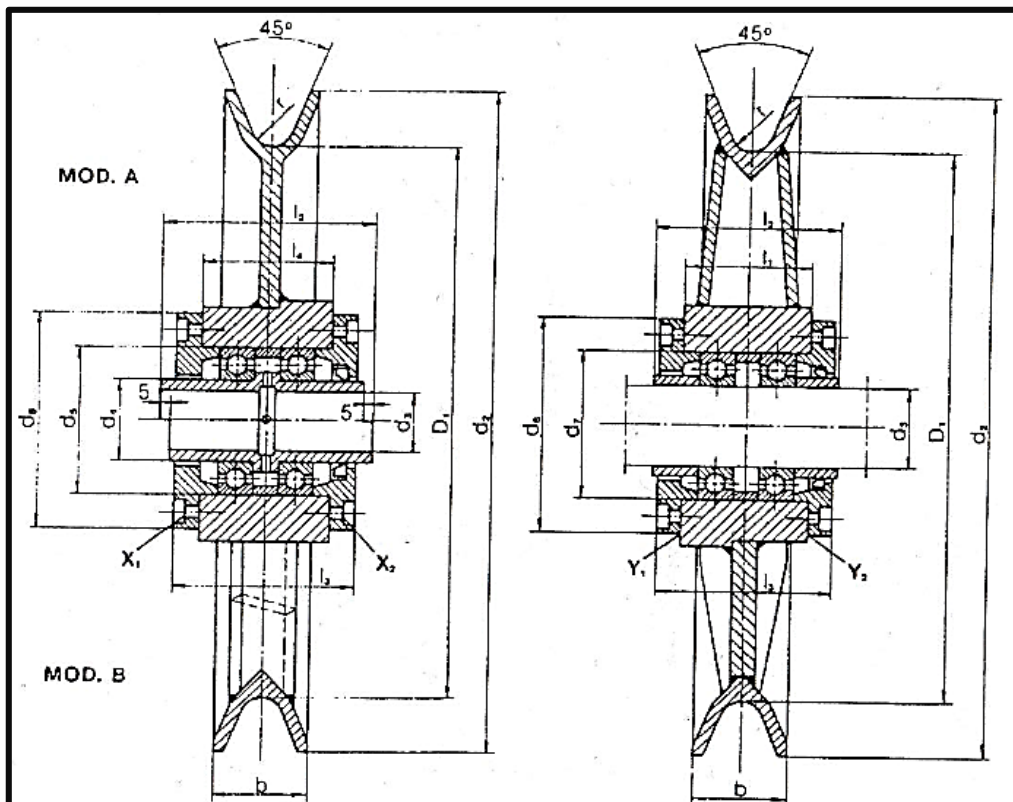
Espesores de pared para $\sigma = 240 \text{ MPa}$

S (daN)	DIAMETROS (mm)							
	250	300	400	500	600	700	800	1000
500	3	3						
1000	4	4						
1500		4	4					
2000		5	5					
2500			6	6				
3000			6	6				
4000				7				
5000				8	8			
6000					9	8		
7000					9	9		
8000						10		
9000							11	10
10000							11	11

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 167)

Anexo 16

Definición de variables de poleas de rodamientos de bolas



Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 125)

Anexo 17

Definición de estado de carga

Estado de carga	Servicio	Factor k
1	Frecuencia muy reducida de la carga máxima	0.125
2	Frecuencia reducida de la carga máxima	0.250
3	Frecuencia aproximada igual de cargas pequeñas, medianas y máximas.	0.500
4	Frecuencia elevada de la carga máxima.	1.000

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 219)

Anexo 18

Clasificación de aparatos

		Vida del Mecanismo						
		A	B	C	D	E	F	G
Estado de Carga	1			M3	M4	M5	M6	M7
	2		M3	M4	M5	M6	M7	M8
	3	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
	4	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 219)

Anexo 19

Valores de M según grupo

Grupo (Tabla B 9.3)	M3	M4	M5	M6	M7	M8
M	1	1	1	1.06	1.12	1.2

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 232)

Anexo 20

Dimensiones de poleas con rodamientos de bolas

D ₁	φ cable	r	d ₂	b	d ₃	E _g	d ₄ h ₆	M ₇ d ₅	d ₆	M ₇ d ₇	d ₈	l ₁ -0,2	l ₂	l ₃	l ₄ -0,2	l ₅	Rodamientos		Peso apr. Kg.	Referencia
																	X	Y		
225	10-11	5,6	260	32	45	60	110	145	85	120	55	100	77	60	82	6212	6209	10	010.22.09	
250	10-13	5,6	285	34	40	50	90	125	80	115	55	100	76	56	76	6210	6208	11	010.25.08	
		6,3	290	38	50	60	110	145	90	125	55	100	77	80	82	6212	6210	12	010.25.10	
		7	295	44	60	70	125	185	110	145	60	110	82	65	87	6214	6212	14	010.25.12	
280	10-13	5,6	315	34	55	70	125	165	100	135	60	110	82	65	67	6214	6211	17	010.28.11	
		6,3	320	38	55	70	125	165	100	135	60	110	82	65	67	6214	6211	17	010.28.11	
		7	325	44	55	70	125	165	100	135	60	110	82	65	67	6214	6211	17	010.28.11	
315	13-15	7	360	38	50	60	110	145	90	125	55	100	77	60	82	6212	6210	18	010.31.10	
		8	359	40	60	70	125	185	110	145	60	110	82	65	87	6214	6212	20	010.31.12	
		8	359	40	60	70	125	185	110	145	60	110	82	65	87	6214	6212	20	010.31.12	
355	15-17	8	399	48	60	70	125	165	110	145	60	110	82	65	87	6214	6212	22	010.35.12	
		9	411	48	70	80	140	180	125	165	65	110	87	70	92	6216	6214	24	010.35.14	
		9	411	48	70	80	140	180	125	165	65	110	87	70	92	6216	6214	24	010.35.14	
400	17-19	9	456	48	60	70	125	165	110	145	60	110	82	65	87	6214	6212	26	010.40.12	
		10	456	50	70	80	140	180	125	165	65	110	87	70	92	6216	6214	28	010.40.14	
		10	456	50	75	80	160	210	130	175	70	130	96	80	108	6218	6215	30	010.40.15	
450	19-21	10	506	50	70	80	140	180	125	165	65	110	87	70	92	6216	6214	35	010.45.14	
		11	526	60	80	100	180	230	140	180	70	130	96	85	113	6220	6216	40	010.45.16	
		11	526	60	90	110	200	250	180	210	80	140	108	85	123	6222	6218	44	010.45.18	
500	20-24	11	576	60	80	100	180	230	140	180	70	130	96	85	113	6220	6216	41	010.50.16	
		12,5	570	60	90	110	200	250	160	210	80	140	108	95	123	6222	6218	44	010.50.18	
		12,5	570	60	100	120	215	265	180	230	85	150	113	100	128	6224	6220	48	010.50.20	
560	20-26	11	636	60	90	110	200	250	180	210	80	140	108	95	128	6222	6218	55	010.56.18	
		12,5	630	60	100	120	215	265	180	230	85	150	113	100	128	6224	6220	58	010.56.20	
		14	630	60	110	130	230	290	200	250	95	160	123	100	132	6226	6222	63	010.56.22	
		14	630	60	120	140	250	305	215	265	100	160	134	100	132	6226	6224	65	010.56.24	
		14	630	60	140	160	240	290	210	265	85	140	119	95	127	9032	6028	68	010.56.28	

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 128)

Anexo 21

Resistencias mínimas de algunos aceros estructurales ASTM

Número ASTM	S _y kpsi (MPa)	S _{ut} kpsi (MPa)
A36	36 (250)	58-80 (400-500)
A572 Gr42	42 (290)	60 (415)
A572 Gr50	50 (345)	65 (450)
A514	100 (690)	120 (828)

Tomado de Robert L. Norton (p. 800)

Anexo 22

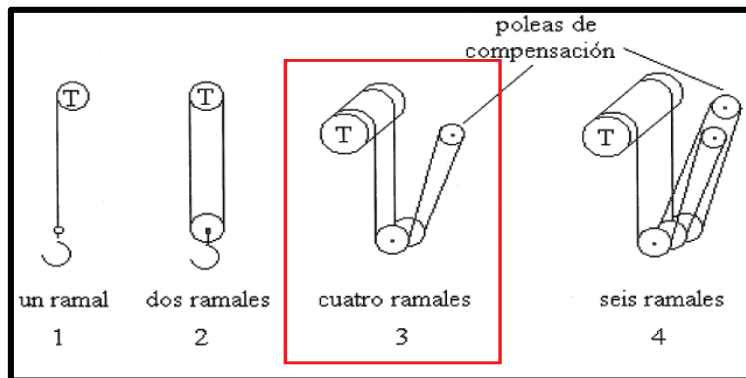
Valores de h_2 en función de W_{tot}

W_{tot}	≤ 5	6 a 9	> 10
h_2	1	1,12	1,25

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 132)

Anexo 23

Valores de relación de aparejo i según el número de ramales



Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 20)

Anexo 24

Valores de coeficientes para el cálculo de duración del cable

n coeficiente de valor:	
1	flexión en el mismo sentido
1,5	flexión en sentido contrario cable cruzado
2	flexión en sentido contrario cable Lang
D	diámetro de la polea (m)
d	diámetro del cable (m)
σ_e	esfuerzo de extensión (MPa)
b_1 = coeficiente de forma de garganta	
para radio de garganta, $r = 0,54 d$	
$b_1 = 1$ cable cruzado y Lang	
para radio de garganta, $r = \infty$	
$b_1 = 0,72$ cable cruzado	
$b_1 = 0,65$ cable Lang	
para garganta en V a 45°	
$b_1 = 0,72$ cable cruzado	
$b_1 = 0,60$ cable Lang	
b_2 = coeficiente de forma del cable	
$b_2 = 1,04$ cable cruzado $6 \times 37, 1600$ MPa	
$b_2 = 1,11$ cable Lang $6 \times 37, 1600$ MPa	

