Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE PUENTE GRÚA TIPO SEMI PÓRTICO DE 12 TONELADAS PARA TECNOMECÁNICA DE GUATEMALA S.A.

Alejandro Lemus Mittelstaedt
Asesorado por el Ing. Carlos Aníbal Chicojay Coloma

Guatemala, marzo de 2024

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA

FACULTAD DE INGENIERÍA

DISEÑO DE PUENTE GRÚA TIPO SEMI PÓRTICO DE 12 TONELADAS PARA TECNOMECÁNICA DE GUATEMALA S.A.

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA
POR

ALEJANDRO LEMUS MITTELSTAEDT
ASESORADO POR EL ING. CARLOS ANÍBAL CHICOJAY COLOMA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, MARZO DE 2024

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA

FACULTAD DE INGENIERÍA

NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. José Francisco Gómez Rivera (a. i.)
VOCAL II	Ing. Mario Renato Escobedo Martínez
VOCAL III	Ing. José Milton de León Bran
VOCAL IV	Ing. Kevin Vladimir Cruz Lorente
VOCAL V	Ing. Fernando José Paz González
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANA	Inga. Aurelia Anabela Cordova Estrada
EXAMINADOR	Ing. Luis Alfredo Asturias Zúñiga
EXAMINADOR	Ing. Milton Alexander Fuentes Orozco
EXAMINADOR	Ing. Carlos Snell Chicol Morales
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

Guatemala, 12 de octubre de 2023
REF.EPS.DOC.12.10.2023

Ingeniero
Oscar Argueta Hernández
Director Unidad de EPS
Facultad de Ingeniería
Presente

Estimado Ing. Argueta Hernández:

Por este medio atentamente le informo que como Asesor-Supervisor de la Práctica del Ejercicio Profesional Supervisado, (E.P.S.) del estudiante universitario de la Carrera de Ingeniería Mecánica, **ALEJANDRO LEMUS MITTELSTAEDT, Registro Académico No. 201800595,** procedí a revisar el informe final, cuyo título es: **DISEÑO DE PUENTE GRÚA TIPO SEMI PÓRTICO DE 12 TONELADAS PARA TECNOMECÁNICA DE GUATEMALA S.A**

En tal virtud, **LO DOY POR APROBADO,** solicitándole darle el trámite respectivo.

Sin otro particular, me es grato suscribirme.

Atentamente,

"Id y Enseñad a Todos"

Ing. Carlos Aníbal Chicojay Coloma
Asesor-Supervisor de EPS
Área de Ingeniería Mecánica

Universidad de San Carlos de Guatemala
Ing. Carlos Aníbal Chicojay Coloma
ASESOR - SUPERVISOR DE EPS
Unidad de Prácticas de Ingeniería y EPS
Facultad de Ingeniería

NISZ/ns

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA

FACULTAD DE INGENIERÍA

UNIDAD DE EPS

Guatemala 7 de noviembre de 2023.
REF.EPS. D.503.11.23

Ing. Gilberto Enrique Morales Baiza
Director de Escuela de Ingeniería Mecánica
Facultad de Ingeniería
Presente

Por este medio atentamente le envío el informe final correspondiente a la práctica del Ejercicio Profesional Supervisado, (E.P.S.) titulado, **DISEÑO DE PUENTE GRÚA TIPO SEMI PÓRTICO DE 12 TONELADAS PARA TECNOMECÁNICA DE GUATEMALA S.A**

que fue desarrollado por el estudiante universitario, **Alejandro Lemus Mittelstaedt,** quien fue debidamente asesorado y supervisado por el Ing. Carlos Aníbal Chicojay Coloma.

Por lo que habiendo cumplido con los objetivos y requisitos de ley del referido trabajo y existiendo la aprobación del mismo por parte del Asesor-Supervisor de EPS, en mi calidad de Director, apruebo su contenido solicitándole darle el trámite respectivo.

Sin otro particular, me es grato suscribirme.

Atentamente,

"Id y Enseñad a Todos"

Universidad de San Carlos de Guatemala
DIRECCIÓN
Unidad de Prácticas de Ingeniería y EPS
Facultad de Ingeniería

Ing. Oscar Argueta Hernández
Director Unidad de EPS

Facultad de Ingeniera
Escuela de Ingeniería Mecánica

Ref.EIM.077.2023

El Revisor de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer el dictamen del Asesor-Supervisor y del Director de la Unidad de EPS, al trabajo de graduación titulado: **DISEÑO DE PUENTE GRÚA TIPO SEMI PÓRTICO DE 12 TONELADAS PARA TECNOMECÁNICA DE GUATEMALA S.A** del estudiante **Alejandro Lemus Mittelstaedt**, **CUI 3005390370101, registro académico 201800595** y habiendo realizado la revisión de Escuela, se autoriza para que continúe su trámite en la oficina de Lingüística, Unidad de Planificación.

"Id y enseñad a todos"

Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez
Revisor – Área Complementaria
Escuela de Ingeniería Mecánica

Guatemala, noviembre de 2023
/aej

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA

FACULTAD DE INGENIERÍA

SIST.LNG.DIRECTOR.2.EIM.2024

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer el dictamen del Asesor, el visto bueno del Coordinador de área, al trabajo de graduación titulado: **DISEÑO DE PUENTE GRÚA TIPO SEMI PÓRTICO DE 12 TONELADAS PARA TECNOMECANICA DE GUATEMALA SA**, presentado por: **Alejandro Lemus Mittelstaedt**, procedo con el Aval del mismo, ya que cumple con los requisitos normados por la Facultad de Ingeniería.

"ID Y ENSEÑAD A TODOS"

Ingeniero Gilberto Enrique Morales Baiza
Director
Escuela de Ingeniería Mecánica

Guatemala, febrero de 2024

USAC
TRICENTENARIA
Universidad de San Carlos de Guatemala

Decanato
Facultad e Ingeniería
24189101- 24189102

LNG.DECANATO.OIE.136.2024

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, al Trabajo de Graduación titulado: **DISEÑO DE PUENTE GRÚA TIPO SEMI PÓRTICO DE 12 TONELADAS PARA TECNOMECANICA DE GUATEMALA S.A.**, presentado por: **Alejandro Lemus Mittelstaedt** después de haber culminado las revisiones previas bajo la responsabilidad de las instancias correspondientes, autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE:

Firmado electrónicamente por: José Francisco Goméz Rivera
Motivo: Orden de impresión
Fecha: 06/03/2024 08:55:36
Lugar: Facultad de Ingeniería, USAC.

Ing. José Francisco Gómez Rivera
Decano a.i.

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
DECANO a.i.
Facultad de Ingeniería

Guatemala, marzo de 2024

Para verificar validez de documento ingrese a https://www.ingenieria.usac.edu.gt/firma-electronica/consultar-documento

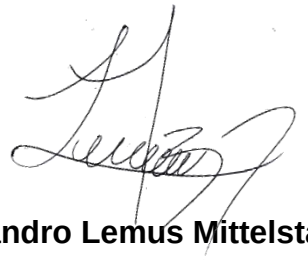
Tipo de documento: Correlativo para orden de impresión Año: 2024 Correlativo: 136 CUI: 3005390370101

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

En cumplimiento con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

DISEÑO DE PUENTE GRÚA TIPO SEMI PÓRTICO DE 12 TONELADAS PARA TECNOMECÁNICA DE GUATEMALA S.A.

Tema que me fuera asignado por la dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha 13 de septiembre de 2023.



Alejandro Lemus Mittelstaedt

ACTO QUE DEDICO A:

Mis padres	Allyson Mittelstaedt y René Lemus, por sus consejos, amor y apoyo incondicional.
Mi hermano	Nicolás Lemus, por su apoyo, compañía y amistad.
Mi abuela	Iris Román (q. e. p. d.), por todas sus enseñanzas, amor y cariño.
Mis amigos	José Escobar, Ángel López, Luis Morales y Byron Estrada, por su apoyo y amistad.

AGRADECIMIENTOS A:

Universidad de San Carlos de Guatemala	Por haberme formado como ser humano y darme la oportunidad de superarme académicamente.
Facultad de Ingeniería	Por ser fuente de profesionales al servicio de las personas, por su aporte en mi formación.
Mi familia	Por su apoyo y ser constantemente influyentes en mis metas.
Tecnomecánica de Guatemala S.A.	Por el apoyo recibido en el desarrollo de este proyecto y contribuir en mi desarrollo profesional.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES IX
LISTA DE SÍMBOLOS XIII
GLOSARIO XV
RESUMEN XVII
JUSTIFICACIÓN XXI
OBJETIVOS XXIII
INTRODUCCIÓN XXV

1. INFORMACIÓN GENERAL 1
1.1. Aspectos generales 1
1.2. Información básica del proyecto 2
1.3. Funda}mentación teórica 3
1.3.1. Grúas 3
1.3.1.1. Tipología de grúas 5
1.3.1.1.1. Grúas transportables 6
1.3.1.1.2. Grúas fijas 7
1.3.1.1.3. Puente grúa 9
1.3.2. Puente grúa 10
1.3.2.1. Grúa puente 11
1.3.2.2. Grúa pórtico 12
1.3.2.3. Grúa semipórtico 13
1.3.2.4. Grúa ménsula 14
1.3.3. Clasificación según el número de vigas principales 14
1.3.3.1. Monorrail 15

1.3.3.2. Birrail 16
1.3.4. Grados de libertad 17
1.3.4.1. Traslación longitudinal 18
1.3.4.2. Traslación transversal 18
1.3.4.3. Traslación vertical 18
1.3.5. Partes y mecanismos principales 18
1.3.5.1. Viga principal 19
1.3.5.2. Trolley 19
1.3.5.3. Testeros 19
1.3.5.4. Pista de rodadura 20
1.3.5.5. Vigas carrileras 20
1.3.5.6. Columnas 20
1.3.5.7. Mecanismo traslación de la estructura ... 21
1.3.5.8. Mecanismo traslación del trolley 21
1.3.5.9. Mecanismo de elevación 21
1.3.6. CMAA 70 22
1.3.7. Clase de servicio 22
1.3.7.1. Clases de carga 22
1.3.7.2. Ciclos de carga 24
1.3.7.3. Clase de servicio 25
1.3.7.3.1. Clase A (servicio listo a usarse o infrecuente): 25
1.3.7.3.2. Clase B (servicio liviano) 25
1.3.7.3.3. Clase C (servicio moderado) 26
1.3.7.3.4. Clase D (servicio pesado) ... 26
1.3.7.3.5. Clase E (servicio severo) 26
1.3.7.3.6. Clase F (servicio severo continuo) 27

1.3.8. Aceleración y velocidades de elevación y traslación 28
1.3.9. Cargas 30
1.3.9.1. Cargas 32
1.3.9.1.1. Carga muerta (DL=*dead load*) 32
1.3.9.1.2. Carga del trolley (TL=Trolley *load*) 32
1.3.9.1.3. Carga izada (LL=*lifted load*) 32
1.3.9.1.4. Fuerzas de inercia vertical (VIF=*vertical inertia forces*) 33
1.3.9.1.5. Fuerzas de inercia de unidades motrices (IFD=*inertia forces from drivers*) 34
1.3.9.1.6. Carga de viento de operación (WLO=*operating wind load*) 34
1.3.9.1.7. Cargas de oblicuidad (SK=*Skewing*) 35
1.3.9.1.8. Cargas de viento acumulado (WLS=*stored wind load*) 35
1.3.9.1.9. Fuerzas de colisión (CF=*collision forces*) 36
1.3.9.2. Fuerzas y momentos torsionales 36

1.3.9.3. Combinación de cargas 37
1.3.10. Resistencia de materiales 38
1.3.10.1. Métodos de diseño 39
1.3.10.1.1. Diseño por esfuerzos permisibles (ASD) 40
1.3.10.1.2. Diseño con factores de carga y resistencia 41
1.3.10.2. Esfuerzos y deformaciones 42
1.3.10.2.1. Esfuerzo 42
1.3.10.2.2. Esfuerzo normal 45
1.3.10.2.3. Esfuerzo cortante 46
1.3.10.2.4. Esfuerzo de aplastamiento 47
1.3.10.2.5. Esfuerzo de torsión 50
1.3.10.2.6. Esfuerzo de flexión 53
1.3.10.2.7. Deformación 56
1.3.10.2.8. Pandeo 59
1.3.10.2.9. Factor de seguridad 66
1.3.10.2.10. Principio de superposición 67
1.3.10.3. Esfuerzos admisibles 68

2. FASE DE INVESTIGACIÓN 71
2.1. Condiciones de operación actuales 71
2.1.1. Planteamiento del problema 71
2.1.1.1. Antecedentes 72
2.1.1.2. Justificación 73
2.1.1.3. Alcance 73
2.2. Estudio de cargas izadas 73
2.2.1. Clase de carga 74

2.2.2. Ciclos de carga 76
2.2.3. Clase de servicio 76
2.3. Requerimientos de diseño 77
2.3.1. Necesidades 77
2.3.2. Limitantes 78
2.3.3. Equipos disponibles 78
2.3.3.1. Trolley 79

3. FASE TÉCNICO PROFESIONAL 81
3.1. Cargas de diseño 81
3.1.1. Cargas principales 81
3.1.1.1. Carga muerta (DL=*dead load*) 81
3.1.1.2. Carga del Trolley (TL=Trolley *load*) 83
3.1.1.3. Carga izada (LL=*lifted load*) 83
3.1.1.4. Fuerzas de inercia vertical (VIF=*vertical inertia forces*) 84
3.1.1.4.1. Factor de carga muerta (DLF=*dead load factor*) 85
3.1.1.4.2. Factor de carga izada (HLF=*hoist load factor*) 86
3.1.1.5. Fuerzas de inercia de unidades motrices (IFD=*inertia forces from drivers*) 87
3.1.2. Cargas adicionales 90
3.1.2.1. Carga de viento de operación (WLO=*operating wind load*) 90
3.1.2.2. Cargas de oblicuidad (SK=*skewing*) 91
3.2. Propiedades del material 92
3.3. Cálculo y dimensionamiento 94

3.3.1. Vigas principales 94
3.3.1.1. Proporciones geométricas 95
3.3.1.2. Sección propuesta 97
3.3.1.2.1. Propiedades geométricas 99
3.3.1.3. Esfuerzos 103
3.3.1.3.1. Plano X-Z 104
3.3.1.3.2. Plano X-Y 116
3.3.1.3.3. Esfuerzo normal 125
3.3.1.3.4. Esfuerzo cortante 130
3.3.1.4. Deflexión 136
3.3.1.4.1. Deflexión en Z 136
3.3.1.5. Esfuerzos combinados 141
3.3.1.6. Rigidizadores 142
3.3.1.6.1. Rigidizadores transversales o diafragmas 142
3.3.1.6.2. Rigidizadores longitudinales 146
3.3.1.7. Pandeo local 149
3.3.2. Viga carrilera 158
3.3.2.1. Cargas 158
3.3.2.2. Selección del perfil 164
3.3.2.3. Evaluación 166
3.3.2.3.1. Cargas en Z 166
3.3.2.3.2. Cargas en Y 171
3.3.2.3.3. Esfuerzos normales 175
3.3.2.3.4. Deflexión 177
3.3.3. Columnas 179
3.3.3.1. Cargas 179

3.3.3.2. Selección del perfil 184
3.3.3.3. Evaluación 186

4. FASE DOCENTE 189
4.1. Seguridad industrial y prevención de accidentes 189
4.1.1. Condición insegura 191
4.1.2. Acto inseguro 192
4.1.3. Incidente 192
4.1.4. Accidente 192
4.2. Capacitación seguridad industrial y prevención de accidentes 192
4.2.1. Seguridad industrial 193
4.2.1.1. Principales causas de accidentes 193
4.2.2. Prevención de accidentes 193
4.2.3. Puente grúa 194
4.2.3.1. Riesgos 195
4.2.3.2. Dispositivos de seguridad 195
4.2.3.3. Principios generales 196
4.2.3.4. Izaje de cargas 197
4.2.3.4.1. Elementos de izaje 197
4.2.3.4.2. Eslingado 198

CONCLUSIONES 201
RECOMENDACIONES 203
REFERENCIAS 205
APÉNDICES 209
ANEXOS 215

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

Figura 1. Grúa móvil (sobre orugas) 6
Figura 2. Grúa torre 8
Figura 3. Grúa de brazo giratorio (pedestal) 9
Figura 4. Puente grúa (transportador de contenedores) 10
Figura 5. Grúa puente (mono puente) 11
Figura 6. Grúa pórtico (Goliath) 12
Figura 7. Puente grúa semipórtico 13
Figura 8. Grúa ménsula 14
Figura 9. Puente grúa monorrail 15
Figura 10. Puente grúa birrail 16
Figura 11. Grados de libertad 17
Figura 12. Esfuerzo normal promedio 43
Figura 13. Concentración de esfuerzos 44
Figura 14. Esfuerzo normal 46
Figura 15. Esfuerzo cortante promedio 47
Figura 16. Esfuerzo de aplastamiento 48
Figura 17. Área proyectada esfuerzo de aplastamiento 49
Figura 18. Distribución de esfuerzo de aplastamiento en placa y Pin 49
Figura 19. Esfuerzo de torsión 51
Figura 20. Deformación por torsión 53
Figura 21. Convención de signos momento flexionante 54
Figura 22. Distribución de la deformación unitaria por flexión 54
Figura 23. Deformación debido a flexión 56

Figura 24. Deformación unitaria 57
Figura 25. Pandeo de estructuras 60
Figura 26. Diagrama de cuerpo libre columnas 61
Figura 27. Longitud efectiva 64
Figura 28. Longitud efectiva para diversas condiciones de apoyo 65
Figura 29. Superposición 68
Figura 30. Nave industrial A, instalaciones de Tecnomecánica de Guatemala S.A. 71
Figura 31. Distribución espacial y delimitación de área 78
Figura 32. Representación ilustrativa Trolley 80
Figura 33. Carga en Kg/m para vigas de puente grúa 82
Figura 34. Sección transversal vigas principales 98
Figura 35. DCL fuerzas en Z 104
Figura 36. Diagrama preliminar momento flector y cortante viga principal. . 105
Figura 37. DCL cargas en Z (X) 108
Figura 38. Momento flector máximo debido a cargas en Z 111
Figura 39. Diagrama de momento flector y cortante viga principal (momento máximo FZ) 113
Figura 40. Diagrama de momento flector y cortante viga principal (cortante máximo FZ) 116
Figura 41. DCL cargas en Y 116
Figura 42. Momento flector máximo debido a cargas en Y 120
Figura 43. Diagrama de momento flector y cortante viga principal (momento máximo FY) 122
Figura 44. Diagrama de momento flector y cortante viga principal (cortante máximo FY) 125
Figura 45. DCL cargas en Z (deflexión) 137
Figura 46. Rigidizador longitudinal (angular) 147
Figura 47. Propiedades geométricas angular L1 1/2"x3/16" 148

Figura 48. DCL preliminar cargas en Z Viga carrilera 159
Figura 49. Momento flector máximo preliminar debido a cargas en Z viga carrilera 162
Figura 50. Diagrama de momento flector y cortante preliminar viga carrilera 164
Figura 51. Propiedades perfil W12x87 165
Figura 52. DCL cargas en Z viga carrilera 167
Figura 53. Momento flector máximo debido a cargas en Z viga carrilera 169
Figura 54. Diagrama de momento flector y cortante viga carrilera (momento máximo FZ) 171
Figura 55. DCL cargas en Y viga carrilera 171
Figura 56. Diagrama de momento flector y cortante viga carrilera (momento máximo FY) 175
Figura 57. Deflexión máxima viga carrilera debido a cargas en Z 177
Figura 58. Deflexión máxima viga carrilera debido a cargas en Y 178
Figura 59. Caso 1 evaluación de cargas en columna 180
Figura 60. Caso 2 evaluación de cargas en columna 180
Figura 61. Propiedades perfil cuadrado 150x150x6.3 185
Figura 62. Capacitación sobre seguridad industrial y prevención de accidentes 1 199
Figura 63. Capacitación sobre seguridad industrial y prevención de accidentes 2 200

TABLAS

Tabla 1. Clase de carga y factor de carga efectiva promedio (K) 24
Tabla 2. Clasificación según clase de servicio 27
Tabla 3. Velocidades de operación sugeridas en pies sobre minuto [ft/m] 28
Tabla 4. Rangos típicos de aceleración [ft/s^2] para motores AC y DC 30
Tabla 5. Esfuerzos admisibles según nivel de esfuerzo y caso 69
Tabla 6. Estudio de cargas 74
Tabla 7. Razón de carga y probabilidad de carga 75
Tabla 8. Ficha técnica Trolley 79
Tabla 9. Propiedades ASTM A-36 93
Tabla 10. Esfuerzos admisibles [Mpa] según nivel de esfuerzo y caso 94
Tabla 11. Dimensiones sección transversal vigas principales 98
Tabla 12. Cargas verticales plano X-Z 108
Tabla 13. Cargas horizontales plano X-Y 117
Tabla 14. Cargas normales al plano X 126
Tabla 15. Momento flector vigas principales 128
Tabla 16. Esfuerzos generados por momento flector en vigas principales 128
Tabla 17. Carga cortante vigas principales 131
Tabla 18. Esfuerzo cortante vigas principales 132
Tabla 19. Cargas sobre la viga carrilera (Z) 160
Tabla 20. Propiedades perfil W12x87 166
Tabla 21. Cargas sobre la viga carrilera en Z 167
Tabla 22. Cargas sobre la viga carrilera en Y 172
Tabla 23. Propiedades sección cuadrada 150x150x6.3 186

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado
H	Altura
A	Ancho
A	Área
b	Base
P	Cara puntual
V	Carga cortante
ϵ	Deformación unitaria
δ	Deformación unitaria
X	Eje de coordenadas cartesianas
Y	Eje de coordenadas cartesianas
Z	Eje de coordenadas cartesianas
x	Eje de coordenadas cartesianas
y	Eje de coordenadas cartesianas
z	Eje de coordenadas cartesianas
σ	Esfuerzo
τ	Esfuerzo cortante
t	Espesor
ϕ	Factor de reducción de la resistencia, menor que la unidad
FS	Factor de seguridad
F	Fuerza
I	Inercia
kg	Kilogramos

L	Luz o longitud
m	Metros
mm	Milímetros
min	Minuto
E	Módulo de elasticidad
G	Módulo de rigidez
M	Momento flector
T	Momento torsor
Pa	Pascales
ft	Pies
in	Pulgadas
ρ	Radio de giro
s	Segundo

GLOSARIO

Elevación Acción y el efecto de elevar y/o elevarse. Definiendo a elevar como poner una cosa más alta de lo que está, respecto a un nivel definido.

Eslinga Maroma provista de ganchos para levantar grandes pesos.

Izaje Operación que permite el levantamiento, traslado y suspensión de cargas de gran tamaño y peso. Es la acción de elevar y trasladar objetos, el cual se hace de forma segura y controlada, con el uso de las grúas y herramientas industriales como eslingas, grilletes, entre otros.

Máquina herramienta Máquina diseñada para cambiar la forma y el tamaño de un objeto. Su funcionamiento se basa en la eliminación selectiva del exceso de material hasta alcanzar la cifra deseada, mediante el uso de herramientas especiales.

Perfil estructural Los perfiles estructurales son elementos principalmente de acero que ha sido moldeado por laminación, estirado o prensado. Estos conservan la misma sección transversal en toda su longitud.

Traslación La traslación o translación es el movimiento de un cuerpo desde un lugar hacia otro lugar.

RESUMEN

Tecnomecánica de Guatemala S.A. es una empresa de ingeniería mecánica especializada en metalmecánica, diseña y fabrica soluciones integrales para el sector industrial nacional e internacional, especializada en el diseño y fabricación de maquinaria y elementos mecánicos con los más altos estándares de calidad. El área de producción de la empresa se divide en dos sectores. La primera, diseñó con las subdivisiones de proyectos, presupuestos, CAM (fabricación asistida por computadora), diseño mecánico y dibujo; y la segunda producción subdividida en trabajo en caliente, trabajo en frío y CNC.

El área de producción está compuesta por los equipos y personal que se encargan de transformar la materia prima en un producto terminado que cumple con los requerimientos del cliente y los más altos estándares de calidad. Se compone de tres subdivisiones: trabajo en caliente ubicada en la nave industrial B, trabajo en frío y CNC ubicadas en la nave industrial A; Las subdivisiones de trabajo en frío y CNC, cuentan con 14 máquinas herramientas de las cuales 11 son CNC.

Debido al crecimiento de la empresa ha sido indispensable adquirir una nueva fresadora CNC de 6 ejes en continuo, que al momento de instalarla alterará la disposición de los equipos, con lo que aproximadamente un 40 % de las máquinas herramientas quedarán fuera del área de izaje de carga (actualmente suministrado por un puente grúa tipo pórtico de 32 toneladas).

Para garantizar una producción eficiente, segura y continua se diseñó un equipo un nuevo sistema de izaje de cargas que trabaje en conjunto con el puente grúa actual (32 toneladas) para así dar servicio a la nueva fresadora y a otros equipos sin soporte para izaje de cargas.

La investigación documental de información técnica y teórica específica para el sistema de izaje, se realizó con el objetivo de conocer los principales elementos que componen un puente grúa, características constructivas y técnicas para el diseño y evaluación de los elementos mecánico-estructurales.

A través del estudio de cargas izada realizado al puente grúa actual (32 toneladas) se determinó el régimen de carga, para lo que se hizo uso de estadística descriptiva y los fundamentos de la especificación CMAA 70. Se espera que el nuevo puente grúa opere en similares condiciones por lo que se considera que operará en el mismo régimen de carga.

Se definieron los requerimientos de diseño para el sistema de izaje de cargas, considerando las necesidades y limitaciones, se estableció el área de operación del sistema de izaje y determinó la carga de régimen en función de la capacidad de carga máxima de las máquinas herramientas.

Se diseñó, calculó y evaluó el sistema de izaje de cargas para garantizar que este cumpla con los requerimientos técnicos establecidos. Para lo que se utilizaron conceptos de mecánica clásica, además se evaluó según las disposiciones establecidas en la especificación CMAA 70, esto para garantizar una operación continua y segura del sistema de izaje.

Se capacitó al personal sobre principios de seguridad industrial y prevención de accidentes, se trataron temas específicos relacionados a los sistemas de izaje de cargas, dotando de conocimientos sobre normas básicas de operación de puentes grúas, determinación del factor de seguridad para los accesorios de izaje y cálculo de carga admisible en eslingas en función del factor de carga.

JUSTIFICACIÓN

Tecnomecánica de Guatemala S.A. es una empresa de ingeniería mecánica especializada en metalmecánica, que desarrolla y fabrica productos con los más altos estándares de calidad. Enfocada a atender los sectores más exigentes de la industria es frecuente el izaje de cargas pesadas y voluminosas.

El área de producción cuenta con 14 máquinas herramientas que requieren izaje de cargas además debido al crecimiento de la empresa y el proceso de mejora continua ha sido indispensable adquirir una nueva fresadora CNC de 6 ejes en continuo, que al momento de instalarla alterará la disposición de los equipos dentro de la planta, con lo que aproximadamente un 40 % de las máquinas herramientas quedarán fuera del área de izaje de carga (actualmente suministrado por un puente grúa tipo pórtico de 32 toneladas).

Debido a esto la capacidad productiva de la planta se ve disminuida, siendo fundamental para Tecnomecánica de Guatemala S.A. garantizar una producción continua, eficiente, de calidad y segura, se debe abordar una solución a esta problemática.

En cumplimiento con las metas y objetivos de la empresa, se debe desarrollar una solución que elimine los problemas asociados al izaje de cargas, debido a la redistribución espacial de los equipos y que además garantice que las nuevas máquinas herramientas tengan cobertura para izaje de cargas.

OBJETIVOS

General

Diseñar un sistema de izaje que cumpla con los requerimientos de la planta y garantice una producción continua, segura y de calidad.

Específicos

1. Identificar la problemática actual asociada al izaje de cargas para proponer soluciones y establecer los requerimientos de diseño.

2. Diseñar un sistema de izaje de cargas que garantice una cobertura a las máquinas herramientas que lo requieren dentro del área delimitada.

3. Capacitar al personal encargado en seguridad industrial y prevención de accidentes asociados a la operación del sistema de izaje.

INTRODUCCIÓN

Tecnomecánica de Guatemala S.A. es una empresa de ingeniería mecánica especializada en metalmecánica, desarrolla y fabrica productos especializados con un alto grado de complejidad, con los más altos estándares de calidad.

Debido a modificaciones futuras a la distribución espacial de las máquinas herramientas, algunos equipos quedarán fuera del área de izaje de cargas, provista actualmente por un puente grúa de 32 toneladas, lo que tendrá impactará en la capacidad de producción de la planta.

Para garantizar una producción eficiente, segura y continua se debe diseñar un equipo de izaje de cargas que preste servicio a la nueva fresadora y a otros equipos en las mismas condiciones. Por lo que se hace necesario el diseño de un puente grúa de tipo semi pórtico con una capacidad de carga de 12 toneladas.

Por lo que se realizará una investigación documental de información técnica y teórica específica para el sistema de izaje, se establecerán los requerimientos de diseño para el sistema de izaje de cargas, se prediseñada, calculará y diseñará un sistema de izaje de cargas que cumpla con los requerimientos técnicos establecidos.

1. INFORMACIÓN GENERAL

En este capítulo se hace la descripción de los aspectos generales que abarcan información sobre la empresa donde se desarrolló el proyecto y teoría fundamental relacionada con el proyecto.

1.1. Aspectos generales

Tecnomecánica de Guatemala es una empresa privada de ingeniería mecánica multisectorial que brinda soluciones técnicas especializadas, dedicada principalmente a metalmecánica, brinda servicios como ensayos no destructivos, ingeniería inversa, diseño de producto, reingeniería de productos, y mantenimiento mecánico. Se encuentra ubicada en la 45 calle 15-03 zona 12, Guatemala, Guatemala, cuenta con 38 colaboradores en todas las áreas.

Tecnomecánica de Guatemala S.A. es una empresa de ingeniería mecánica, especializada en metalmecánica, diseña y fabrica soluciones integrales para el sector industrial; enfocada a los sectores más exigentes de la industria, diseña maquinaria y elementos mecánicos de transmisión de potencia, control de movimiento, transformación de potencia, sujeción, soportes estructurales, entre otros. Con los más altos estándares de calidad valiéndose de conocimientos superiores en ingeniería de precisión.

1.2. Información básica del proyecto

Tecnomecánica de Guatemala S.A. es una empresa de ingeniería mecánica especializada en metalmecánica, diseña y fabrica soluciones integrales para el sector industrial nacional e internacional, especializada en el diseño y fabricación de maquinaria y elementos mecánicos con los más altos estándares de calidad. El área de producción de la empresa se divide en dos sectores. El primer sector, diseño con las subdivisiones de proyectos, presupuestos, CAM (fabricación asistida por computadora), diseño mecánico y dibujo; el segundo sector, producción dividida en trabajo en caliente, trabajo en frío y CNC.

El sector de producción está compuesto por los equipos y personal encargado que se encargan de transformar la materia prima en un producto terminado que cumple con los requerimientos del cliente y los más altos estándares de calidad. Se compone de tres subdivisiones: trabajo en caliente ubicada en la nave industrial B, trabajo en frío y CNC ubicadas en la nave industrial A; Las subdivisiones de trabajo en frío y CNC, cuentan con 14 máquinas herramientas de las cuales 11 son CNC.

Debido al crecimiento de la empresa ha sido indispensable adquirir una nueva fresadora CNC de 6 ejes en continuo, que al momento de instalarla alterará la disposición de los equipos, con lo que aproximadamente un 40 % de las máquinas herramientas quedarán fuera del área de izaje de carga (actualmente suministrado por un puente grúa tipo pórtico de 32 toneladas).

Para garantizar una producción eficiente, segura y continua es preciso un equipo de izaje de cargas que preste servicio a la nueva fresadora y a otros equipos en las mismas condiciones. Por lo que se hace necesario el diseño de un puente grúa de tipo semi pórtico con una capacidad de carga de 12 toneladas.

1.3. Fundamentación teórica

En este capítulo se detalla la teoría fundamental relacionada con el proyecto.

1.3.1. Grúas

Una grúa es un dispositivo de funcionamiento intermitente para el izaje de cargas, funciona mediante una serie de mecanismos y estructuras que trabajan en conjunto para generar ventajas mecánicas, elevar y distribuir cargas suspendidas. Este dispositivo se caracteriza porque a diferencia de los polipastos tienen la capacidad de trasladar horizontalmente las cargas y se diferencia de los transportadores al funcionar estos en un proceso continuo.

La necesidad de superar la capacidad humana y animal pura para la elevación y transporte de cargas propició la innovación desarrollándose inicialmente dispositivos que cumplían funciones específicas relacionadas al izaje de cargas. Uno de los primeros dispositivos con estas características es el shaduf, del que se tiene el primer registro “en el sitio de Mohenjo-daro de la civilización Harappan (India), que data de 2,500 a. de C” (Palerm, 2002, p. 326). Este es un dispositivo diseñado para la extracción de agua, se compone de 5 elementos viga móvil, columna pivote, contrapeso, cuerda y cubo, es un dispositivo simple que opera mediante el principio de la palanca amplificando la fuerza mecánica necesaria, funciona apoyando la viga móvil sobre la columna pivote permitiendo a la viga dos o más grados de libertad, en una lado de la viga móvil se coloca un contrapeso y en extremo opuesto un cubo sujeto mediante una cuerda; el operador empuja el cubo hacia el depósito de agua llenado el cubo y este retorna lleno por acción del contrapeso, a continuación el operador desplaza horizontalmente el cubo y lo descarga pudiendo repetir el ciclo de forma intermitente (Palerm, 2002).

A lo largo de la historia todas las civilizaciones desarrollaron dispositivos cada vez más complejos que de forma más eficiente suplían la necesidad de izaje cada vez más alta, las primeras grúas modernas surgen en la antigua Grecia para suplir las necesidades de construcción de la época, este sistema fue optimizado por los Romanos llegando incluso a tener una ventaja mecánica de tres a uno. Durante la revolución industrial se implementan nuevos métodos de obtención de energía mecánica, como la máquina de vapor, actualmente las grúas funcionan con diversas formas de generación de energía mecánica siendo predominantes, la electricidad, la combustión y manual.

El diseño de las grúas modernas ha evolucionado con los avances tecnológicos de cada época, Whiting Corporation (1967) menciona que el sector ha sufrido revoluciones cada aproximadamente 20 años. En 1880 se tenía la grúa manual, en 1900 se tenían grúas de tres motores eléctricos uno para cada movimiento, siendo la primera con tres motores desarrollada por J.H. Whiting, durante 1920 se establecen los primeros estándares y criterios de diseño, para 1940 las cajas de engranajes cerradas y los rodamientos mejoran significativamente la eficiencia de los dispositivos, en 1960 la electrónica analógica permite un control más seguro y suave, en 1980 la electrónica digital revoluciona el sector innovando en todos los ámbitos introduciéndose por primera vez el FEM, para los 2000 el diseño asistido por computadora es un estándar reduciendo los tiempos de diseño.

La especialización y optimización de los dispositivos de izaje, ha permitido el desarrollo de diversos tipos de grúas que cumplen requisitos específicos, estos se clasifican principalmente por el tipo de actividad que realizan y su geometría.

1.3.1.1. Tipología de grúas

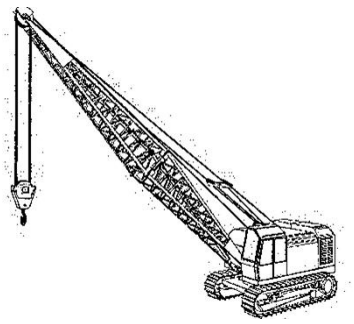
En el sector industrial existen muchos tipos de grúas diseñados para realizar tareas específicas. Estos se puenden clasificar en tres categorías.

1.3.1.1.1. Grúas transportables

Estas están diseñadas para ser versátiles, se suelen utilizar para trabajos temporales y en zonas de difícil acceso, están compuestas por un brazo usualmente de celosía o telescópico montado sobre una plataforma móvil, la plataforma móvil se desplaza sobre algún medio como carretera, ferrocarril, agua e incluso aire. Estas pueden ser manuales, eléctricas o a combustión, aunque por sus características predomina la operación a combustión. Algunas de las más comunes son, sobre ruedas pudiendo movilizarse por carretas y terrenos *off-road*, sobre orugas ampliamente utilizadas por capacidad para desplazarse además de su estabilidad, es de destacar que al contar con una mayor área de apoyo que las grúas sobre ruedas estas son mucho más resistentes al hundimiento, flotantes son utilizadas tanto en la industria de la construcción como en el transporte marítimo, estas pueden tener uno o más grados de libertad respeto a su base.

Figura 1.

Grúa móvil (sobre orugas)



Nota. Grúa móvil tipo tractor, sobre orugas. Obtenido de HSB Engineering Insurance Limited (2023). *Crawler Crane (Diesel)* [Grúa sobre orugas (Diésel)]. (https://www.munichre.com/hsbeil/en/insights/diagrams/lifting-plant-and-equipment-diagrams.html), consultado el 13 de abril de 2023. De dominio público.

1.3.1.1.2. Grúas fijas

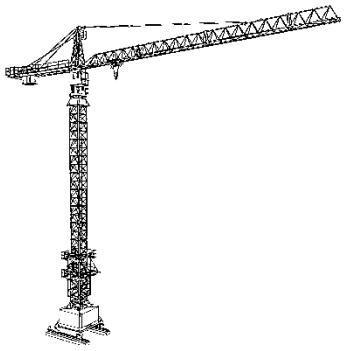
Se caracterizan por no poder moverse durante su funcionamiento, a pesar de esto si se pueden transportar usualmente desmotándolas, se utilizan para trabajos temporales y permanentes. La ventaja de esta radica en la capacidad para izar cargas más pesadas y a mayor altitud, esto se debe al aumento de la estabilidad al ser fijas. Son utilizadas ampliamente en la construcción, aunque también cuenta con aplicaciones de ingeniería mecánica. Estas se dividen fundamentalmente en grúas torre y grúas de brazo giratorio (JIB).

- Grúas torre

Son usadas casi exclusivamente en la construcción, estas se encuentran fijas en un punto y pueden girar sobre este, elevando y transportando cargas. Estas se montan sobre una losa de cimentación a la cual se ancla la torre pivote, sobre este se coloca una viga conocida como pluma o flecha, que puede girar sobre la torre mediante un motor, en esta viga se traslada el trolley, para mantener la estabilidad estas cuentan con una contrapluma en la cual se posicionan contrapesos. Estas suelen estar construidas mediante elementos de celosía.

Figura 2.

Grúa torre



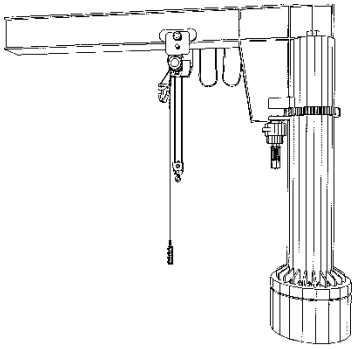
Nota. Grúa torre o pluma de construcción, sobre orugas. Obtenido de HSB Engineering Insurance Limited (2023). *Tower Crane (Saddle Jib)* [Grúa torre (De brazo con carro móvil)]. (https://www.munichre.com/hsbeil/en/insights/diagrams/lifting-plant-and-equipment-diagrams.html), consultado el 13 de abril de 2023. De dominio público.

- Grúas de brazo giratorio

Es un tipo de grúa fija montada en un pilar o pared, esta es capaz de girar sobre su eje, además de desplazar el trolley horizontalmente sobre la viga, permitiendo tres o más grados de libertad dentro del alcance del brazo. Es uno de los tipos de grúa más ligeros se suele usar en procesos de manufactura, mecánica y metalmecánica, como apoyo a un puesto de trabajo.

Figura 3.

Grúa de brazo giratorio (pedestal)



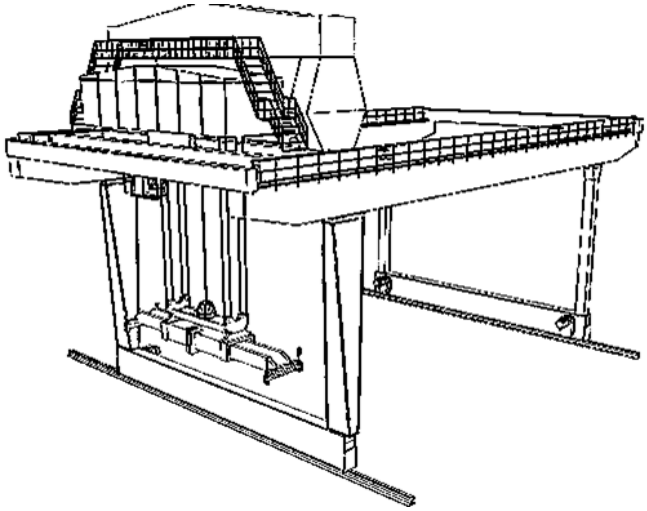
Nota. Grúa de brazo giratorio (pedestal) o grúa de pluma giratoria, con polipasto eléctrico. Obtenido de HSB Engineering Insurance Limited (2023). *Swing Jib Crane (Pillar/Wall)* [Grúa de brazo giratorio (Pilar/Pared)]. (https://www.munichre.com/hsbeil/en/insights/diagrams/lifting-plant-and-equipment-diagrams.html), consultado el 13 de abril de 2023. De dominio público.

1.3.1.1.3. Puente grúa

Es un tipo de grúa que se utiliza principalmente para desplazar cargas en grandes luces, estas permiten el movimiento en 3 o más ejes. Son ampliamente utilizadas en la industria portuaria, metalmecánica y cementera, para labores de almacenamiento, carga y descarga, pueden instalarse en recintos cerrados como naves industriales y almacenes. Son sumamente versátiles pudiendo diseñarse para izar cargas livianas hasta ser las grúas ideales para las cargas más pesadas del mundo, destacan por su envergadura, eficiencia, velocidad y estabilidad. Están compuestas por cuatro elementos básicos, viga o vigas principales que sirven como soporte de carril, trolley para elevación y traslación, testero de apoyo y soporte para las vigas principales, rieles o pistas paralelas para la traslación de toda la estructura, pudiendo contar con columnas y arriostramientos.

Figura 4.

Puente grúa (transportador de contenedores)



Nota. Puente Grúa tipo pórtico con útil portacontenedores. Obtenido de HSB Engineering Insurance Limited (2023). *Container Transporter Crane* [Grúa transportadora de contenedores]. (https://www.munichre.com/hsbeil/en/insights/diagrams/lifting-plant-and-equipment-diagrams.html), consultado el 13 de abril de 2023. De dominio público.

1.3.2. Puente grúa

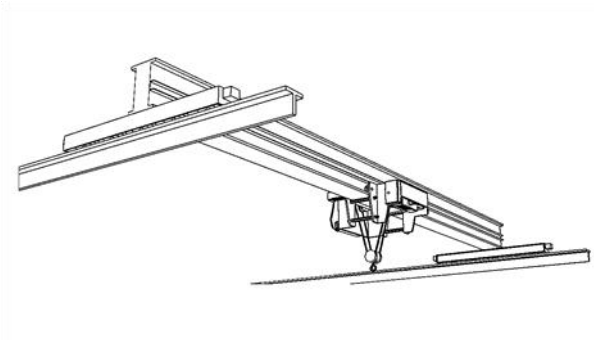
Es un dispositivo que se utiliza para el izaje y traslado de cargas, optimizando el área sobre la que se traslada, la selección del tipo específico de puente grúa depende de varios factores como el área a proveer el servicio, carga, luz, condiciones estructurales, o el tipo de recinto. Se suelen clasificar según sus características constructivas algunos de los tipos más comunes son:

1.3.2.1. Grúa puente

Es el caso más simple de un puente grúa, este está constituido por viga o vigas principales, trolley, testeros y pistas de rodadura, la característica principal de este es que las pistas se ubican sobre vigas a una altura considerable, por lo que también se les conoce como *overhead cranes*, que se puede interpretar como grúa suspendida, se utiliza en recintos cerrados como naves industriales, en los cuales se tiene un máximo aprovechamiento del área al no contar con elementos a nivel del suelo, además de permitir movimientos ágiles y a relativamente alta velocidad.

Figura 5.

Grúa puente (mono puente)



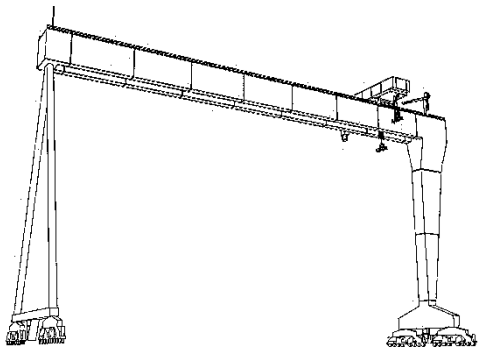
Nota. Grúa mono puente con polipasto eléctrico desplazado sobre patín inferior. Obtenido de HSB Engineering Insurance Limited (2023*). Overhead Travelling Crane (Electric)* [Puente grúa (Eléctrico)]. (https://www.munichre.com/hsbeil/en/insights/diagrams/lifting-plant-and-equipment-diagrams.html), consultado el 13 de abril de 2023. De dominio público.

1.3.2.2. Grúa pórtico

Es una grúa similar a la grúa puente, se caracteriza por contar con las pistas de rodadura a un nivel horizontal significativamente inferior al nivel de las vigas principales usualmente nivel de suelo, por lo que se hace necesario el uso de columnas móviles y marcos, puede diseñarse con un segmento de la viga principal en voladizo que permite que la carga se mueva fuera de los marcos de soporte. Se utilizan en exteriores e interiores.

Figura 6.

Grúa pórtico (Goliath)



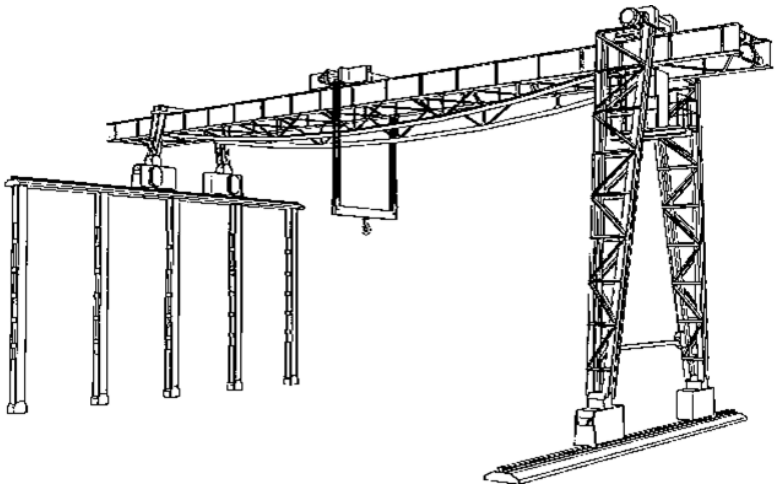
Nota. Grúa pórtico con apoyos desiguales. Obtenido de HSB Engineering Insurance Limited (2023*). Goliath Crane (Goliath)* [Grúa portico (Goliat)]. (https://www.munichre.com/hsbeil/en/insights/diagrams/lifting-plant-and-equipment-diagrams.html), consultado el 13 de abril de 2023. De dominio público.

1.3.2.3. Grúa semipórtico

Es un tipo híbrido entre la grúa puente y la grúa pórtico, al compartir características de ambos usualmente un extremo de la viga principal se apoya de forma similar a una grúa puente mientras que el extremo opuesto cuenta con columnas móviles. Se utiliza cuando no es posible contar con las pistas de rodadura al mismo nivel, puede diseñarse con un segmento de la viga principal en voladizo que permite que la carga se mueva fuera de los marcos de soporte. Se utilizan en exteriores e interiores.

Figura 7.

Puente grúa semipórtico



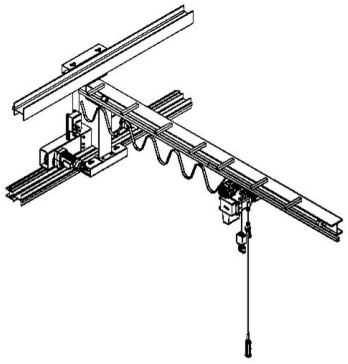
Nota. Puente grúa semipórtico tipo celosía. Obtenido de HSB Engineering Insurance Limited (2023). *Goliath Cranes (Semi-Goliath)* [Puente grúa (Semipórtico)]. (https://www.munichre.com/hsbeil/en/insights/diagrams/lifting-plant-and-equipment-diagrams.html), consultado el 13 de abril de 2023. De dominio público.

1.3.2.4. Grúa ménsula

Es un tipo especial de grúa caracterizado por contar con la viga o vigas principales en voladizo, esta se encuentra sujeta mediante las pistas de rodadura a una serie de pilares o muro, donde las pistas de rodadura se encuentran el mismo plano vertical, esta geometría permite aumentar el espacio útil al eliminar los elementos a nivel del suelo.

Figura 8.

Grúa ménsula



Nota. Grúa ménsula de desplazamiento longitudinal (no rotacional). Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

1.3.3. Clasificación según el número de vigas principales

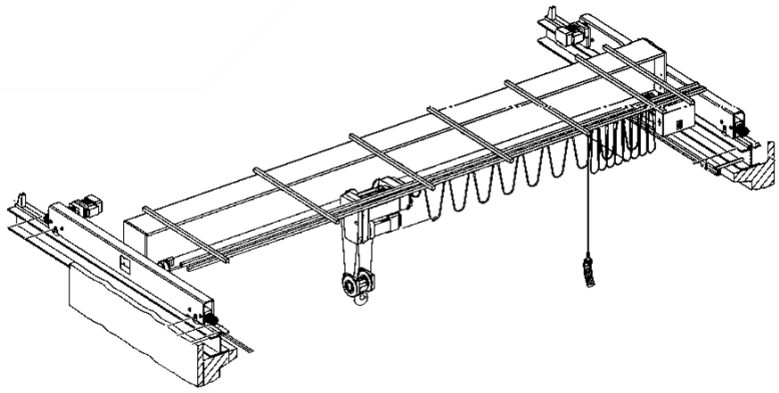
Los puentes grúa pueden clasificarse de diversas formas, una de las clasificaciones más comunes es en dependencia del número de vigas principales, esto se debe a que, según la naturaleza de la carga y los requerimientos espaciales, algunos factores como la carga máxima, velocidades, luces, entre otros varían y se hace necesario el uso de más de una viga para garantizar la resistencia y estabilidad de la grúa. Los dos tipos más comunes son.

1.3.3.1. Monorrail

Los puentes grúas monorraíl están conformados por una única viga principal, en la que se suspende y desplazar el trolley, el trolley suele ubicarse sobre el patín inferior (*under-running*) de la viga principal lo que reduce la altura máxima de elevación, es una estructura más económica, y resulta óptima para todo tipo de carga con luces pequeñas y medianas.

Figura 9.

Puente grúa monorrail



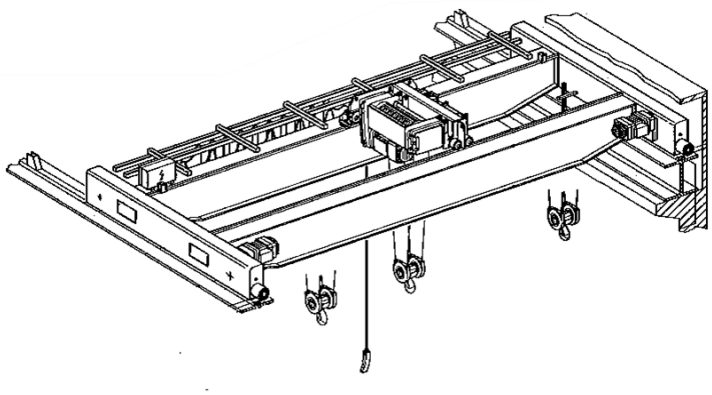
Nota. Puente Grúa Monorrail con polipasto de desplazamiento sobre patín inferior (under-running). Obtenido de Cranbalt AB (2023). *Single girder overhead traveling cranes* [Puente grúa monorraíl]. (https://cranbalt.com/manufacturing/manufacturing-of-industrial-cranes/single-girder-overhead-traveling-crane-manufacturing/), consultado el 15 de abril de 2023. De dominio público.

1.3.3.2. Birrail

Este tipo de puente grúa consta de dos vigas principales en las que se suspende y desplazar el trolley, suele trasladarse usualmente sobre (top-running) estas con lo que aumenta la altura útil de elevación de la grúa. Se utiliza cuando una viga principal es insuficiente, debido a la carga luz entre apoyos que generan esfuerzos y deformaciones por encima del límite aceptable; Por lo que se hace necesario adicionar una viga en la que se puedan dividir esfuerzos y mejorar la estabilidad.

Figura 10.

Puente grúa birrail



Nota. Puente grúa birrail con polipasto de desplazamiento sobre jácenas principales (top-running). Obtenido de Cranbalt AB (2023). *Double girder overhead crane* [Puente grúa birraíl]. (https://cranbalt.com/manufacturing/manufacturing-of-industrial-cranes/double-girder-overhead-crane-manufacturing/), consultado el 15 de abril de 2023. De dominio público.

1.3.4. Grados de libertad

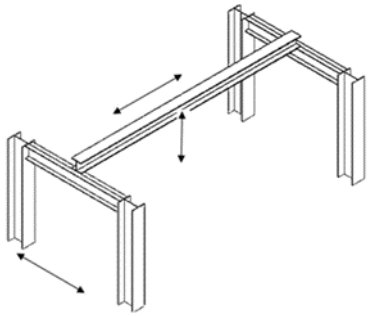
Para la descripción de objetos que ejecutan movimientos relativos entre sí se utiliza el término grados de libertad, hace referencia al movimiento de un cuerpo en un espacio tridimensional, donde, un grado de libertad es un componente ortogonal que se usa para describir completamente un movimiento (Mora, 2010).

Donde un objeto libre en el espacio tiene seis grados de libertad, tres de traslación y tres de rotación.

Los puentes grúa suelen contar con tres grados de libertad, siendo todos de traslación, pudiendo agregar un cuarto grado de libertad cuando el trolley u otro mecanismo permiten la rotación en z. Estos son:

Figura 11.

Grados de libertad



Nota. Grados de libertad en estructura simple tipo pórtico. Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

1.3.4.1. Traslación longitudinal

Movimiento que realiza la estructura del puente, viga principal, testeros, columnas, entre otros, de forma longitudinal sobre los caminos de rodadura. Es realizado por la acción de uno o más motores regularmente eléctricos.

1.3.4.2. Traslación transversal

Movimiento que realiza el trolley de forma longitudinal a la viga principal, esto provoca el movimiento del polipasto de forma transversal a la estructura del puente grúa. Esta traslación puede ser sobre la o las vigas principales (top-running) o en la sección inferior de estas (*under-running*).

1.3.4.3. Traslación vertical

Movimiento perpendicular a los dos anteriores que provoca la elevación o descenso de la carga, realizado por un mecanismo de elevación conectado al trolley. Es común que se límite la capacidad de realizar este movimiento de forma simultánea a cualquiera de los dos anteriores, por razones de seguridad y estabilidad.

1.3.5. Partes y mecanismos principales

Los puentes grúa constan de diversas partes y mecanismos, estas pueden ser estructurales, de control o de potencia, varían dependiendo de la tipología y diseño, alguno de los componentes típicos que conforman un puente grúa son:

1.3.5.1. Viga principal

También conocida como viga de carga, viga puente o jácena, es la estructura mecánica encargada de soportar las cargas de trabajo, mecanismo de elevación y trolley, está conformada por vigas de acero que usualmente se elaboran a partir de placas de acero A-36 formando una sección de cajón, dependiendo del diseño un puente grúa puede contar con una o dos vigas principales. Estas sirven también como soporte a las pistas de rodadura del trolley, permitiendo el movimiento transversal de la carga, en algunos casos una sección de las vigas puede estar en voladizo, con lo que se obtiene un aumento de la carrera del trolley.

1.3.5.2. Trolley

Es el elemento estructural que soporta todo el mecanismo de elevación, consiste en un marco rígido de acero acoplado a un conjunto de ruedas y guías que permite el movimiento transversal de la carga al trasladarse sobre las pistas de rodadura de las vigas principales, se desplaza sobre el patín inferior en el caso de una grúa monorraíl o sobre las pistas de rodadura de las vigas principales cuando es una grúa birraíl.

1.3.5.3. Testeros

También llamados vigas testeras o cabezales, son vigas laterales colocadas de forma perpendicular a la viga principal, su función es soportar y distribuir los esfuerzos de la estructura y vigas principales, para luego trasladar los esfuerzos a los soportes, están previstas para contener los mecanismos de traslación. Estas permiten que la estructura del puente grúa realice un movimiento longitudinal a través de las ruedas motorizadas de la grúa.

1.3.5.4. Pista de rodadura

Es el elemento sobre el que se traslada el puente grúa a través de ruedas, su función es resistir la carga de las ruedas y transmitirla a la estructura de soporte, además deben de servir de guía para las ruedas.

1.3.5.5. Vigas carrileras

Son los elementos estructurales que soportan la totalidad de la carga del puente grúa, son colocadas de forma perpendicular a la viga principal y paralelas entre sí, sobre estas se encuentran las pistas de rodadura, por lo que su función es, resistir y distribuir los esfuerzos dinámicos producidos por el movimiento longitudinal del puente grúa (Nonnast, 1993).

1.3.5.6. Columnas

Elemento estructural diseñado, para resistir y transmitir los esfuerzos hacia la base de la columna, principalmente esfuerzos de compresión, este elemento se encuentra conectado a vigas, la rigidez es un factor fundamental el cual afecta su capacidad para resistir cargas, por lo que se suelen agregar estructuras de arriostramiento que garantizan la estabilidad y resistencia. Las columnas se pueden construir con perfiles laminados, secciones armadas o celosía.

1.3.5.7. Mecanismo traslación de la estructura

Es un mecanismo conformado por motorreductores gemelos, frenos, y una serie de ruedas, que se encuentra acoplado a las vigas testeras para conseguir la traslación vertical del puente grúa, las ruedas de cada una de las testeras deben de funcionar simultáneamente para evitar generar movimientos oblicuos, por lo que los motorreductores funcionan con precisión y de forma simultánea.

1.3.5.8. Mecanismo traslación del trolley

Mecanismo encargado de trasladar el trolley de forma longitudinal a las vigas principales, para lo que utiliza una serie de motorreductores de dimensiones reducidas, ruedas y frenos, que generan el movimiento de traslación transversal del puente grúa. Este mecanismo debe arrancar y detenerse con precisión para lo que cuenta con equipo de monitoreo y frenos mecánicos o eléctricos.

1.3.5.9. Mecanismo de elevación

También llamado polipasto es el mecanismo de mayor potencia del puente grúa, su función es generar una ventaja mecánica para elevar cargas para lo que utiliza, motores, aparejos, cajas reductoras y frenos. Con este mecanismo se genera el movimiento de traslación vertical del puente grúa. Este mecanismo de elevación puede ser manual, eléctrico, neumático, oleohidráulico o a combustión, se encuentra acoplado al trolley y este a su vez se encuentra sujeto a la estructura con lo que se consiguen tres grados de libertad para el izaje de cargas, en algunos casos el polipasto tiene la capacidad de hacer girar la carga mediante otro dispositivo lo que agrega un cuarto grado de libertad.

1.3.6. CMAA 70

Es una especificación técnica desarrollada por la Asociación de Fabricantes de grúas de América, Crane Manufacturers Association of America, Inc. (C.M.A.A), que es una organización que promueve la estandarización y provee de criterios para la selección de equipos.

La especificación CMAA 70, se conoce como Especificaciones para grúas eléctricas de desplazamiento en altura para grúas puente y pórtico con vigas múltiples, esta es una especificación de apoyo y de carácter no mandatorio, esta provee información y pautas relacionadas con el diseño y construcción que se pueden o no adoptar, modificar o rechazar (CMAA, 1999).

1.3.7. Clase de servicio

La especificación CMAA 70 ha establecido clases de servicio, que permiten identificar y evaluar de forma adecuada una grúa, de acuerdo con esta especificación. Para esto se basa en dos factores: clase de carga y ciclos de carga.

1.3.7.1. Clases de carga

La clase de carga es un parámetro que se basa en el espectro de carga, también llamado factor de carga efectiva promedio, este es un factor que permite establecer una relación entre la carga izada promedio y la capacidad de régimen de la grúa. Para determinar este factor la especificación CMAA (1999) utiliza la siguiente ecuación:

$$k = \sqrt[3]{{W_1}^3 P_1 + {W_2}^3 P_2 + {W_3}^3 P_3 + \cdots {W_n}^3 P_n} \quad \text{(Ec. 1)}$$

Donde:

k: factor de carga efectiva promedio.

W: razón de carga, relación entre la carga izada y la capacidad de régimen. Para este cálculo deben incluirse las operaciones sin carga izada y contabilizarse el peso de los accesorios.

$$W_n = \frac{\bar{W}_n}{W_{regimen}} \quad \text{(Ec. 2)}$$

Donde:

P: probabilidad de carga, proporción entre los ciclos de trabajo ejecutados bajo cada condición de magnitud de carga ($\bar{W}$) y el total de ciclos. La suma de las probabilidades de carga (P) debe de ser igual a 1.

$$\sum_{i=0}^{n} P_n = 1 \quad \text{(Ec. 3)}$$

La clase de carga se determina según factor de carga efectiva promedio (K), la especificación CMAA 70 identifica cuatro clases de carga denominadas por la literal L (derivada de la palabra en Ingles *load* traducida como carga) y un índice. Estas son CMAA (1999):

- L_1 =grúas que elevan normalmente, cargas muy livianas y, excepcionalmente la carga de régimen.

- L_2 = grúas que normalmente elevan alrededor de 1/3 de la carga de régimen, y raramente elevan la carga de régimen.

- L_3 =grúas que elevan normalmente, cargas de entre 1/3 y 2/3 de la carga de régimen y frecuentemente la carga de régimen.

- L_4 =grúas que normalmente elevan cargas cercanas a la carga de régimen.

Tabla 1.

Clase de carga y factor de carga efectiva promedio (K)

Clase de carga	Factor de carga efectiva promedio (K)
L_1	0.350 - 0.530
L_2	0.531 - 0.670
L_3	0.671 - 0.850
L_4	0.851 - 1.00

Nota. Clase de carga según factor de carga efectiva promedio (K) (en función de razón de carga y probabilidad de carga). Adaptado de CMAA (1999). *Specification for Top Running Bridge & Gantry Type Multiple Girder Electric Overhead Traveling Cranes.* (p. 13.)

1.3.7.2. Ciclos de carga

Se define como el número de operaciones de izaje completas que realiza la grúa durante toda su vida útil, donde una operación de izaje inicia con la elevación de la carga y termina cuando esta se encuentra disponible para realizar otro izaje. La especificación CMAA 70 clasifica los ciclos de carga en cuatro categorías siendo estas:

- N1: de 20000 a 100000 ciclos
- N2: de 100000 a 500000 ciclos
- N3: de 500000 a 2000000 ciclos
- N4: mas de 2000000 de ciclos (CMAA, 1999).

1.3.7.3. Clase de servicio

Las grúas se clasifican en seis clases de servicio, según la Asociación de Fabricantes de grúas de América, Crane Manufacturers Association of America, Inc. (C.M.A.A).

1.3.7.3.1. Clase A (servicio listo a usarse o infrecuente)

Esta clase de servicio abarca a las grúas que pueden usarse en instalaciones como centrales eléctricas, servicios públicos, cuartos de turbinas, cuartos de motores y estaciones de transformación, en los que se requiere un manejo preciso del equipo a bajas velocidades, con períodos inactivos entre izados. Las cargas de régimen pueden usarse en la instalación inicial del equipo y para mantenimientos poco frecuentes (CMAA, 1999).

1.3.7.3.2. Clase B (servicio liviano)

Este servicio abarca a las grúas que pueden usarse en talleres de reparaciones, operaciones de montaje livianas, servicios de edificios, almacenaje liviano, entre otros. Donde los requerimientos de servicio son livianos y la velocidad es baja. Las cargas pueden variar desde sin carga a cargas ocasionales a todo régimen de dos a cinco izados por hora, promediando 3.30m (10 pies) por izado (CMAA, 1999).

1.3.7.3.3. Clase C (servicio moderado)

Este servicio abarca a las grúas que pueden usarse en talleres de máquinas, o cuartos de máquinas de fábricas de papel, entre otros, donde los requerimientos de servicio son moderados. En este tipo de servicio la grúa maneja cargas que promedian el 50 % de la capacidad de régimen con un número de cinco a diez izadas por hora, promediando 5 m (15 pies) y a no más del 50 % del izado a la capacidad de régimen (CMAA, 1999).

1.3.7.3.4. Clase D (servicio pesado)

Este servicio abarca a las grúas que pueden usarse en talleres de máquinas pesadas, fundiciones, plantas de fabricación, almacenes de aceros, patios de contenedores, aserraderos entre otros. Y operaciones de servicio normal con baldes e imanes, donde se requiere una producción de servicio pesado. En este tipo de servicio, las cargas se aproximan al 50 % de la capacidad de régimen serán manejadas constantemente durante el período de trabajo. Para este tipo de servicio son deseables las altas velocidades de diez a veinte izados por hora, promediando los 5m (15 pies) y a no más del 65 % de los izados a la capacidad de régimen (CMAA, 1999).

1.3.7.3.5. Clase E (servicio severo)

Este tipo de servicio requiere una grúa capaz de manejar cargas cercanas a la capacidad de régimen a lo largo de toda su vida, las aplicaciones pueden incluir grúas de imán, balde y combinación balde/imán para patios de chatarra, fábricas de cemento, aserraderos, plantas de fertilizantes, manejo de contenedores, entre otros, con veinte o más izados por hora á o alrededor la capacidad de régimen (CMAA, 1999).

1.3.7.3.6. Clase F (servicio severo continuo)

Este tipo de servicio requiere una grúa capaz de manejar cargas que se aproximen continuamente a la capacidad de régimen bajo severas condiciones de servicio a lo largo de toda su vida. Las aplicaciones pueden incluir grúas especialmente diseñadas a medida, esenciales para realizar las tareas de trabajo crítico que afectan a la producción total de la instalación fabril. Estas grúas deben proveer la más elevada confiabilidad con especial atención a características de fácil mantenimiento (CMAA, 1999).

Tabla 2.

Clasificación según clase de servicio

Clase de carga	Ciclos de carga			
	N1	**N2**	**N3**	**N4**
L_1	A	B	C	D
L_2	B	C	D	E
L_3	C	D	E	F
L_4	D	E	F	F
	Uso irregular ocasional seguido por largos periodos de reposo.	**Uso regular en operación intermitente.**	**Uso regular en operación continua.**	**Uso regular en operación continua severa.**

Nota. Clasificación según clase de servicio en función de clase de carga y ciclos de carga. Adaptado de CMAA (1999). *Specification for Top Running Bridge & Gantry Type Multiple Girder Electric Overhead Traveling Cranes.* (p. 13).

1.3.8. Aceleración y velocidades de elevación y traslación

Cada movimiento del puente grúa (traslación vertical o elevación, traslación longitudinal y traslación transversal) tiene asociado un rango de velocidades de servicio, dentro de los cuales este debe funcionar, para establecer estas se debe de conocer el tipo de función que realizara el puente grúa además de la carga de régimen.

Para la selección de las velocidades también debe de considerarse la longitud de pista de rodadura longitudinal, longitud de la pista del trolley, distancia media de desplazamiento, costos asociados y costos asociados a la productividad, estos últimos debido a que velocidades insuficientes reducen la capacidad productiva la planta y velocidades superiores a las necesarias representa costos iniciales, de mantenimiento y de operación más altos.

La especificación CMAA 70, establece una serie de velocidades recomendadas con el objetivo de determinar las velocidades de servicio que garanticen la máxima eficiencia del puente grúa, estas están dadas según la carga de régimen, el tipo de operación para lo que se tienen tres tipos de desplazamientos: lento, medio y rápido.

Tabla 3.

Velocidades de operación sugeridas en pies sobre minuto [ft/m]

Capacidad en toneladas	Elevación			Transversal			Longitudinal		
	Lento	Medio	Rápido	Lento	Medio	Rápido	Lento	Medio	Rápido
3	14 (0.071)	35 (0.178)	45 (0.229)	50 (0.254)	80 (0.406)	125 (0.635)	50 (0.254)	115 (0.584)	175 (0.889)
5	14 (0.071)	27 (0.137)	40 (0.203)	50 (0.254)	80 (0.406)	125 (0.635)	50 (0.254)	115 (0.584)	175 (0.889)

Continuación de la Tabla 3.

Capacidad en toneladas	Elevación			Transversal			Longitudinal		
	Lento	Medio	Rápido	Lento	Medio	Rápido	Lento	Medio	Rápido
7.5	13 (0.066)	27 (0.137)	38 (0.193)	50 (0.254)	80 (0.406)	125 (0.635)	50 (0.254)	115 (0.584)	175 (0.889)
10	13 (0.066)	21 (0.107)	35 (0.178)	50 (0.254)	80 (0.406)	125 (0.635)	50 (0.254)	115 (0.584)	175 (0.889)
15	13 (0.066)	19 (0.097)	31 (0.157)	50 (0.254)	80 (0.406)	125 (0.635)	50 (0.254)	115 (0.584)	175 (0.889)
20	10 (0.051)	17 (0.086)	30 (0.152)	50 (0.254)	80 (0.406)	125 (0.635)	50 (0.254)	115 (0.584)	175 (0.889)
25	8 (0.041)	14 (0.071)	29 (0.147)	50 (0.254)	80 (0.406)	125 (0.635)	50 (0.254)	115 (0.584)	175 (0.889)
30	7 (0.036)	14 (0.071)	28 (0.142)	50 (0.254)	80 (0.406)	125 (0.635)	50 (0.254)	115 (0.584)	150 (0.762)
35	7 (0.036)	12 (0.061)	25 (0.127)	50 (0.254)	80 (0.406)	125 (0.635)	50 (0.254)	115 (0.584)	150 (0.762)
40	7 (0.036)	12 (0.061)	25 (0.127)	40 (0.203)	70 (0.356)	100 (0.508)	40 (0.203)	100 (0.508)	150 (0.762)
50	5 (0.025)	11 (0.056)	20 (0.102)	40 (0.203)	70 (0.356)	100 (0.508)	40 (0.203)	100 (0.508)	150 (0.762)
60	5 (0.025)	9 (0.046)	18 (0.091)	40 (0.203)	70 (0.356)	100 (0.508)	40 (0.203)	75 (0.381)	125 (0.635)
75	4 (0.02)	9 (0.046)	15 (0.076)	40 (0.203)	70 (0.356)	100 (0.508)	30 (0.152)	75 (0.381)	125 (0.635)
100	4 (0.02)	8 (0.041)	13 (0.066)	30 (0.152)	60 (0.305)	80 (0.406)	25 (0.127)	50 (0.254)	100 (0.508)
150	3 (0.015)	6 (0.03)	11 (0.056)	25 (0.127)	60 (0.305)	80 (0.406)	25 (0.127)	50 (0.254)	100 (0.508)

Nota. Velocidades de operación sugeridas en pies sobre minuto [ft/m] (en metros sobre segundo [m/s]) para grúas controladas desde el suelo en función de la capacidad nominal de carga. Obtenido de CMAA (1999). *Specification for Top Running Bridge & Gantry Type Multiple Girder Electric Overhead Traveling Cranes.* (p. 112).

La aceleración asociada a los movimientos del puente grúa es determinada por las características constructivas y de operación, la especificación CMAA 70, establece un rango de aceleraciones típicas para puentes grúa, basándose en la velocidad límite (velocidad de estabilización), además esta especificación no recomienda superar estos valores para evitar el deslizamiento de rueda.

Tabla 4.

Rangos típicos de aceleración [ft/s^2] para motores AC y DC

Velocidad límite [ft/m]	Aceleración [ft/s^2]
60	0.25
120	0.25-0.80
180	0.30-1.00
240	0.40-1.00
300	0.50-1.10
360	0.60-1.10
420	0.70-1.20
480	0.80-1.30
540	0.90-1.40
600	1.00-1.60

Nota. Rangos típicos de aceleración [ft/s^2] para motores AC y DC montados en puentes grúa en función de la velocidad de traslación. Adaptado de CMAA (1999). *Specification for Top Running Bridge & Gantry Type Multiple Girder Electric Overhead Traveling Cranes.* (p. 81).

1.3.9. Cargas

Los puentes grúa se encuentran sometidos a diversas cargas, variables a lo largo de la vida útil, estas generan un estado de esfuerzos y deformación en los elementos estructurales y conexiones. La especificación CMAA 70 identifica tres categorías de cargas:

- Cargas principales
- Cargas adicionales
- Cargas extraordinarias

Cargas principales son todas aquellas que tienen influencia directa en el diseño y análisis de la resistencia del elemento; donde las cargas muertas son aquellas, que se mantienen constantes durante la totalidad de la vida útil del puente grúa como el peso del trolley y las vigas principales; y las cargas vivas son aquellas que se generan por la operación del puente grúa como las fuerzas de inercia (CMAA, 1999).