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 108)

Anexo 25

Coefficiente de material

Material		P_{adm} N/mm ²	c_1
Resistencia a la tracción mínima N/mm ²			
carril	Rueda portadora		
590	≤ 330	2,8	0,5
	410	3,6	0,63
	490	4,5	0,8
	590	5,6	1,0
≥ 690	740	7,0	1,25

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 108)

Anexo 26

Coefficiente del número de revoluciones

Diámetro de la rueda portadora d_1 mm	c_2														
	para v en m/min														
	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
200	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	-	-	-
250	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	-	-
315	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	-
400	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66
500	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72
630	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77
710	-	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89	0,84	0,79
800	-	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82
900	-	-	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89	0,84
1000	-	-	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87
1120	-	-	-	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89
1250	-	-	-	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 108)

Anexo 27

Coeficiente de vida de la rueda

Duración de funcionamiento del mecanismo de rodadura (referida a 1 hora)	c_3
hasta 16 %	1,25
más de 16 a 25 %	1,12
más de 25 a 40 %	1
más de 40 a 63 %	0,9
más de 63 %	0,8

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 108)

Anexo 28

Número de revoluciones de la rueda

c_2	n min^{-1}
0,66	200
0,72	160
0,77	125
0,79	112
0,82	100
0,84	90
0,87	80
0,89	71
0,91	63
0,92	56
0,94	50
0,96	45
0,97	40
0,99	35,5
1	31,5
1,02	28

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 108)

Anexo 29

Anchura útil de la cabeza del carril ideal

Carriles de grúa				
según Abreviatura		r_1	$k-2r_1$	
DIN	nueva	antigua	mm	mm
536 parte 1	A 45	KS 22	4	37
	A 55	KS 32	5	45
	A 65	KS 43	6	53
	A 75	KS 56	8	59
	A 100	KS 75	10	80
	A 120	KS 101	10	100
536 parte 2	F 100	-	5	90
	F 120	-	5	110

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 108)

Anexo 30

Propiedades de cordones de soldadura de filete tratado como línea

PROPIEDADES DE CORDONES DE SOLDADURA DE FILETE TRATADO COMO LÍNEA			
SECCIÓN	N_x, N_y	FLEXIÓN Z_{wx}	TORSIÓN J_w
	$N_x = \frac{d^2}{2}$	$Z_{wx} = \frac{d^2}{6}$	$J_w = \frac{d^3}{12}$
	$N_x = \frac{d^2}{2}$	$Z_{wx} = \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$N_x = \frac{d^2}{2}$	$Z_{wx} = bd$	$J_w = \frac{b(3d^2 + b^2)}{6}$
	$N_x = \frac{d^2}{2(b+d)}$ $N_y = \frac{b^2}{2(b+d)}$	$Z_{wx} = \frac{4bd + d^2}{6}$ $Z_{wy} = \frac{d^2(4b+d)}{6(2b+d)}$	$J_w = \frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$N_y = \frac{b^2}{2b+d}$	$Z_{wx} = bd + \frac{d^2}{6}$	$J_w = \frac{(2b+d)^2}{12} - \frac{b^2(b+d)^2}{2b+d}$
	$N_x = \frac{d^2}{2d+b}$	$Z_{wx} = \frac{2bd + d^2}{3}$ $Z_{wy} = \frac{d^2(2b+d)}{3(b+d)}$	$J_w = \frac{(b+2d)^3}{12} - \frac{d^2(b+d)^2}{b-2d}$
	$N_x = \frac{d^2}{2}$	$Z_{wx} = bd + \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{(b+d)^3}{6}$

Tomado de Diseño de elementos de máquinas. Hori (p. 18)

Anexo 31

Cargas de constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete							
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)							
	60*	70*	80	90*	100	110*	120
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial							
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal							
$\dagger f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h
Tamaño del cateto h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal						
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59

*En realidad, las soldaduras de filete fueron ensayadas por el AISC-AWS Task Committee.
 $\dagger f = 0.707h\tau_{perm}$

Tomado de Budynass (p. 473)

Anexo 32

Datos técnicos de soldadura supercito 7018

OERLIKON		SUPERCITO		EXBA	
Básicos de Baja Aleación Revestimiento Simple					
Color de Revestimiento: Gris	Electrodo básico de bajo hidrógeno de extraordinarias características	Extremo : --	Punto : --	Grupo : --	
Normas:					
AWS/ASME: A5.1 - 91		DIN 1913		ISO 3580	
E 7018		E 51 55 B 10		E 51 4 B 26 (H)	
Análisis Químico del Metal					
C		Mn		Si	
0,08		1,20		0,50	
Depositado (%):					
Características:					
<ul style="list-style-type: none"> • Electrodo básico con bajo tenor de hidrógeno, que otorga al material depositado buenas propiedades mecánicas. • Su contenido de hierro en polvo mejora la soldabilidad, aumentando la penetración, deposición y mejorando al mismo tiempo su comportamiento en distintas posiciones. • Rendimiento de 98%. 					
Resecado:					
Cuando el electrodo ha estado expuesto excesivamente a la intemperie, resecar a 250 - 350°C durante 2 horas.					
Aprobaciones:					
ABS, LRS, GL (Grado 3Y)					
ABS (Según AWS A5.1-91)					
Propiedades Mecánicas:					
Tratamiento Térmico	Resistencia a la Tracción	Límite Elástico	Ch V -20°C	Elongación en 2"	
Sin	510-610 N/ mm ²	> 380 N/mm ²	> 140 J	24%	
	74 000 a 88 000lb/pulg ²	> 55 000 lb/pulg ²			
Alivio de Tensiones	480-580 N/mm ²	> 380 N/mm ²	> 140 J	24%	
Normalizado	420-520 N/mm ²	> 290 N/mm ²	> 140 J	26%	
* Para la calificación ABS según AWS la prueba de impacto es a -29°C					
Posiciones de Soldar:					
P, H, Sc, Vd.					

Tomado de Manual de Soldadura Oerlikon (p. 178)

Anexo 33

Perfil del carril del trolley

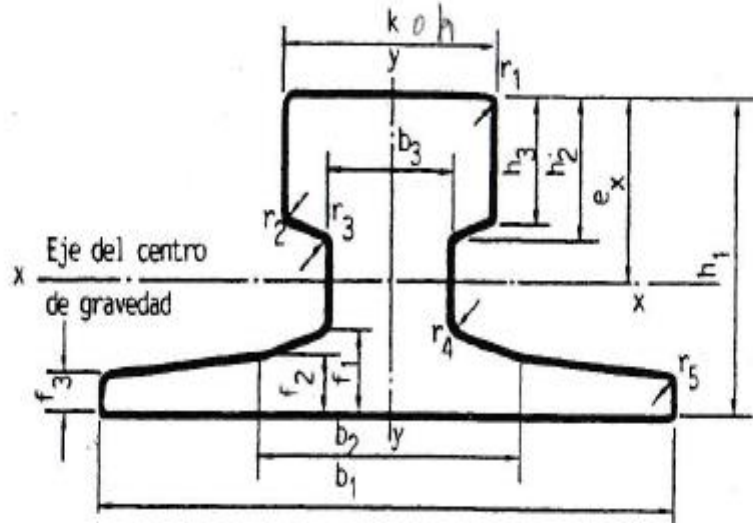


Figura B 6.2. Perfil tipo Burbach.

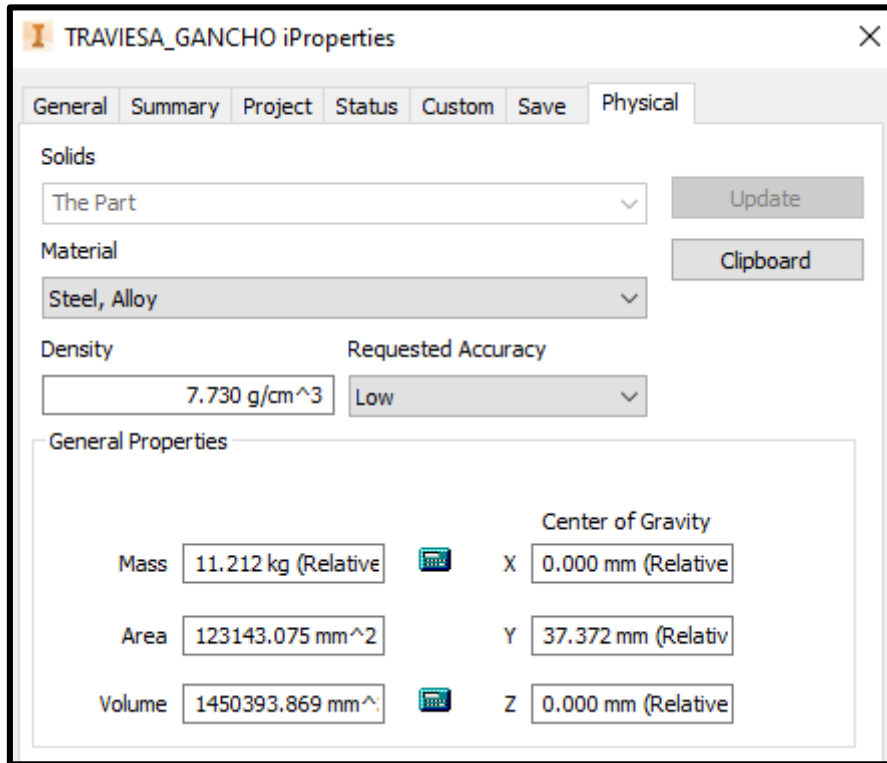
Tabla B 6.2. Dimensiones tipo Burbach.