Cargas adicionales son las que se generan de forma esporádica sobre la estructura para la operación o mantenimiento del puente grúa y las cargas debidas a efectos ambientales que se generan mediante la operación se consideran cargas adicionales. Estas solo se consideran para el análisis general de la estructura y para el análisis de la estabilidad.

Las cargas que se generan debido a efectos ambientales fuera de operación, cargas de ensayos, cargas de colisión entre otras cargas que se generan de forma muy esporádica se denominan cargas extraordinarias, en algunos casos se deben considerar las cargas sísmicas y vibraciones si estas representan un factor crítico para el análisis estructural. Además, es importante considerar cargas torsionales, distribución de cargas y combinaciones de cargas (CMAA, 1999).

1.3.9.1. Cargas

Las cargas se clasifican según sus frecuencia y efecto, la especificación CMAA 70 considera las siguientes cargas para la selección y diseño de puentes grúa.

1.3.9.1.1. Carga muerta (DL=*dead load*)

Carga de magnitud y posición constante, corresponde al peso de la estructura, maquinaria y equipo fijo soportado por la estructura (CMAA, 1999).

1.3.9.1.2. Carga del trolley (TL=trolley *load*)

Carga correspondiente al peso del trolley y el equipo unido a este como motorreductores, aparejos y polipasto (CMAA, 1999).

1.3.9.1.3. Carga izada (LL=*lifted load*)

Carga de operación consiste en la carga izada y carga de los elementos utilizados para el izaje, como vigas de izado, manetos y aparejos. La carga izada se debe considerar en el caso extremo de la capacidad de régimen del puente grúa (CMAA, 1999).

1.3.9.1.4. Fuerzas de inercia vertical (VIF=*vertical inertia forces*)

Fuerzas producidas por el movimiento del puente grúa y sus componentes, además de las producidas por el izado de cargas, estas se determinan de forma simplificada al utilizar coeficientes que consideran estas fuerzas. Se utilizan multiplicando los coeficientes a las cargas actuantes (DL, TL y LL) (CMAA, 1999).

- Factor de carga muerta (DLF=*dead load factor*)

Este factor se utiliza para las cargas muertas del puente grúa y los equipos asociados a este, considera las fuerzas de inercia debidas a la traslación longitudinal y transversal, se determina de acuerdo con la ecuación 4

$$DLF = 1.1 \leq 1.05 + \frac{Velocidad\ de\ desplazamiento\ [ft/m]}{2000} \leq 1.2 \qquad \text{(Ec. 4)}$$

- Factor de carga izada (HLF=*hoist load factor*)

Para la consideración de las incertidumbres, fuerzas de inercias y las fuerzas de masa debido al izado repentino se utiliza este factor, que considera las fuerzas producidas por el movimiento vertical de la carga de régimen.

$$HLF = \begin{cases} Grua\ de\ Balde \\ Balde\ o\ Iman \qquad 0.5 \\ \neq \qquad\qquad 0.15 \leq 0.005 \times Ve\ [ft/m] \leq 0.5 \end{cases} \qquad \text{(Ec. 5)}$$

1.3.9.1.5. Fuerzas de inercia de unidades motrices (IFD=*inertia forces from drivers*)

Fuerzas de inercia que se generan durante la operación del puente grúa al acelerar y desacelerar, dependen de los pares de aceleración y frenado aplicados a la estructura del puente grúa durante cada ciclo de operación. Se determina como un porcentaje de las cargas verticales de régimen y muerta (CMAA, 1999).

$$IFD = 0.025 \leq 7.8 \times aceleracion\ [ft/s^2] \qquad \text{(Ec. 6)}$$

1.3.9.1.6. Carga de viento de operación (WLO=*operating wind load*)

Carga dinámica aplicada a la estructura del puente grúa, presión aplicada a la superficie del puente grúa que es dependiente de la velocidad del viento, densidad del aire y orientación de la estructura. Esta carga lateral se debe considerar con una presión de 5 lb/ft^2 a menos que ésta se determine por otros medios y aplicada en el área proyectada en la dirección del viento (CMAA, 1999).

Además, cuando existen superficies múltiples expuestas al viento y estas están distanciadas horizontalmente a más de la profundidad de una viga el área proyectada debe aumentarse en un factor de 1.6, para otras superficies simples se considera un factor de 1.2 veces el área proyectada para considerar las presiones negativas.

1.3.9.1.7. Cargas de oblicuidad (SK=*Skewing*)

Cargas producidas cuando dos o más ruedas se trasladan a lo largo de un riel y generan fuerzas horizontales normales al riel que tiende a sesgar la estructura. Se determinan multiplicando el factor Ssk por la carga vertical aplicada a cada rueda (CMAA, 1999).

Donde:

S_{sk}: se obtiene de la figura del anexo 1, a partir de la relación entre la luz del puente grúa y la distancia entre ejes (L/T).

$$L/T = \frac{Luz\ [m]}{Distancia\ entre\ ejes\ [m]} \quad \text{(Ec. 7)}$$

1.3.9.1.8. Cargas de viento acumulado (WLS=*stored wind load*)

Carga debida al viento en estado extremo para el que se diseña el puente grúa, en condiciones fuera de operación. La velocidad y la presión de ensayo varía, con la altura de la grúa sobre el nivel del terreno que la rodea, la ubicación, geográfica y el grado de exposición a los vientos prevalentes se recomienda el cálculo según ASCE 7, Minimum Design Loads and Associated Criteria for Buildings and Other Structures (CMAA, 1999).

1.3.9.1.9. Fuerzas de colisión (CF=*collision forces*)

Fuerzas que se producen por la detención repentina contra los para golpes, debe de calcularse considerando una velocidad equivalente a 0.4 veces la velocidad de operación, (debido a la absorción de energía de los para golpes) y la energía cinética liberada se determina mediante la siguiente ecuación:

$$E = \frac{M_1 M_2\ (0.4V_{T1} + 0.4V_{T2})}{2\ (M_1 + M_2)} \qquad \text{(Ec. 8)}$$

Donde:

M_1, M_2: masas móviles

V_{T1}, V_{T2}: velocidad máxima de desplazamiento

1.3.9.2. Fuerzas y momentos torsionales

Según CMAA (1999) se deben de considerar los momentos de torsión generados debido a el arranque y para de los motores, y se debe de considerar como un doscientos por ciento el par nominal de los motores por la relación de engranajes. Además, las cargas verticales y laterales que actúan excéntricamente producen momentos torsionales que se calculan como la magnitud de la fuerza vertical o lateral por el brazo al centro de corte de la viga.

Los esfuerzos locales en el riel, la base del riel, flanges, soldaduras y en la placa del alma debidas a la carga de la rueda que actúa transversalmente y normal al riel, se determinan de acuerdo con el tipo y dimensiones del riel y flanges. La carga individual de la rueda se considera distribuida uniformemente en la dirección del riel sobre una longitud de $S = 2(R + C) + 2$ pulgadas (CMAA, 1999).

1.3.9.3. Combinación de cargas

Para el diseño estructural, se deben de evaluar las siguientes combinaciones de cargas, que tienen la finalidad de considerar diferentes cargas que actúan de forma simultánea y en diferentes proporciones, los tres casos de cargas de diseño según la especificación CMAA 70 son, CMAA (1999):

- Caso 1: grúa en uso regular bajo aplicación de carga principal (nivel 1 de esfuerzos)

$$DL(DLFB) + TL(DLFT) + LL(1 + HLF) + IFD \quad \text{(Ec. 9)}$$

- Caso 2: grúa en uso regular bajo aplicación de cargas principales y adicionales (nivel 2 de esfuerzos)

$$DL(DLFB) + TL(DLFT) + LL(1 + HLF) + IFD + WLO + SK \quad \text{(Ec. 10)}$$

- Caso 3: cargas extraordinarias (nivel 3 de esfuerzos)

  - Grúa fuera de servicio sometida al viento

$$DL + TL + WLS \quad \text{(Ec. 11)}$$

  - Grúa en colisión

$$DL + TL + LL + CF \quad \text{(Ec. 12)}$$

- Cargas de ensayo

$$Carga\ de\ Ensayo \leq 1.25 \times Carga\ de\ régimen \qquad \text{(Ec. 13)}$$

1.3.10. Resistencia de materiales

La resistencia de materiales es la rama de la ingeniería mecánica que se encarga del estudio de los cuerpos sólidos sometidos a cargas externas e internas, el objetivo principal es determinar el comportamiento de los cuerpos sólidos sometidos a determinadas cargas o combinaciones de estas, algunos de los principales tópicos son, esfuerzos, deformaciones, desplazamientos y estabilidad.

Para el diseño de cualquier estructura o máquina es esencial conocer el comportamiento mecánico de estas, por lo que esta disciplina se hace imprescindible para un diseño seguro y confiable. Cualquier análisis de resistencia parte de los principios de la estática y dinámica para determinar las fuerzas que actúan sobre y en los miembros, posterior a esto se analizan sus efectos en los cuerpos sólidos, conociendo sus propiedades físicas y valiéndose de numerosas leyes y conceptos teóricos. Es importante denotar que muchos principios y reglas de diseño se basan en códigos de ingeniería donde los análisis teóricos y los resultados experimentales son igual de importantes.

1.3.10.1. Métodos de diseño

Para el diseño de miembros estructurales, se suelen adoptar especificaciones, códigos o normas que establecen criterios para un diseño confiable y seguro, la mayoría de estos reconoce dos metodologías básicas de diseño, diseño por esfuerzos permisibles (ASD: *allowable strength design*) y el diseño con factores de carga y resistencia (LRFD: *load and resistance factor design*).

Al respecto McCormac y Csernak (2012) explican que ambos métodos se basan en el diseño de estados límite, donde un estado límite es la condición donde una estructura o miembro deja de cumplir la función para la que fue diseñado.

Debido a las incertidumbres inherentes a las cargas y características físicas de la estructura, es difícil determinar con certeza el límite específico de una estructura, por lo que se suelen considerar estas incertezas de una forma probabilística, lo que permite establecer un margen que reduzca el riesgo de falla de la estructura. Para esto se utilizan dos metodologías con diferentes enfoques ASD y LRFD. Donde ambos métodos tienen el mismo objetivo establecer un margen numérico, que garantice una probabilidad de falla mínima y aceptable.

1.3.10.1.1. Diseño por esfuerzos permisibles (ASD)

Este método también denominado diseño elástico, consiste en establecer los esfuerzos máximos debidos a las cargas de servicio en la estructura, considerando un comportamiento elástico del material. Además, se establece que los esfuerzos de trabajo no deben de superar los esfuerzos permisibles (determinados para que los elementos trabajan dentro del rango elástico) (AHMSA, 2013).

$$\sigma_{Calculado} \leq \sigma_{Permisible} \qquad \text{(Ec. 14)}$$

Donde:

$\sigma_{Calculado}$: esfuerzo calculado en un elemento estructural bajo las cargas de régimen.
$\sigma_{Permisible}$: esfuerzo permisible.

Los esfuerzos permisibles se determinan en los códigos, normas y especificaciones, según el tipo de elemento, estado de cargas y material. Este suele obtenerse como una fracción del esfuerzo de falla (usualmente correspondiente al límite inferior de fluencia, σ_y, o esfuerzo mínimo especificado de ruptura en tensión, σ_u), que hace que los materiales trabajen dentro del rango elástico (AHMSA, 2013).

$$\sigma_{Permisible} = \frac{\sigma_F}{F_s} \qquad \text{(Ec. 15)}$$

Donde:

$\sigma_{Permisible}$: esfuerzo permisible
σ_F: esfuerzo de falla
F_s: factor de seguridad.

1.3.10.1.2. Diseño con factores de carga y resistencia

Este método también denominado diseño por estados límite o resistencia última, consiste en identificar las cargas de servicio, y categorizarlas a cada carga de servicio se multiplica por un factor de carga, normalmente mayor de 1.0 obteniendo las cargas factorizadas (AHMSA, 2013).

AHMSA (2013) en su Manual menciona que este método consiste en identificar las cargas de servicio, y categorizarlas a cada carga de servicio se multiplica por un factor de carga, normalmente mayor de 1.0 obteniendo las cargas factorizadas

$$\Sigma y_i \times \sigma_{Calculado} \leq \phi \sigma_F \quad \text{(Ec. 16)}$$

$$\sigma_u \leq \phi \sigma_F \quad \text{(Ec. 17)}$$

Donde:

y_i: factor de carga; mayor que la unidad
$\sigma_{Calculado}$: esfuerzo calculado en un componente estructural bajo las cargas de servicio
ϕ = factor de reducción de resistencia, menor que la unidad

σ_F: esfuerzo de falla

σ_u: esfuerzo factorizado

“Con LRFD, el margen de seguridad proporcionado en el diseño puede ser más realista y refleja la diferencia de niveles o incertidumbres asociadas con diferentes condiciones de carga” (AHMSA, 2013, p. 80).

El margen de seguridad se incorpora en los dos: factore de carga, y_i y Factor de reducción de la resistencia (ϕ), que se aplica a ambos lados de la ecuación básica de diseño. Lo que proporciona un margen de seguridad más estable y preciso (AHMSA, 2013).

1.3.10.2. Esfuerzos y deformaciones

Los esfuerzos y las deformaciones son de especial interés para el análisis de sistemas mecánicos y estructurales, estos nos permiten comprender y prever el comportamiento que tendrá un miembro o estructura bajo determinadas cargas, por lo que es indispensable el dominio de estos conceptos para el diseño de sistemas mecánicos y estructurales.

1.3.10.2.1. Esfuerzo

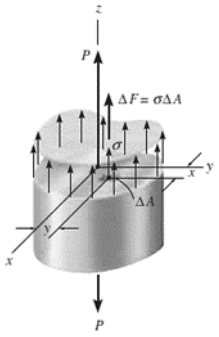
Para el estudio y análisis de las estructuras es fundamental conocer la distribución de la fuerza, dado que es insuficiente conocer la magnitud de la fuerza para establecer el efecto que esta generará en el elemento, para estos se define el concepto de esfuerzo, se define como la “intensidad de las fuerzas internas sobre un plano específico” (Hibbeler, 2006, p. 22).

Al considerar un elemento con una sección A y fuerzas internas F y dividir el área transversal de forma infinitesimal hasta obtener un diferencial de área dA la fuerza aplicada en dicha porción dF tiende a cero, sin embargo, la relación fuerza-área $dF\ /\ dA$ tiende a un límite finito, a este cociente se le conoce como esfuerzo (σ) en un punto o esfuerzo real, es decir la intensidad de la fuerza interna sobre un punto específico.

Para simplificar los cálculos se suelen considerar la estructura del material como continua e isotrópica, además se considera que la línea de acción de las cargas (P) pasa por el centroide de la sección, lo que provoca una deformación constante en la sección por lo que se habla de un esfuerzo constante es decir una distribución de esfuerzos uniforme.

Figura 12.

Esfuerzo normal promedio



Nota. Distribución de esfuerzo normal y su relación con el esfuerzo normal promedio. Obtenido de R. Hibbeler (2006). *Mecánica de materiales.* (p. 25). Pearson Prentice Hall.

$$\int dF = \int \sigma\ dA \qquad \text{(Ec. 18)}$$

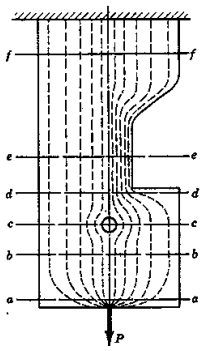
$$P = \sigma A \quad \text{(Ec. 19)}$$

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad \text{(Ec. 20)}$$

Cuando se aplican estos criterios se habla de esfuerzo promedio o esfuerzo simple, es decir la intensidad promedio de las fuerzas internas distribuidas a través de una sección dada. Sin embargo, es usual encontrar casos en los que estas suposiciones no se pueden aplicar por ejemplo cuando el material es anisotrópico.

Figura 13.

Concentración de esfuerzos



Nota. Concentración de esfuerzos debido al cambio de la sección transversal. Obtenido de A. Pytel y F. Singer (1994). *Resistencia de materiales.* (p. 7). Oxford Press.

Otros casos donde no se tiene una distribución uniforme de esfuerzos son cuando la línea de acción de la fuerza no pasa por el centroide de la sección transversal (sección e-e), además cuando existen cambios bruscos en las inmediaciones de la sección (sección c-c) a pesar de que el centroide de la sección coincida con la línea de acción de la fuerza, los esfuerzos se localizan en algunos puntos por lo que no puede hablarse de una distribución uniforme de esfuerzos, lo mismo ocurre en el extremo cercano al punto de aplicación de la fuerza (sección a-a) donde no se tiene una distribución uniforme de esfuerzos; para estos y otros casos donde no se tiene una distribución uniforme de esfuerzos deben aplicarse otro tipo de suposiciones y métodos de análisis que permitan establecer el esfuerzo máximo en dicha sección (Pytel y Singer 1994).

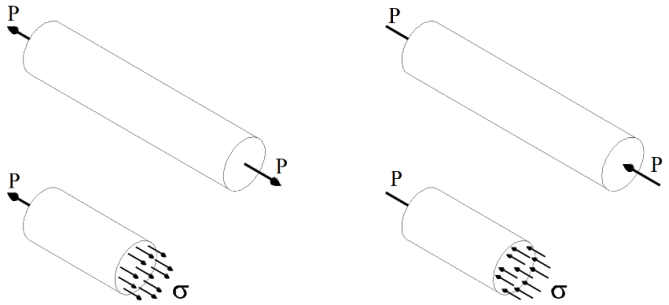
1.3.10.2.2. Esfuerzo normal

La fuerza por unidad de área que actúa de forma normal al plano se conoce como esfuerzo normal, si se considera una barra cargada axialmente por una fuerza P y la dirección de estos esfuerzos jalan o estiran la barra se está frente a esfuerzos normales de tracción, si se invierte la dirección de la carga y esta empuja es decir comprime la barra, el esfuerzo se denominará esfuerzo normal de compresión. Por lo tanto, los esfuerzos normales pueden ser de compresión o tracción, usualmente se para referirse a estos solo se usa esfuerzo de compresión/tracción entendiéndose implícitamente que se refiere a esfuerzos normales.

$$\sigma = \frac{P}{A} \qquad \text{(Ec. 21)}$$

Figura 14.

Esfuerzo normal



Nota. Distribución del esfuerzo Normal (tracción y compresión). Obtenido de UPCT. (2023). *Ensayo de tracción (compresión).* (https://ocw.bib.upct.es/pluginfile.php/10663/mod_resource/content/2/elasticidad/node48.html), consultado el 13 de mayo de 2023. De dominio público.

En muchos casos al trabajar con diversos esfuerzos y de diversos tipos se hace necesaria una convención de signos para los esfuerzos normales, por lo que es común identificar los esfuerzos de tracción como positivos (+) y los esfuerzos de compresión como negativos (-).

1.3.10.2.3. Esfuerzo cortante

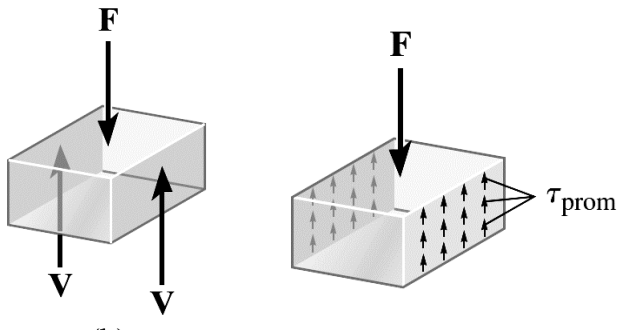
El esfuerzo cortante también conocido como esfuerzo de cizallamiento, es generado por fuerzas tienen una línea de acción paralela a la sección que las resiste, por esto es un esfuerzo tangencial a la sección transversal.

Siempre que las fuerzas aplicadas a un elemento obliguen a secciones contiguas a deslizar entre sí, aparecen esfuerzos cortantes. Donde el esfuerzo cortante promedio distribuido por la sección que desarrolla la fuerza se define por:

$$\tau = \frac{V}{A} \qquad \text{(Ec. 22)}$$

Figura 15.

Esfuerzo cortante promedio



Nota. Distribución del esfuerzo cortante por cizallamiento. Obtenido de R. Hibbeler (2006). *Mecánica de materiales.* (p. 32). Pearson Prentice Hall.

1.3.10.2.4. Esfuerzo de aplastamiento

Esfuerzo que de compresión que se produce en la superficie de contacto o de apoyo de dos cuerpos (A y B), se produce debido a la fuerza P_b sobre el elemento A (el subíndice b proviene del inglés *bearing* que se traduce como aplastamiento) que tiene una magnitud igual y dirección opuesta a la fuerza F ejercida por A sobre B, La fuerza P_b representa la resultante de las fuerzas distribuidas en la superficie interior de contacto.

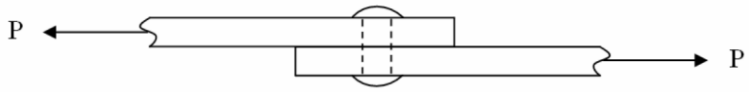
La distribución de estas fuerzas y el cálculo de los momentos correspondientes es muy complicada, por lo que en la práctica se calcula el esfuerzo de aplastamiento promedio σ_b o simplemente esfuerzo de aplastamiento, para salvar las dificultades se considera el área de contacto como la proyección de la superficie de contacto sobre un plano perpendicular a la línea de acción de la fuerza P_b que pasa por el centroide del elemento B; las uniones por pernos y remaches son un caso simple y común en el cual este esfuerzo puede llegar a superar el esfuerzo de fluencia de la placa o del remache (en ambos se presentan los efectos del esfuerzo de aplastamiento), en estos casos el área de contacto A es $D \times t$ donde D es el diámetro del Perno y t el espesor de la superficie en contacto (Beer et. al., 2005).

El esfuerzo de aplastamiento está definido como:

$$\sigma = \frac{P_b}{A} \qquad \text{(Ec. 23)}$$

Figura 16.

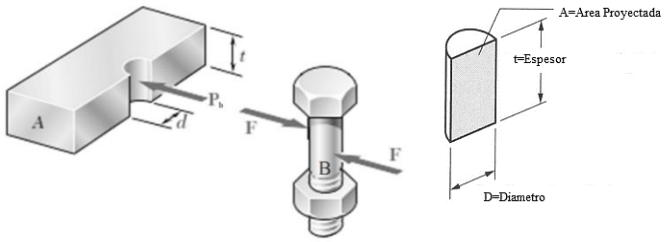
Esfuerzo de aplastamiento



Nota. Perno sometido a esfuerzos de aplastamiento. Obtenido de Ministério Da Educação (2011). *Caderno de Provas.* (p. 3). IFES.

Figura 17.

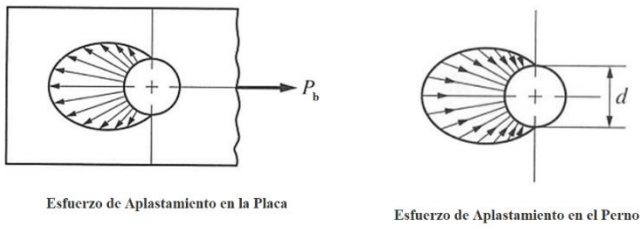
Área proyectada esfuerzo de aplastamiento



Nota. Área proyectada de un perno. Obtenido de F. Beer, E. Johnsto, J. DeWolf y D. Mazurek (2005). *Mecánica de materiales.* (p. 11). McGraw Hill.

Figura 18.

Distribución de esfuerzo de aplastamiento en placa y pin



Nota. Distribución real del esfuerzo de aplastamiento en placa y pin. Obtenido de F. Cheng (2005). *Statics and Strength of Materials.* (p. 63). McGraw Hill.

1.3.10.2.5. Esfuerzo de torsión

Esfuerzo que se produce al aplicar un par de torsión. Un par de torsión es un momento que tiende a hacer girar a un miembro con respecto a su eje longitudinal, al analizar un elemento bajó a un par de torsión se observa que este genera fuerzas cortantes en el interior del miembro, entonces el momento de torsión se puede descomponer como la suma de los momentos de los diferenciales de fuerza cortante (dF) sobre el brazo al eje de giro (ρ).

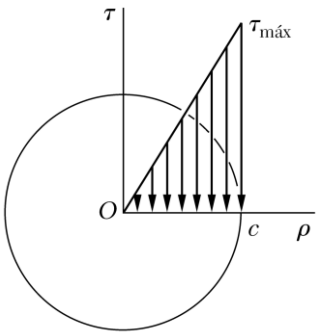
$$\int \rho \times dF = T \qquad \text{(Ec. 24)}$$

Sabiendo que $\tau = \frac{dF}{dA}$

$$\int \rho \times (\tau \times dA) = T \qquad \text{(Ec. 25)}$$

Figura 19.

Esfuerzo de torsión



Nota. Esfuerzo de torsión en un elemento con sección transversal circular sólida. Obtenido de M. Illikainen, E. Härkönen y J. Niinimäki (2007). *The Effect of Extractives on the Disruptive Shear Stress in Pine Thermomechanical Pulps.* (https://www.researchgate.net/publication/267857526_The_Effect_of_Extractives_on_the_Disruptive_Shear_Stress_in_Pine_Thermomechanical_Pulps), consultado el 25 de mayo de 2023. De dominio público.

Si el material es elástico lineal, entonces es aplicable la ley de Hooke, y, en consecuencia, una variación lineal de la deformación unitaria cortante conduce a una variación lineal en el esfuerzo cortante correspondiente a lo largo de cualquier línea radial en la sección transversal (Suesca, 1999).

Por tanto, al igual que la variación de la deformación unitaria cortante en una flecha sólida, variará desde cero en el eje longitudinal de la flecha hasta un valor máximo, τ_{max}, en su periferia.

$$\tau = G \times \gamma \qquad \text{(Ec. 26)}$$

Donde (G) es el módulo de rigidez o corte del material; Sabiendo que τ es proporcional a la distancia (ρ), entonces:

$$\tau = \frac{\rho}{c}\tau_{max} \quad \text{(Ec. 27)}$$

Donde c es la distancia a la fibra más lejana al radio de giro; Al sustituir esta última en la ecuación 25 obtenemos.

$$T = \int \rho \times \left(\frac{\rho}{c}\tau_{max} \times dA\right) \quad \text{(Ec. 28)}$$

$$T = \frac{\tau_{max}}{c} \times \int \rho^2 \times dA \quad \text{(Ec. 29)}$$

La integral en esta ecuación representa el momento polar de inercia (J) de la sección transversal respecto con su centro, entonces despejando para τ_{max}:

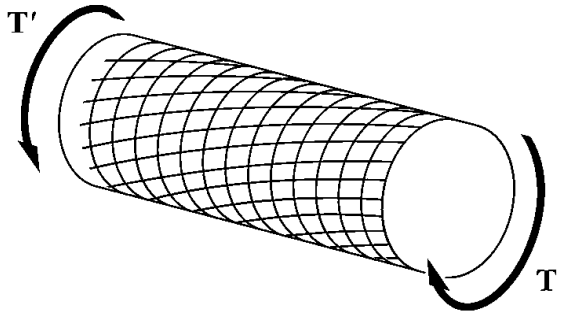
$$\tau_{max} = \frac{Tc}{J} \quad \text{(Ec. 30)}$$

Sustituyendo τ_{max} de la ecuación (112) obtenemos el momento cortante a cualquier distancia (ρ) del eje de la flecha:

$$\tau = \frac{T\rho}{J} \quad \text{(Ec. 31)}$$

Figura 20.

Deformación por torsión



Nota. Deformación por torsión en un elemento cilíndrico sometido a un par torsional sobre su eje longitudinal. Obtenido de F. Beer, E. Johnsto, J. DeWolf y D. Mazurek (2005). *Mecánica de materiales.* (p. 136). McGraw Hill.

1.3.10.2.6. Esfuerzo de flexión

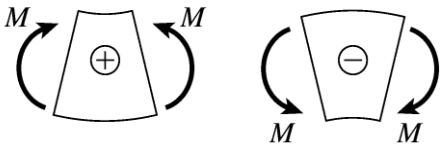
Esfuerzos de flexión son esfuerzos generados al aplicar un par de momentos iguales y opuestos, que actúan en el mismo plano longitudinal. Donde el momento flexionante es la suma de todos los momentos de todas las fuerzas, respecto al eje perpendicular de la viga, respecto al eje perpendicular al plano de las fuerzas y que pasa por el centro de gravedad (centroide de la sección).

$$M = \sum M_0 \qquad \text{(Ec. 32)}$$

Convención de signos, usualmente el momento flexionante es positivo si la flexión que produce en la viga genera concavidad hacia arriba; el momento flexionante positivo tiende a comprimir la zona superior y a alargar la parte inferior de la viga.

Figura 21.

Convención de signos momento flexionante

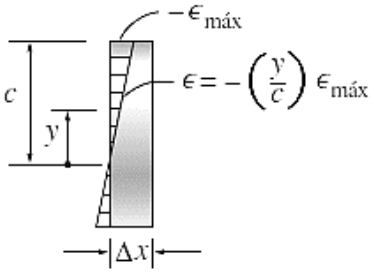


Nota. Convención de signos para momento flexionante según la orientación de la deformación. Obtenido de J. Gere y B. Goodno (2009). *Mecánica de materiales.* (p. 314). Cengage Learning.

Al suponer que el material se comporta de manera elástica lineal, es aplicable la ley de Hooke. Una variación lineal de la deformación unitaria normal, debe ser entonces la consecuencia de una variación lineal del esfuerzo normal. Por tanto, igual que la variación de la deformación unitaria normal, variará de cero en el eje neutro del miembro a un valor máximo en puntos a la distancia c máxima desde el eje neutro.

Figura 22.

Distribución de la deformación unitaria por flexión



Nota. Distribución de la deformación unitaria en elementos sometidos a flexión. Obtenido de R. Hibbeler (2006). *Mecánica de materiales.* (p. 294). Pearson Prentice Hall.

$$\sigma = E \times \epsilon \quad \text{(Ec. 33)}$$

Donde E, es el módulo de elasticidad del material. Por lo que:

$$\sigma = -\frac{y}{c}\sigma_{max} \quad \text{(Ec. 34)}$$

Esta ecuación representa la distribución del esfuerzo sobre la sección transversal. Podemos determinar el esfuerzo en la viga a partir del requisito de que el momento interno resultante M debe ser igual al momento producido por la distribución del esfuerzo respecto al eje neutro.

$$dM = y \times dF \quad \text{(Ec. 35)}$$

Por lo que:

$$M = \int y \times dF \quad \text{(Ec. 36)}$$

$$M = \int y \times (\sigma \times dA) \quad \text{(Ec. 37)}$$

$$M = \int y \times (\frac{y}{c}\sigma_{max} \times dA) \quad \text{(Ec. 38)}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{max}}{c} \times \int y^2 \times dA \quad \text{(Ec. 39)}$$

“La integral en esta ecuación representa el momento de inercia de la sección transversal de la viga respecto al eje neutro” (Hibbeler, 2006, p. 297). Entonces despejando para σ_{max}:

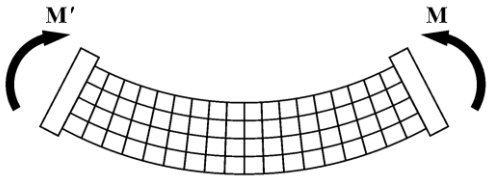
$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \qquad \text{(Ec. 40)}$$

Sustituyendo σ_{max} de la ecuación 34 obtenemos el esfuerzo normal a cualquier distancia (y) intermedia del eje neutro:

$$\sigma = \frac{My}{I} \qquad \text{(Ec. 41)}$$

Figura 23.

Deformación debido a flexión



Nota. Deformación de un elemento debido a un momento flector. Obtenido de F. Beer, E. Johnsto, J. DeWolf y D. Mazurek (2005). *Mecánica de materiales.* (p. 221). McGraw Hill.

1.3.10.2.7. Deformación

Es el cambio de forma asociado a un estado determinado de fuerzas. Al aplicar una fuerza a un cuerpo, esta tiende a cambiar la forma y tamaño de este, a este cambio se le conoce como deformación. Las deformaciones no se comportan de forma uniforme a través de todo su volumen, por lo que en un mismo cuerpo pueden existir segmentos que se alarguen y otros que se contraen.

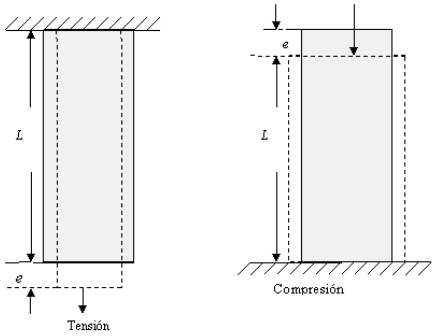
Para describir las deformaciones en un cuerpo es útil desarrollar el concepto de deformación unitaria, se define como, la deformación de un segmento por unidad de longitud. Esta se suele obtener por medio de experimentos y tabularse para su uso de acuerdo con las cargas aplicadas y los esfuerzos que estas generan

El valor de la deformación unitaria (ϵ) es el cociente de la deformación total (δ) y la longitud (L) en la que se ha producido:

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} \qquad \text{(Ec. 42)}$$

Figura 24.

Deformación unitaria



Nota. Deformación unitaria debido a esfuerzos de compresión y tracción. Obtenido de INACAP (s.f.). *Deformación elástica y térmica.* (p. 2). Universidad Tecnológica de Chile.

Una forma útil de expresar la deformación, cuando este se encuentra debajo del límite de proporcionalidad, es aplicando la ley de Hooke, donde (E) es el módulo de elasticidad del material:

$$\sigma = E \times \epsilon \quad \text{(Ec. 43)}$$

Por lo tanto, la deformación se calcula como:

$$\delta = \frac{PL}{AE} \quad \text{(Ec. 44)}$$

$$\delta = \frac{\sigma L}{E} \quad \text{(Ec. 45)}$$

Esta solo es válida bajo las siguientes suposiciones: La carga es Axial; El cuerpo es Homogéneo y de sección constante; El esfuerzo no supera el límite de proporcionalidad (Hibbeler, 2006).

Otro concepto útil para el estudio de las deformaciones es la deformación angular o distorsión, esta se produce debido a las fuerzas cortantes que generan deformaciones longitudinales.

La deformación angular o distorsión es la variación que experimenta el ángulo entre dos caras perpendiculares de un elemento diferencial. Estas se diferencian de las deformaciones axiales en que estas generan una alargamiento o compresión, mientras que las deformaciones angulares no producen alargamiento o compresión de sus lados, esta se manifiesta como un cambio de forma.

Puede entenderse como el desplazamiento infinitesimal de las capas infinitamente delgadas una sobre otras, donde la suma de todas estas es la deformación transversal total (δ_s), para una longitud dada. Se obtiene como el cociente entre la deformación transversal (δ_s) y la longitud (L).

$$\gamma = \frac{\delta_s}{L} \quad \text{(Ec. 46)}$$

De forma similar a la deformación unitaria, si aplicamos la ley de Hooke:

$$\tau = G \times \gamma \quad \text{(Ec. 47)}$$

Donde (G) es el módulo de rigidez o corte del material; obtenemos:

$$\delta_s = \frac{\delta_s L}{A_s G} \quad \text{(Ec. 48)}$$

$$\delta_s = \frac{\tau L}{E} \quad \text{(Ec. 49)}$$

Donde (δ_s) es representa la fuerza cortante que actúa sobre la sección transversal (A_s) y (τ) es el esfuerzo cortante. Esta solo es válida bajo las siguientes suposiciones: El cuerpo es Homogéneo y de sección constante; El esfuerzo no supera el límite de proporcionalidad.

1.3.10.2.8. Pandeo

El pandeo también llamado flexión lateral es un tipo de deformación que sufren elementos sometidos a compresión axial, para que esta se produzca estos deben de ser bastante delgados respecto a su longitud. El pandeo es una forma común de falla, que puede ocurrir incluso con cargas varias veces inferiores a las que causarían la falla por compresión.

La carga axial de compresión máxima que puede soportar un elemento cuando está a punto de pandearse se llama carga crítica (P_{cr}), una carga superior a esta causará que el miembro se pandee y sufra flexión lateral.

Figura 25.

Pandeo de estructuras

Nota. Pandeo de estructuras debido a carga axial. Obtenido de F. Beer, E. Johnsto, J. DeWolf y D. Mazurek (2005). *Mecánica de materiales.* (p. 608). McGraw Hill.

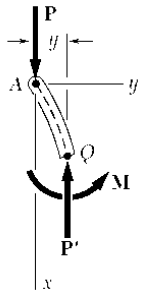
En el año 1757, Leonhard Euler, realizó un análisis teórico para este fenómeno, basado en la ecuación fundamental de la elástica, que es aplicable solamente cuando el esfuerzo es inferior al límite de proporcionalidad del material.

Para esto se analiza una miembro ideal, es decir, perfectamente recto, homogéneo y donde la carga se aplica en el centroide de la sección transversal. Además, este se encuentra articulado en los extremos. La inestabilidad de este miembro dependerá de su capacidad de restitución, que se basa en su resistencia a la flexión. Hibbeler (2006) analiza este problema partiendo de la ecuación fundamental de la elástica:

$$EI\frac{d^2y}{dx^2} = M \qquad \text{(Ec. 50)}$$

Figura 26.

Diagrama de cuerpo libre columnas



Nota. Diagrama de cuerpo libre de columna sometida a carga axial. Obtenido de F. Beer, E. Johnsto, J. DeWolf y D. Mazurek (2005). *Mecánica de materiales.* (p. 611). McGraw Hill.

Considerando a este elemento en equilibrio, observamos que el momento en la sección es igual a:

$$M = P \times y \qquad \text{(Ec. 51)}$$

Por lo que sustituyendo en la ecuación fundamental de la elástica tenemos:

$$\frac{d^2y}{dx^2} + \left(\frac{P}{EI}\right) \times y = 0 \qquad \text{(Ec. 52)}$$

Esta es una ecuación diferencial lineal homogénea de segundo orden, con coeficientes constantes. Por lo que la solución general es:

$$y = C_1 \times sen\left(\frac{P}{EI} \times x\right) + C_2 \times sen\left(\frac{P}{EI} \times x\right) \qquad \text{(Ec. 53)}$$

Las constantes de integración se determinan con las condiciones de frontera, para los extremos de la columna, Cuando $x = 0$ $y = 0$ por lo que $C_2 = 0$, y cuando $x = L$ $y = 0$ entonces $C_1 = L$.

$$C_1 \times sen\left(\sqrt{\frac{P}{EI} \times L}\right) = 0 \qquad \text{(Ec. 54)}$$

Esta ecuación queda satisfecha si $C_1 = L$; sin embargo, entonces $y = 0$, que es una solución trivial que establece que el elemento siempre está libre de pandeo, aunque la carga haga que se vuelva inestable. La otra posibilidad se satisface si:

$$sen\left(\sqrt{\frac{P}{EI} \times L}\right) = 0 \qquad \text{(Ec. 55)}$$

Entonces, esto ocurre en:

$$\sqrt{\frac{P}{EI} \times L} = n \times \pi \qquad \text{(Ec. 56)}$$

$$P = \frac{n^2 \pi^2 EI}{L^2} \qquad \text{(Ec. 57)}$$

Al tomar n valores mayores en las ecuaciones, se obtienen un número infinito de cargas críticas y formas modales correspondientes. Las formas pandeadas para los modos superiores no son de interés práctico debido a que el elemento se pandea cuando la carga axial P alcanza su valor crítico mínimo. La única forma de obtener modos de pandeo mayores que el primero es proporcionar un soporte lateral al elemento en puntos intermedios, como en el punto medio de la columna.

El valor mínimo de P se obtiene cuando $n = 1$, entonces la carga crítica de la columna es:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \qquad \text{(Ec. 58)}$$

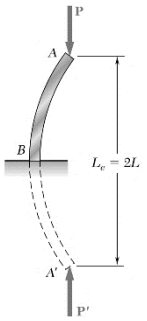
Un elemento se pandea respecto al eje del corte transversal que tenga el menor momento de inercia (el eje más débil), el esfuerzo de pandeo crítico se calcula como:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{A \times L^2} \qquad \text{(Ec. 59)}$$

Para otras condiciones de apoyo, es necesario aplicar consideraciones especiales, por ejemplo, un elemento con un extremo empotrado y el otro libre, se comporta como la mitad de un elemento articulado en sus extremos, entonces se podría utilizar la ecuación de Euler utilizando una longitud de dos veces la longitud real (Beer et. al., 2005).

Figura 27.

Longitud efectiva



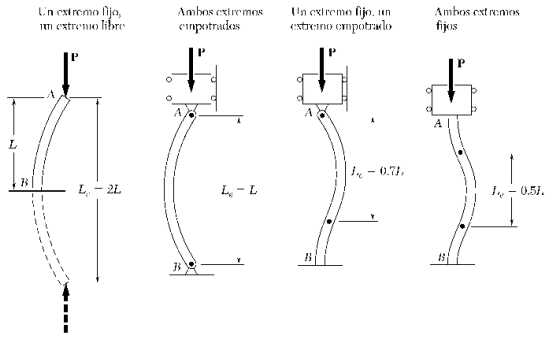
Nota. Longitud Efectiva en columnas sometidas cargas axiales. Obtenido de F. Beer, E. Johnsto, J. DeWolf y D. Mazurek (2005). *Mecánica de materiales.* (p. 614). McGraw Hill.

De forma similar se pueden analizar otras condiciones de apoyo por lo que se introduce el concepto de longitud efectiva (L_e):

> La longitud efectiva L_e para cualquier columna es la longitud de la columna equivalente con extremos articulados, es decir, es la longitud de una columna con extremos articulados con una curva de deflexión que concuerda exactamente con toda o parte de la curva de deflexión de la viga original. (Gere y Goodno 2009, p. 838)

Figura 28.

Longitud efectiva para diversas condiciones de apoyo



Nota. Longitud efectiva para diversas condiciones de apoyo en columnas sometidas a cargas axiales. Obtenido de F. Beer, E. Johnsto, J. DeWolf y D. Mazurek (2005). *Mecánica de materiales.* (p. 617). McGraw Hill.

Por lo que considerando la longitud efectiva se puede reescribir la ecuación para cargas críticas de una forma más general como:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} \qquad \text{(Ec. 60)}$$

Por lo tanto, el esfuerzo crítico de pandeo se define mediante la ecuación:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{A \times L_e^2} \qquad \text{(Ec. 61)}$$

1.3.10.2.9. Factor de seguridad

El factor de seguridad es un coeficiente que se aplica a los cálculos estructurales para garantizar que el miembro pueda soportar plenamente las cargas (Hibbeler, 2006).

Además, este es importante porque existen muchas incertidumbres asociadas al diseño estructural, como la carga real soportada, las dimensiones reales exactas, vibraciones desconocidas, impactos debido a cargas accidentales, corrosión y defectos en el material; Además es importante que el material no trabaje fuera del rango elástico para que no se generen deformaciones permanentes.

Este factor de seguridad se suele aplicar al esfuerzo de fluencia. En algunas ocasiones este factor se aplica a el esfuerzo último, esto es adecuado para materiales frágiles. De forma general, "factor de seguridad (FS) es la razón entre la carga de falla y el esfuerzo permisible" (Hibbeler, 2006, p. 49).

$$FS = \frac{F_{falla}}{F_{permisible}} \quad \text{(Ec. 62)}$$

Cuando la carga y el esfuerzo están linealmente relacionados, el factor de seguridad se puede expresar en términos del esfuerzo normal y esfuerzo cortante:

$$FS = \frac{\sigma_{falla}}{\sigma_{permisible}} \quad \text{(Ec. 63)}$$

$$FS = \frac{\tau_{falla}}{\tau_{permisible}} \quad \text{(Ec. 64)}$$

1.3.10.2.10. Principio de superposición

El principio de superposición o principio de linealidad establece que “el estado de equilibrio, debido a varias acciones exteriores, es igual a la superposición de las soluciones que corresponden a cada uno de los estados, si cada acción actuara independientemente” (León et al., 2018, p. 8).

Según Cervera y Blanco (2015) “matemáticamente, el principio de superposición establece que la relación acción-respuesta es lineal, y tiene, por tanto, las propiedades de las funciones lineales” (p. 39).

Por lo tanto, el esfuerzo o desplazamiento resultante en un punto puede determinarse como la suma del esfuerzo o desplazamiento causado por cada carga actuando independientemente sobre el miembro.

$$x = \sum_{i=1}^{n} x \qquad \text{(Ec. 65)}$$

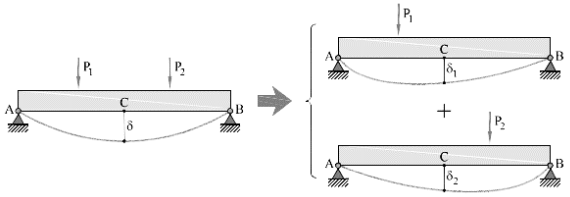
Para que este concepto sea aplicable se deben de cumplir las siguientes condiciones:

- La carga debe estar relacionada linealmente con el esfuerzo o el desplazamiento que va a determinarse.

- La carga no debe cambiar significativamente la geometría original o configuración del miembro.

Figura 29.

Superposición



Nota. Superposición de esfuerzos y deformaciones. Obtenido de M. Cervera y E. Blanco (2015). *Resistencia de materiales.* (p. 39). CIMNE.

Es importante considerar esto debido a que, en algunos casos como los miembros largos y esbeltos sometidos a compresión axial, no es aplicable este principio, porque al aumentar sólo ligeramente la carga crítica o de pandeo, la columna sufre una deflexión lateral grande, incluso si el material mantiene elasticidad lineal. Entonces estas deflexiones, asociadas con las componentes de cualquier carga axial, no pueden ser superpuestas.

1.3.10.3. Esfuerzos admisibles

La especificación CMAA 70 establece esfuerzos admisibles para cada condición de cargas combinadas y según el tipo de esfuerzo, estos se determinan como de la tensión límite de fluencia (σ_y), disminuida por un coeficiente.

Tabla 5.

Esfuerzos admisibles según nivel de esfuerzo y caso

Nivel de esfuerzo y Caso	Esfuerzo de Compresión Admisible*	Esfuerzo de Tracción Admisible	Esfuerzo de Corte Admisible	Esfuerzo de Aplastamiento Admisible
1	$0.60\sigma_y$	$0.60\sigma_y$	$0.35\sigma_y$	$0.75\sigma_y$
2	$0.66\sigma_y$	$0.66\sigma_y$	$0.375\sigma_y$	$0.80\sigma_y$
3	$0.75\sigma_y$	$0.75\sigma_y$	$0.43\sigma_y$	$0.90\sigma_y$

*No sujeto a pandeo

Nota. Esfuerzos admisibles según especificación CMAA 70. Obtenido de CMAA (1999). *Specification for Top Running Bridge & Gantry Type Multiple Girder Electric Overhead Traveling Cranes.* (p. 21.) CMAA.

2. FASE DE INVESTIGACIÓN

2.1. Condiciones de operación actuales

Las condiciones de operación actuales serán de utilidad para determinar las necesidades y requerimientos de diseño, para lo que se define el problema en estudio.

Figura 30.

Nave industrial A, instalaciones de Tecnomecánica de Guatemala S.A.

Nota. Puente grúa de 32 toneladas instalado en nave industrial A, instalaciones de Tecnomecánica de Guatemala S.A. Obtenido de Tecnomecánica de Guatemala S.A. (2019). *Planta Tecnomecánica/Techno Hydro*. (p. 10).

2.1.1. Planteamiento del problema

Producto de la mejora continua algunas áreas de la empresa han adquirido equipos, lo que genera nuevos problemas para su instalación y uso previstos.

2.1.1.1. Antecedentes

Tecnomecánica de Guatemala S.A. es una empresa de ingeniería mecánica especializada en metalmecánica, que desarrolla y fabrica productos con los más altos estándares de calidad. Enfocada a atender los sectores más exigentes de la industria es frecuente el izaje de cargas pesadas y voluminosas.

El área de producción cuenta con 14 máquinas herramientas que requieren izaje de cargas además debido al crecimiento de la empresa y el proceso de mejora continua ha sido indispensable adquirir una nueva fresadora CNC de 6 ejes en continuo, que al momento de instalarla alterará la disposición de los equipos dentro de la planta, con lo que aproximadamente un 40 % de las máquinas herramientas quedarán fuera del área de izaje de carga (actualmente suministrado por un puente grúa tipo pórtico de 32 toneladas).

Debido a esto la capacidad productiva de la planta se ve disminuida, siendo fundamental para Tecnomecánica de Guatemala S.A. garantizar una producción continua, eficiente, de calidad y segura, esta busca un proyecto para elaborar una solución a la problemática en forma de un equipo que en conjunto con el puente grúa actual den cobertura a los equipos que requieren izaje de cargas.

2.1.1.2. Justificación

Para Tecnomecánica de Guatemala S.A. es fundamental garantizar una producción continua, de calidad, y en cumplimiento con los requerimientos del cliente. Debido a modificaciones futuras a la distribución espacial de las máquinas herramientas, algunos equipos quedarán fuera del área de izaje de cargas, provista actualmente por un puente grúa de 32 toneladas, lo que impactará en la capacidad de producción de la planta.

En cumplimiento con las metas de la empresa, se debe desarrollar una solución que elimine los problemas asociados al izaje de cargas, debido a la redistribución espacial de los equipos y que además garantice que las nuevas máquinas herramientas tengan cobertura para izaje de cargas.

2.1.1.3. Alcance

Este proyecto pretende alcanzar los siguientes hitos:

- Delimitación de espacio físico
- Determinación requisitos de diseño
- Investigación documental
- Diseño de sistema de izaje de cargas.

2.2. Estudio de cargas izadas

El estudio definirá el espectro de cargas al que está sometido el sistema de izaje en operación actualmente (puente grúa 32 toneladas).

2.2.1. Clase de carga

Utilizando estadística descriptiva se analizaron los datos de 104 operaciones de izaje durante un periodo de 1 mes. Para su estudio se clasificaron en 8 rangos (clases) y se calculó la frecuencia absoluta y relativa de la clase.

Tabla 6.

Estudio de cargas

No.	Rango		Marca de C. [kg]	Frecuencia A.	Frecuencia R.
	Min [kg]	Max [kg]	(W)		(P)
1	35	1185	610	44	42.3 %
2	1185	2335	1760	27	26.0 %
3	2335	3485	2910	19	18.3 %
4	3485	4635	4060	2	1.9 %
5	4635	5785	5210	5	4.8 %
6	5785	6935	6360	3	2.9 %
7	6935	8085	7510	1	1.0 %
8	8085	9235	8660	3	2.9 %
				104	**100.0 %**

Nota. Clases de carga y frecuencias obtenidas de estudio de cargas. Elaboración propia, realizado con Word.

Para cada clase de carga se determinó razón de carga (cociente entre la magnitud de carga (marca de clase) y la carga de régimen, además, utilizando la frecuencia relativa (probabilidad de carga) se calculó $W_n{}^3 P_n$.

Tabla 7.

Razón de carga y probabilidad de carga

No.	Marca de C.	Razón de Carga (W_n)	Frecuencia R. / probabilidad de carga (P)	$W_n{}^3 P_n$
1	610	0.05	42 %	5.6E-05
2	1760	0.15	26 %	8.2E-04
3	2910	0.24	18 %	2.6E-03
4	4060	0.34	2 %	7.4E-04
5	5210	0.43	5 %	3.9E-03
6	6360	0.53	3 %	4.3E-03
7	7510	0.63	1 %	2.4E-03
8	8660	0.72	3 %	1.1E-02
			100 %	**2.57E-02**

Nota. Razón de carga y probabilidad de carga obtenidas de estudio de cargas. Elaboración propia, realizado con Word.

Utilizando la ecuación 1 se calculó el factor de carga efectiva promedio (k):

$$k = \sqrt[3]{W_1{}^3 P_1 + W_2{}^3 P_2 + W_3{}^3 P_3 + \cdots W_n{}^3 P_n}$$

$$k = \sqrt[3]{\sum_{i=0}^{n} W_n{}^3 P_n}$$

$$k = \sqrt[3]{2.57 \times 10^{-2}}$$

Con lo que se obtiene un factor de carga efectiva promedio de $k = 0.29$ lo que representa la carga efectiva uniformemente distribuida representativa de todo el espectro de cargas aplicada con una frecuencia específica.

Corresponde a la clase de carga L_1 para grúas que elevan normalmente, cargas muy livianas y, excepcionalmente la carga de régimen.

2.2.2. Ciclos de carga

La vida útil esperada de la grúa es 50 años, considerando que el mes de estudio se realizaron 104 operaciones de izaje y se considera un incremento del 2 % anual.

Por lo que el número total de ciclos esperados es de 1350000, que ubica a la grúa en el rango N3 de 500000 a 2000000 ciclos de carga

2.2.3. Clase de servicio

La clase de servicio se determina según la especificación CMAA 70 por medio de los ciclos de carga esperados y la clase determinada, y según la tabla 2.

Por lo que para 1350000 (N3) ciclos de carga y una clase de carga L1 se determina que la grúa puente se clasifica como tipo C es decir una grúa de servicio moderado, que opera usualmente cargas que promedian el 50 % de la capacidad de régimen.

2.3. Requerimientos de diseño

Las necesidades y limitantes permiten establecer las bases para el diseño del sistema de izaje.

2.3.1. Necesidades

Una zona de la nave industrial no cuenta con soporte para izaje de cargas, dentro de esta zona se ubican siete máquinas herramientas y próximamente se instalará una fresadora de 5 ejes en continuo, por lo que se requiere un sistema de izaje que cubra dicha área y sea capaz de alimentar estos equipos, este equipo de izaje también deberá movilizar la nueva fresadora para apoyar en su montaje.

El sistema de izaje deberá de tener movimiento en los 3 ejes, la distancia vertical libre deberá ser suficiente para sobrepasar las máquinas herramientas actualmente instaladas y trasladar cargas de forma segura, la luz del puente deberá de cubrir los 7 equipos además de crear una zona frente a ellos para maniobras y almacenamiento, deberá existir una zona de traslape con el puente grúa actual (puente grúa 32 toneladas) para permitir el traslado de cargas mediante sistemas de izaje en una zona mayor.

El sistema de izaje debe de permitir la máxima superficie a nivel del suelo, por lo que se dispondrán las columnas de tal forma que estas optimicen el área superficial, debe de ser capaz de trasladar la carga máxima más útiles de izaje y accesorios, debe de ser operado desde el suelo y se utilizarán motores eléctricos para todos los movimientos.

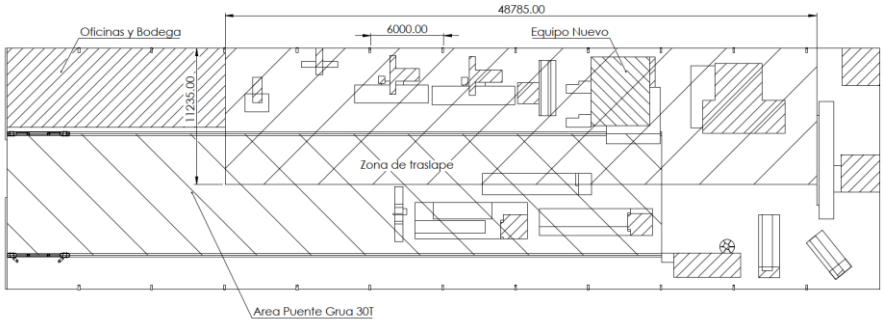
2.3.2. Limitantes

Actualmente siete máquinas herramientas se encuentran montadas y cimentadas en la zona prevista para el sistema de izaje, por lo que se debe diseñar un sistema de izaje que no requiera la reubicación de estas máquinas herramientas o en su defecto reubique la menor cantidad posible, la distancia vertical libre está limitada por la altura de las vigas del pórtico estructural de la nave industrial.

El sistema de izaje no debe limitar el área de operación del sistema de izaje actual (puente grúa 32 toneladas), todos los perfiles y materiales utilizados deben de estar disponibles en el mercado nacional.

Figura 31.

Distribución espacial y delimitación de área



Nota. Distribución espacial de equipos y delimitación del área de izaje. Elaboración propia, realizado con SolidWorks.

2.3.3. Equipos disponibles

Actualmente se dispone de algunos equipos relacionados al izaje de cargas, por lo que se evaluará la viabilidad de utilizarlos en este proyecto.

2.3.3.1. Trolley

Actualmente se cuenta con un Trolley marca ABUS Kransysteme con una capacidad nominal de 20 toneladas, este se encuentra en desuso debido a que fue sustituido de otro puente grúa (Por un aumento de la capacidad de régimen de este), por lo que se utilizara este trolley para este proyecto, las características técnicas y dimensionales generales son:

Tabla 8.

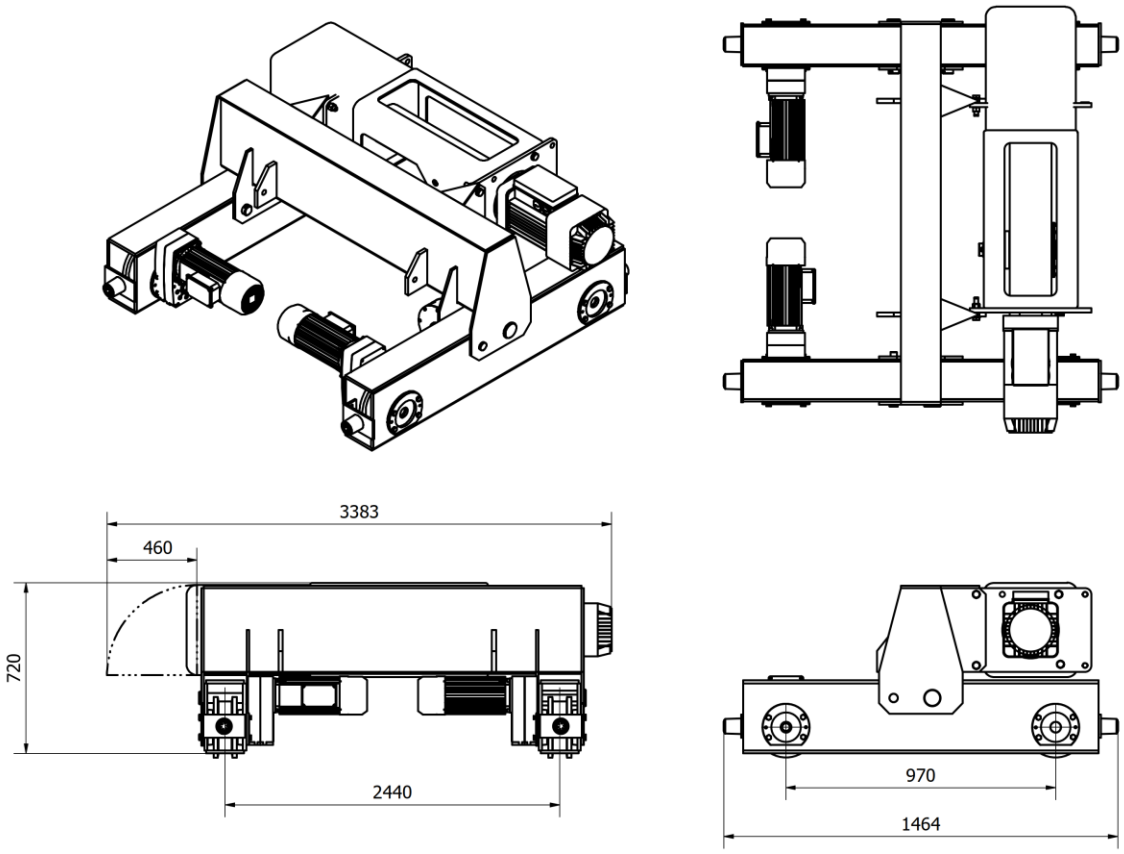
Ficha técnica Trolley

Características	
Modelo	GM 5000.20000 H-191.41.15000.3.D 200.24
Fabricante	ABUS Kransysteme GmbH
Dimensiones máximas	3383 mm x 1464 mm x 720 mm
Peso	1389 kg
Capacidad de carga	20000 kg
Motor de elevación	18.1 kW 440 V
Motores de traslación	0.78 kW 440 V
Ciclo de trabajo elevación	50 %
Ciclo de trabajo traslación	50 %
Velocidad de elevación	0.8-4.8 m/min
Velocidad de traslación	6-24 m/min
Diámetro de la cuerda	14 mm
Carrera de elevación (máxima)	15000 mm
Luz trolley	2440 mm
Trocha	970 mm
Diámetro de rueda (rodadura)	200 mm
Riel (ancho)	50 mm

Nota. Información técnica de trolley modelo GM 5000.20000 H-191.41.15000.3.D 200.24. Elaboración propia, realizado con Word.

Figura 32.

Representación ilustrativa Trolley



Nota. Dimensiones Trolley disponible. Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

3. FASE TÉCNICO PROFESIONAL

3.1. Cargas de diseño

Se establecerán las cargas de diseño según la especificación CMMA 70, para garantizar que se alimente con datos verídicos y comprobados a la fase de diseño y evaluación.

3.1.1. Cargas principales

A continuación, se desarrollarán las cargas principales del diseño.

3.1.1.1. Carga muerta (DL=*dead load*)

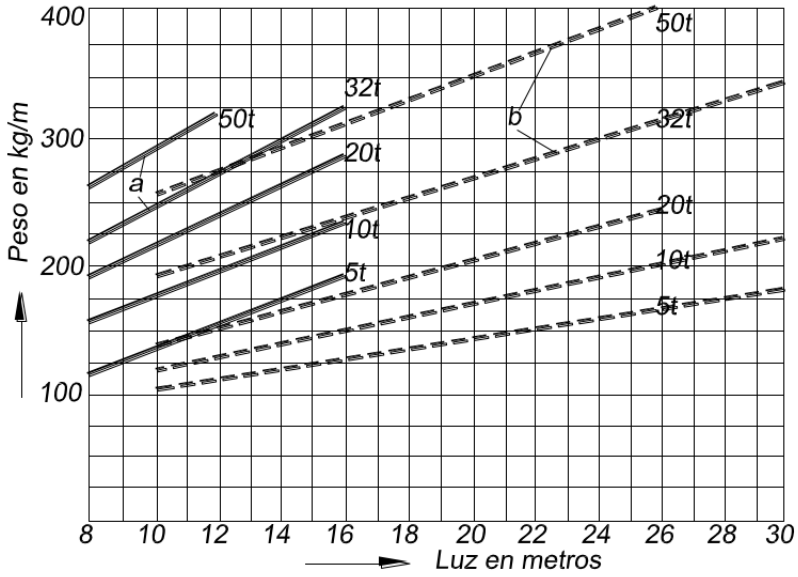
Carga correspondiente al peso de la estructura, maquinaria y equipo fijo soportado por la estructura.

$$DL = \frac{W_{viga}}{L} \qquad \text{(Ec. 66)}$$

Estimación inicial peso de la viga principal: un método sencillo y práctico para realizar una aproximación inicial del peso de la viga es el uso de gráficos. El siguiente gráfico muestra los pesos propios de vigas principales de alma llena en kg/m. para a) vigas de perfil laminado y b) vigas armadas.

Figura 33.

Carga en kg/m para vigas de puente grúa



Nota. Carga en Kg/m para vigas de puente grúa (a. vigas de alma llena, b. vigas armadas). Obtenido de R. Nonnast (1993). *El proyectista de estructuras metálicas.* (p. 253). CIMNE.

Estimación inicial:

- Luz: 10 m
- Capacidad nominal: 12t
- Tipo de viga: armada (tipo cajón)

Debido a que no se dispone de una gráfica para esta carga nominal se realiza una interpolación lineal:

$$DL = W_{v0} + \frac{x - Cn_0}{Cn_1 - Cn_0} \times (W_{v1} - W_{v0}) \qquad \text{(Ec. 67)}$$

Donde Cn: capacidad nominal, por lo que sustituyendo para una Luz de 10m:

$$DL = 125\ kg/m + \frac{12t - 10t}{20t - 10t} \times (140\ kg/m - 125\ kg/m)$$

$$DL = 128\ kg/m$$

3.1.1.2. Carga del Trolley (TL=Trolley *load*)

Esta carga correspondiente al peso del trolley y el equipo unido a este, esta se obtiene de la ficha técnica del trolley modelo GM 5000.20000 H-191.41.15000.3.D 200.24 de la marca ABUS Kransysteme, la carga del trolley:

$$TL = 1389\ kg$$

Debido a la configuración del bastidor del trolley esta carga es soportada por la estructura en cuatro puntos, se considera que esta carga se distribuye de forma solidaria en las cuatro ruedas por lo que la carga en cada rueda es:

$$TL_R = \frac{1389}{4}\ kg$$

$$TL_R = 347.25\ kg$$

3.1.1.3. Carga izada (LL=*lifted load*)

Carga de operación consiste en el caso extremo de la capacidad de régimen del puente grúa y carga de los elementos utilizados para el izaje.

La capacidad nominal para este proyecto considera la carga de régimen y los accesorios, para producto de las necesidades de la planta para este proyecto se seleccionó una capacidad nominal de:

$$LL = 12\,000\ Kg$$

Esta carga es soportada por el mecanismo de elevación que forma parte del Trolley, producto de a la configuración del bastidor del trolley esta carga es soportada por las vigas principales en cuatro puntos, se considera que esta carga se distribuye de forma solidaria en las cuatro ruedas por lo que la carga en cada rueda es:

$$LL_R = \frac{12\,000\ kg}{4}$$

$$LL_R = 3\,000\ Kg$$

3.1.1.4. Fuerzas de inercia vertical (VIF=*vertical inertia forces*)

Son fuerzas que se generan por el movimiento del puente grúa y sus componentes, además de las producidas por el izado de cargas, estas son 3:

3.1.1.4.1. Factor de carga muerta (DLF=*dead load factor*)

Este considera las fuerzas de inercia debidas a la traslación longitudinal y transversal. Este se calcula según la ecuación 4 a partir de la velocidad de traslación del puente grúa y el trolley. Utilizando las velocidades recomendadas por la especificación CMAA 70 (Tabla 3) y considerando el caso extremo de la velocidad máxima obtenemos:

- Para el puente grúa

Velocidad máxima recomendada según la especificación CMAA 70 (tabla 3) para puentes grúa operados desde el suelo (debido a que no se cuenta con datos tabulados para 12t se utilizan los inmediatamente superiores en este caso para 15t) es:

V_{PG}=175 ft/m

$$DLF_{PG} = 1.1 \leq 1.05 + \frac{Velocidad\ de\ desplazamiento\ [ft/m]}{2000} \leq 1.2$$

$$DLF_{PG} = 1.1 \leq 1.05 + \frac{175\ [ft/m]}{2000} \leq 1.2$$

$$DLF_{PG} = 1.1 \leq 1.14 \leq 1.2$$

$$DLF_{PG} = 1.14$$

- Para el trolley

Velocidad máxima recomendada según la especificación CMAA 70 (tabla 3) para puentes grúa operados desde el suelo (debido a que no se cuenta con datos tabulados para 12t se utilizan los inmediatamente superiores en este caso para 15t) es:

V_T=125 ft/m

$$DLF_T = 1.1 \leq 1.05 + \frac{Velocidad\ de\ desplazamiento\ [ft/m]}{2000} \leq 1.2$$

$$DLF_T = 1.1 \leq 1.05 + \frac{125\ [ft/m]}{2000} \leq 1.2$$

$$DLF_T = 1.1 \leq 1.12 \leq 1.2$$

$$DLF_T = 1.12$$

3.1.1.4.2. Factor de carga izada (HLF=*hoist load factor*)

Considera las incertidumbres de las fuerzas de inercias y las fuerzas de masa debido al izado repentino, se utiliza este factor, que considera las fuerzas producidas por el movimiento vertical de la carga de régimen.

$$HLF = \begin{cases} Grua\ de\ Balde\ o\ Iman & 0.5 \\ \neq & 0.15 \leq 0.005 \times Velocidad\ de\ elevacion\ [ft/m] \leq 0.5 \end{cases}$$

La velocidad máxima recomendada según la especificación CMAA 70 (tabla 3) para puentes grúa operados desde el suelo (debido a que no se cuenta con datos tabulados para 12t se utilizan los inmediatamente superiores en este caso para 15t) es:

V_E= 31 ft/m

Debido a que no se utilizan dispositivos de izaje como baldes o imanes el HLF se calcula como:

$$HLF = 0.15 \leq 0.005 \times Velocidad\ de\ elevacion\ \left[\frac{ft}{m}\right] \leq 0.5$$

$$HLF = 0.15 \leq 0.005 \times 31 \leq 0.5$$

$$HLF = 0.16$$

3.1.1.5. Fuerzas de inercia de unidades motrices (IFD=*inertia forces from drivers*)

Fuerzas de inercia que se generan por las unidades motrices durante la operación del puente grúa al acelerar y desacelerar. Depende de los pares de transmisión y frenado. Para los cálculos se utilizará la aceleración máxima recomendada por la especificación CMAA 70

- Para el puente grúa

La aceleración máxima recomendada según la especificación CMAA 70 (tabla 4) para para motores AC/DC (debido a que no se dispone de datos tabulados para la velocidad límite se realiza una interpolación lineal) es:

$$a = a_0 + \frac{x - v_0}{v_1 - v_0} \times (a_1 - a_0) \qquad \text{(Ec. 68)}$$

Donde v es velocidad limite

$$a_{PG} = 0.80 + \frac{175 - 120}{180 - 120} \times (1.00 - 0.80)$$

$$a_{PG} = 0.98$$

Entonces:

$$IFD_{PG} = 0.025 \leq 0.078 \times 0.98$$

$$IFD_{PG} = 0.025 \leq 0.078 \times 0.98$$

$$IFD_{PG} = 0.078$$

- Para el trolley

La aceleración máxima recomendada según la especificación CMAA 70 (tabla 4) para para motores AC/DC (debido a que no se dispone de datos tabulados para la velocidad límite se realiza una interpolación lineal) es:

$$a = a_0 + \frac{x - v_0}{v_1 - v_0} \times (a_1 - a_0)$$

Donde v es velocidad limite

$$a_T = 0.80 + \frac{125 - 120}{180 - 120} \times (1.00 - 0.80)$$

$$a_{PG} = 0.82$$

Entonces:

$$IFD_T = 0.025 \leq 0.078 \times 0.82$$

$$IFD_T = 0.025 \leq 0.078 \times 0.82$$

$$IFD_T = 0.064$$

- Para el polipasto

La aceleración máxima recomendada según la especificación CMAA 70 (Tabla 4) para para motores AC/DC es:

$$a_E = 0.25$$

Entonces:

$$IFD_P = 0.025 \leq 0.078 \times 0.25$$

$$IFD_P = 0.025 \leq 0.078 \times 0.25$$

$$IFD_P = 0.025$$

3.1.2. Cargas adicionales

A continuación, se desarrollarán las cargas adicionales del diseño.

3.1.2.1. Carga de viento de operación (WLO=*operating wind load*)

Es la presión aplicada a la superficie del puente grúa producto del viento esta es dependiente de la velocidad del viento, densidad del aire y orientación de la estructura. La especificación CMAA 70 recomienda considera una presión de 5 lb/ft^2; además al ser un puente grúa birraíl cuenta con múltiples superficies expuestas al viento y estas están distanciadas horizontalmente a más de la profundidad de una viga la especificación CMAA 70 establece que el área proyectada debe aumentarse en un factor de 1.6.

$$WLO = C \times d \times 5 \left[\frac{lb}{ft^2}\right] \quad \text{(Ec. 69)}$$

$$WLO = 1.6 \times 1.97 \times 5 \left[\frac{lb}{ft^2}\right]$$

$$WLO = 15.76 \left[\frac{lb}{ft}\right] \approx 23.5 \left[\frac{kg}{m}\right]$$

3.1.2.2. Cargas de oblicuidad (SK=*skewing*)

Cargas producto del desalineamiento que generan fuerzas horizontales normales al riel que tiende a sesgar la estructura. Donde Ssk se obtienen de la figura del Anexo 1, a partir de la relación L/T

Debido al deslazamiento longitudinal (ecuación 7):

$$L/T = \frac{Luz\ [m]}{Distancia\ entre\ ejes\ [m]}$$

$$L/T = \frac{10}{2.820}$$

$$\frac{L}{T} = 3.5461$$

Por lo que:

$$S_{SK\ PG} = 0.05$$

Debido al deslazamiento transversal:

$$L/T = \frac{Luz\ [m]}{Distancia\ entre\ ejes\ [m]}$$

$$L/T = \frac{2.440}{0.97}$$

$$\frac{L}{T} = 2.5155$$

Por lo que:

$$S_{SK\,T} = 0.05$$

3.2. Propiedades del material

La especificación CMAA 70, establece que el acero estructural usado debe cumplir con las especificaciones para ASTM A-36 o debe utilizarse otro de un tipo aceptado para el propósito que se va a utilizar y para las operaciones que se realizarán en él, se pueden usar otros materiales siempre que estos estén proporcionados a los factores de diseño aplicables.