Abreviatura	Anchura de la cabeza K	b_1	b_2	b_3	f_1	f_2	f_3	h_1	h_2	h_3	r_1	r_2	r_3	r_4	r_5	Sección cm^2	Peso kg/m	Momento de inercia J_x cm^4	Distancia al centro de gravedad e_x cm	Momento de resistencia W_x cm^3	Momento de inercia J_y cm^4	Momento de resistencia W_y cm^3
A 45	45	125	54	24	14,5	11	8	55±1	24	20	4	3	4	5	4	28,3	22,2	91	3,31	27,5	169	27,0
A 55	55	150	66	31	17,5	12,5	9	65±1	28,5	25	5	5	5	6	5	40,7	32,0	182	3,88	46,9	337	42,9
A 65	65	175	78	38	20	14	10	75±1	34	30	6	5	5	6	5	55,4	43,5	327	4,44	75,7	609	69,6
A 75	75	200	90	45	22	15,4	11	85±1	39,5	35	8	6	6	8	6	72,1	56,5	545	5,00	109	1010	101
A 100	100	200	100	60	23	16,5	12	95±1,5	45,5	40	10	6	6	8	6	95,6	75,2	888	5,21	170	1360	136
A 120	120	220	120	72	20	20	14	105±1,5	55,5	47,5	10	6	10	10	6	129,0	101,3	1420	5,70	249	2370	215

Tomado de Los transportes en la Ingeniería Industrial (10) (p. 170)

Anexo 34

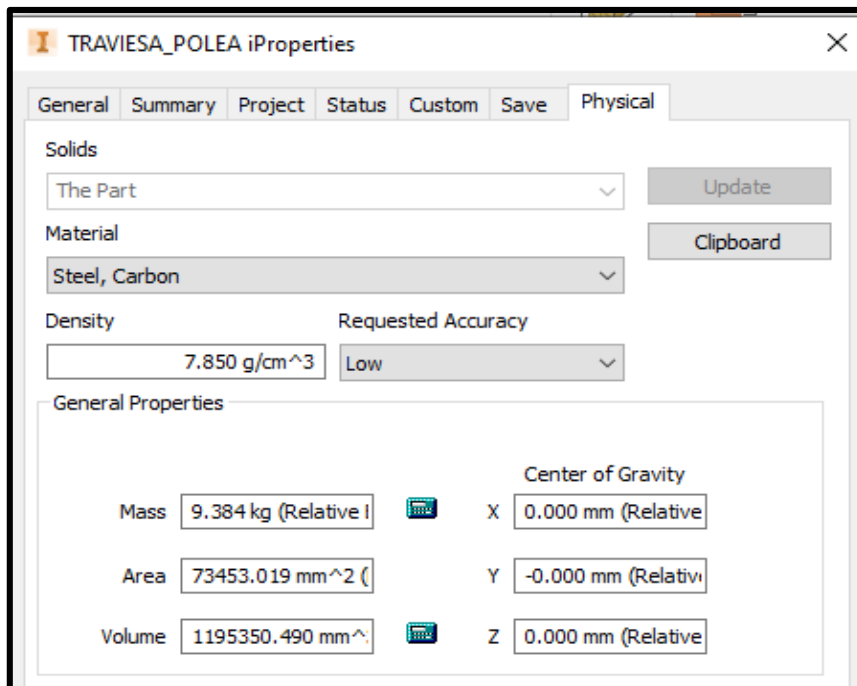
Software Inventor 2021. Masa de la traviesa de gancho



Tomado de: Software Inventor 2021

Anexo 35

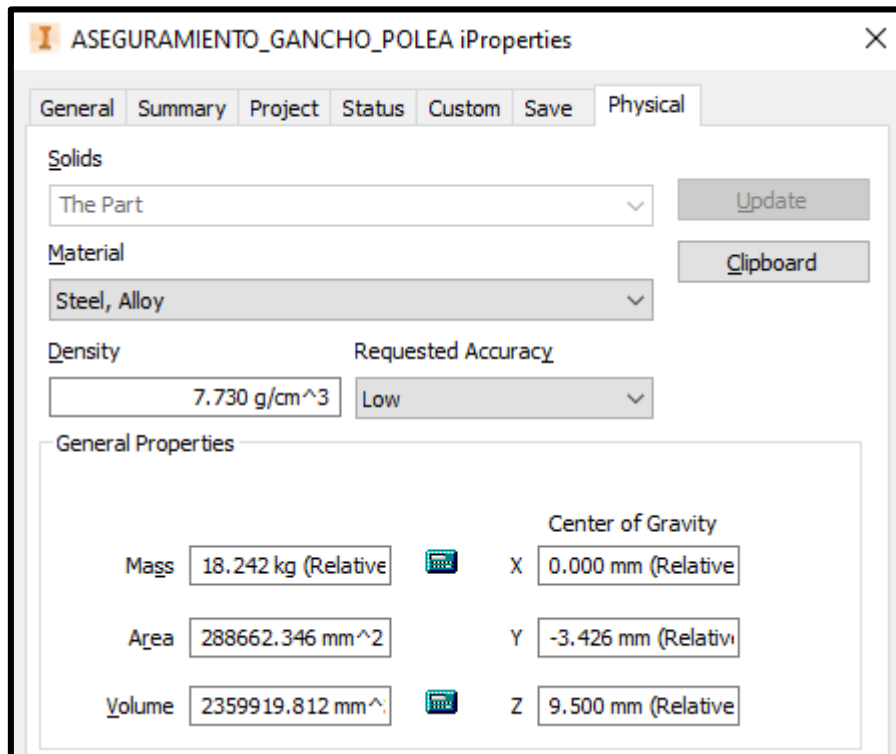
Software Inventor 2021. Masa de la traviesa de polea



Tomado de Software Inventor 2021

Anexo 35


Software Inventor 2021. Masa del aseguramiento de polea

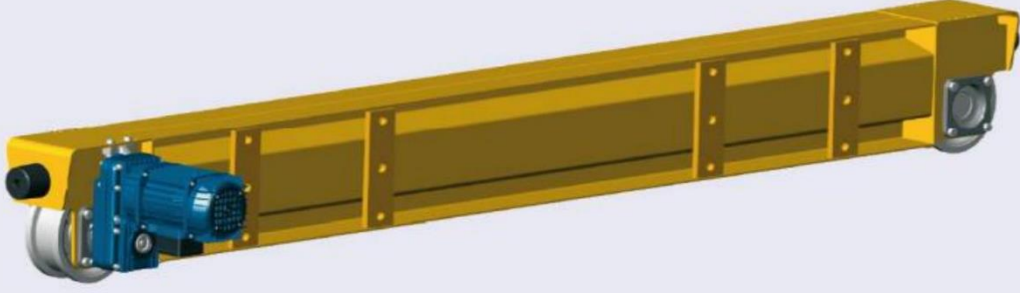


Tomado de Software Inventor 2021

Anexo 36

Datos comerciales de la viga testera en función al diámetro de la rueda



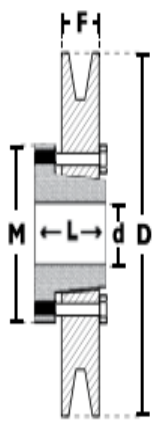
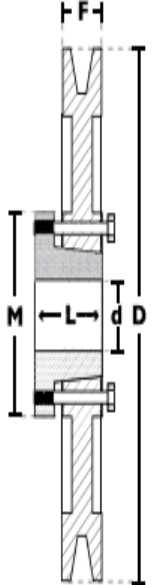


Wheel specifications			Wheel group clearance (mm)												Size		Gearmotor clearance (mm)						
Type Ø	Max. Rx (kg)	Internal width	b1	b2	L1	L	Ø R1	A	D	C	D	Ø	H	H1	H2	Reducer	Motor	L2	□	E	F	H3	H4
125	3.670 36 kN	standard	50	80	100											0	71	333	135	138	223	0	3
		maximum	60			160	150	200	30	170	145	50	220	55	7.5	1	71	368	135	152	270	10.5	39.5
		special	70	90	110											1	80	385	150	152	278	10.5	47.5
160	4.893 48 kN	standard	55	93	120											0	71	333	135	138	223	-10	-17
		maximum	65			180	190	260	50	210	185	60	250	65	15	1	71	368	135	152	270	0.5	19.5
		special	80	105	130											1	80	385	150	152	278	0.5	27.5
200	7.340 72 kN	standard	60	100	135											1	71	358	135	152	270	-9.5	-10.5
		maximum	70			200	230	325	65	260	230	80	290	75	25	1	80	375	150	152	278	-9.5	-2.5
		special	90	120	145											2	80	400	150	227	357	26	41
250	10.805 106 kN	standard	70	110	149											1	71	358	135	152	270	-24.5	-40.5
		maximum	80			230	260	375	65	310	275	80	335	90	35	1	80	375	150	152	278	-24.5	-32.5
		special	100	135	165											2	80	400	150	227	357	11	11
315	14.679 144 kN	standard	75	120	159											2	80	370	150	227	357	-4	-24
		maximum	85			260	350	470	80	390	335	100	385	105	52.5	2	100	405	190	227	376	-4	-5
		special	110	150	180											3	112	500	225	265	456	15	56
400	18.960 186 kN	standard	85	135	170											2	80	365	150	227	357	-44	-39
		maximum	95			290	440	570	100	470	385	125	440	145	55	2	100	400	190	227	376	-44	-20
400 R	30.580 300 kN	special	115	155	190											3	112	500	225	265	456	-25	41

Tomado de Catálogo de “Carros finales para grúas puente” – Donati (p. 22)

Anexo 37

Modelo de polea con parámetros

Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Buje	Hueco máximo con cuñero estándar (d)		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Buje en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
1 CANAL									
Ancho (F) = 34,9 mm									
									