Para este proyecto se utilizará acero ASTM A-36 bajo la especificación ASTM, ASTM A36/ A36M Standar specification for carbon structural steel , 2014, debido a que este es altamente disponible en el mercado regional, lo que repercute en un amplio stock de perfiles y calibres de lámina. Las propiedades del acero estructural ASTM A-36 son:

Tabla 9.

Propiedades ASTM A-36

ASTM A-36		
Composición	Carbono	0.25-0.29 %
	Cobre	0.20 %
	Hierro	98.00 %
	Manganeso	0.60-1.20 %
	Fosforo	0.04 %
	Silicio	0.15-0.40 %
	Azufre	0.05 %
Propiedades físicas	Densidad	7850 kg/m^3
Propiedades mecánicas	Resistencia a tracción	400-550 Mpa
	Fluencia a tracción	250 Mpa
	Módulo de elasticidad	200 Gpa
	Coeficiente de Poisson	0.260
	Módulo de corte	79.3 Gpa
	Fluencia a corte	145 Mpa
	Fluencia compresión	152 Mpa

Nota. Propiedades de acero al carbono estructural ASTM A-36. Elaboración propia, realizado con Word.

Por lo que basándose en la especificación CMAA 70 los esfuerzos admisibles para cada condición de cargas combinadas, según el tipo de esfuerzo son:

Tabla 10.

Esfuerzos admisibles [Mpa] según nivel de esfuerzo y caso

Nivel de esfuerzo y caso	Esfuerzo de compresión admisible*	Esfuerzo de tracción admisible	Esfuerzo de corte admisible	Esfuerzo de aplastamiento admisible
1	150.0	150.0	87.5	17.5
2	165.0	165.0	93.7	200.0
3	187.5	187.5	107.5	225.0

*No sujeto a pandeo

Nota. Cálculo de esfuerzos admisibles según nivel de esfuerzo y caso para acero ASTM A-36. Elaboración propia, realizado con Word.

3.3. Cálculo y dimensionamiento

Producto del análisis de necesidades y limitantes, se seleccionó para el diseño un puente grúa de tipo semipórtico de 12 toneladas, la luz de las vigas principales será de diez metros, las vigas carrileras tendrán una luz de 6 metros y las columnas tendrán una altura de 4 metros.

3.3.1. Vigas principales

Las vigas principales tendrán una luz de 10 metros y estarán posicionadas a una distancia horizontal de 2350 mm una de otra

3.3.1.1. Proporciones geométricas

Para el cálculo y diseño de las vigas principales es necesario conocer las propiedades de la sección transversal, por lo que es indispensable conocer las dimensiones de la sección, de forma preliminar se determinarán por medio de relaciones entre peralte, luz, distancia entre almas, espesor de almas y espesor de alas; estas relaciones son requerimientos mínimos provistos por la especificación CMAA 70 y Whiting Crane Handbook.

Peralte:

$$h \geq \frac{L}{25}$$

$$h \geq \frac{10000\ mm}{25}$$

$$h \geq 400mm$$

Distancia entre almas:

$$b \geq \frac{L}{65}$$

$$b \geq \frac{10000\ mm}{65}$$

$$b \geq 153.85$$

Espesor de alas:

$$c \geq \frac{b}{60}$$

$$c \geq \frac{153.85\ mm}{60}$$

$$c \geq 2.57\ mm$$

Espesor de almas:

$$t \geq \frac{h}{240}\ o\ \frac{h}{TRF}$$

Donde TRF:

$$TRF = 85 \times \left(\frac{f_t\ [psi]}{f_c\ [psi]} + 1\right) \times \sqrt{\frac{16000}{f_c\ [psi]}}$$

$$TRF = 85 \times \left(\frac{36300}{22000} + 1\right) \times \sqrt{\frac{16000}{22000}}$$

$$TRF = 192$$

Se utiliza la fórmula que arroja un espesor de placa mayor

$$\frac{h}{192} > \frac{h}{240}$$

Por lo que:

$$t \geq \frac{400\ mm}{192}$$

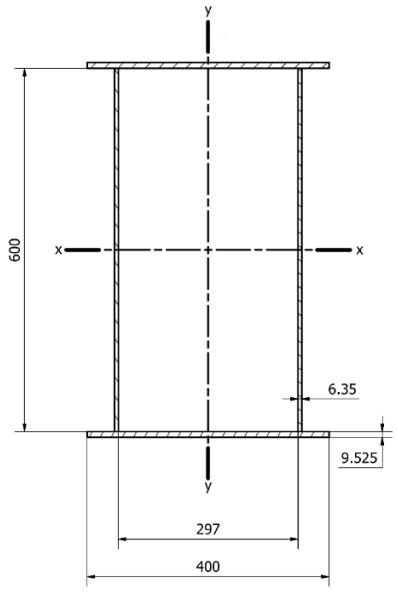
$$t \geq 2.09\ mm$$

3.3.1.2. Sección propuesta

A partir de las proporciones geométricas establecidas en el punto anterior se diseña el perfil final, este será posteriormente será evaluado para garantizar que cumpla con las características técnicas necesarias. Se utilizar un perfil armado el cual se diseñará utilizando láminas de espesores comerciales en el mercado local:

Figura 34.

Sección transversal vigas principales



Nota. Diagrama de sección transversal propuesta para vigas principales. Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

Tabla 11.

Dimensiones sección transversal vigas principales

Dimensión	Medida
Peralte	600 mm
Distancia entre almas	297 mm
Espesor de alas	9.525 mm (3/8 in)
Espesor de almas	6.35 mm (1/4 in)
Patín	400 mm

Nota. Dimensiones básicas de sección transversal propuesta para vigas principales. Elaboración propia, realizado con Word.

3.3.1.2.1. Propiedades geométricas

- Área transversal

$$A_T = \sum_{i=1}^{n} A_i$$

$$A_T = (h \times t) \times 2 + (P \times c) \times 2$$

$$A_T = (600 \times 6.35) \times 2 + (400 \times 9.525) \times 2$$

$$A_T = 15240\ mm^2$$

- Eje neutro x

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i \times A_i}{\sum_{i=1}^{n} A_i}$$

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i \times A_i}{A_T}$$

$$\bar{x} = \frac{\left(\left(\frac{P-b}{2} - \frac{t}{2}\right) + \left(P - \frac{P-b}{2} + \frac{t}{2}\right)\right) \times (h \times t) + \left(\frac{P}{2} + \frac{P}{2}\right) \times (b \times c)}{A_T}$$

$$\bar{x} = \frac{P \times (h \times t) + P \times (b \times c)}{(h \times t) \times 2 + (b \times c) \times 2}$$

$$\bar{x} = \frac{P \times ((h \times t) + (b \times c))}{2 \times ((h \times t) + (b \times c))}$$

$$\bar{x} = \frac{P}{2}$$

$$\bar{x} = \frac{400\ mm}{2}$$

$$\bar{x} = 200\ mm$$

- Eje neutro y

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^{n} y_i \times A_i}{\sum_{i=1}^{n} A_i}$$

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^{n} y_i \times A_i}{A_T}$$

$$\bar{y} = \frac{\left(\left(c + \frac{h}{2}\right) + \left(c + \frac{h}{2}\right)\right) \times (h \times t) + \left(\frac{c}{2} + \left(c + h + \frac{c}{2}\right)\right) \times (b \times c)}{A_T}$$

$$\bar{y} = \frac{(2 \times c + h) \times (h \times t) + (2 \times c + h) \times (b \times c)}{(h \times t) \times 2 + (b \times c) \times 2}$$

$$\bar{y} = \frac{(2 \times c + h) \times ((h \times t) + (b \times c))}{2 \times ((h \times t) + (b \times c))}$$

$$\bar{y} = \frac{2 \times c + h}{2}$$

$$\bar{y} = c + \frac{h}{2}$$

$$\bar{y} = 9.525 + \frac{600}{2}$$

$$\bar{y} = 309.525\ mm$$

- Inercia x-x

$$I_{xx} = \sum_{i=1}^{n} I + A_i \times {d_i}^2{}_x$$

$$I_{xx} = 2 \times \left(\frac{t \times h^3}{12} + (h \times t) \times \left(\bar{y} - c - \frac{h}{2}\right)^2\right) + 2 \times \left(\frac{b \times c^3}{12} + (b \times c) \times \left(\bar{y} - \frac{c}{2}\right)^2\right)$$

$$I_{xx} = 2 \times \left(\frac{6.35 \times 600^3}{12} + (600 \times 6.35) \times \left(\overline{309.525} - 9.525 - \frac{600}{2}\right)^2\right) + 2 \times \left(\frac{400 \times 9.525^3}{12} + (400 \times 9.525) \times \left(\overline{309.525} - \frac{9.525}{2}\right)^2\right)$$

$$I_{xx} = 936404593.0875\ mm^4 = 93640.45930875 cm^4$$

- Inercia y-y

$$I_{yy} = \sum_{i=1}^{n} I + A_i \times {d_i}^2{}_y$$

$$I_{yy} = 2 \times \left(\frac{h \times t^3}{12} + (h \times t) \times \left(\bar{x} - \frac{P - b}{2} + \frac{t}{2}\right)^2\right) + 2 \times \left(\frac{c \times P^3}{12} + (P \times c) \times \left(\bar{x} - \frac{P}{2}\right)^2\right)$$

$$I_{yy} = 2 \times \left(\frac{600 \times 6.35^3}{12} + (600 \times 6.35) \times \left(\overline{200} - \frac{400 - 297}{2} + \frac{6.35}{2} \right)^2 \right) + 2 \times \left(\frac{9.525 \times 400^3}{12} + (400 \times 9.525) \times \left(\overline{200} - \frac{400}{2} \right)^2 \right)$$

$$I_{yy} = 276926033.65\ mm^4 = 27692.303365\ cm^4$$

- Momento resistente x-x

$$S_{xx} = \frac{I_{xx}}{C_x}$$

$$S_{xx} = \frac{936404593.0875\ mm^4}{309.525\ mm}$$

$$S_{xx} = 3025295.5\ mm^3 = 3025.2955\ cm^3$$

- Momento resistente y-y

$$S_{yy} = \frac{I_{yy}}{C_y}$$

$$S_{yy} = \frac{276926033.65\ mm^4}{200\ mm}$$

$$S_{yy} = 1384630.2\ mm^3 = 1384.6302\ cm^3$$

- Carga muerta

$$DL_V = \rho \times A_T$$

$$DL_V = 7850\ [\mathrm{kg/m^3}] \times 0.01524[m^2]$$

$$DL_V = 119.634\ \mathrm{kg/m}$$

Para considerar el peso correspondiente a la estructura, maquinaria y equipo fijo soportado, a la carga muerta de las vigas principales se les aumenta en un factor F_{ea}, Por lo que la carga muerta es:

$$DL = DL_V \times F_{ea}$$

$$DL = 119.634 \times 1.05$$

$$DL = 125.616\ \mathrm{kg/m}$$

3.3.1.3. Esfuerzos

Las condiciones más exigentes para las vigas puente ocurren en el caso 2 de combinación de cargas por lo que la sección propuesta será evaluada para estas condiciones de carga, las cargas consideradas son:

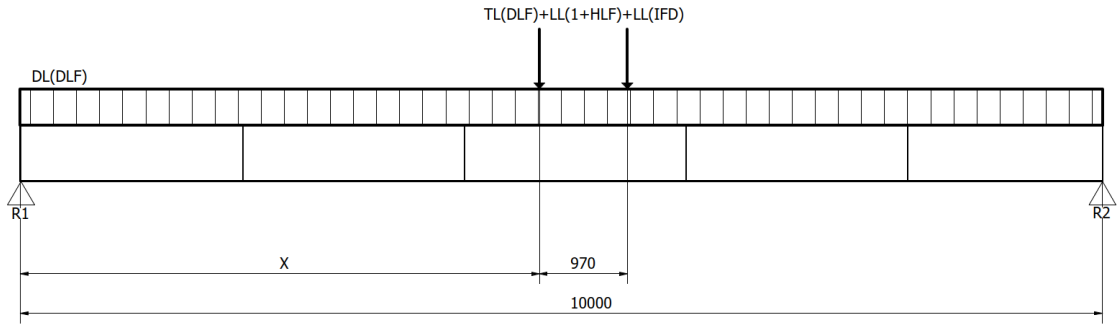
$$DL(DLF_{PG}) + TL(DLF_T) + LL(1 + HLF) + IFD + WLO + SK$$

3.3.1.3.1. Plano X-Z

- Diagrama de cuerpo libre fuerzas en Z

Figura 35.

DCL fuerzas en Z



Nota. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas en Z. Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

Para cargas móviles se evalúan dos condiciones críticas de diseño, cortante máximo y flexión máxima, el esfuerzo cortante es máximo ocurre cuando R1 o R2 es máxima es decir en X=0 o X=10. Para determinar la posición X en la que se genera un momento máximo se analizan únicamente las cargas móviles y las reacciones, entonces el momento máximo ocurre en una posición X tal que la pendiente del momento flexor en ese punto es igual a cero.

Entonces:

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$-P_1 \times (X) - P_2 \times (X + 0.97) + R2 \times (10) = 0$$

$$R2 = \frac{P_1 \times (X) + P_2 \times (X + 0.97)}{10}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R1 + P_1 + P_2 + R2 = 0$$

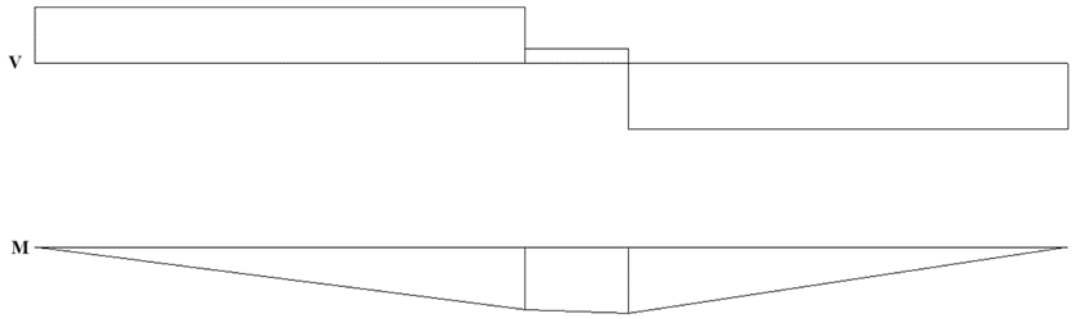
$$R1 = -P_1 - P_2 - R2$$

$$R1 = -P_1 - P_2 - \frac{P_1 \times (X) + P_2 \times (X + 0.97)}{10}$$

Al trazar los diagramas de momento flector y cortante observamos que el momento máximo ocurre en la posición X+0.97:

Figura 36.

Diagrama preliminar momento flector y cortante viga principal



Nota. Diagrama preliminar momento flector y cortante viga principal debido a fuerzas en Z. Elaboración propia, realizado con Beamax.

Entonces M_{max} es:

$$M_{max} = R2 \times (10 - X - 0.97)$$

Sustituyendo $R2$

$$M_{max} = \left(\frac{P_1 \times (X) + P_2 \times (X + 0.97)}{10}\right) \times (10 - X - 0.97)$$

Como $P_1 = P_2 = P$ entonces:

$$M_{max} = \left(\frac{P \times (X) + P \times (X + 0.97)}{10}\right) \times (10 - X - 0.97)$$

$$M_{max} = \left(\frac{P \times (2X + 0.97)}{10}\right) \times (10 - X - 0.97)$$

La posición crítica se determina al determinar un puto tal que la pendiente de la gráfica sea 0 es decir:

$$\frac{dM}{dx} = 0$$

$$\frac{dM}{dx}\left(\left(\frac{P \times (2X + 0.97)}{10}\right) \times (10 - X - 0.97)\right) = 0$$

$$\frac{P \times (2 \times (9.03 - X) - (2X + 0.97))}{10} = 0$$

$$\frac{P \times \big((18.06 - 2X) - (2X + 0.97)\big)}{10} = 0$$

$$(18.06 - 2X) - (2X + 0.97) = 0$$

$$-4X + 17.09 = 0$$

$$X = 4.2725\, m$$

Al tratarse de dos cargas móviles debe existir otro punto en el que el momento sea máximo; analizando de forma análoga si las cargas se ubican, tal que el momento máximo ocurre en la posición de la primera carga obtenemos:

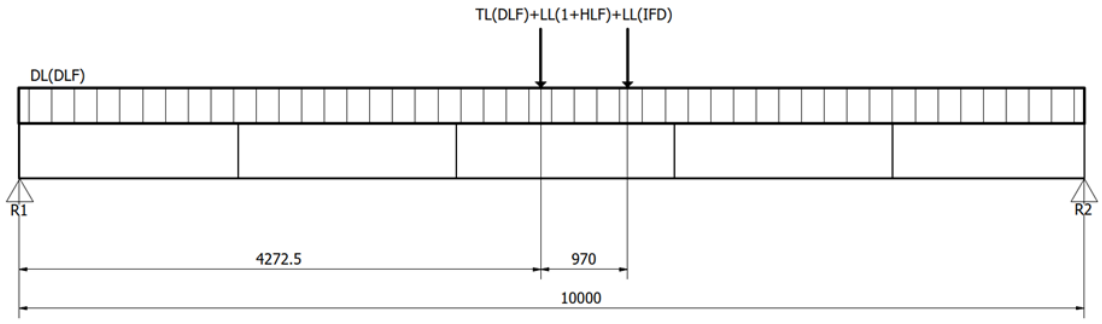
$$X = 4.7575\, m$$

Cuando las cargas pasan por cualquiera de estas posiciones se obtendrá el mismo valor de momento máximo, por lo que estas posiciones se utilizarán para evaluar los esfuerzos en la estructura.

Por lo que las cargas verticales aplicadas en el plano XZ y las posiciones respectivas para obtener el momento máximo son:

Figura 37.

DCL cargas en Z (X)



Nota. Diagrama de cuerpo libre de cargas en Z (cuando X=4272.5). Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

Tabla 12.

Cargas verticales plano X-Z

Carga	Magnitud [kg]
DL	125.62 kg/m
DLF_{PG}	1.14
TL_R	347.25 kg
DLF_T	1.12
LL_R	3000 kg
HLF	0.16
IFD_P	0.025

Nota. Cargas verticales sobre vigas principales en plano X-Z. Elaboración propia, realizado con Word.

- Reacciones en los apoyos y momento
    - Momento máximo es decir $X = 4.2725\ m$:

- Reacción R2:

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$-w \times 10 \times \left(\frac{10}{2}\right) - P_1 \times (4.2725) - P_2 \times (4.2725 + 0.97) + R2 \times (10) = 0$$

$$R2 = \frac{w \times \left(\frac{10^2}{2}\right) + P_1 \times (4.2725) + P_2 \times (4.2725 + 0.97)}{10}$$

Como $P_1 = P_2 = P$ entonces:

$$R2 = \frac{w \times \left(\frac{10^2}{2}\right) + P \times (2 \times 4.2725 + 0.97)}{10}$$

$$R2 = \frac{(DL \times DLF_{PG}) \times \left(\frac{10^2}{2}\right) + (TL_R \times DLF_T + LL_R \times (1 + HLF + IFD)) \times (2 \times 4.2725 + 0.97)}{10}$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 12 obtenemos:

$$R2 = 4468.7\ kg$$

- Reacción $R1$:

$$\sum F_Y = 0$$

$$R1 + W + P_1 + P_2 + R2 = 0$$

$$R1 = -W - P_1 - P_2 - R2$$

Como $P_1 = P_2 = P$ entonces:

$$R1 = W + 2 \times P - R2$$

$$R1 = w \times 10 + 2 \times P - R2$$

Remplazando:

$$R1 = (DL \times DLF_{PG}) \times 10 + 2 \times \left(TL_R \times DLF_T + LL_R \times (1 + HLF + IFD)\right) - (R2)$$

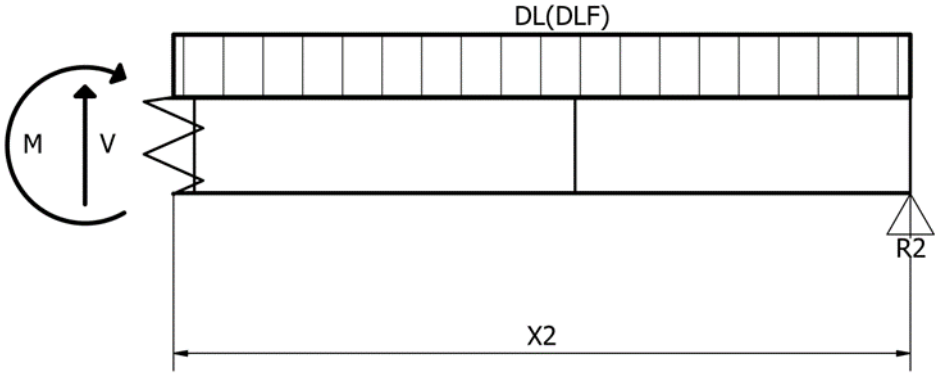
Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 12 obtenemos:

$$R1 = 4851.3\ kg$$

- Momento máximo M_X^{fZ}

Figura 38.

Momento flector máximo debido a cargas en Z



Nota. Momento flector máximo generado por cargas en Z. Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

$$\sum M = 0$$

$$M_X^{fZ} = R2 \times X2 - DL \times DLF \times X2 \times \left(\frac{X2}{2}\right)$$

$$M_X^{fZ} = R2 \times X2 - DL \times DLF \times \left(\frac{X2^2}{2}\right)$$

Donde $L = X + T + X2$

$$X2 = L - X - T$$

$$X2 = 10\ m - 4.2725\ m - 0.97\ m$$

$$X2 = 4.7575\ m$$

Sustituyendo:

$$M_X^{fZ} = R2 \times 4.7575 - DL \times DLF \times \left(\frac{4.7575^2}{2}\right)$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 12 obtenemos:

$$M_X^{fZ} = 19639.1 \ kg \cdot m$$

La carga cortante en este punto es:

$$\sum fZ = 0$$

$$V_{Xn=5.2425}^{fZ} + DL \times DLF \times X2 - R2 = 0$$

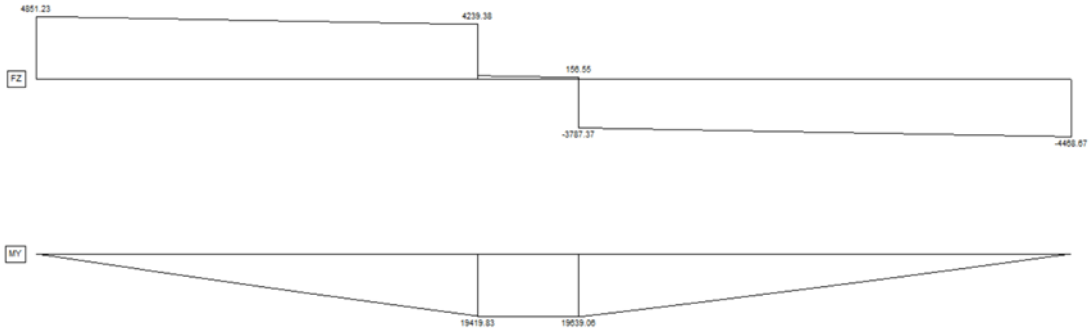
$$V_{Xn=5.2425}^{fZ} = R2 - DL \times DLF \times X2$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 12 obtenemos:

$$V_{Xn=5.2425}^{fZ} = 3787.4 \ kg$$

Figura 39.

Diagrama de momento flector y cortante viga principal (momento máximo FZ)



Nota. Diagrama de momento flector y cortante viga principal (momento máximo debido a fuerzas en Z). Elaboración propia, realizado con Beamax.

- Cortante máximo es decir $X = 0\ m$:
  - Reacción $R2$

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$-w \times 10 \times \left(\frac{10}{2}\right) - P_1 \times (0) - P_2 \times (0 + 0.97) + R2 \times (10) = 0$$

$$R2 = \frac{w \times \left(\frac{10^2}{2}\right) + P_1 \times (0) + P_2 \times (05 + 0.97)}{10}$$

Como $P_1 = P_2 = P$ entonces:

$$R2 = \frac{w \times \left(\frac{10^2}{2}\right) + P \times (0.97)}{10}$$

$$R2 = \frac{(DL \times DLF_{PG}) \times \left(\frac{10^2}{2}\right) + (TL_R \times DLF_T + LL_R \times (1 + HLF + IFD)) \times (0.97)}{10}$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 12 obtenemos:

$$R2 = 1098.6\ kg$$

- Reacción $R1$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R1 + W + P_1 + P_2 + R2 = 0$$

$$R1 = -W - P_1 - P_2 - R2$$

Como $P_1 = P_2 = P$ entonces:

$$R1 = W + 2 \times P - R2$$

$$R1 = w \times 10 + 2 \times P - R2$$

Remplazando:

$$R1 = (DL \times DLF_{PG}) \times 10 + 2 \times \left(TL_R \times DLF_T + LL_R \times (1 + HLF + IFD)\right) - (R2)$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 12 obtenemos:

$$R1 = 8221.4\ kg$$

La fuerza cortante máxima ocurre en el apoyo ($X = 0$) y tiene un valor igual a la reacción máxima, es decir:

$$V_{X=0}^{fZ} = R_{Max}$$

Como $R_{Max} = R1$ entonces:

$$V_{X=0}^{fZ} = R1$$

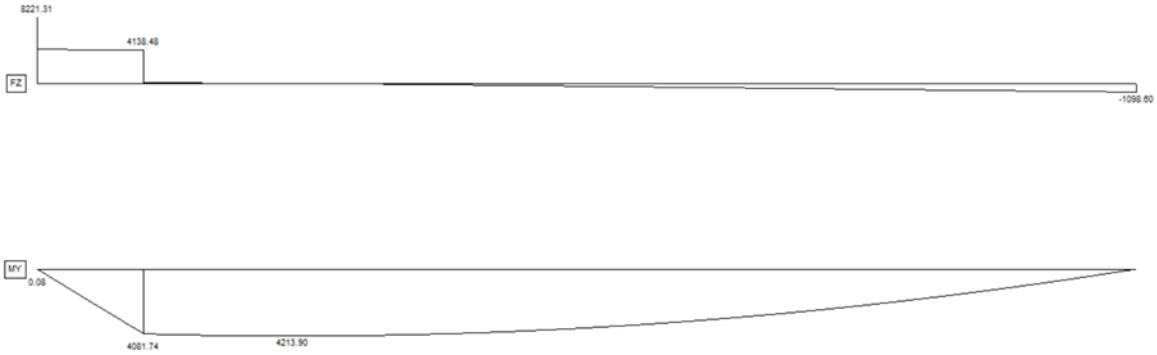
$$V_{X=0}^{fZ} = 8221.4\ kg$$

El momento flector en los apoyos es cero

$$M_{Xn=0}^{fZ} = 0\ \ kg \cdot m$$

Figura 40.

Diagrama de momento flector y cortante viga principal (cortante máximo FZ)



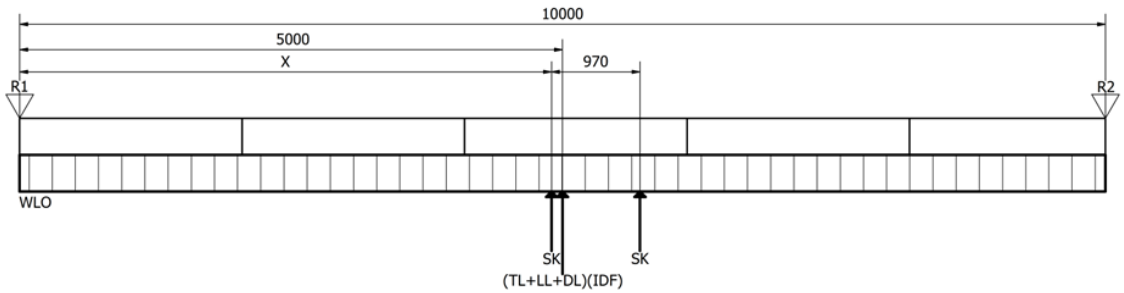
Nota. Diagrama de Momento flector y cortante viga principal (cortante máximo debido a fuerzas en Z). Elaboración propia, realizado con Beamax.

3.3.1.3.2. Plano X-Y

- Diagrama de cuerpo libre fuerzas en Y

Figura 41.

DCL cargas en Y



Nota. Diagrama de cuerpo libre de cargas en Y. Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

Donde:

Tabla 13.

Cargas horizontales plano X-Y

Carga	Magnitud [kg]
WLO	23.5 kg/m
TL	1389 kg
LL	12000 kg
DL	125.62 kg/m
IFD_{PG}	0.078
SK_T	R_R*S_{SKT}
TL_R	347.25 kg
LL_R	3000 kg
$S_{SK\ T}$	0.05

Nota. Cargas horizontales sobre vigas principales en plano X-Y. Elaboración propia, realizado con Word.

$$SK_T = R_R \times S_{SkT}$$

Donde $R_R = TL_R + LL_R$ entonces:

$$SK_{TR} = (TL_R + LL_R) \times S_{SkT}$$

$$SK_{TR} = (347.25\ kg + 3000\ kg) \times 0.05$$

$$SK_T = 167.4\ kg$$

- Reacciones en los apoyos

Para cargas móviles se evalúan dos condiciones críticas de diseño, cortante máximo y flexión máxima, las condiciones a evaluar son las mismas que para el plano X-Z. es decir X=0 m y X=4.2725 m.

- Momento máximo es decir $X = 4.2725\ m$:

  - Reacción $R2$

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$-W \times 10 \times \left(\frac{10}{2}\right) - P_1 \times (4.2725) - (IFD) \times P_3 \times (5) - P_2 \times (4.2725 + 0.97) + R2 \times (10) = 0$$

$$R2 = \frac{w \times \left(\frac{10^2}{2}\right) + P_1 \times (4.2725) + (IFD) \times P_3 \times (5) + P_2 \times (4.2725 + 0.97)}{10}$$

Como $P_1 = P_2 = P$ entonces:

$$R2 = \frac{w \times \left(\frac{10^2}{2}\right) + P \times (2 \times 4.2725 + 0.97) + (IFD) \times P_3 \times (5)}{10}$$

$$R2 = \frac{(WLO) \times \left(\frac{10^2}{2}\right) + (SK)) \times (2 \times 4.2725 + 0.97) + (IFD) \times \left(\frac{TL + LL}{2} + DL_{L=10}\right) \times (5)}{10}$$

$$R2 = \frac{(WLO) \times \left(\frac{10^2}{2}\right) + (SK) \times (2 \times 4.2725 + 0.97) + (IFD) \times \left(\frac{TL + LL}{2} + DL \times 10\right) \times (5)}{10}$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 13 obtenemos:

$$R2 = 586.9\ kg$$

- Reacción $R1$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R1 + W + P_1 + P_3 + P_2 + R2 = 0$$

$$R1 = -W - P_1 + P_3 - P_2 - R2$$

Como $P_1 = P_2 = P$ entonces:

$$R1 = W + 2 \times P + + P_3 - R2$$

$$R1 = w \times 10 + 2 \times P + P_3 - R2$$

Remplazando:

$$R1 = (WLO) \times 10 + 2 \times (SK) + (IFD) \times \left(\frac{TL + LL}{2} + DL \times 10\right) - (R2)$$

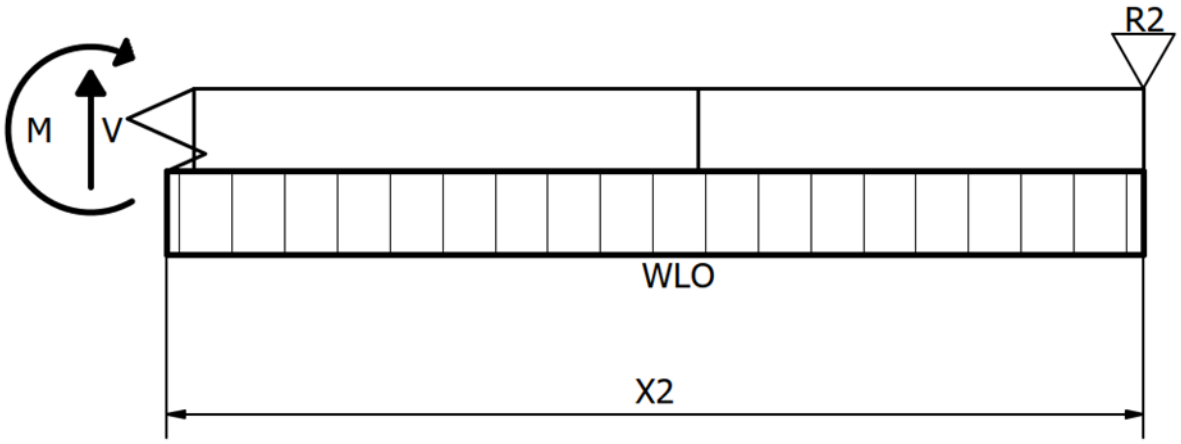
Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 13 obtenemos:

$$R1 = 603.1\ kg$$

- Momento máximo $M_{Xn=5.2425}^{fY}$:

Figura 42.

Momento flector máximo debido a cargas en Y



Nota. Momento flector máximo generado por cargas en Y. Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

$$\sum M = 0$$

$$M_{Xn=5.2425}^{fY} = R2 \times X2 - WLO \times X2 \times \left(\frac{X2}{2}\right)$$

$$M_{Xn=5.2425}^{fY} = R2 \times X2 - WLO \times \left(\frac{X2^2}{2}\right)$$

Donde $L = X + T + X2$

$$X2 = L - X - T$$

$$X2 = 10\ m - 4.2725\ m - 0.97\ m$$

$$X2 = 4.7575\ m$$

Sustituyendo:

$$M_{Xn=Xn=5.2425}^{fY} = R2 \times 4.7575 - WLO \times \left(\frac{4.7575^2}{2}\right)$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 13 obtenemos:

$$M_{Xn=5.2425}^{fY} = 2526.3\ \ kg \cdot m$$

La carga cortante en este punto es:

$$\sum fY = 0$$

$$V_{Xn=5.2425}^{fY} + WLO \times X2 - R2 = 0$$

$$V_{Xn=5.2425}^{fY} = R2 - WLO \times X2$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 13 obtenemos:

$$V_{Xn=5.2425}^{fY} = 475.1\ kg$$

Diagrama de fuerza cortante y momento flector

Figura 43.

Diagrama de momento flector y cortante viga principal (momento máximo FY)

Nota. Diagrama de momento flector y cortante viga principal (momento máximo debido a fuerzas en Y). Elaboración propia, realizado con Beamax.

Del análisis del gráfico se observa que el momento máximo en el plano X-Y se ubica en la posición central de la viga, con una magnitud de $M_{Xn=5}^{fY} = 2600\ kg \cdot m$, este es un 2.9 % mayor que el valor calculado para $Xn = 4.7575\ m$ ($M_{Xn=5.2425}^{fY} = 2526.3\ kg \cdot m$); Como el momento en este plano es significativamente inferior a el momento en el plano X-Z, para la evaluación por cargas combinadas la posición crítica de diseño se mantiene en $Xn = 5.2425\ m$ es decir cuando la carga móvil se ubica en $X = 4.2725\ m$.

- Cortante máximo es decir $X = 0\ m$
  - Reacción $R2$

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$-W \times 10 \times \left(\frac{10}{2}\right) - P_1 \times (0) - (IFD) \times P_3 \times (5) - P_2 \times (0 + 0.97) + R2 \times (10) = 0$$

$$R2 = \frac{w \times \left(\frac{10^2}{2}\right) + P_1 \times (0) + (IFD) \times P_3 \times (5) + P_2 \times (0 + 0.97)}{10}$$

Como $P_1 = P_2 = P$ entonces:

$$R2 = \frac{w \times \left(\frac{10^2}{2}\right) + P \times (0.97) + (IFD) \times P_3 \times (5)}{10}$$

$$R2 = \frac{(WLO) \times \left(\frac{10^2}{2}\right) + (SK)) \times (0.97) + (IFD) \times \left(\frac{TL + LL}{2} + DL_{L=10}\right) \times (5)}{10}$$

$$R2 = \frac{(WLO) \times \left(\frac{10^2}{2}\right) + (SK) \times (0.97) + (IFD) \times \left(\frac{TL + LL}{2} + DL \times 10\right) \times (5)}{10}$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 13 obtenemos:

$$R2 = 443.9\ kg$$

- Reacción $R1$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R1 + W + P_1 + P_3 + P_2 + R2 = 0$$

$$R1 = -W - P_1 + P_3 - P_2 - R2$$

Como $P_1 = P_2 = P$ entonces:

$$R1 = W + 2 \times P + +P_3 - R2$$

$$R1 = w \times 10 + 2 \times P + P_3 - R2$$

Remplazando:

$$R1 = (WLO) \times 10 + 2 \times (SK) + (IFD) \times \left(\frac{TL + LL}{2} + DL \times 10\right) - (R2)$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 13 obtenemos:

$$R1 = 746.2\ kg$$

La fuerza cortante máxima ocurre en el apoyo ($X = 0$) y tiene un valor igual a la reacción máxima, es decir:

$$V_{X=0}^{fY} = R_{Max}$$

Como $R_{Max} = R1$ entonces:

$$V_{X=0}^{fY} = R1$$

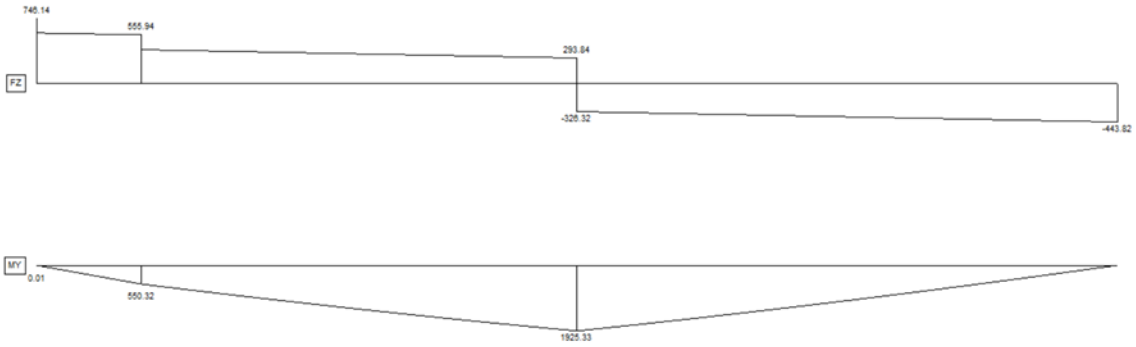
$$V_{X=0}^{fY} = 746.2\ kg$$

El momento flector en los apoyos es cero

$$M_{Xn=0}^{fY} = 0\ \ kg \cdot m$$

Figura 44.

Diagrama de momento flector y cortante viga principal (cortante máximo FY)



Nota. Diagrama de momento flector y cortante viga principal (cortante máximo debido a fuerzas en Y). Elaboración propia, realizado con Beamax.

3.3.1.3.3. Esfuerzo normal

- Esfuerzo normal debido a cargas en X

  Las cargas en X son:

$$F_X = IFD + SK$$

  Donde:

Tabla 14.

Cargas normales al plano X

Carga	Magnitud [kg]
TL	1389 kg
LL	12000 kg
IFD_T	0.064
SK_{PG}	$R_{Max\ PG}$ *S_{SKT}
$S_{SK\ PG}$	0.05

Nota. Cargas normales al plano X en vigas principales. Elaboración propia, realizado con Word.

Donde $R_{Max\ PG}$ es la reacción máxima para la posición más desfavorable, es decir:

$$R_{Max\ PG} = R1_{X=0}^{fz} = 8221.4\ kg$$

Sustituyendo

$$SK_{PG} = R_{Max\ PG} \times S_{SK\ PG}$$

$$SK_{PG} = 8221.4\ kg \times 0.05$$

$$SK_{PG} = 411.1\ kg$$

Por lo tanto, la magnitud de las fuerzas en X es:

$$F_X = IFD + SK$$

$$F_X = \left(\frac{TL + LL}{2}\right) \times IFD_T + SK_{PG}$$

$$F_X = 839.6\ kg$$

El esfuerzo normal debido cargas en X:

$$\sigma_N^{fX} = \frac{P}{A}$$

$$\sigma_N^{fX} = \frac{839.6\ kg}{15240\ mm^2} = \frac{839.6\ kg}{152.4\ cm^2}$$

$$\sigma_N^{fX} = 5.51\ kg/cm^2$$

- Esfuerzo normal debido a momentos

En el plano X-Z y X-Y se evalúan dos condiciones críticas de diseño $Xn = 0$ y $Xn = 5.2425$; el esfuerzo normal debido a cargas en el plano X-Z y plano X-Y es un esfuerzo de flexión y se calcula por medio de:

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

O

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

Donde el momento flector para las posiciones críticas es:

Tabla 15.

Momento flector vigas principales

M_{Xn}^{fn}	fZ	fY
$Xn = 0\ m$	$0.0\ kg \cdot m$	$0.0\ kg \cdot m$
$Xn = 5.2425\ m$	$19639.1\ kg \cdot m$	$2526.3\ kg \cdot m$

Nota. Momento flector en vigas principales debido a fuerzas en Z y Y. Elaboración propia, realizado con Word.

Entonces el esfuerzo normal debido a carga en Z es:

$$\sigma_N^{MfZ\ Xn} = \frac{MZ}{S_{xx}}$$

De forma análoga el esfuerzo normal debido a carga en Y es:

$$\sigma_N^{MfY\ Xn} = \frac{MY}{S_{yy}}$$

Los resultados de esfuerzo al evaluar los momentos tabulados en 15 son

Tabla 16.

Esfuerzos generados por momento flector en vigas principales

$\sigma_N^{Mn\ Xn}$	fZ	fY
$Xn = 0\ m$	$0.00\ kg/cm^2$	$0.00\ kg/cm^2$
$Xn = 5.2425\ m$	$649.16\ kg/cm^2$	$182.45\ kg/cm^2$

Nota. Esfuerzos generados por momento flector en vigas principales debido a fuerzas en Z y Y. Elaboración propia, realizado con Word.

- Esfuerzo normal máximo total

  El esfuerzo normal máximo total para cada posición crítica es:

  - Posición $Xn = 0$

$$\sigma_N^{Xn=0} = \sigma_N^{fX} + \sigma_N^{MfZ\ Xn=0} + \sigma_N^{MfY\ Xn=0}$$

  Sustituyendo:

$$\sigma_N^{Xn=0} = 5.51\ kg/cm^2$$

  - Posición $Xn = 5.2425$

$$\sigma_N^{Xn=5.2425} = \sigma_N^{fX} + \sigma_N^{MfZ\ Xn=5.2425} + \sigma_N^{MfY\ Xn=5.2425}$$

  Sustituyendo:

$$\sigma_N^{Xn=5.2425} = 837.12\ kg/cm^2$$

Evaluando para el esfuerzo normal total máximo, según la especificación CMAA 70 obtenemos:

$$\sigma_N^{Xn} \leq \sigma_A$$

Donde σ_A es el esfuerzo admisible según las características de la carga Tabla 10:

$$837.12\ kg/cm^2 \leq 1682.5\ kg/cm^2\ (165\ MPa)$$

3.3.1.3.4. Esfuerzo cortante

- Esfuerzo cortante transversal

En el plano X-Z y X-Y se evalúan dos condiciones críticas de diseño $Xn = 0$ y $Xn = 5.2425$; el esfuerzo cortante transversal debido a cargas en el plano X-Z y plano X-Y se calcula por medio de:

$$\tau = \frac{V \times Q}{I \times t}$$

Donde Q es el primer momento del área respecto al eje centroidal:

$$Q = \sum_{i=1}^{n} A_i \times x_i$$

El esfuerzo cortante máximo se encuentra sobre el eje neutro de la sección, por lo que Q_x es:

$$Q_x = \sum_{i=1}^{n} A_i \times y_i$$

$$Q_x = (P \times c) \times \left(\frac{h}{2} + \frac{c}{2}\right) + 2 \times \left(\frac{h}{2} \times t\right) \times \left(\frac{h}{4}\right)$$

$$Q_x = (400 \times 9.525) \times \left(\frac{600}{2} + \frac{9.525}{2}\right) + 2 \times \left(\frac{600}{2} \times 6.35\right) \times \left(\frac{600}{4}\right)$$

$$Q_x = 1732645.125\ mm^3 = 1732.645125\ cm^3$$

Como el esfuerzo cortante es máximo sobre el eje neutro de la sección, Q_y:

$$Q_y = \sum_{i=1}^{n} A_i \times x_i$$

$$Q_y = 2 \times \left(\frac{P}{2} \times c\right) \times \left(\frac{P}{4}\right) + (h \times t) \times \left(b + \frac{t}{2}\right)$$

$$Q_y = 2 \times \left(\frac{400}{2} \times 9.525\right) \times \left(\frac{400}{4}\right) + (600 \times 6.35) \times \left(\frac{297}{2} + \frac{6.35}{2}\right)$$

$$Q_y = 958881.75\ mm^3 = 958.88175\ cm^3$$

Donde la carga cortante en las posiciones críticas es:

Tabla 17.

Carga cortante vigas principales

$\boldsymbol{V_{Xn}^{fn}}$	$\boldsymbol{fZ}$	$\boldsymbol{fY}$
$\boldsymbol{Xn = 0\ m}$	$8221.4\ kg$	$746.2\ kg$
$\boldsymbol{Xn = 5.2425\ m}$	$3787.4\ kg$	$475.1\ kg$

Nota. Fuerza Cortante vigas principales debido a fuerzas en Z y Y. Elaboración propia, realizado con Word.

Entonces el esfuerzo cortante debido a carga en Z es:

$$\tau_{Tra}^{fZ\ Xn} = \frac{V \times Q_x}{I_{xx} \times t}$$

De forma análoga el esfuerzo cortante debido a carga en Y es:

$$\tau_{Tra}^{fY\ Xn} = \frac{V \times Q_y}{I_{yy} \times t}$$

Los resultados de esfuerzo al evaluar las cargas cortantes tabuladas en 17 son:

Tabla 18.

Esfuerzo cortante vigas principales

$\tau_{Tra}^{fn\ Xn}$	fZ	fY
$Xn = 0\ m$	$239.56\ kg/cm^2$	$27.13\ kg/cm^2$
$Xn = 5.2425\ m$	$110.36\ kg/cm^2$	$17.27\ kg/cm^2$

Nota. Esfuerzo cortante en vigas principales debido a fuerzas en Z y Y. Elaboración propia, realizado con Word.

- Esfuerzo cortante torsional

El esfuerzo cortante torsional es generado por las cargas laterales que actúan de forma excéntrica a el eje neutro de la viga.

El momento máximo torsional se genera en los extremos calcula como:

$$\sum T = 0$$

$$T_{max} = 2 \times SK_T \times \left(\frac{h}{2} + c + h_{Rail}\right)$$

Donde SK_T:

$$SK_T = 167.4\ kg$$

Entonces:

$$T_{max} = 2 \times 167.4 \times \left(\frac{600}{2} + 9.525 + 50\right)$$

$$T_{max} = 120368.97\ kg \cdot mm = 12036.897\ kg \cdot cm$$

El esfuerzo cortante torsional para elementos de pared delgada se calcula como:

$$\tau_T = \frac{T}{2 \times s \times A_m}$$

Donde s es el espesor de la placa estudiada y A_m se calcula como:

$$A_m = (h - c) \times (b + t)$$

$$A_m = (600 - 9.525) \times (297 + 6.35)$$

$$A_m = 179120.59\ mm^2 = 1791.2059\ cm^2$$

La magnitud del esfuerzo cortante por torsión en el alma es:

$$\tau_{TA} = \frac{12036.897\ kg \cdot cm}{2 \times 0.635\ cm \times 1791.2059\ cm^2}$$

$$\tau_{TA} = 5.29\ kg/cm^2$$

La magnitud del esfuerzo cortante por torsión en el patín es:

$$\tau_{TP} = \frac{12036.897\ kg \cdot cm}{2 \times 0.9525\ cm \times 1791.2059\ cm^2}$$

$$\tau_{TP} = 3.53\ kg/cm^2$$

- Esfuerzo cortante máximo total

El esfuerzo cortante máximo total para cada elemento y posición crítica tiene una magnitud de:

  - Para los patines

Posición $Xn = 0$

$$\tau_P^{Xn=0} = \tau_{TP} + \tau_{Tra}^{fY\ Xn=0}$$

Sustituyendo:

$$\tau_P^{Xn=0} = 32.42\ \ kg/cm^2$$

Posición $Xn = 5.2425$

$$\tau_P^{Xn=5.2425} = \tau_{TP} + \tau_{Tra}^{fY\ Xn=5.2425}$$

Sustituyendo:

$$\tau_P^{Xn=5.2425} = 22.56\ \ kg/cm^2$$

- Para las almas

Posición $Xn = 0$

$$\tau_A^{Xn=0} = \tau_{TA} + \tau_{Tra}^{fZ\ Xn=0}$$

Sustituyendo:

$$\tau_A^{Xn=0} = 243.09\ \ kg/cm^2$$

Posición $Xn = 5.2425$

$$\tau_A^{Xn=5.2425} = \tau_{TA} + \tau_{Tra}^{fZ\ Xn=5.2425}$$

Sustituyendo:

$$\tau_A^{Xn=5.2425} = 113.89\ \ kg/cm^2$$

Evaluando para el esfuerzo normal total máximo, según la especificación CMAA 70 obtenemos:

$$\tau^{Xn} \leq \tau_A$$

Donde τ_A es el esfuerzo admisible según las características de la carga Tabla 10:

$$243.09\ kg/cm^2 \leq 955.5\ kg/cm^2\ (93.7\ MPa)$$

cumple

3.3.1.4. Deflexión

A continuación, se desarrollarán las deflexiones de las vigas.

3.3.1.4.1. Deflexión en Z

La deflexión máxima de la viga ocurre en la posición crítica $Xn = 5.2425$ punto que corresponde con la posición de momento máximo M_X^{fZ}

La deflexión máxima se calculará utilizando el método de doble integración, y se obtendrán las constantes de integración evaluando las condiciones de frontera.

La ecuación de momentos se establecerá en un extremo de la viga luego de la última carga puntual y antes de la reacción en el extremo:

$$X + T < o < L$$

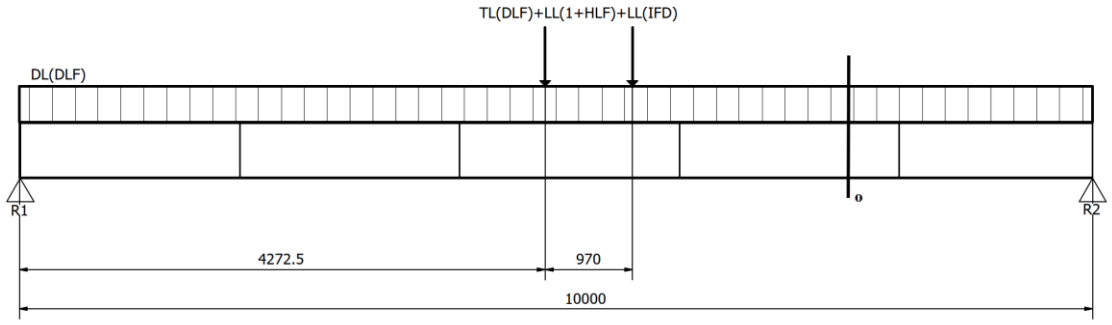
Evaluando:

$$4.2725 + 0.97 < o < 10$$

$$5.2425 < o < 10$$

Figura 45.

DCL cargas en Z (deflexión)



Nota. Diagrama de cuerpo libre de cargas en Z (deflexión). Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

Por lo tanto:

$$\sum M_o = 0$$

$$M_o = R1 \times x_o - (w \times x_o) \times \left(\frac{x_o}{2}\right) - P_1 \times (x_o - 4.2725) - P_2 \times (x_o - 4.2725 - 0.97)$$

Como $P_1 = P_2 = P$, entonces:

$$M_o = R1 \times x_o - (w \times x_o) \times \left(\frac{x_o}{2}\right) - P \times (x_o - 4.2725) - P \times (x_o - 4.2725 - 0.97)$$

$$M_o = R1 \times x_o - (w) \times \left(\frac{{x_o}^2}{2}\right) - P \times \left((x_o - 4.2725) + (x_o - 4.2725 - 0.97)\right)$$

Utilizando el método de la doble integración y realizando la primera integración obtenemos:

$$EI\frac{d^2z}{dx^2} = -M$$

$$EI\frac{dz}{dx_o} = -\int_0^{x_0} M(dx_o)$$

$$EI\frac{dz}{dx_o} = -\int_0^{x_0} R1 \times x_o - (w) \times \left(\frac{x^2}{2}\right) - P \times \left((x_o - 4.2725) + (x_o - 4.2725 - 0.97)\right)$$

$$EI\frac{dz}{dx_o} = -\frac{R1 \times {x_o}^2}{2} + \frac{w \times {x_o}^3}{6} + P \times \left(\frac{(x_o - 4.2725)^2}{2} + \frac{(x_o - 4.2725 - 0.97)^2}{2}\right) + C1$$

Integrado por segunda vez:

$$EI \times z = \int_0^x -\frac{R1 \times {x_o}^2}{2} + \frac{w \times {x_o}^3}{6} + P \times \left(\frac{(x_o - 4.2725)^2}{2} + \frac{(x_o - 4.2725 - 0.97)^2}{2}\right) + C1$$

$$EI \times z = -\frac{R1 \times {x_o}^3}{6} + \frac{w \times {x_o}^4}{24} + P \times \left(\frac{(x_o - 4.2725)^3}{6} + \frac{(x_o - 4.2725 - 0.97)^3}{6}\right) + C1 \times x_o + C2$$

Evaluando las condiciones de frontera obtenemos las constantes de integración.

Condiciones de frontera:

$$1) \quad x_o = 0 \rightarrow z = 0$$

$$2) \quad x_o = L \rightarrow z = 0$$

Sustituyendo para las condiciones de frontera en $x_o = 0$:

$$EI \times (0) = -\frac{R1 \times (0)^3}{6} + \frac{w \times (0)^4}{24} + P \times \left(\frac{(0 - 4.2725)^3}{6} + \frac{(0 - 4.2725 - 0.97)^3}{6}\right) + C1 \times (0) + C2$$

Por lo que:

$$C2 = 0$$

Sustituyendo para las condiciones de frontera en $x_o = L = 10$:

$$EI \times (0) = -\frac{R1 \times (10)^3}{6} + \frac{w \times (10)^4}{24} + P \times \left(\frac{(10 - 4.2725)^3}{6} + \frac{(10 - 4.2725 - 0.97)^3}{6}\right) + C1 \times (10) + C2$$

Despejando $C1$:

$$0 = -\frac{R1 \times (10)^3}{6} + \frac{w \times (10)^4}{24} + P \times \left(\frac{(10 - 4.2725)^3}{6} + \frac{(10 - 4.2725 - 0.97)^3}{6}\right) + C1 \times (10) + (0)$$

$$C1 = \frac{R1 \times (10)^3}{6} - \frac{w \times (10)^4}{24} - P \times \left(\frac{(10 - 4.2725)^3}{6} + \frac{(10 - 4.2725 - 0.97)^3}{6}\right) \Big/ 10$$

$$C1 = \frac{R1 \times (10)^3}{6} - \frac{(DL \times DLF_{PG}) \times (10)^4}{24} - \left(TL_R \times DLF_T + LL_R \times (1 + HLF + IFD)\right) \times \left(\frac{(10 - 4.2725)^3}{6} + \frac{(10 - 4.2725 - 0.97)^3}{6}\right) \Big/ 10$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 12 obtenemos:

$$C1 = 55458.69229$$

Por lo tanto, la deflexión en cualquier punto se puede calcular mediante:

$$\delta z = \frac{-\frac{R1 \times {x_o}^3}{6} + \frac{(DL \times DLF_{PG}) \times {x_o}^4}{24}}{EI} + \frac{\left(TL_R \times DLF_T + LL_R \times (1 + HLF + IFD)\right) \times \left(\frac{(x_o - 4.2725)^3}{6} + \frac{(x_o - 4.2725 - 0.97)^3}{6}\right)}{EI} + \frac{55458.69229 \times x_o}{EI}$$

La deflexión máxima de la viga ocurre en la posición crítica $x_0 = 5.2425$ punto que corresponde con la posición de momento máximo M_X^{fZ}

Por lo que evaluando en $x_0 = 5.2425$, obtenemos:

$$\delta z\ max = 9.456 \times 10^{-3}\ m = 9.456\ mm$$

Evaluando para la deflexión máxima admisible, según la especificación CMAA 70 obtenemos:

$$\delta z\ max \leq \frac{L}{888}$$

Donde $L = 10000\ m$, entonces:

$$\frac{L}{888} = \frac{10000\ mm}{888} = 11.26\ mm$$

Entonces:

$$9.456\ mm \leq 11.26\ mm$$

CUMPLE

3.3.1.5. Esfuerzos combinados

La especificación CMAA 70 establece que cuando exista un estado de esfuerzos combinados en un plano, el esfuerzo de referencia deberá calcularse mediante:

$$\sigma_t = \sqrt[2]{{\sigma_1}^2 + {\sigma_2}^2 - {\sigma_1}^2 \times {\sigma_2}^2 + 3 \times {\tau_{1-2}}^2}$$

Para calcular el esfuerzo de referencia se analiza el caso más exigente, en este caso cuando $Xn = 5.2425$, por lo tanto:

$$\sigma_1 = \sigma_N^{Xn}\, Max = 837.12\ kg/cm^2$$

$$\sigma_2 = 0\ kg/cm^2$$
$$\tau_{1-2} = 113.89\ kg/cm^2$$

Sustituyendo:

$$\sigma_t = 860.05\ kg/cm^2$$

El factor de seguridad es:

$$FS = \frac{\sigma_{Fluencia}}{\sigma_t}$$

$$FS = \frac{2549.29\ kg/cm^2\ (250\ MPa)}{860.05\,\frac{kg}{cm^2}}$$

$$FS = 2.96$$ **CUMPLE**

3.3.1.6. Rigidizadores

Son elementos estructurales diseñados para conducir cargas puntuales, evitar el pandeo local y dar rigidez estructural, la especificación CMAA da condiciones límite para posicionar los rigidizadores, criterios para evaluar los esfuerzos e inercias mínimas de comparación. Los dos tipos de rigidizadores son transversales, pudiendo ser de profundidad total o de profundidad parcial y longitudinales siendo usualmente entre ninguno y 2 rigidizadores.

3.3.1.6.1. Rigidizadores transversales o diafragmas

Deben ubicarse diafragmas cuando existan cambios abruptos en la sección transversal, o cargas puntuales, estos deben estar construidos para dar contra la platina superior y estar soldados a las almas.

- Rigidizadores de profundidad total

La especificación CMAA 70, establece que la distancia entre rigidizadores de profundidad total no debe exceder (este valor tampoco debe exceder el mayor de 72” o la profundidad de la viga):

$$a \leq \frac{350 \times t}{\sqrt{v}}$$

Donde:

t: espesor del alma [in].

v: esfuerzo cortante máximo en el alma [ksi].

Por lo tanto:

$$a \leq \frac{350 \times \ 0.25\ in\ (6.35\ mm)}{\sqrt{3.46\ ksi(243.09\ \ kg/cm^2)}}$$

$$a \leq 47\ in\ (1194.8\ mm)$$

Se seleccionará una distancia entre rigidizadores transversales totales de:

$$a = 1100\ mm$$

El espesor de los diafragmas debe de ser capaz de soportar la carga de rueda distribuida sobre el área de soporte:

$$\sigma_v\ kg/mm^2 = \frac{(LL_R + TL_R)\ kg}{A_s \times FS\ mm^2}$$

$$\sigma_v = \frac{(LL_R + TL_R)}{t \times (b_{Rail} + 2 \times c) \times FS}$$

$$t = \frac{(LL_R + TL_R)}{(b_{Rail} + 2 \times c) \times \sigma_{v\ ads} \times FS}$$

$$t = \frac{(347.25 + 3000)}{(50 + 2 \times 6.35) \times 16.8 * 2}$$

$$t = 6.35\ mm$$

Se utilizará un espesor de ¼" (6.35 mm) por tratarse de un espesor comercial.

El momento de inercia mínimo según la especificación CMAA 70 para cualquier rigidizador transversal se calcula mediante:

$$I_{min} = \frac{1.2 \times h^3 \times t^3}{a^2}$$

$$I_{min} = \frac{1.2 \times (600)^3 \times (6.35)^3}{(1100)^2}$$

$$I_{min} = 54850\ mm^4$$

La inercia del rigidizador de profundidad total es:

$$I_{RTT} = \frac{b \times h^3}{12}$$

$$I_{RTT} = \frac{297 \times 600^3}{12}$$

$$I_{RTT} = 5.35 \times 10^6\ mm^4$$

Evaluando:

$$I_{RTT} \gg I_{min}$$

CUMPLE

- Diafragmas de profundidad parcial

Los diafragmas de profundidad parcial se diseñan para limitar la flexión máxima en el riel, estos poseen el mismo espesor que los de profundidad total y son espaciados según CMAA 70:

$$\sigma_a \geq \frac{(LL_R + TL_R) \times a}{6 \times S}$$

$$\sigma_a \geq \frac{(LL_R + TL_R) \times a}{6 \times S}$$

$$a \leq \frac{15.82\ kg/mm^2\ (22.5\ ksi) \times 6 \times \left(\frac{50 \times 40^2}{6}\right) mm^2}{(347.25 + 3000)\ kg}$$

$$a \leq 378.1\ mm$$

Se seleccionará una distancia entre rigidizadores transversales parciales de:

$$a = 366.67\ mm$$

La altura del rigidizador parcial se calcula a partir de la restricción de inercia mínima:

$$I_{RTP} > I_{min}$$

$$I_{RTP} = \frac{b \times h^3}{12}$$

Remplazando:

$$I_{min} < \frac{b \times h^3}{12}$$

$$h > \sqrt[3]{\frac{54850 \times 12}{297}}$$

$$h_{RTP} > 13\ mm$$

Se seleccionará una altura para el rigidizador parcial de:

$$h_{RTP} = \frac{1}{4} \times h$$

$$h_{RTP} = 150\ mm$$

CUMPLE

3.3.1.6.2. Rigidizadores longitudinales

Los refuerzos longitudinales aumentan la resistencia a flexión de la viga, esto debido a que controlan la deflexión lateral de las placas de alma, lo que aumenta la tensión de flexión libre de pandeo.

La especificación CMAA 70 establece que los refuerzos longitudinales deben de ser colocados de tal forma que su eje neutro se ubique a 0.4 veces la distancia entre alas, partiendo del patín a compresión, además la inercia de la sección desde la interfaz con el alma “O-O”, debe de ser mayor a:

$$I_{oc} = 1.2 \times \left(0.4 + 0.6 \times \left(\frac{a}{h}\right) + 0.9 \times \left(\frac{a}{h}\right)^2 + 8 \times \frac{A_s \times a}{h^2 \times t}\right) \times h \times t^3$$

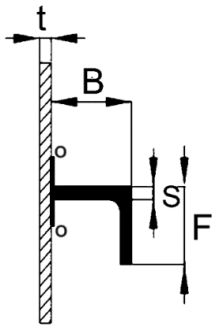
Donde:

A_s: área transversal del refuerzo

t: espesor de placa reforzada

Figura 46.

Rigidizador longitudinal (angular)

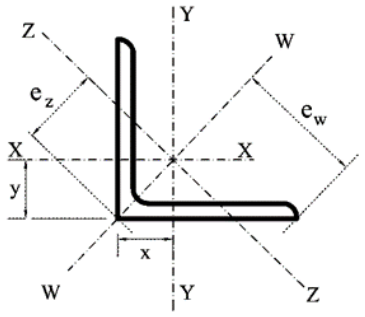


Nota. Rigidizador longitudinal de placas de alma (perfil angular). Adaptado de E. Maiorana (2019). Contribution of longitudinal stiffener rigidity and position to bridge girder integrity. *Frattura ed Integrita Strutturale, 13*(48). p. 463. https://doi.org/10.3221/IGF-ESIS.48.44

Se seleccionó un perfil angular L 1 1/2” x 3/16” disponible comercialmente, las propiedades geométricas son:

Figura 47.

Propiedades geométricas angular L 1 1/2"x3/16"



Nota. Propiedades geométricas de perfil angular L 1 1/2"x3/16". Obtenido de Gerdau Corsa (2019). *Manual de perfiles estructurales*. (p. 19).

- Área: 3.43 cm^2
- Inercia y-y/x-x: 4.58 cm^4
- Posición del centro de giro y/x: 1.12 cm

Sustituyendo:

$$I_{oc} = 1.2 \times \left(0.4 + 0.6 \times \left(\frac{366.67}{600}\right) + 0.9 \times \left(\frac{366.67}{600}\right)^2 + 8 \times \frac{343 \times 366.67}{600^2 \times 6.35}\right) \times 600 \times 6.35^3$$

$$I_{oc} = 2844444.11\ mm^4$$

La inercia de la sección en la intercara (punto O-O) se calcula utilizando el teorema de ejes paralelos:

$$I_o = I_{cm} + A \times d^2$$

$$I_o = 45800 + 343 \times (38.1 - 11.2)^2$$

$$I_o = 2963998.3$$

Evaluando:

$$I_o > I_{oc}$$

CUMPLE

3.3.1.7. Pandeo local

El pandeo local, es un factor importante en las secciones armadas, debido a la tendencia a usar espesores pequeños para hacer estructuras ligeras, el pandeo local se caracteriza por el pandeo de placas de forma aislada, es decir, sin pandeo general del miembro. Cuando esto ocurre el pandeo local se convierte en un estado límite.

El pandeo en las placas del alma de la viga se evalúa considerándolas paneles de largo a y ancho b, En este caso b corresponde a la profundidad de la viga (distancia entre el patín de compresión y tracción).

El pandeo en las placas de compresión (patín superior) de la viga, se evalúa considerándolas paneles de largo b y ancho a, En este caso b indica la distancia entre almas.

La especificación CMAA 70 evalúa el esfuerzo crítico de pandeo como un múltiplo de la tensión de Euler (σ_e).

Donde σ_e:

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 \times E}{12 \times (1 - \mu^2)} \times \left(\frac{t}{b}\right)^2$$

El esfuerzo crítico de pandeo es:

Para pandeo por compresión:

$$\sigma_k = K_\sigma \times \sigma_e$$

Para pandeo por corte:

$$\tau_k = K_\tau \times \sigma_e$$

Los coeficientes K_σ y K_τ, dependen de las características de carga, geometría de la placa, y de las condiciones de apoyo. La figura del anexo 6 identifica casos para placas simplemente apoyadas y establece el método de cálculo de los coeficientes.

- Pandeo en almas

Para el análisis por pandeo se considerará a como la distancia entre diafragmas de profundidad total.

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 \times (2.039 \times 10^6\ kg/cm^2)}{12 \times (1 - 0.26^2)} \times \left(\frac{0.635\ cm}{60\ cm}\right)^2$$

$$\sigma_e = 201.455\ kg/cm^2$$

El caso de cargas corresponde al caso 2 de la tabla A4-1 (ψ=-1), por lo que calculando α:

$$\alpha = \frac{a}{b}$$

$$\alpha = \frac{110}{60}$$

$$\alpha = 1.83$$

Coeficiente de pandeo por compresión, como $\alpha \geq 2/3$, entonces

$$K_\sigma = 23.9$$

Por lo tanto, el esfuerzo crítico de pandeo por compresión:

$$\sigma_k = 23.9 \times 201.455\ kg/cm^2$$

$$\sigma_k = 4814.8\ kg/cm^2$$

Coeficiente crítico de pandeo por cortante, como $\alpha \geq$, entonces

$$K_\tau = 5.34 + \frac{4}{\alpha^2}$$

$$K_\tau = 5.34 + \frac{4}{1.83^2}$$

$$K_\tau = 6.53$$

Por lo tanto, el esfuerzo crítico de pandeo por cortante:

$$\tau_k = 6.53 \times 201.455\ kg/cm^2$$

$$\tau_k = 1315.5\ kg/cm^2$$

Cuando se producen de forma simultánea esfuerzos de compresión y corte, el esfuerzo critica de comparación se calcula mediante:

$$\sigma_{1k} = \frac{\sqrt{\sigma^2 + 3 \times \tau^2}}{\left(\frac{1+\psi}{4}\right) \times \left(\frac{\sigma}{\sigma_k}\right) + \sqrt{\left(\frac{3-\psi}{4} \times \frac{\sigma}{\sigma_k}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_k}\right)^2}}$$

Sustituyendo:

$$\sigma_{1k} = \frac{\sqrt{(\sigma_N^{Xn})^2 + 3 \times \tau_A^{Xn^2}}}{\left(\frac{1+(-1)}{4}\right) \times \left(\frac{\sigma_N^{Xn}}{\sigma_k}\right) + \sqrt{\left(\frac{3-(-1)}{4} \times \frac{\sigma_N^{Xn}}{\sigma_k}\right)^2 + \left(\frac{\tau_A^{Xn}}{\tau_k}\right)^2}}$$

$$\sigma_{1k} = 4428.07\ kg/cm^2\ (434.25\ MPa)$$

Para evaluar el diseño por pandeo, se determina el tipo de pandeo (elástico, inelástico), la especificación CMAA 70 determina esto por medio del esfuerzo proporcional mediante:

$$Si\ \sigma_{1k} < \sigma_p \rightarrow Pandeo\ elástico$$

$$Si\ \sigma_{1k} \geq \sigma_p \rightarrow Pandeo\ inelástico$$

Evaluando, donde σ_p:

$$\sigma_p = \frac{2549.29\ kg/cm^2\ (250\ MPa)}{1.32}$$

$$\sigma_p = 1931.28\ kg/cm^2$$

Como $\sigma_{1k} \geq \sigma_p$, entonces es un caso de pandeo inelástico. Para pandeo inelástico el esfuerzo crítico de comparación se reduce mediante:

$$\sigma_{1kR} = \frac{\sigma_y \times {\sigma_{1k}}^2}{0.1836 \times {\sigma_y}^2 + {\sigma_{1k}}^2}$$

$$\sigma_{1kR} = 2403.06\ kg/cm^2$$

Para pandeo inelástico el factor de seguridad se calcula como:

$$\vartheta_B = \frac{\sigma_{1kR}}{\sqrt{\sigma^2 + 3 \times \tau^2}}$$

$$\vartheta_B = \frac{\sigma_{1kR}}{\sqrt{(\sigma_N^{Xn})^2 + 3 \times {\tau_A^{Xn}}^2}}$$

$$\vartheta_B = 2.79$$

El pandeo local se evalúa comparando el factor de seguridad (ϑ_B) y el factor de diseño por pandeo (DFB):

$$\vartheta_B \geq DFB$$

Donde:

$$DFB = 1.35 + 0.05(\psi - 1)$$

$$DFB = 1.35 + 0.05(-1 - 1)$$

$$DFB = 1.25$$

Como $\vartheta_B \geq DFB$ se satisface la evaluación el elemento no fallará por pandeo.

CUMPLE

- Pandeo en patín de comprensión

Para el análisis por pandeo se considerará a como la distancia entre diafragmas de profundidad total.