Modelo T1									
6,4	165	PQ 1C165	SK	54,0	2-1/8	50	100	T1	9,4
6,6	170	PQ 1C170	SK	54,0	2-1/8	50	100	T1	9,7
7,0	180	PQ 1C180	SK	54,0	2-1/8	50	100	T1	10,3
7,4	190	PQ 1C190	SF	57,1	2-1/4	52	120	T1	10,9
7,9	200	PQ 1C200	SF	57,1	2-1/4	52	120	T1	11,0
8,4	215	PQ 1C215	SF	57,1	2-1/4	52	120	T1	13,0
8,6	220	PQ 1C220	SF	57,1	2-1/4	52	120	T1	13,3
8,9	225	PQ 1C225	SF	57,1	2-1/4	52	120	T1	13,3
9,0	230	PQ 1C230	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	13,5
9,4	240	PQ 1C240	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	13,8
9,9	250	PQ 1C250	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	14,0
10,4	265	PQ 1C265	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	15,0
10,9	275	PQ 1C275	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	15,8
11,0	280	PQ 1C280	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	16,4
11,4	290	PQ 1C290	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	17,0
11,8	300	PQ 1C300	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	17,6
12,4	315	PQ 1C315	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	17,7
12,5	320	PQ 1C320	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	18,3
13,4	340	PQ 1C340	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	19,6
13,7	350	PQ 1C350	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	20,0
14,4	365	PQ 1C365	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	21,0
14,9	380	PQ 1C380	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	21,7
15,4	390	PQ 1C390	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	24,0
15,7	400	PQ 1C400	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	25,8
16,4	415	PQ 1C415	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	27,0
16,5	420	PQ 1C420	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	27,2
17,7	450	PQ 1C450	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	29,8
18,4	465	PQ 1C465	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	31,0
19,6	500	PQ 1C500	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	35,5
20,4	520	PQ 1C520	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	37,0
21,6	550	PQ 1C550	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	39,2
23,6	600	PQ 1C600	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	42,8
24,4	620	PQ 1C620	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	44,2
27,4	695	PQ 1C695	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	49,7
30,4	770	PQ 1C770	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	55,1
									
Modelo T3									

Tomado de Catálogo Intermecc. Productos mecánicos poleas en V (p. 117)

Anexo 38

Datos comerciales tambor de arrollamiento



Información Básica

No. de Modelo.	EBN	Condición	Nuevo
Forma viga principal	viga doble		

Información Adicional

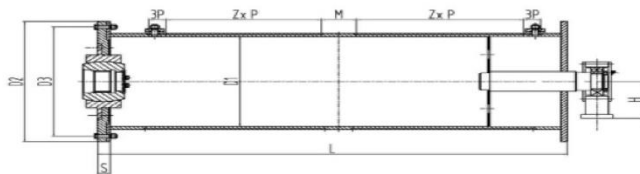
Marca	Shengqi	Embalaje	Wooden Box
Estándar	crane drum	Origen	China
Código del HS	84314999	Capacidad de Producción	500000 Sets/Year

Los Tambores de cable están diseñados y fabricados para cumplir las más difíciles limitaciones operacionales y de seguridad para la industria de la aplicación de la grúa. Nuestro tambor de cable se puede encontrar en normalmente cada tipo de grúa en una serie de entornos industriales.

1. Material: Q235, Q345(16mm)

2. Tratamiento térmico: el endurecimiento y templado, templado de alta frecuencia, carburizing temple y así sucesivamente.

4. Superficie de la ranura sascar $\geq 2\text{mm}$ de profundidad.




La especificación	Tipo de acoplamiento	La capacidad		Max. La altura de elevación		La dimensión(mm)					
		T	M	D1	D2	D3	M	P	S	H	
Ø400*1000	WZL05	5	15	409	510	460	48	16	16	210	
Ø400*1500	WZL05	10	22	409	510	460	50	16	16	210	
Ø500*1500	WZL06	20	16	512	640	580	120	20	20	260	
Ø650*2000	WZL09	32	17	664	810	750	150	24	24	360	
Ø800*2000	WZL10	50	12	816	960	900	350	28	26	420	
Ø800*3600	WZL11	75	20	816	950	890	450	34	30	420	
Ø1000*3500	WZL12	100	20	1020	1200	1100	300	36	34	530	

Nota: Podemos fabricar de acuerdo a sus necesidades.


Tomado de Catálogo - Crane Drum - Henan Shengqi Machinery Group (p. 1)

Anexo 39

Datos comerciales de cable de acero



Cables y Cadenas de Acero de Alta Resistencia




CLASE 6X36

Diámetro		Peso aprox. En kgs. por metro	Resistencia a la ruptura en toneladas Acero Extra Mejorado
mm	pulg.		
6,4	1/4	0,17	3,08
8	5/16	0,27	4,78
9,5	3/8	0,39	6,85
11,5	7/16	0,52	9,25
13	1/2	0,68	12,10
14,5	9/16	0,88	15,20
16	5/8	1,07	18,7
19	3/4	1,55	26,7
22	7/8	2,11	36,1
26	1	2,75	46,9
29	1 1/8	3,48	59,0
32	1 1/4	4,30	72,5
35	1 3/8	5,21	87,1
38	1 1/2	6,19	103,0
42	1 5/8	7,26	120,0
45	1 3/4	8,44	139,0
48	1 7/8	9,67	158,0
52	2	11,00	180,0
54	2 1/8	12,40	200,0
57	2 1/4	13,90	224,0
60	2 3/8	15,50	249,0
64	2 1/2	17,30	274,0
67	2 5/8	19,00	299,0
70	2 3/4	20,80	333,0
74	2 7/8	22,80	361,0
77	3	24,70	389,0
80	3 1/8	26,80	417,0
83	3 1/4	29,00	447,0
86	3 3/8	31,30	487,0
90	3 1/2	33,80	519,0
92	3 5/8	36,20	528,0
95	3 3/4	38,70	585,0
103	4	44,05	665,0

Los Cables que pertenecen a este grupo tienen de 29 hasta 49 alambres por torón. Al contener más alambres por torón son más flexibles que los cables de clase 6 x 7 o 6 x 19. Los cables clase 6 x 37 se recomiendan cuando no existe la posibilidad de abrasión severa, pues al haber más alambres exteriores por torón, estos son más delgados y más vulnerables a la abrasión.

El cable 6 x 36 negro con alma de fibra es ideal para el levante de grúas mástil y viajeras, así como para maniobras en general.

El cable 6 x 36 negro con alma de acero se usa en el lavante de dragas, palas mecánicas y en el montaje y crecimiento de grúas torre. El cable 6 x 36 galvanizado o negro con alma de fibra es usado en las maniobras de los barcos pesqueros.



6 x 36

Tomado de Catálogo – Leon Cables – Cables y Cadenas de Aceros (p. 7)

Anexo 40

Datos comerciales de aparejos con parámetros





LODEKING
HIGH-CAPACITY ELECTRIC WIRE ROPE HOISTS

MODEL COMPARISON

Feature	Capacity (US Tons)							
	15	20	25	30	40	45	50	60
Hoist Lifting Speed (FPM)	30	22	18	15	14	13	14	12
Standard Hoist Motor Hp	30	30	30	30	40	40	50	50
Optional Lifting Speeds Available (FPM)	40, 50, 60	29, 37, 45	24, 30, 36	20, 25, 30	18, 21	16, 20	17	14
Standard Hoist Motor Frame Size (IEC Designations)	180L	180L	180L	180L	200L	200L	225S	225S
Hoist Full Load Amps @ 460V Power	37.2	37.2	37.2	37.2	48	48	58	58
Hoist Inverter Amps @ 460V Power	45	45	45	45	60	60	75	75
Hoist Motor Rpm	1,765	1,765	1,765	1,765	1,780	1,780	1,765	1,765
Hoist Bearing Life (hrs.)	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000
Trolley Traverse (FPM)	100	100	100	100	100	100	100	100
Trolley Motor Hp	1.5 (x2)	1.5 (x2)	2 (x2)	2 (x2)	3 (x2)	3 (x2)	3 (x2)	5 (x2)
Trolley Motor Frame Size	D80	D80	D90L	D90L	215 w/ 184TC Face	215 w/ 184TC Face	215 w/ 184TC Face	215TC
Trolley Full Load Amps @ 460V Power	2.3 (x2)	2.3 (x2)	3.2 (x2)	3.2 (x2)	4.5 (x2)	4.5 (x2)	4.5 (x2)	7 (x2)
Trolley Inverter Amps @ 460V Power	4.8	4.8	9.2	9.2	14.8	14.8	14.8	18.0
Trolley Motor Rpm	3,960	3,960	1,670	1,670	1,725	1,725	1,725	1,725
Trolley Bearing Life (hrs.)	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000
Standard Gauge (in.)	60	60	60	72	78	78	84	84
Standard Lift (ft.)	50	50	33	44	37	30	33	28
Maximum One Wheel Load (lbs.)	9,000	12,000	15,000	18,000	24,000	27,000	30,000	36,000
Trolley Wheel Diameter	200 mm	200 mm	260 mm	260 mm	12 in.	12 in.	12 in.	15 in.
Trolley Wheel Hardness (BHN)	300-350	300-350	300-350	300-350	400-450	400-450	400-450	400-450

Tomado de Catálogo – Yale Hoists – Lodeking Electric Wire Rope Hoists (p. 4)