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 \times (2.039 \times 10^6\ kg/cm^2)}{12 \times (1 - 0.26^2)} \times \left(\frac{0.9525\ cm}{29.7\ cm}\right)^2$$

$$\sigma_e = 1849.91\ kg/cm^2$$

El caso de cargas corresponde al caso 1 de la tabla A4-1 (ψ=1), por lo que calculando α:

$$\alpha = \frac{a}{b}$$

$$\alpha = \frac{110}{29.7}$$

$$\alpha = 3.71$$

Coeficiente de pandeo por compresión, como $\alpha \geq 1$, entonces

$$K_\sigma = \frac{8.4}{\psi + 1.1}$$

$$K_\sigma = 4$$

Por lo tanto, el esfuerzo crítico de pandeo por compresión:

$$\sigma_k = 4 \times 1849.91\ kg/cm^2$$

$$\sigma_k = 7399.64\ kg/cm^2$$

Coeficiente crítico de pandeo por cortante, como $\alpha \geq$, entonces

$$K_\tau = 5.34 + \frac{4}{\alpha^2}$$

$$K_\tau = 5.34 + \frac{4}{3.71^2}$$

$$K_\tau = 5.63$$

Por lo tanto, el esfuerzo crítico de pandeo por cortante:

$$\tau_k = 5.63 \times 1849.91\ kg/cm^2$$

$$\tau_k = 10414.99\ kg/cm^2$$

Cuando se producen de forma simultánea esfuerzos de compresión y corte, el esfuerzo critica de comparación se calcula mediante:

$$\sigma_{1k} = \frac{\sqrt{\sigma^2 + 3 \times \tau^2}}{\left(\frac{1+\psi}{4}\right) \times \left(\frac{\sigma}{\sigma_k}\right) + \sqrt{\left(\frac{3-\psi}{4} \times \frac{\sigma}{\sigma_k}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_k}\right)^2}}$$

Sustituyendo:

$$\sigma_{1k} = \frac{\sqrt{(\sigma_N^{Xn})^2 + 3 \times \tau_P^{Xn^2}}}{\left(\frac{1+(1)}{4}\right) \times \left(\frac{\sigma_N^{Xn}}{\sigma_k}\right) + \sqrt{\left(\frac{3-(1)}{4} \times \frac{\sigma_N^{Xn}}{\sigma_k}\right)^2 + \left(\frac{\tau_P^{Xn}}{\tau_k}\right)^2}}$$

$$\sigma_{1k} = 7404.98\ kg/cm^2\ (726.18\ MPa)$$

Para evaluar el diseño por pandeo, se determina el tipo de pandeo (elástico, inelástico), la especificación CMAA 70 determina esto por medio del esfuerzo proporcional mediante:

$$Si\ \sigma_{1k} < \sigma_p \rightarrow Pandeo\ elástico$$

$$Si\ \sigma_{1k} \geq \sigma_p \rightarrow Pandeo\ inelástico$$

Evaluando:

$$\sigma_p = \frac{2549.29\ kg/cm^2\ (250\ MPa)}{1.32}$$

$$\sigma_p = 1931.28\ kg/cm^2$$

Como $\sigma_{1k} \geq \sigma_p$, entonces es un caso de pandeo inelástico. Para pandeo inelástico el esfuerzo crítico de comparación se reduce mediante:

$$\sigma_{1kR} = \frac{\sigma_y \times {\sigma_{1k}}^2}{0.1836 \times {\sigma_y}^2 + {\sigma_{1k}}^2}$$

$$\sigma_{1kR} = 2494.99\ kg/cm^2$$

Para pandeo inelástico el factor de seguridad se calcula como:

$$\vartheta_B = \frac{\sigma_{1kR}}{\sqrt{\sigma^2 + 3 \times \tau^2}}$$

$$\vartheta_B = \frac{\sigma_{1kR}}{\sqrt{(\sigma_N^{Xn})^2 + 3 \times {\tau_P^{Xn}}^2}}$$

$$\vartheta_B = 2.98$$

El pandeo local se evalúa comparando el factor de seguridad (ϑ_B) y el factor de diseño por pandeo (DFB):

$$\vartheta_B \geq DFB$$

Donde:

$$DFB = 1.35 + 0.05(\psi - 1)$$

$$DFB = 1.35 + 0.05(1 - 1)$$

$$DFB = 1.35$$

Como $\vartheta_B \geq DFB$ se satisface la evaluación el elemento no fallará por pandeo.

CUMPLE

3.3.2. Viga carrilera

La viga carrilera transmitirá las cargas de las vigas principales a las columnas, las vigas tendrán una luz de 6 metros.

3.3.2.1. Cargas

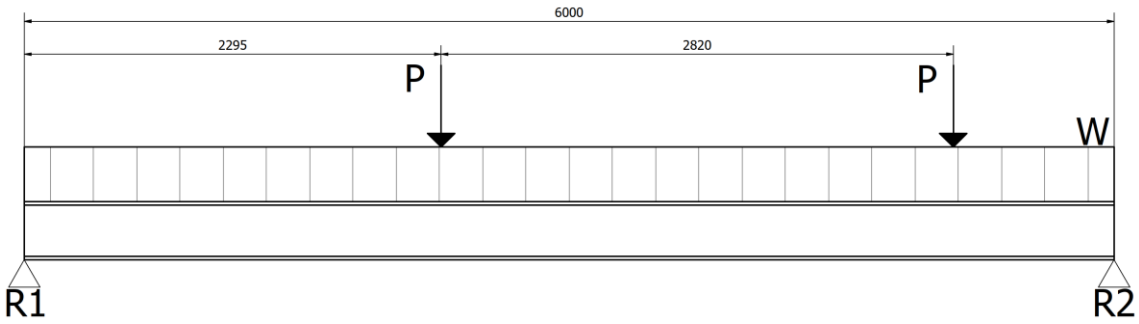
La viga carrilera es el elemento encargado de trasladar las cargas de las vigas principales a las columnas, el caso de esfuerzos más exigente es el caso 2, donde las cargas sobre las vigas principales son:

$$DL(DLF_{PG}) + TL(DLF_T) + LL(1 + HLF) + IFD + WLO + SK$$

En la sección anterior se determinó la reacción máxima producida en las ruedas (P) debido a este estado de cargas por lo que las cargas a las que se encuentra sometida la viga carrilera y sus posiciones son:

Figura 48.

DCL preliminar cargas en Z Viga carrilera



Nota. Diagrama de cuerpo libre de preliminar cargas en Z Viga carrilera. Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

La posición crítica de las cargas móviles sobre la viga carrilera, se encuentra a un cuarto de la distancia fija entre cargas, por lo tanto:

$$X = \frac{L}{2} + \frac{T}{4}$$

$$X = \frac{6000\ mm}{2} + \frac{2820\ mm}{4}$$

$$X = 2295\ mm$$

La magnitud de las cargas es:

Tabla 19.

Cargas sobre la viga carrilera (Z)

Carga	Magnitud [kg]
W (Peso de la viga carrilera)	Preliminar 150 kg/m
P (Reacción transmitida por la viga P)	8221.4 kg

Nota. Cargas en Z sobre la viga carrilera. Elaboración propia, realizado con Word.

- Reacción $R2$

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$-w \times 6 \times \left(\frac{6}{2}\right) - P_1 \times (2.295) - P_2 \times (2.295 + 2.820) + R2 \times (6) = 0$$

$$R2 = \frac{w \times \left(\frac{6^2}{2}\right) + P_1 \times (2.295) + P_2 \times (2.295 + 2.820)}{6}$$

Como $P_1 = P_2 = P$ entonces:

$$R2 = \frac{w \times \left(\frac{6^2}{2}\right) + P \times (2 \times 2.295 + 2.820)}{6}$$

$$R2 = \frac{(w) \times \left(\frac{6^2}{2}\right) + (R1_{max\ VP}) \times (2 \times 2.295 + 2.820)}{6}$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 19 obtenemos:

$$R2 = 10603.5\ kg$$

- Reacción $R1$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R1 + W + P_1 + P_2 + R2 = 0$$

$$R1 = -W - P_1 - P_2 - R2$$

Como $P_1 = P_2 = P$ entonces:

$$R1 = W + 2 \times P - R2$$

$$R1 = w \times 6 + 2 \times P - R2$$

Remplazando:

$$R1 = (w) \times 6 + 2 \times (R1_{max\ VP}) - (R2)$$

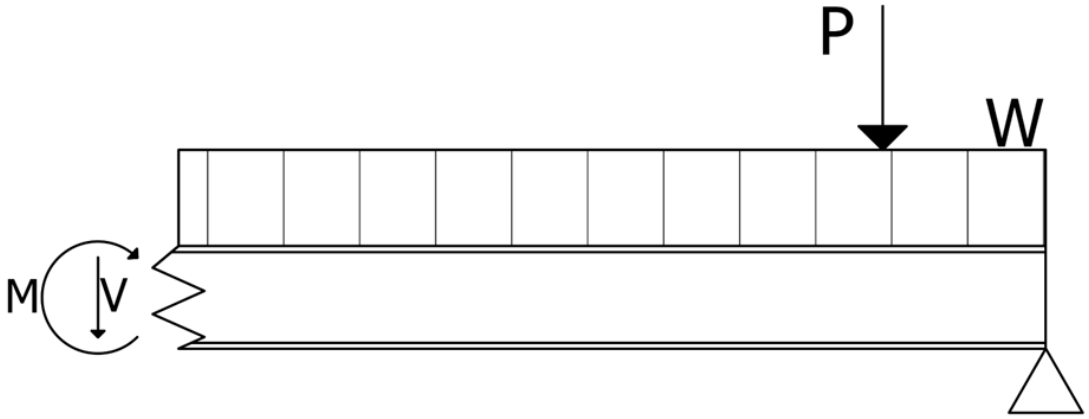
Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 19 obtenemos:

$$R1 = 6739.4\ kg$$

Momento máximo M_x^{fZ}

Figura 49.

Momento flector máximo preliminar debido a cargas en Z viga carrilera



Nota. Momento flector máximo preliminar producido por cargas en Z viga carrilera. Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

$$\sum M = 0$$

$$M_X^{fZ} = R2 \times X2 - W \times \left(\frac{X2}{2}\right) - P \times T$$

$$M_X^{fZ} = R2 \times X2 - w \times \left(\frac{X2^2}{2}\right) - P \times T$$

Donde $L = X + X2$

$$X2 = L - X$$

$$X2 = 6\,m - 2.295\,m$$

$$X2 = 3.705\,m$$

Sustituyendo:

$$M_X^{fZ} = R2 \times 3.705 - w \times \left(\frac{3.705^2}{2}\right) - P \times 2.820$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 19 obtenemos:

$$M_X^{fZ} = 15071.9 \ kg \cdot m$$

La carga cortante en este punto es:

$$\sum fZ = 0$$

$$V_{Xn=2.295}^{fZ} + w \times X2 + P - R2 = 0$$

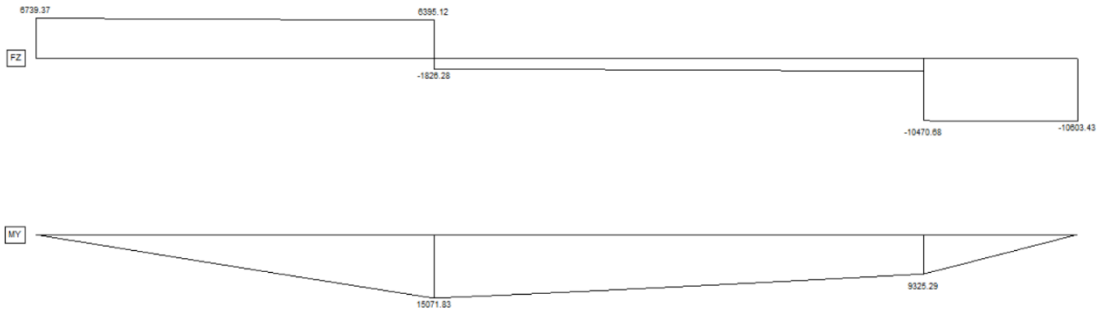
$$V_{Xn=Xn=5.2425}^{fZ} = R2 - w \times X2 - P$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 19 obtenemos:

$$V_{Xn=Xn=5.2425}^{fZ} = 1826.3 \ kg$$

Figura 50.

Diagrama de momento flector y cortante preliminar viga carrilera



Nota. Diagrama de Momento flector y cortante preliminar viga carrilera (momento máximo debido a fuerzas en Z). Elaboración propia, realizado con Beamax.

3.3.2.2. Selección del perfil

El perfil se seleccionará a través del esfuerzo admisible según la especificación CMAA 70, el esfuerzo para flexión se calcula a través de:

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

O

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

Por lo tanto, el módulo resistente de sección requerido es:

$$S_{x-x} = \frac{M}{\sigma_A} \times FS$$

Sustituyendo:

$$S_{x-x} = \frac{15071.9\ \ kg \cdot m}{16825317.5\ kg/m^2} \times 2$$

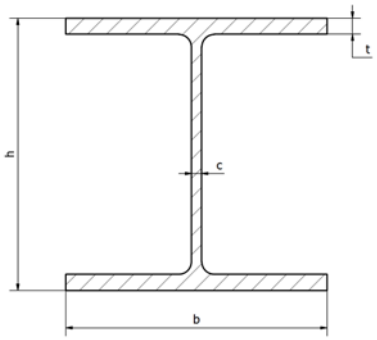
$$S_{x-x} = 1791.6$$

Por lo tanto, se selecciona el perfil comercialmente disponible en el mercado nacional con un módulo de sección superior en este caso W12x87

Las propiedades geométricas de la sección son:

Figura 51.

Propiedades perfil W12x87



Nota. Propiedades geometrías de perfil W12x87. Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

Tabla 20.

Propiedades perfil W12x87

Propiedad	Valor
Peralte h	318 mm
Patín b	308 mm
Espesor de patín t	20.5
Espesor de alma c	13.1
Peso por unidad de longitud	129 kg/m^2
Área	165.2 cm^2
Inercia en x	30800 cm^4
Inercia en y	10000 cm^4
Modulo resistente en x	1930 cm^3
Modulo resistente en y	651 cm^3

Nota. Propiedades geométricas de perfil W12x87. Elaboración propia, realizado con Word.

3.3.2.3. Evaluación

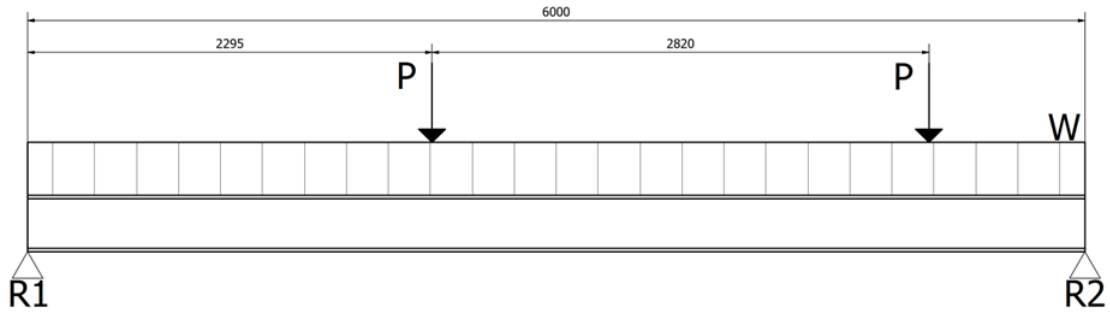
A continuación, se desarrollarán la evaluación de las cargas.

3.3.2.3.1. Cargas en Z

A continuación, se desarrollarán la evaluación de las cargas en Z.

Figura 52.

DCL cargas en Z viga carrilera



Nota. Diagrama de cuerpo libre de cargas en Z viga carrilera. Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

Tabla 21.

Cargas sobre la viga carrilera en Z

Carga	Magnitud [kg]
W (Peso de la viga carrilera)	129 kg/m
P (Reacción transmitida por la viga P)	8221.4 kg

Nota. Cargas aplicadas sobre la viga carrilera en Z. Elaboración propia, realizado con Word.

- Reacción $R2$

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$-w \times 6 \times \left(\frac{6}{2}\right) - P_1 \times (2.295) - P_2 \times (2.295 + 2.820) + R2 \times (6) = 0$$

$$R2 = \frac{w \times \left(\frac{6^2}{2}\right) + P_1 \times (2.295) + P_2 \times (2.295 + 2.820)}{6}$$

Como $P_1 = P_2 = P$ entonces:

$$R2 = \frac{w \times \left(\frac{6^2}{2}\right) + P \times (2 \times 2.295 + 2.820)}{6}$$

$$R2 = \frac{(w) \times \left(\frac{6^2}{2}\right) + (R1_{max\ VP}) \times (2 \times 2.295 + 2.820)}{6}$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 21 obtenemos:

$$R2 = 10540.5\ kg$$

- Reacción $R1$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R1 + W + P_1 + P_2 + R2 = 0$$

$$R1 = -W - P_1 - P_2 - R2$$

Como $P_1 = P_2 = P$ entonces:

$$R1 = W + 2 \times P - R2$$

$$R1 = w \times 6 + 2 \times P - R2$$

Remplazando:

$$R1 = (w) \times 6 + 2 \times (R1_{max\ VP}) - (R2)$$

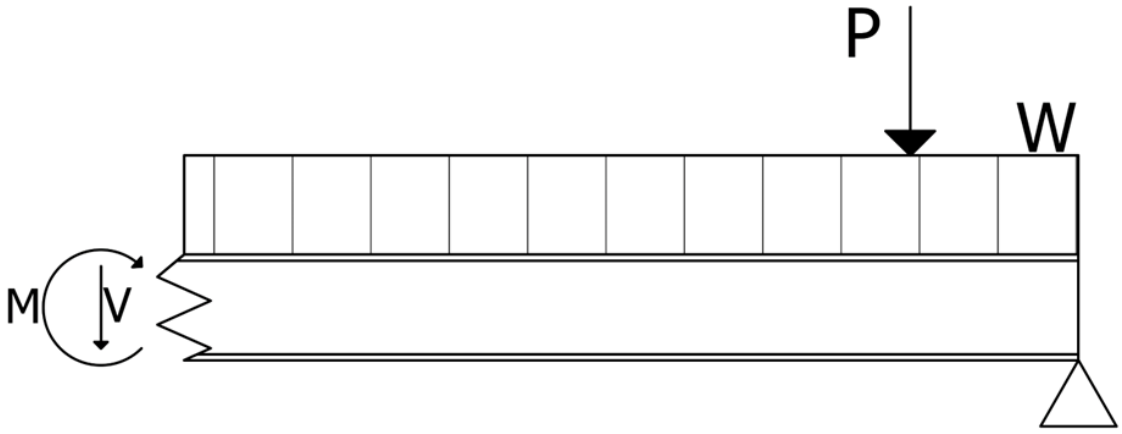
Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 21 obtenemos:

$$R1 = 6676.3\ kg$$

Momento máximo M_x^{fZ}

Figura 53.

Momento flector máximo debido a cargas en Z viga carrilera



Nota. Momento flector máximo producido por cargas en Z para viga carrilera. Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

$$\sum M = 0$$

$$M_X^{fZ} = R2 \times X2 - W \times \left(\frac{X2}{2}\right) - P \times T$$

$$M_X^{fZ} = R2 \times X2 - w \times \left(\frac{X2^2}{2}\right) - P \times T$$

Sustituyendo:

$$M_X^{fZ} = R2 \times 3.705 - w \times \left(\frac{3.705^2}{2}\right) - P \times 2.820$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 21 obtenemos:

$$M_X^{fZ} = 14982.6 \ kg \cdot m$$

La carga cortante en este punto es:

$$\sum fZ = 0$$

$$V_{Xn=2.295}^{fZ} + w \times X2 + P - R2 = 0$$

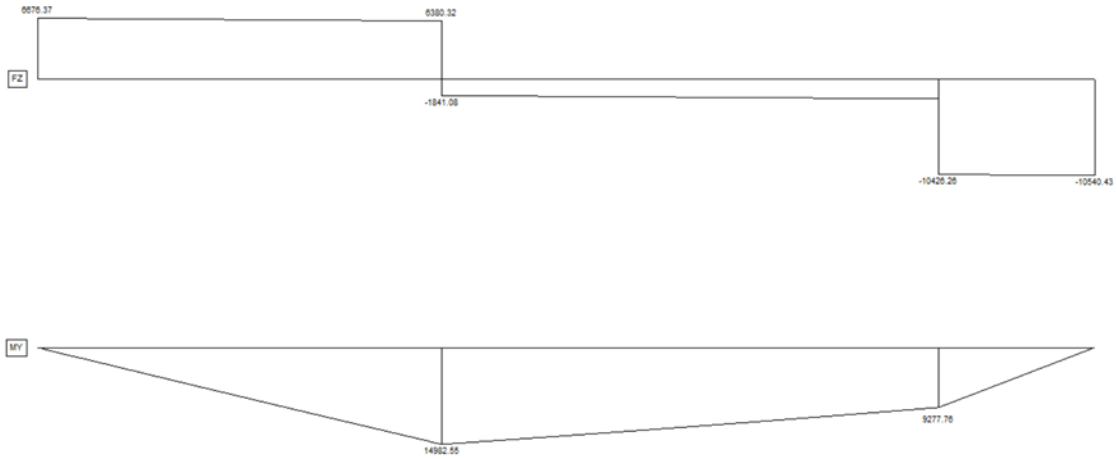
$$V_{Xn=2.295}^{fZ} = R2 - w \times X2 - P$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 21 obtenemos:

$$V_{Xn=2.295}^{fZ} = 1841.1 \ kg$$

Figura 54.

Diagrama de momento flector y cortante viga carrilera (momento máximo FZ)



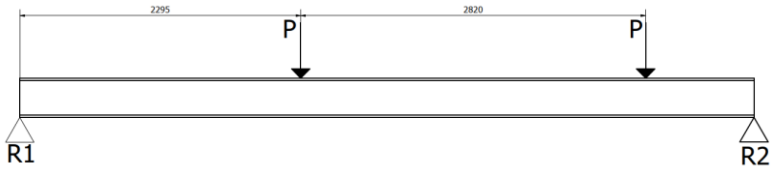
Nota. Diagrama de momento flector y cortante viga carrilera (momento máximo debido a fuerzas en Z). Elaboración propia, realizado con Beamax.

3.3.2.3.2. Cargas en Y

A continuación, se desarrollarán la evaluación de las cargas en Y.

Figura 55.

DCL cargas en Y viga carrilera



Nota. Diagrama de cuerpo libre de cargas en Y viga carrilera. Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

Tabla 22.

Cargas sobre la viga carrilera en Y

Carga	Magnitud [kg]
P (Reacción transmitida por la viga P)	839.6 kg

Nota. Cargas aplicadas sobre la viga carrilera en Y. Elaboración propia, realizado con Word.

- Reacción $R2$

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$-P_1 \times (2.295) - P_2 \times (2.295 + 2.820) + R2 \times (6) = 0$$

$$R2 = \frac{P_1 \times (2.295) + P_2 \times (2.295 + 2.820)}{6}$$

Como $P_1 = P_2 = P$ entonces:

$$R2 = \frac{P \times (2 \times 2.295 + 2.820)}{6}$$

$$R2 = \frac{(R1_{max\ VP}) \times (2 \times 2.295 + 2.820)}{6}$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 22 obtenemos:

$$R2 = 1036.9\ kg$$

- Reacción $R1$

$$\sum F_z = 0$$

$$R1 + P_1 + P_2 + R2 = 0$$

$$R1 = -P_1 - P_2 - R2$$

Como $P_1 = P_2 = P$ entonces:

$$R1 = 2 \times P - R2$$

$$R1 = 2 \times P - R2$$

Remplazando:

$$R1 = 2 \times (R1_{max\ VP}) - (R2)$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 22 obtenemos:

$$R1 = 642.3\ kg$$

Momento máximo M_x^{fY}:

$$\sum M = 0$$

$$M_X^{fY} = R2 \times X2 - P \times T$$

$$M_X^{fY} = R2 \times X2 - P \times T$$

Sustituyendo:

$$M_X^{fY} = R2 \times 3.705 - P \times 2.820$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 22 obtenemos:

$$M_X^{fY} = 1474.1 \ kg \cdot m$$

La carga cortante en este punto es:

$$\sum fY = 0$$

$$V_{Xn=2.295}^{fY} + P - R2 = 0$$

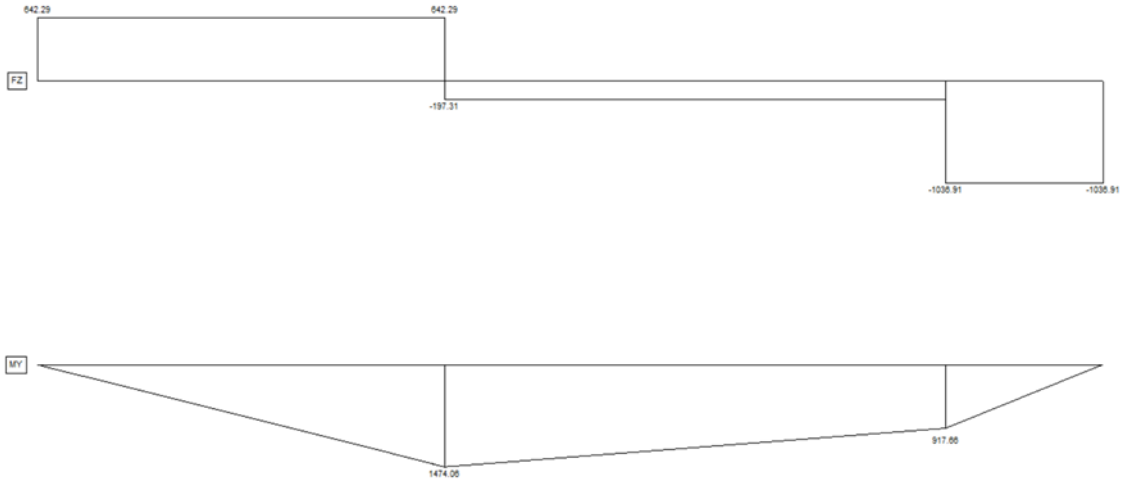
$$V_{Xn=2.295}^{fY} = R2 - P$$

Sustituyendo lo valores de carga de la tabla 22 obtenemos:

$$V_{Xn=2.295}^{fY} = 197.31 \ kg$$

Figura 56.

Diagrama de momento flector y cortante viga carrilera (momento máximo FY)



Nota. Diagrama de momento flector y cortante viga carrilera (momento máximo debido a fuerzas en Y). Elaboración propia, realizado con Beamax.

3.3.2.3.3. Esfuerzos normales

El esfuerzo normal al plano x es producido por las cargas en los ejes Y y Z, estas cargas generan esfuerzos de flexión que se calcula mediante

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

O

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

Entonces el esfuerzo normal debido a carga en Z es:

$$\sigma_N^{MfZ} = \frac{MZ}{S_{xx}}$$

Sustituyendo:

$$\sigma_N^{MfZ} = \frac{1498260\ \ kg \cdot cm\ (14982.6\ \ kg \cdot m)}{1930\ cm^3}$$

$$\sigma_N^{MfZ} = 776.3\ kg/cm^2$$

De forma análoga el esfuerzo normal debido a carga en Y es:

$$\sigma_N^{MfY} = \frac{MY}{S_{yy}}$$

Sustituyendo:

$$\sigma_N^{MfY} = \frac{147410\ \ kg \cdot cm\ (1474.1\ \ kg \cdot m)}{651\ cm^3}$$

$$\sigma_N^{MfY} = 226.5\ kg/cm^2$$

El esfuerzo normal máximo se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_N = \sigma_N^{MfZ}\ \ + \sigma_N^{MfY}$$

Sustituyendo:

$$\sigma_N = 1002.8\ \ kg/cm^2$$

Evaluando para el esfuerzo normal total máximo, según la especificación CMAA 70 obtenemos:

$$\sigma_N^{Xn} \leq \sigma_A$$

Donde σ_A es el esfuerzo admisible según las características de la carga Tabla 10:

$$1002.8\ kg/cm^2 \leq 1682.5\ kg/cm^2\ (165\ MPa)$$

CUMPLE

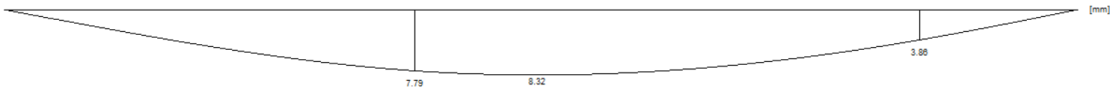
3.3.2.3.4. Deflexión

Se evaluó la deflexión a través del *software* de código abierto Beam Max (V2.4), desarrollado por Lutz Roeder.

- Deflexión debido a cargas en Z
- La deflexión máxima debido a cargas en z es: 8.32 mm

Figura 57.

Deflexión máxima viga carrilera debido a cargas en Z



Nota. Deflexión máxima en viga carrilera generada por cargas en Z. Elaboración propia, realizado con Beamax.

Evaluando para la deflexión máxima admisible, según la especificación CMAA 70 obtenemos:

$$\delta z\ max \leq \frac{L}{600}$$

Donde $L = 6000\ mm$, entonces:

$$\frac{L}{600} = \frac{6000\ mm}{600} = 10\ mm$$

Entonces:

$$8.32\ mm \leq 10\ mm$$

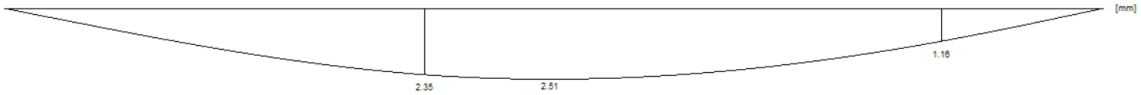
CUMPLE

- Deflexión debido a cargas en Y

La deflexión máxima debido a cargas en z es: 2.51 mm

Figura 58.

Deflexión máxima viga carrilera debido a cargas en Y



Nota. Deflexión máxima en viga carrilera debido a fuerzas en Y. Elaboración propia, realizado con Beamax.

Evaluando para la deflexión máxima admisible, según la especificación CMAA 70 se obtiene:

$$\delta z\ max \leq \frac{L}{400}$$

Donde $L = 6000\ mm$, entonces:

$$\frac{L}{400} = \frac{6000\ mm}{400} = 15\ mm$$

Entonces:

$$2.51\ mm \leq 10\ mm$$

CUMPLE

3.3.3. Columnas

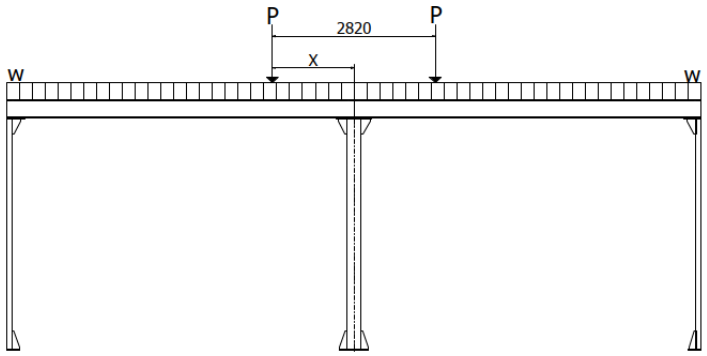
Las columnas transmitirán las cargas de las vigas carrileras a los cimientos, estas tendrán una longitud de 4 metros.

3.3.3.1. Cargas

La carga máxima que soporta la columna corresponde a la carga transmitida por las vigas carrileras en la posición más exigente de las vigas principales. Para esto se evalúan dos escenarios:

Figura 59.

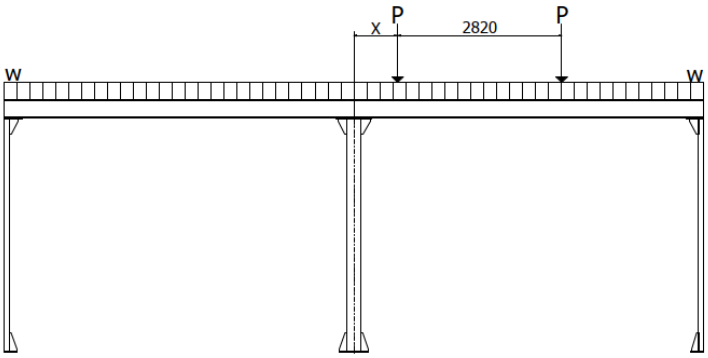
Caso 1 evaluación de cargas en columna



Nota. Caso 1 diagrama de cuerpo libre para evaluación de cargas en columna. Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

Figura 60.

Caso 2 evaluación de cargas en columna



Nota. Caso 2 diagrama de cuerpo libre para evaluación de cargas en columna. Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

Para el caso 1, la carga que soporta la columna se define mediante:

$$\sum fZ = 0$$

$$0 = -R1 + 2 \times P + 2 \times W - R2_A - R2_B$$

Donde:

$$R2_A = \frac{w \times L \times \frac{L}{2} + P \times X}{L}$$

Es decir:

$$R2_A = \frac{w \times \frac{L^2}{2} + P \times X}{L}$$

Y

$$R2_B = \frac{w \times L \times \frac{L}{2} + P \times (T - X)}{L}$$

Es decir:

$$R2_B = \frac{w \times \frac{L^2}{2} + P \times (T - X)}{L}$$

Por lo tanto

$$R1 = 2 \times P + 2 \times w - R2_A - R2_A$$

$$R1 = 2 \times P + 2 \times w \times L - \left(\frac{w \times \frac{L^2}{2} + P \times X}{L}\right) - \left(\frac{w \times \frac{L^2}{2} + P \times (T - X)}{L}\right)$$

$$R1 = 2 \times P + 2 \times w \times L - 2 \times \left(\frac{w \times \frac{L^2}{2}}{L}\right) - \left(\frac{P \times X}{L} + \frac{P \times (T - X)}{L}\right)$$

$$R1 = 2 \times P + 2 \times w \times L - 2 \times \left(\frac{w \times \frac{L^2}{2}}{L}\right) - \frac{P}{L} \times \left(X + (T - X)\right)$$

$$R1 = 2 \times P + 2 \times w \times L - 2 \times \left(\frac{w \times \frac{L^2}{2}}{L}\right) - \frac{P}{L} \times (T)$$

Para el caso 2, la carga que soporta la columna se define mediante:

$$\sum fZ = 0$$

$$0 = -R1 + 2 \times P + 2 \times W - R2_A$$

Donde:

$$R2_A = \frac{w \times L \times \frac{L}{2} + P \times X + P \times (X + T)}{L}$$

Es decir:

$$R2_A = \frac{w \times \frac{L^2}{2} + P \times (2 \times X + T)}{L}$$

Y

$$R2_B = \frac{w \times L \times \frac{L}{2}}{L}$$

Por lo tanto

$$R1 = 2 \times P + 2 \times w - R2_A - R2_A$$

$$R1 = 2 \times P + 2 \times w \times L - \left(\frac{w \times \frac{L^2}{2} + P \times (2 \times X + T)}{L} \right) - \left(\frac{w \times \frac{L^2}{2}}{L} \right)$$

$$R1 = 2 \times P + 2 \times w \times L - 2 \times \left(\frac{w \times \frac{L^2}{2}}{L} \right) - \left(\frac{P \times (2 \times X + T)}{L} \right)$$

Dado que la reacción $R1$ es máxima cuanto más se reduzca el último término, $R1$ es máxima cuando $X = 0$, por lo tanto $R1$ máxima:

$$R1 = 2 \times P + 2 \times w \times L - 2 \times \left(\frac{w \times \frac{L^2}{2}}{L} \right) - \left(\frac{P \times (2 \times (0) + T)}{L} \right)$$

$$R1 = 2 \times P + 2 \times w \times L - 2 \times \left(\frac{w \times \frac{L^2}{2}}{L} \right) - \frac{P}{L} \times (T)$$

Si se comparan las ecuaciones las ecuaciones para ambos casos observamos que la carga en la columna ($R1$) tiene el mismo valor máximo independientemente de la posición de las cargas respecto a la columna en análisis. Por lo tanto $R1\ max$:

$$R1\ max = 2 \times P + 2 \times w \times L - 2 \times \left(\frac{w \times \frac{L^2}{2}}{L} \right) - \frac{P}{L} \times (T)$$

Sustituyendo por los valores de carga máxima que transmiten las vigas principales a las ruedas obtenemos:

$$R1\ max = 2 \times 8221.4\ \text{kg} + 2 \times 129\ \text{kg/m} \times 6 - 2 \times \left(129\ \text{kg/m} \times \frac{6}{2} \right) - \frac{8221.4\ \text{kg}}{6} \times (2.820)$$

$$R1\ max = 13352.8\ kg$$

3.3.3.2. Selección del perfil

Se seleccionará un perfil capaz de soportar la carga libre de pandeo, por lo que se seleccionará considerando el esfuerzo admisible, y el esfuerzo crítico de pandeo.

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

El área necesaria para que la columna no falle por compresión es:

$$A = \frac{P}{\sigma_A \times FS}$$

Donde σ_A es el esfuerzo admisible, por lo que sustituyendo:

$$A = \frac{13352.8\ kg}{1682.5\ kg/cm^2\ (165\ MPa) \times 0.5}$$

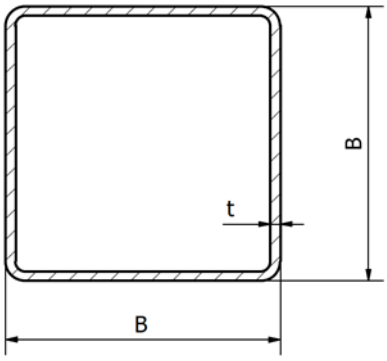
$$A = 15.9 cm^2$$

Se utilizará un perfil cuadrado estructural disponible en el mercado nacional en este caso será 150x150x6.3

Las propiedades geométricas de la sección son:

Figura 61.

Propiedades perfil cuadrado 150x150x6.3



Nota. Propiedades geométricas de perfil cuadrado 150x150x6.3. Elaboración propia, realizado con Autodesk Inventor.

Tabla 23.

Propiedades sección cuadrada 150x150x6.3

Propiedad	Valor
Lado B	150 mm
Espesor t	6.3 mm
Peso por unidad de longitud	27.4 kg/m^2
Área	34.8 cm^2
Inercia en x	1174 cm^4
Inercia en y	1174 cm^4
Radio de giro	5.80 cm

Nota. Propiedades geométricas de sección cuadrada 150x150x6.3. Elaboración propia, realizado con Word.