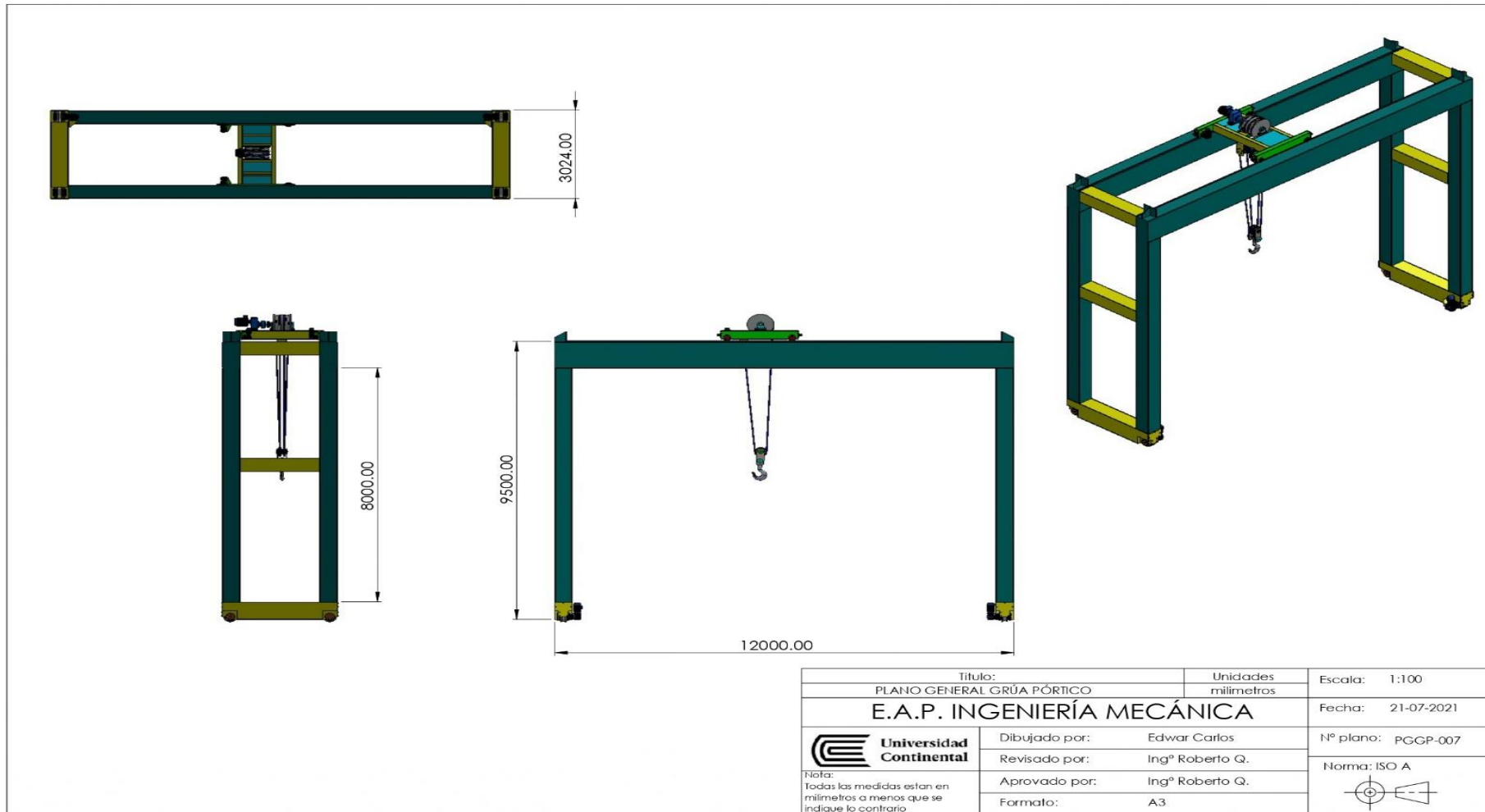
Anexo 41

Precios de los aceros estructurales comerciales ASTM A-36

	ACEROS COMERCIALES SCRL		26/07/2021			
	20100241022 Cotización de Ventas					
Punto TI						
Nro Orden : CT 002-0325809		Fecha : 26/07/2021				
Señores : SMELTING INGENIEROS S.A.C.						
Dirección : MZA. D LOTE. 15 ASC. ARTESANAL E INDUSTRIAL EL MISTI - AREQUIPA / AREQUIPA / ALTO SELVA #						
Atencion :						
Teléfono : /		Correo :				
<i>Item</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Unidad</i>	<i>Descripcion</i>	<i>Moneda</i>	<i>PUnitario</i>	<i>Total</i>
1	1.00	PI	Plancha LAC 3/8"x4x8 (9.0)	S/	1,001.08	1,001.08
2	5.00	PI	Plancha LAC 3/4"x4x8 (19.0)	S/	2,301.59	11,507.95
3	21.00	PI	Plancha LAC 5/8"x4x8 (16.0)	S/	1,938.18	40,701.78
4	2.00	PI	Plancha LAC 1/2"x4x8 (12.0)	S/	1,334.79	2,669.58
5	1.00	PI	Plancha LAC 1/4"x4x8 (5.9)	S/	600.17	600.17
6	60.00	kg	NAZCA PRO 7018 - (3.25mm)	S/	15.28	916.80
7	15.00	kg	NAZCA PLUS 6011 - (3.25mm)	S/	15.41	231.15
<i>Todos los Precios Incluyen I.G.V.</i>						Total : S/ 57,628.51
Peso : 10,698.54 Kg.						
Pago : Contado		<i>Sin otro particular, y a la espera de su amable orden de compra, nos reiteramos,</i>				
Precios : S/ - SOLES		Atentamente :				
Condiciones : Precios Válidos solo por 1 día						
Entrega : -						
Nota : -						
<hr/> ACEROS COMERCIALES SCRL Departamento de Ventas						

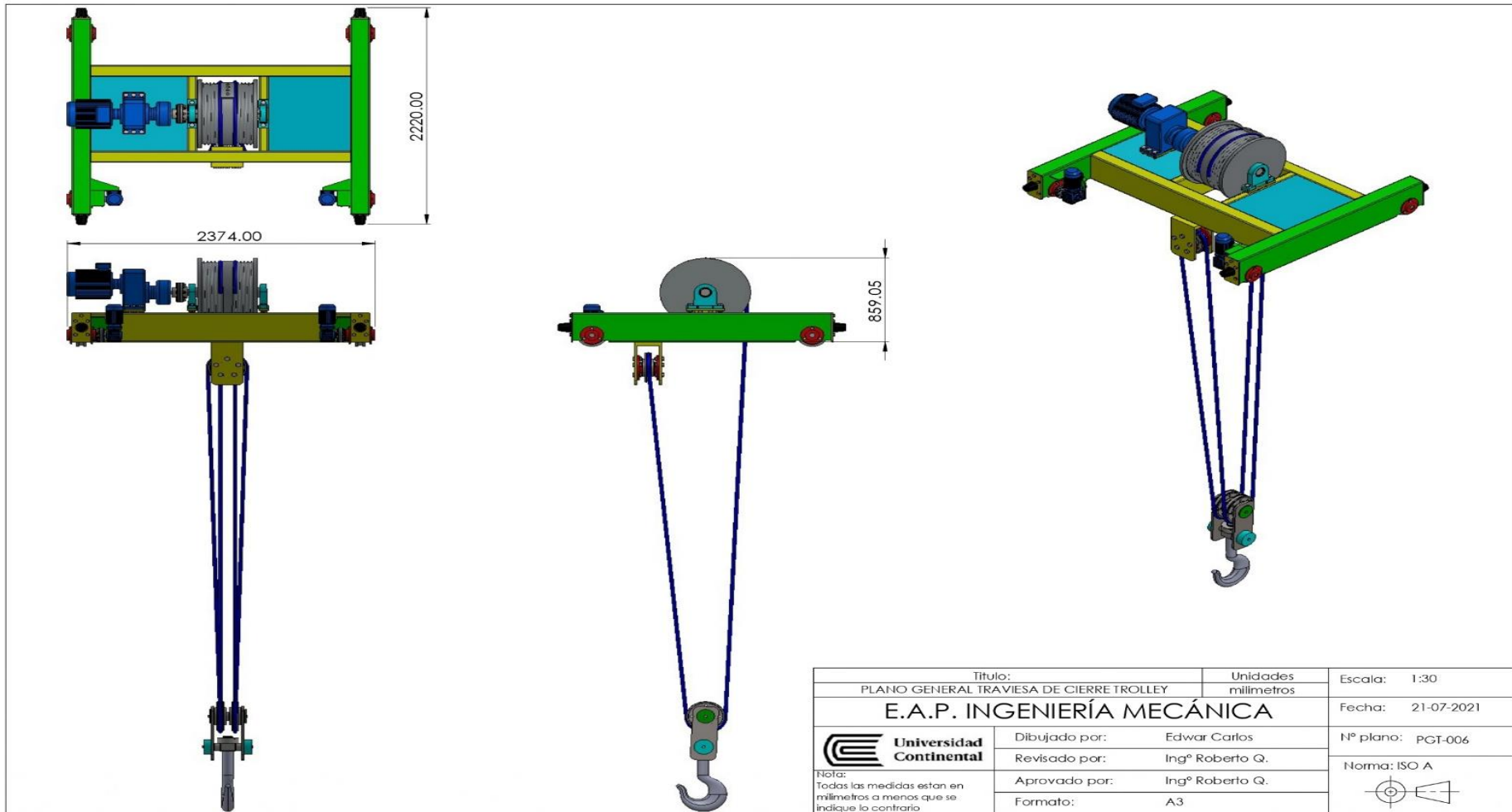
Tomado de la cotización de ventas en la empresa - Aceros Comerciales SCRL

Anexo 42
Plano general grúa pórtico



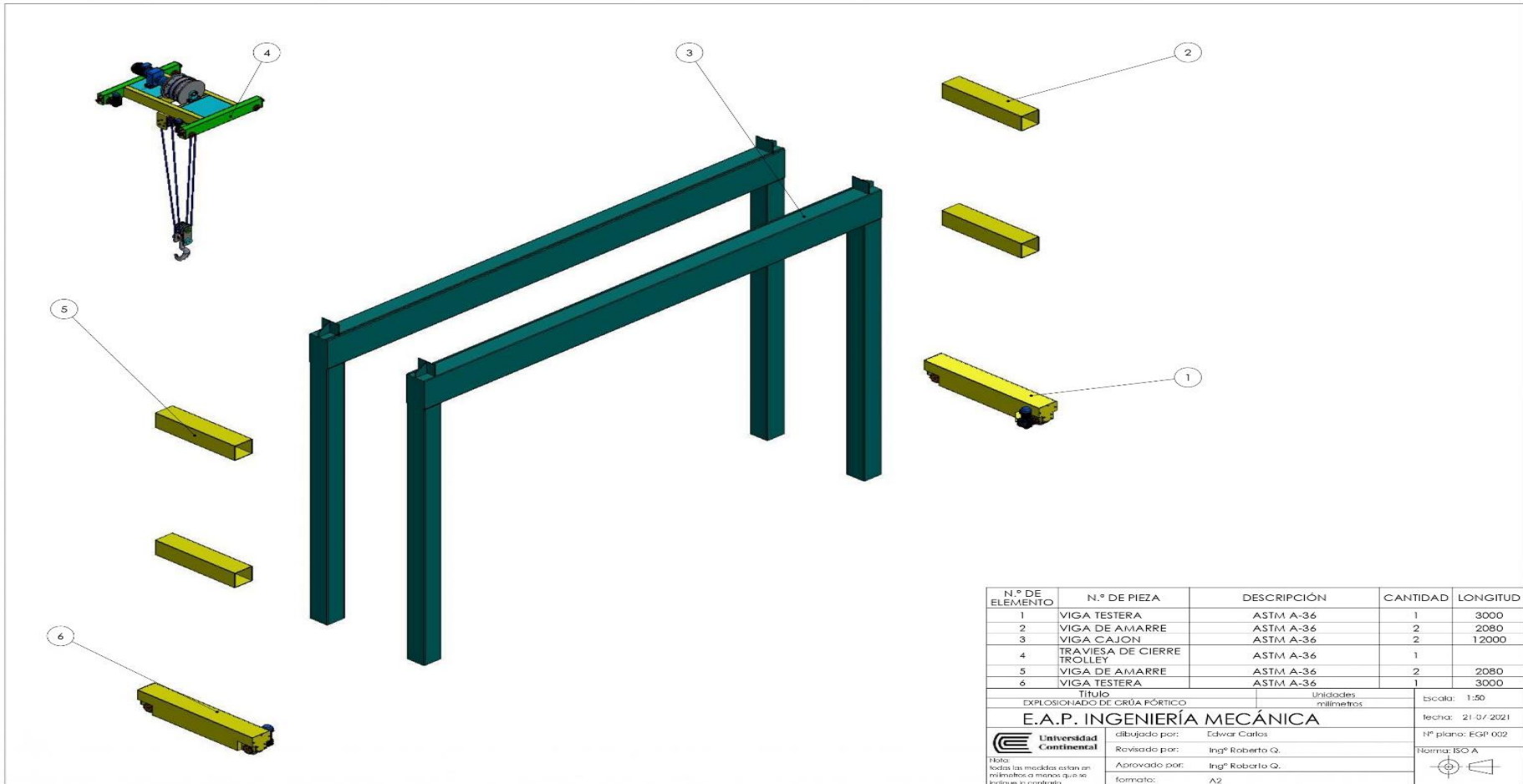
Anexo 43

Plano general de la travesa de cierre *trolley*



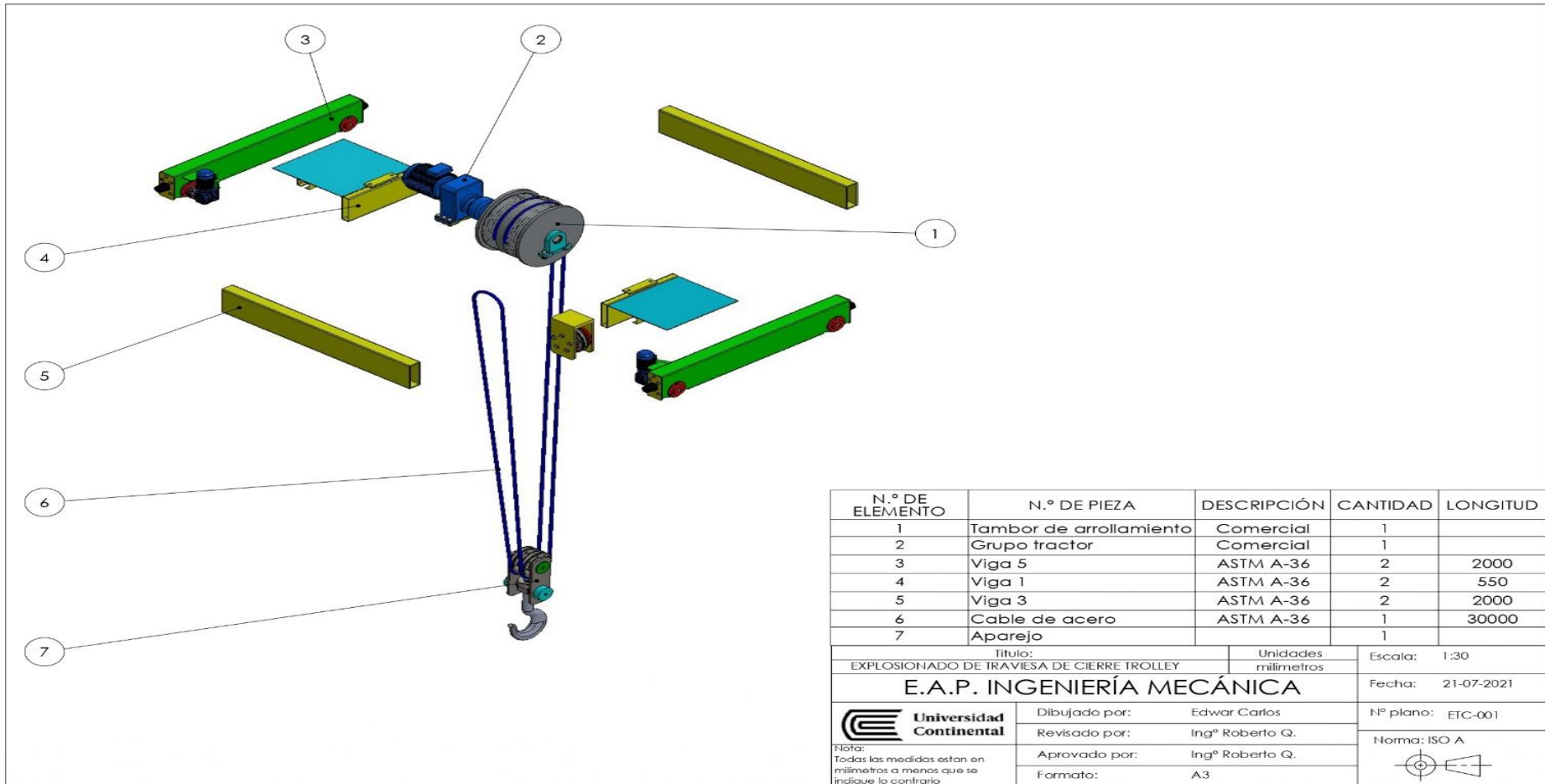
Anexo 44

Plano explosionado de la grúa pórtico



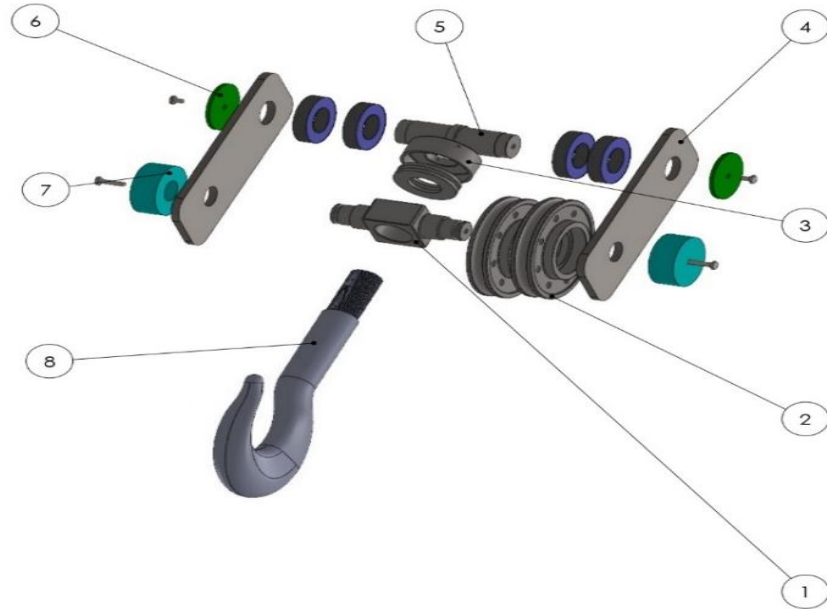
Anexo 45

Plano explosionado de la traviesa de cierre *trolley*




Anexo 46

Plano explosionado del aparejo

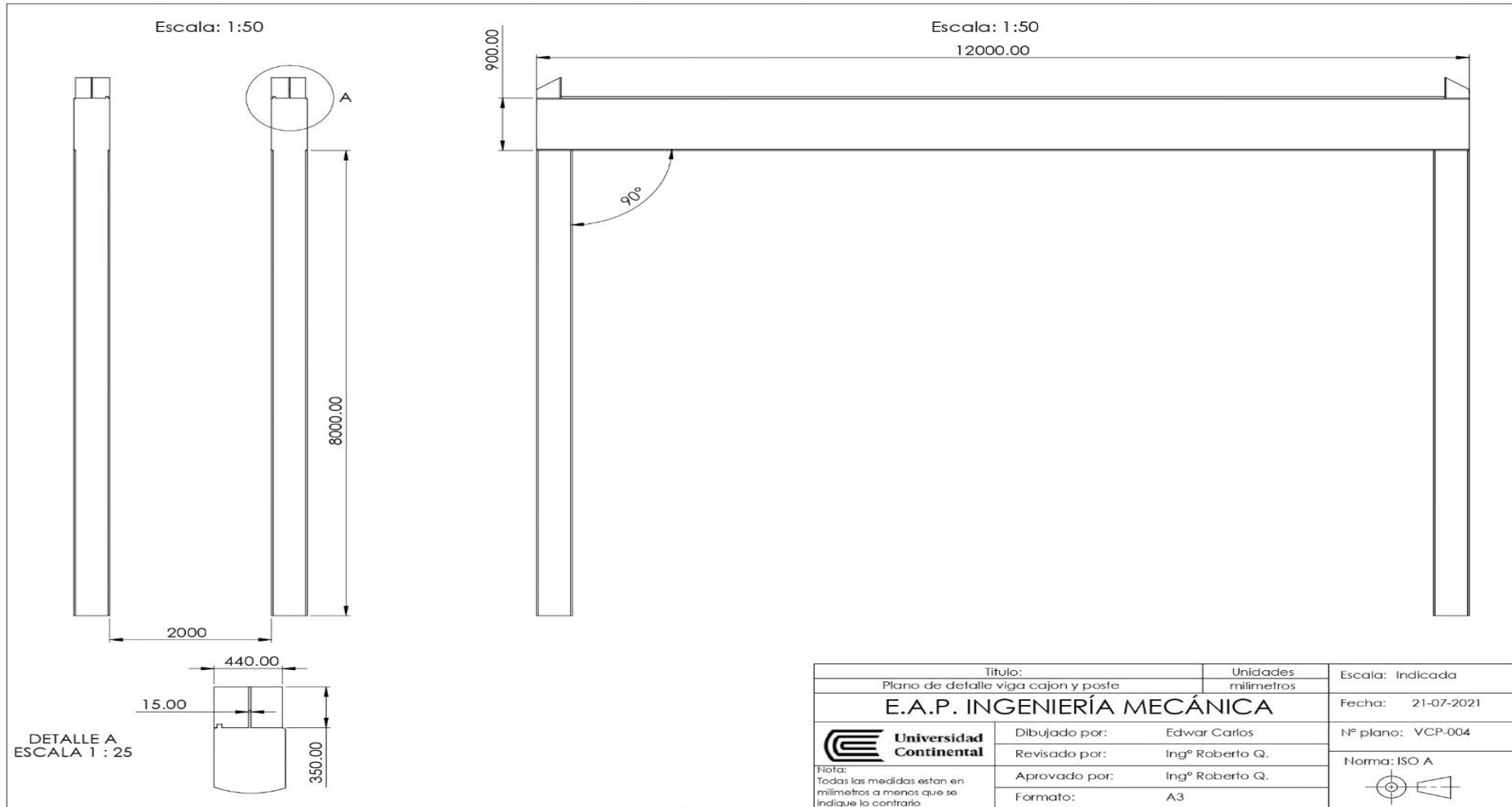


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	TRAVIESA DE GANCHO	ACERO VCN bholer	1
2	POLEA DE APAREJO	COMERCIAL	2
3	TUERCA DE GANCHO	COMERCIAL	1
4	ASEGURAMIENTO DE GANCHO Y POLEA	ACERO SAE 1045	2
5	TRAVIESA DE POLEA	ACERO VCN bholer	1
6	TAPA DE SUJECION DE TRAVIESA DE POLEAS	COMERCIAL	2
7	TAPA DE SUJECION DE TRAVIESA DE GANCHO	COMERCIAL	2
8	GANCHO DE CARGA	COMERCIAL	1

Título: EXPLOSIONADO DE APAREJO		Unidades milímetros	Escala: 1:10
E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA			Fecha: 21-07-2021
 Nota: Todas las medidas estan en milímetros a menos que se indique lo contrario.	Dibujado por: Edwar Carlos	Nº plano: EA-005	
	Revisado por: Ingº Roberto Q.		Norma: ISO A
	Aprobado por: Ingº Roberto Q.		
	Formato: A3		

Anexo 47

Plano de detalle viga cajón y poste



Anexo 48

Plano de ensamble de la grúa pórtico

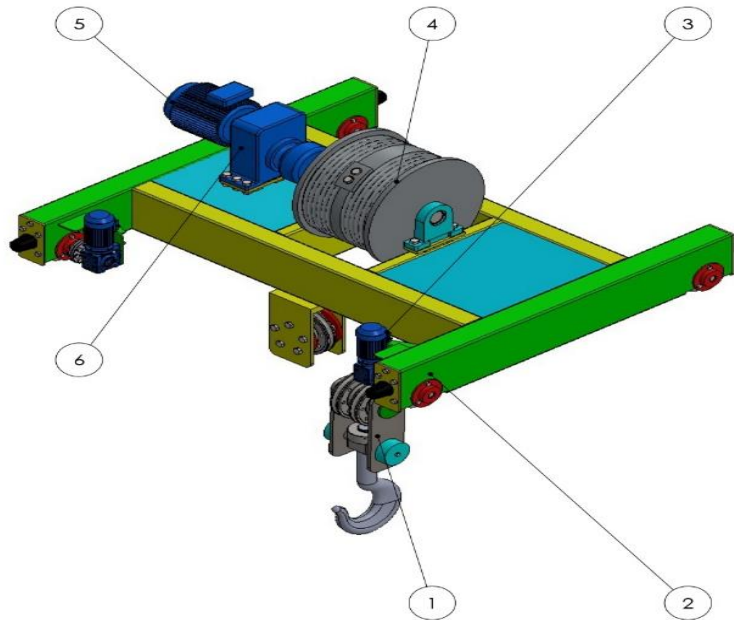
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	CANTIDAD	LONGITUD
1	Paquete de rodadura derecho		comercial	1	3000
2	Poste derecho	Material ASTM A-36	VCP-004	2	8000
3	Viga cajon	Material ASTM A-36	VCP-004	2	12000
4	traviesa de cierre trolley	Material ASTM A-36	ETT-001	1	
5	Cable		Comercial	1	30000
6	Aparejo		EA-003	1	
7	Poste izquierdo	Material ASTM A-36	VCP-004	2	8000
8	Paquete de rodadura izquierdo		comercial	1	3000

Título Plano de ensamble de grúa pórtico		Unidades milímetros	Escala: 1:50
E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA			fecha: 21-07-2021
dibujado por: Edwar Carlos	Revisado por: Ing° Roberto Q.		Nº plano: PFC-001
Aprobado por: Ing° Roberto Q.	formato: A2		Norma: ISO A

Nota: todas las medidas están en milímetros si menos que se indique lo contrario.

Anexo 49

Plano de ensamble de la traviesa de cierre

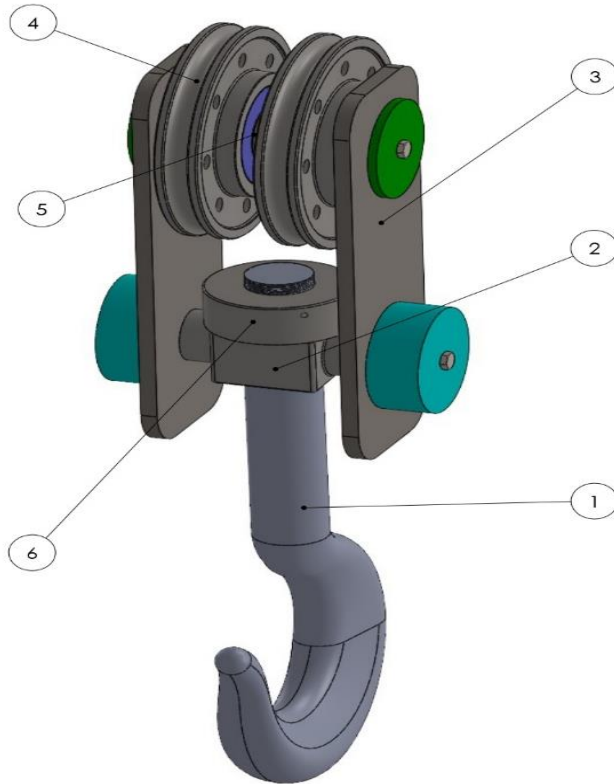



Nº ELEMENTO	NOMBRE DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	CANTIDAD
1	Aparejo		EA-003	1
2	estructura	ASTM A-36	ETT-002	1
3	motorreductor		Comercial	2
4	tambor de arrollamiento	Acero st37	Comercial	1
5	motor de elevacion		Comercial	1
6	reductor y freno		Comercial	1

Titulo: PLANO DE ENSAMBLE TRAVIESA DE CIERRE TROLLEY		Unidades milímetros	Escala: 1:20
E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA			Fecha: 21-07-2021
 Universidad Continental <small>Nota: Todas las medidas estan en milímetros a menos que se indique lo contrario.</small>	Dibujado por: Edwar Carlos	Nº plano: ETT-001	
	Revisado por: Ingº Roberto Q.	Norma: ISO A 	
	Aprobado por: Ingº Roberto Q.		
Formato: A3			

Anexo 50

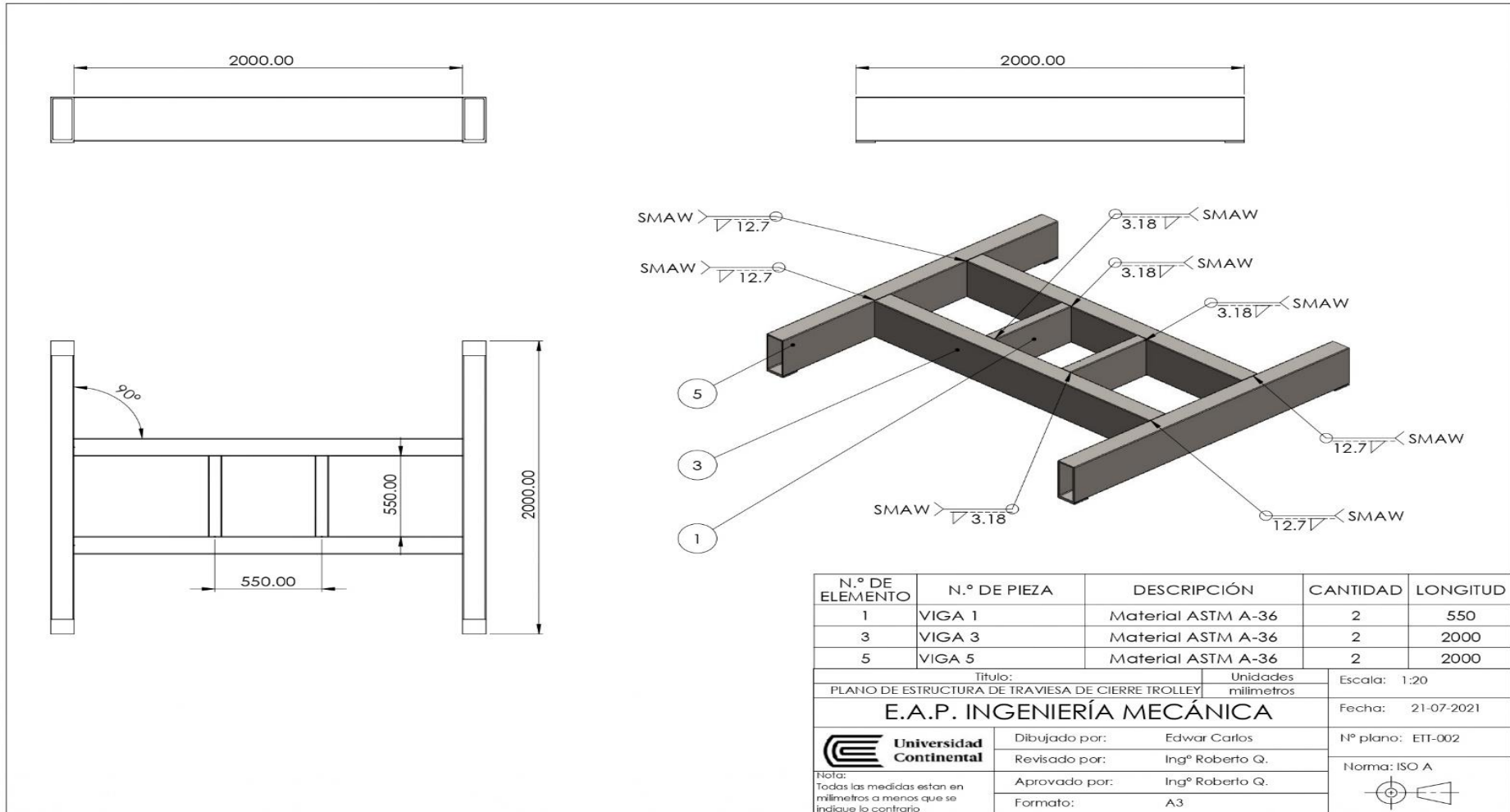
Plano de ensamble del aparejo



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	CANTIDAD
1	Gancho de izaje	Acero Ste 355	Comercial	1
2	Traviesa de gancho	acero VCN bholer	TG-001	1
3	Aseguramiento de gancho y polea	Acero Sae 1045	AGP-003	2
4	Polea de aparejo	acero Ste 355	comercial	1
5	Traviesa de poleas	acero VCN bholer	TG-002	1
6	Tuerca de aseguramiento de gancho	Acero Sae 1045	Comercial	1
Título: ENSAMBLE DE APAREJO			Unidades milímetros	Escala: 1:5
E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA			Fecha: 21-07-2021	
 Universidad Continental <small>Nota: Todas las medidas estan en milímetros a menos que se indique lo contrario</small>	Dibujado por:	Edwar Carlos	Nº plano: EA-003	
	Revisado por:	Ingº Roberto Q.		
	Aprobado por:	Ingº Roberto Q.		
Formato:	A3	Norma: ISO A		
				

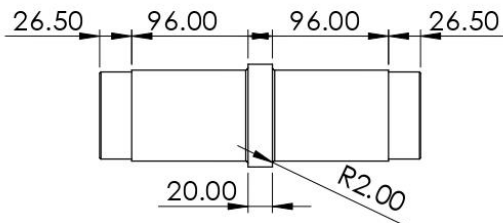
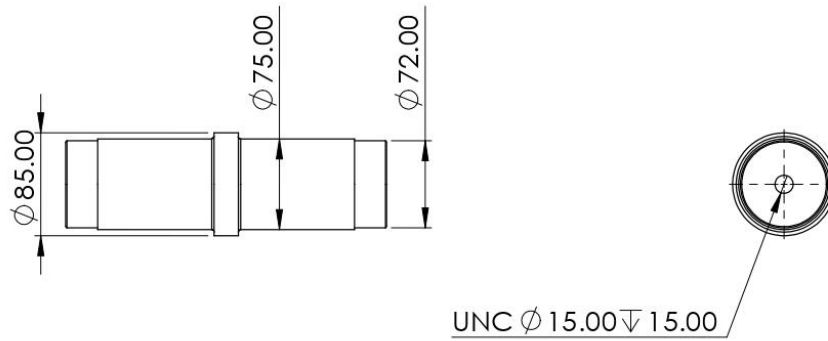
Anexo 51

Plano de la estructura de la traviesa de cierre *trolley*



Anexo 52

Plano de detalle de la traviesa de polea



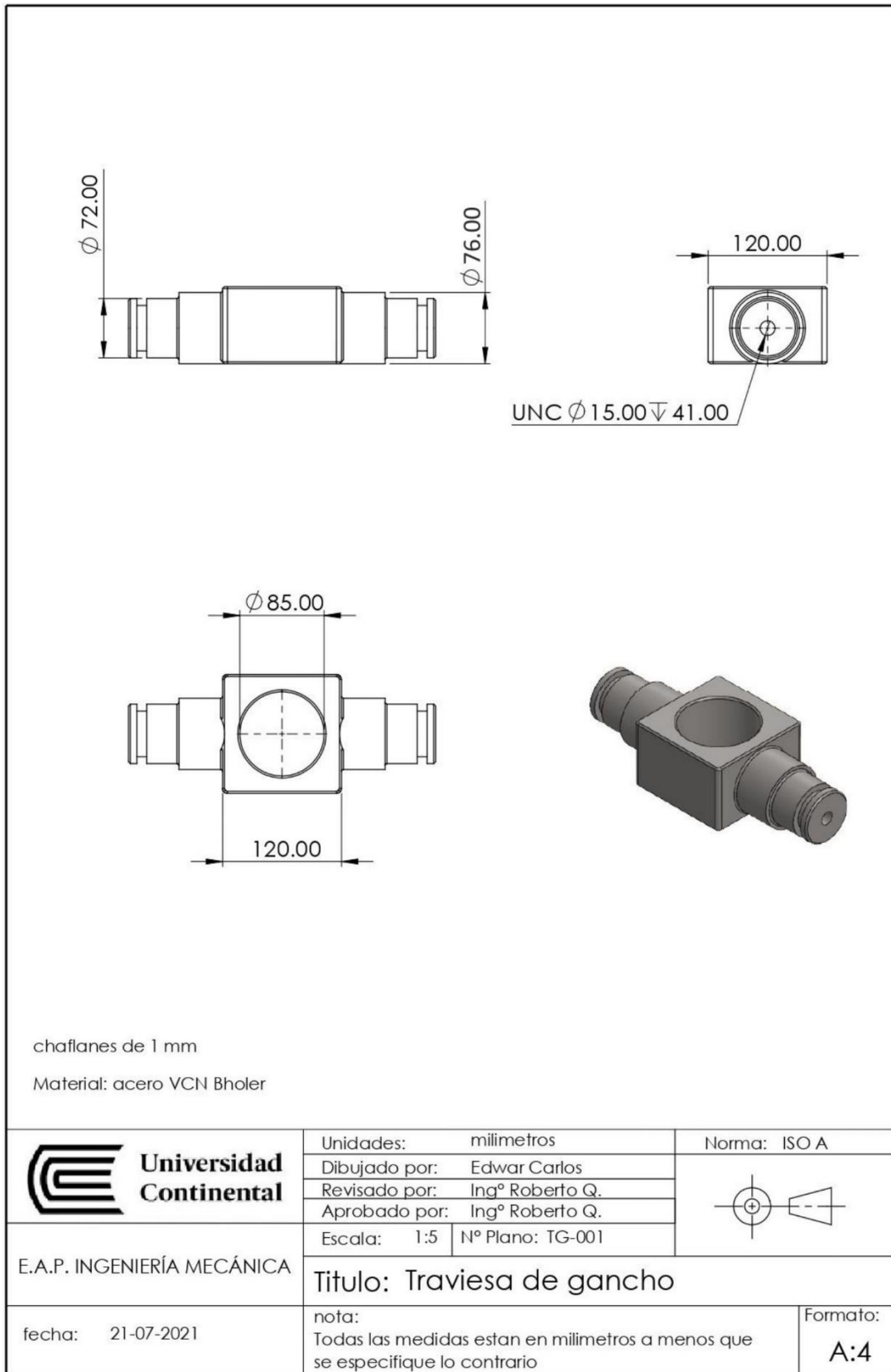
chafilanes de 1 mm

Material: acero VCN Bholer

 Universidad Continental	Unidades: milímetros	Norma: ISO A
	Dibujado por: Edwar Carlos	
	Revisado por: Ing° Roberto Q.	
E.A.P. INGENIERÍA MECÁNICA	Aprobado por: Ing° Roberto Q.	Escala: 1:5 N° Plano: TP-002
	Título: Traviesa de Polea	
fecha: 21-07-2021	nota: Todas las medidas estan en milímetros a menos que se especifique lo contrario	Formato: A:4

Anexo 53

Plano de detalle de la traviesa de cierre



Anexo 54

Plano de detalle aseguramiento de gancho y polea