3.3.3.3. Evaluación

El esfuerzo de compresión sobre la columna se calcula a través de:

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

Sustituyendo:

$$\sigma = \frac{13352.8\ kg}{34.8\ cm^2}$$

$$\sigma = 383.7\ kg/cm^2$$

Comparando el esfuerzo de compresión, con el esfuerzo admisible según la especificación CMAA 70:

$$\sigma \leq \sigma_A$$

Donde σ_A es el esfuerzo admisible según las características de la carga Tabla 10:

$$383.7\ kg/cm^2 \leq 1682.5\ kg/cm^2\ (165\ MPa)$$

CUMPLE

Para garantizar que la columna no falle por pandeo, calculamos el esfuerzo crítico de pandeo mediante:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{A \times L_e^2}$$

Las columnas tienen una longitud de 4000 mm por lo que el esfuerzo crítico de pandeo (la longitud efectiva de la columna depende del tipo de soporte de esta, para una columna Empotrada-Libre, la longitud efectiva es $L \times 2$ de forma teórica, en la práctica se utiliza un valor ligeramente superior de $L \times 2.1$) es:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 \times (2.039 \times 10^6\ kg/cm^2) \times (1174\ cm^4)}{(34.8\ cm^2) \times (2.1 \times 400\ cm)^2}$$

$$\sigma_{cr} = 962.2$$

Como se observa el esfuerzo de pandeo crítico es menor que el esfuerzo admisible de compresión, por lo que esta columna fallará antes por pandeo. Como $\sigma_{cr} \geq \sigma$ la columna no fallara por compresión.

CUMPLE

Según la especificación CMAA 70 los elementos sometidos a compresión se deben evaluar, para determinar el esfuerzo admisible se calcula la relación C_c.

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times E}{\sigma_y}}$$

$$C_c = 125.67$$

Como $C_c$es menor que la relación de esbeltez $\left(\frac{K \times L}{r}\right) = 144.82$ entonces

$$\sigma_A = \frac{12 \times \pi^2 \times E}{23 \times \left(\frac{K \times L}{r}\right)^2 \times N}$$

$$\sigma_A = \frac{12 \times \pi^2 \times 2.04 \times 10^6\ (200\ GPa)}{23 \times \left(\frac{2.1 \times 400}{5.8}\right)^2 \times 1}$$

$$\sigma_A = 500\ kg/cm^2$$

Como se observa el esfuerzo de pandeo admisible según la especificación CMAA 70 es menor que el esfuerzo admisible de compresión, por lo que esta columna fallará antes por pandeo. Como $\sigma_{cr} \geq \sigma$ la columna no fallará por compresión.

CUMPLE

4. FASE DOCENTE

4.1. Seguridad industrial y prevención de accidentes

Por seguridad industrial se entiende el conjunto de principios y normas que tiene por objeto producir un ambiente de trabajo seguro y libre de accidentes, enfocándose en la eliminación sistemática de condiciones y actos inseguros.

La seguridad industrial ve sus inicios como acciones de carácter individual producto del instinto natural de supervivencia, donde las personas realizan acciones de carácter defensivo y pocas veces preventivo para mantener su bienestar.

La seguridad industrial moderna se suele fijar al inicio de la revolución industrial, al desarrollarse nuevas formas de producción de energía y el incremento de la mecanización industrial, se produce un incremento en los accidentes, por lo que se desarrollan sistemas organizados para garantizar la seguridad. El concepto moderno de seguridad industrial se consolida con la aparición de legislación regulatoria.

Es fundamental el bienestar de las personas por lo que la industria moderna implementa programas de seguridad industrial, siendo la seguridad industrial el conjunto de medidas técnicas, psicológicas, económicas, sociales, entre otras que previenen accidentes industriales.

Según Chamochumbi (2014) los principios de la seguridad industrial son:

- Proteger la vida y la salud de los trabajadores.

- Salvaguardar y proteger las instalaciones industriales.

- Las personas lesionadas traen como consecuencia pérdidas.

- La seguridad e higiene industrial tienen como objetivos:

- Dar a conocer a los trabajadores los principios básicos para prevenir los accidentes.

- Capacitar, educar y entrenar en materia de seguridad, higiene y control ambiental al trabajador de la industria y comercio.

- Controlar los riesgos propios de las ocupaciones. Es decir, se debe diseñar un buen programa de prevención de accidentes, de tal manera que la alta dirección y los trabajadores estén completamente de acuerdo con su aplicación y responsabilidades.

- Conservar la infraestructura industrial (locales, materiales, maquinarias, equipos, entre otros) en condiciones normales y óptimas. (p. 23)

La prevención de accidentes es el hecho de actuar previo a que estos ocurran, para lo que se deben analizar las causas y consecuencias de los accidentes. Las causas de accidentes tienen un espectro muy amplio, pero se pueden analizar en tres grupos según Chamochumbi (2014):

- Causas sociales: son todos los elementos psicológicos y físicos que afectan el bienestar de la persona.

- Causas gerenciales: causas generadas por no proveer a la persona los recursos y medios que garanticen su bienestar.

- Causas personales: son las causas que son responsabilidad de la persona, y podrían ser evitados.

Un método de estudio de los accidentes es el análisis causa-consecuencia, las causas se estudian desde la perspectiva de condición y acto inseguro y las consecuencias pueden ser incidentes o accidentes.

4.1.1. Condición insegura

Una condición insegura es el evento que representa un riesgo no controlado con potencial de generar un incidente, usualmente asociado a factores ambientales y físicos inherentes a un proceso.

También se puede entender como aquellas condiciones derivadas de la desatención o ineficacia de los procedimientos y normas del sistema de seguridad industrial.

4.1.2. Acto inseguro

Acción realizada por una persona que tiene el potencial de generar un incidente, estás surgen en el ambiente laboral y se asocian a mal uso de herramientas, negligencia y falta de conocimiento.

En sistemas consolidados de seguridad industrial se producen por la violación de una norma o procedimiento, que podría evitar un incidente.

4.1.3. Incidente

Es el efecto directo de un acto y condición insegura; Acontecimiento que tuvo el potencial de ser un accidente, estos ocurren en ambiente laboral y se caracteriza por haber personas involucradas sin que estas sufran lesiones.

4.1.4. Accidente

Suceso que ocasiona en el trabajador una lesión personal, causado de forma directa por un acto y una condición inseguros.

4.2. Capacitación seguridad industrial y prevención de accidentes

A continuación, se desarrolla la capacitación de seguridad industrial y prevención de accidentes.

4.2.1. Seguridad industrial

Es el conjunto de principios y normas, así como su aplicación, para la eliminación de los accidentes laborales, a través del estudio de las condiciones y actos inseguros.

4.2.1.1. Principales causas de accidentes

- Causas sociales: son todos los elementos psicológicos y físicos que afectan el bienestar de la persona.

- Causas gerenciales: causas generadas por no proveer a la persona los recursos y medios que garanticen su bienestar.

- Causas personales: son las causas que son responsabilidad de la persona, y podrían ser evitados.

4.2.2. Prevención de accidentes

Es el conjunto de acciones que se toman e implementan para producir un ambiente seguro y libre de accidentes

Algunas medidas para prevenir accidentes son:

- Realizar las actividades de acuerdo con las normas y procedimientos

- Usar el equipo de protección personal adecuado para la tarea que se realiza

- No realizar actividades u operaciones para las que no se está capacitado
- Mantener el orden y limpieza
- Instalaciones seguras y aptas.
- Almacenar de forma correcta los materiales, equipos y productos.
- Mantener en óptimo estado todas las herramientas y equipos utilizados

4.2.3. Puente grúa

Es un dispositivo diseñado para realizar operaciones de izaje, utilizados para el almacenamiento, transporte y durante el proceso de fabricación.

Los elementos principales son:

- Estructura
- Rail
- Columnas
- Vigas Carrileras
- Mecanismos de traslación
- Mecanismo de elevación

4.2.3.1. Riesgos

- Caída de objetos: este incluye el riesgo de caída de cargas, elementos del sistema de izaje, accesorios de izaje y partes estructurales

- Golpe por objetos: este riesgo se produce por el movimiento de traslación, pudiendo impactar las cargas izadas, accesorios de izaje o los elementos estructurales.

- Atrapamiento: debido al arrastre o caída de la carga o accesorios de izaje

- Caídas al mismo nivel: caídas debido a la operación desde el suelo del puente grúa

4.2.3.2. Dispositivos de seguridad

Algunos dispositivos de seguridad en puentes grúa son:

- Dispositivo anticolisión: sistema que evita la colisión entre grúas en las zonas de traslape

- Limitador de carga: dispositivo que limita de forma autónoma el manejo de cargas a su capacidad de régimen.

- Pestillos de seguridad: elemento mecánico que evita la pérdida de sujeción de forma involuntaria

- Señal acústica: elemento sonoro que indica el desplazamiento y operación del equipo.

- Señal luminosa: elemento luminoso que indica el desplazamiento y operación del equipo.

- Paro de emergencia: elemento de operación manual, que al activar bloquea la operación del puente grúa.

- Final de carrera: dispositivo que detiene la traslación al llegar a un punto predefinido.

4.2.3.3. Principios generales

- El puente grúa sólo podrá ser manipulado por operadores calificados y autorizados.

- No se permite superar la carga de régimen bajo ninguna circunstancia, tampoco se superará la capacidad nominal de los accesorios de izaje utilizados como ganchos, eslingas, cables, útiles de montaje entre otros.

- La grúa debe estar equipada con limitadores de carga y de traslación para los diferentes movimientos.

- Previo al izaje de cargas se verificará que la zona de traslación se encuentre libre de obstáculos.

- Realizar una verificación visual del estado de los accesorios que se utilizaran en la operación de izaje.

- Levantar las cargas siempre verticalmente.

- No debe de abandonarse el mando hasta finalizada la operación de izaje.

- Debe de observarse la carga en todo momento durante el izaje.

- No se permite el izaje con personas sobre el gancho o carga izada.

- Se debe evitar que la carga esté a una altura superior a la necesaria, no debe sobrepasar personas.

4.2.3.4. Izaje de cargas

A continuación, se desarrollane los elementos de izaje.

4.2.3.4.1. Elementos de izaje

- Ganchos: cuando se utilicen ganchos para el transporte de materiales el factor de seguridad será de 4, si se trata de materiales peligrosos este asciende a 5. Estos deben de contar con cierre de seguridad. No se utilizarán si presentan grietas, deformaciones o apertura excesiva.

- Cadenas: se utilizará un factor de seguridad de 5 para la carga de régimen, de contar con argollas, ganchos, o cualquier otro complemento, estos deben de ser del mismo material al que van fijados. No se deben de realizar empalmes a través de conexiones atornilladas, los eslabones dañados se deben reemplazar.

- Cables: se deben de seleccionar con un factor de seguridad de 6, cualquier ojal o argolla deberá contar con guardacabos, no se debe de permitir su operación en contacto directo con aristas, se desecharán si presentan nudos o deformaciones.

- Cuerdas: el factor de seguridad mínimo será de 10, no deben operar sobre superficies ásperas, aristas o cantos cortantes, se desecharán al presentar desgaste apreciable.

4.2.3.4.2. Eslingado

- Esta operación solo se llevará a cabo por personal capacitado y autorizado para realizar este tipo de operaciones.

- Para realizar esta operación se deberá utilizar el EPP adecuado.

- Antes de utilizar las eslingas estas deben de ser examinadas, para garantizar su buen estado.

- No debe sobrepasarse la carga efectiva que soportan las eslingas en función de su carga nominal y la posición de soporte. Apéndice 4.

- La carga efectiva se calcula multiplicando la carga soportada por un coeficiente de corrección que se determina a partir del ángulo de los ramales.

- Cuando se cuenta con varias eslingas, el cálculo de la carga efectiva se realizará con el ángulo mayor formado por ramales opuestos.

- La carga de maniobra para eslingas de cuatro ramales se calcula para tres ramales si la carga es flexible y para dos ramales si la carga es rígida.

- Se debe procurar que el ángulo entre ramales no supere 90°, esto se controla a partir de la longitud de la eslinga.

- La carga deberá sujetarse de tal forma que no deslice, podrán utilizarse espaciadores o útiles de carga.

- Se debe evitar subir a las cargas para realizar operaciones de sujeción.

- No deben apoyarse eslingas en aristas o superficies ásperas, podrán utilizarse cubrecantos o protectores.

Figura 62.

Capacitación sobre seguridad industrial y prevención de accidentes 1

Nota. Capacitación sobre seguridad industrial y prevención de accidentes 1 en sala de juntas y presentaciones, instalaciones de Tecnomecánica de Guatemala S.A. Elaboración propia.

Figura 63.

Capacitación sobre seguridad industrial y prevención de accidentes 2

Nota. Representación ilustrativa capacitación sobre seguridad industrial y prevención de accidentes 2 en sala de juntas y presentaciones, instalaciones de Tecnomecánica de Guatemala S.A. Elaboración propia.

CONCLUSIONES

1. El izaje de cargas es fundamental para una producción continua y segura, debido a cambios en la disposición de la planta un 40 % de las máquinas herramientas no cuentan con soporte para izaje de cargas, por lo que para cumplir con las metas de la empresa se debe desarrollar una solución a esta problemática. Mediante el estudio de los requerimientos de diseño se definió el área de operación del sistema de izaje, se establecieron las necesidades y limitantes para el sistema de izaje, con lo que se determinó la tipología de la grúa, capacidad de régimen, área de operación y se establecieron los parámetros para el diseño y evaluación estructural. El análisis estadístico de las cargas izadas en la planta por el puente grúa en operación actualmente (32 toneladas), permite conocer de forma muy precisa el espectro de carga, para el que se diseñará el sistema de izaje, se espera un servicio moderado, que opera usualmente con cargas que promedian el 50 % de la capacidad de régimen.

2. Se diseñó un sistema de izaje que garantiza la cobertura de las máquinas y herramientas que lo requieran, entre estas el nuevo equipo (fresadora CNC de 6 ejes en continuo), el sistema de izaje diseñado cubre un área de 480 m^2. El diseño mecánico estructural se realizó a través de la evaluación según los principios de la mecánica clásica, estos elementos también se evaluaron según las definiciones y parámetros de la especificación CMAA 70 esto para garantizar una operación continua y segura del sistema de izaje. Se definieron las cargas de diseño según la especificación CMAA 70, definir las cargas bajo esta especificación permite evaluar las cargas bajo parámetros realistas y comprobados lo que garantiza que la etapa de diseño parta de valores precisos y confiables. Debido al uso de espesores pequeños en el diseño de las vigas principales, para aprovechar al máximo las propiedades geométricas de la sección, se evaluó el fallo por pandeo local de la chapa, se diseñaron rigidizadores transversales y longitudinales que eliminan este riesgo. La selección de materiales, perfiles estructurales y chapas de lámina se realizó considerando la disponibilidad en el mercado nacional, por lo que se seleccionó acero bajo la especificación “ASTM, ASTM A36/ A36M standar specification for carbon structural steel , 2014”, los perfiles se seleccionaron tomando en cuenta el peso por metro lineal con lo que se consigue seleccionar el perfil más económico y ligero que cumpla con las necesidades de diseño.

3. Se capacito al personal encargado sobre seguridad industrial y prevención de accidentes para garantizar una operación continua y segura del sistema de izaje, se trataron tópicos específicos sobre la operación de puentes grúa. Se capacito sobre la aplicación de los factores de seguridad recomendados según el equipo de izaje utilizado y coeficientes reducción de carga según el tipo de soporte.

RECOMENDACIONES

1. Utilizar estándares y normas internacionales, al diseñar y evaluar estructuras de alto grado de complejidad para garantizar una operación continua, segura y de calidad.

2. Actualizar constantemente los cursos profesionales de la Escuela de Ingeniería Mecánica manteniendo una estrecha relación con las necesidades de la industria nacional y global, así como formar a los futuros profesionales en el uso de los últimos *softwares* de diseño mecánico, y simulación por elementos finitos (FEA).

3. Realizar un nuevo análisis estructural si se produce algún cambio significativo en la estructura, condiciones ambientales o de carga.

4. Realizar un análisis independiente para el diseño de las cimentaciones de la estructura considerando las cargas transmitidas por la estructura y las características del suelo.

5. Realizar un estudio económico y de prefactibilidad para la construcción del sistema de izaje, considerando el incremento de la capacidad productiva y la tasa de retorno de inversión.

6. Diseñar un programa de capacitación continua para el personal operativo de la planta, enfocado en seguridad industrial y prevención de accidentes abordado de forma independiente los riesgos relacionados a la operación de cada tipo de equipo o proceso productivo.

7. Evaluar el diseño y construcción de un sistema de izaje de cargas para la nave industrial B, esto para ampliar la capacidad productiva del taller de soldadura y trabajo en caliente, además de permitir la construcción de estructuras de mayor tamaño manteniendo e incluso mejorando la seguridad del personal.

REFERENCIAS

ABUS Kransysteme GmbH (2007). *Ficha Técnica Trolley.*

Altos Hornos de México (2013). *Manual de Diseño para la construcción con acero*. https://www.ahmsa.com/assets/files/manuales/MANUAL_AHMSA_2.pdf

Beer, F., Johnston, E., DeWolf, J. y Mazurek, D. (2005). *Mecánica de materiales*. McGraw Hill.

Cervera, M. y Blanco, E. (2015). *Resistencia de materiales*. CIMNE.

Chamochumbi, B. (2014). *Seguridad e higiene industrial.* Fondo editorial de la UIGV.

Cheng, F. (2005). *Statics and Strength of Materials.* McGraw Hill.

Crane Manufacturers Association of America (1999). *CMAA #70: Specification for Top Running Bridge & Gantry Type Multiple Girder Electric Overhead Traveling Cranes* [CMAA #70: Especificación para grúas puente eléctricas de vigas múltiples tipo pórtico y puente superior].

Gerdau Corsa (2019). *Manual de perfiles estructurales*.

Gere, J. y Goodno, B. (2009). *Mecánica de materiales.* Cengage Learning.

Grupo CONDESA (2020). *Tubo Estructural.*

Hibbeler, R. (2006). *Mecánica de Materiales.* Pearson Educación.

Inacap. (s. f.). *Deformación elástica y térmica: Apuntes y Ejercicios.* Universidad Tecnológica de Chile.

León, V., Gonzales, V., Rosete, J., y Diaz, N. (2018). *Mecánica de materiales: teoría y aplicaciones.* Patria educación.

Maiorana, E. (2019). Contribution of logitudinal stiffener rigidity and position to bridge girder integrity [Contribución de la rigidez y posición del rigidizador longitudinal a la integridad de la viga del puente]. *Frattura ed Integrita Strutturale, 13*(48), 459-472. https://doi.org/10.3221/IGF-ESIS.48.44

McCormac, J. y Csernak, S. (2012). *Diseño de estructuras de acero.* Alfaomega.

Mera, C. (2015). *Propuesta de medidas de control para el manejo seguro en la operación de puentes grúa.* [Tesis de maestría, Universidad internacional SEK de Ecuador]. Archivo digital. https://repositorio.uisek.edu.ec/handle/123456789/1380

Ministério Da Educação (2011). *Caderno de Provas*. Instituto Federal Do Espírito Santo Reitoria.

Mora, D. (2010*). Prediseño de un mecanismo desmodromico para un robot bípedo.* [Tesis de pregrado, Universidad Carlos III de Madrid de España]. Archivo digital. http://hdl.handle.net/10016/10812

Nonnast, R. (1993*). El proyectista de estructuras metálicas.* Paraninfo.

Palerm, J. (2002). *Antología sobre pequeño riego.* Plaza y Valdez Editores.

Prodalam (2019). *Catalogo Tecnico Vigas Acero.*

Pytel, A. y Singer, F. (1994). *Resistencia de Materiales.* Oxford University Press.

Suesca, A. (1999). *Desarrollo de los contenidos de resistencia de materiales.* Servicio Nacional de Aprendizaje. https://hdl.handle.net/11404/3398

Tecnomecánica de Guatemala S.A. (2019). *Planta Tecnomecánica/Techno Hydro*.

Whiting Corporation. (1967). *Crane Handbook: Design Data abd Engineering Information used in the manufacture and application of Carnes* [Manual de grúas: datos de diseño e información de ingeniería utilizada en la fabricación y aplicación de Carnes]. Harvey.

APÉNDICES

Apéndice 1.

Instalaciones Tecnomecánica de Guatemala y puente grúa actual

Nota. Instalaciones Tecnomecánica de Guatemala y puente grúa actual (32 toneladas), en el fondo se visualiza el puente grúa diseñado en el presente informe de EPS. Elaboración propia.

Apéndice 2.

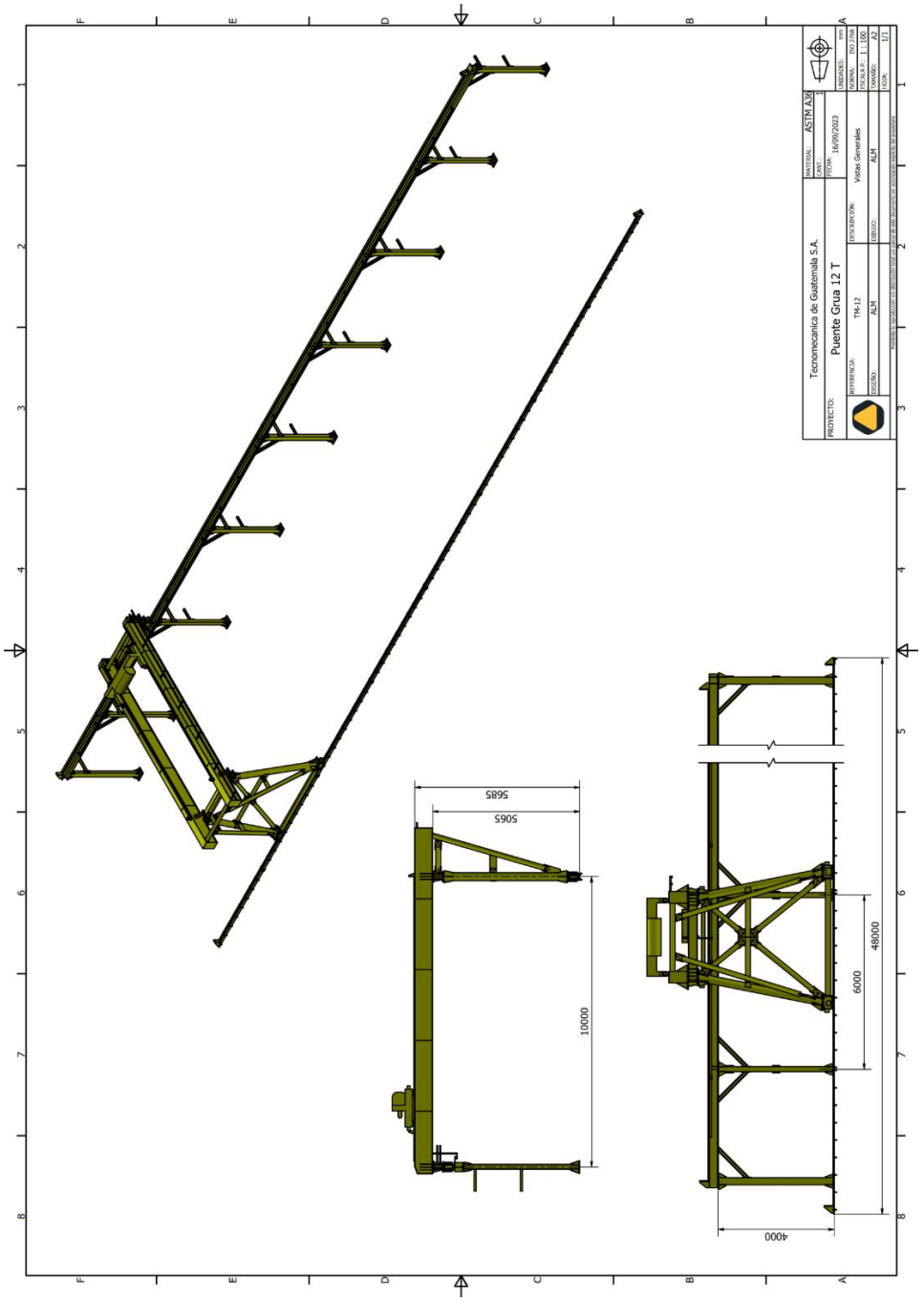
Fotografías de capacitación

Continuación del Apéndice 2.

Nota. Capacitación sobre Seguridad industrial y prevención de accidentes en sala de juntas y presentaciones, instalaciones de Tecnomecánica de Guatemala S.A. Elaboración propia.

Apéndice 3.

Plano - vista general puente grúa 12 toneladas (TM12)



Nota. Plano de vista general de puente grúa. Elaboración propia.

Apéndice 4.

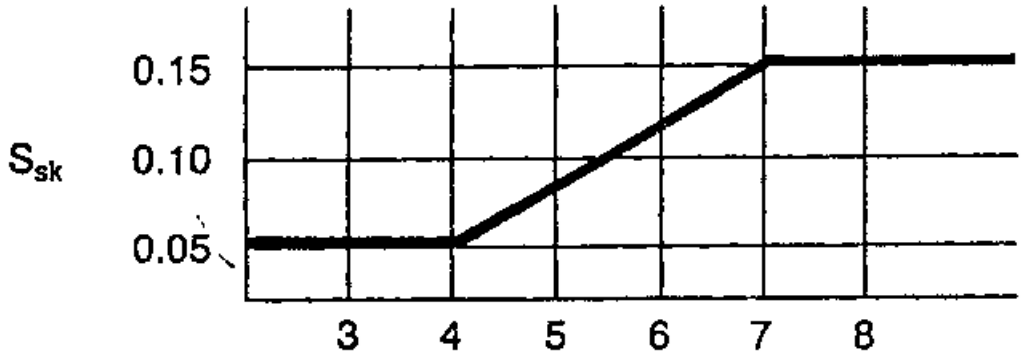
Instalaciones Tecnomecánica de Guatemala y puente grúa diseñado (12 T)

Nota. Instalaciones Tecnomecánica de Guatemala y puente grúa diseñado (12 T), posicionado sobre centro de mecanizado CNC de 6 ejes. Elaboración propia.

ANEXOS

Anexo 1.

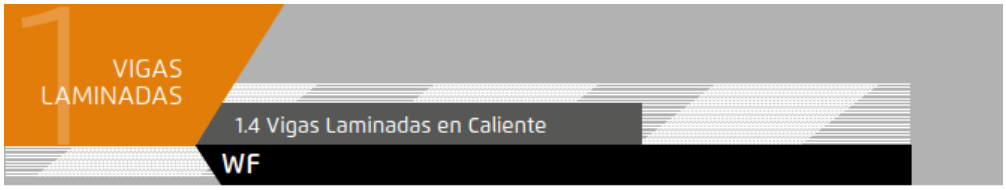
Fuerzas de oblicuidad- coeficiente SSK



Nota. Coeficiente aplicable a fuerzas de oblicuidad (Skewing)- coeficiente SSK. Obtenido de CMAA (1999). *CMAA Specification #70.* (p. 13).

Anexo 2.

Tablas perfiles estructurales utilizados, vigas laminadas WF



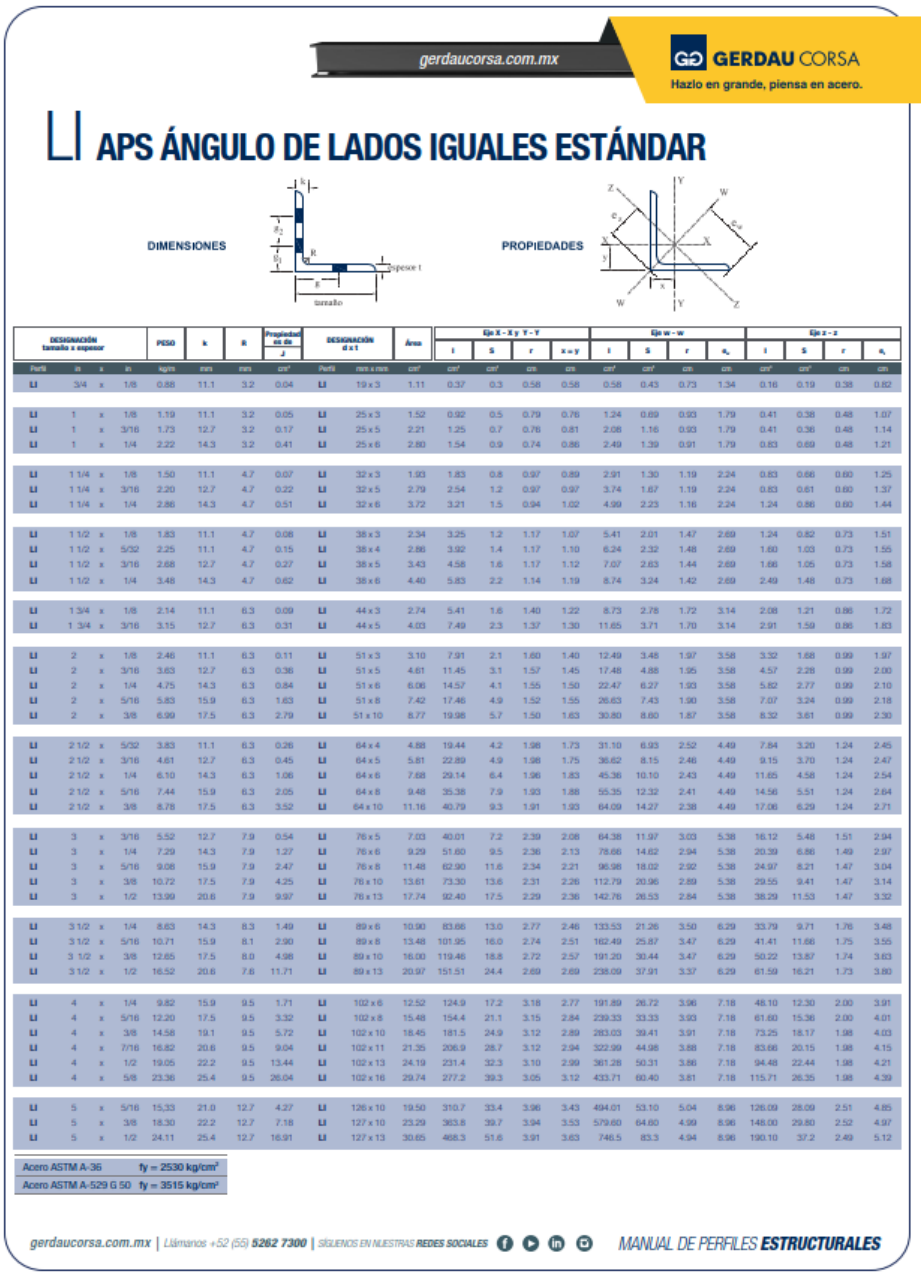
Código SAP (L 6m)	Código SAP (L 12m)	Descripción WF W (mm x kg/m)	pulg x lb/pie	Kg/m	Kg/ L6m	Kg/ L12m	Medidas mm				Sección	Momento inercia cm4		Módulo resistente cm3		Radio giro cm	
							h	b	t	e	cm2	I x	Iy	W x	Wy	i x	iy
34267	34412	W 250 x 28,4	W 10 x 19	28,4	170,4	340,8	260	102	6,4	10	36,6	4.046	178	311,2	34,8	10,51	2,20
29467	31600	W 250 x 32,7	W 10 x 22	32,7	196,2	392,4	258	146	6,1	9,1	42,1	4.937	473	382,7	64,8	10,83	3,35
29468	34413	W 250 x 38,5	W 10 x 26	38,5	231	462	262	147	6,6	11,2	49,6	6.057	594	462,4	80,8	11,05	3,46
34268	34414	W 250 x 58,0	W 10 x 39	58	348	696	252	203	8	13,5	74,2	8.700	1.870	690	185	10,80	5,03
34269	34415	W 250 x 67,0	W 10 x 45	67	402	804	257	204	8,9	15,8	85,8	10.300	2.220	805	218	11,00	5,11
34270	34416	W 250 x 44,8	W 10 x 30	44,8	268,8	537,6	266	148	7,6	13	57,6	7158	704	538,2	95,1	11,15	3,50
29469	34417	W 250 x 73,0	W 10 x 49	73	438	876	253	254	8,6	14,2	92,7	11.257	3.880	889,9	305,5	11,02	6,47
34271	34418	W 250 x 80,0	W 10 x 54	80	480	960	256	255	9,4	15,6	101,9	12.550	4.313	980,5	338,3	11,10	6,51
34272	34419	W 250 x 89,0	W 10 x 60	89	534	1.068	260	256	10,7	17,3	113,9	14.237	4.841	1.095,1	378,2	11,18	6,52
34273	34420	W 250 x 101,0	W 10 x 68	101	606	1.212	264	257	11,9	19,6	129	16.400	5.580	1.240	433	11,30	6,58
34274	34421	W 310 x 23,8	W 12 x 16	23,8	142,8	285,6	305	101	5,6	6,7	30,7	4.346	113	285	22,9	11,89	1,94
34275	34422	W 310 x 28,3	W 12 x 19	28,3	169,8	339,6	309	102	6,0	8,9	36,5	5.500	157	356	31	12,28	2,08
34276	34423	W 310 x 32,7	W 12 x 22	32,7	196,2	392,4	313	102	6,6	10,8	42,1	6.570	192	419,8	37,6	12,49	2,13
29470	30135	W 310 x 38,7	W 12 x 26	38,7	232,2	464,4	310	165	5,8	9,7	49,7	8.581	727	553,6	88,1	13,14	3,82
29471	34424	W 310 x 44,5	W 12 x 30	44,5	267	534	313	166	6,6	11,2	57,2	9.997	855	638,8	103	13,22	3,87
34277	34425	W 310 x 52	W 12 x 35	52	312	624	317	167	7,6	13,2	67	11.909	1.026	751,4	122,9	13,33	3,91
34278	34426	W 310 x 59,5	W 12 x 40	59,5	357	714	303	203	7,1	13,1	75,1	12.900	1.840	850	180	13	4,90
34279	34427	W 310 x 74	W 12 x 50	74	444	888	310	205	9,4	16,3	94,8	16.400	2.340	1.060	228	13,20	4,98
34280	34428	W 310 x 97	W 12 x 65	97	582	1.164	308	305	9,9	15,4	123,6	22.284	7.286	1.447	477,8	13,43	7,68
34281	34429	W 310 x 107	W 12 x 72	107	642	1.284	311	306	10,9	17,0	136,4	24.839	8.123	1.597,3	530,9	13,49	7,72
34282	34430	W 310 x 117	W 12 x 79	117	702	1.404	314	307	11,9	18,7	149,9	27.563	9.024	1.755,6	587,9	13,56	7,76
34283	34431	W 310 x 129	W 12 x 87	129	774	1.548	318	308	13,1	20,5	165,2	30.800	10.000	1.930	651	13,70	7,80
34284	34432	W 360 x 32,9	W 14 x 22	32,9	197,4	394,8	349	127	5,8	8,5	42,1	8.358	291	479	45,9	14,09	2,63
34285	34433	W 360 x 39	W 14 x 26	39	234	468	353	128	6,5	10,7	50,2	10.331	375	585,3	58,6	14,35	2,73
29472	31601	W 360 x 44	W 14 x 30	44	264	528	352	171	6,9	9,8	57,7	12.258	818	696,5	95,7	14,58	3,77
34286	34434	W 360 x 51	W 14 x 34	51	306	612	355	171	7,2	11,6	64,8	14.222	968	801,2	113,3	14,81	3,87
34287	34435	W 360 x 57,8	W 14 x 38	57,8	346,8	693,6	358	172	7,9	13,1	72,5	16.143	1.113	901,8	129,4	14,92	3,92
34288	34436	W 360 x 64	W 14 x 43	64	384	768	347	203	7,7	13,5	81,7	17.890	1.885	1.031,1	185,7	14,80	4,80
29473	34437	W 360 x 72	W 14 x 48	72	432	864	350	204	8,6	15,1	91,3	20.169	2.140	1.152,5	209,8	14,86	4,84
29474	34438	W 360 x 79	W 14 x 53	79	474	948	354	205	9,4	16,8	101,2	22.713	2.416	1.283,2	235,7	14,98	4,89
34289	34439	W 360 x 91	W 14 x 61	91	546	1.092	353	254	9,5	16,4	115,5	26.600	4.450	1.510	352	15,2	6,22
34290	34440	W 360 x 101	W 14 x 68	101	606	1.212	357	255	10,5	18,3	129	30.100	5.040	1.690	397	15,3	6,25
34291	34441	W 360 x 110	W 14 x 74	110	660	1.320	360	256	11,4	19,9	140,6	35.100	5.580	1.840	436	15,3	6,30
34292	34442	W 360 x 122	W 14 x 82	122	732	1.464	363	257	13,0	21,7	155,3	36.700	6.160	202	480	15,4	6,30
34293	34443	W 360 x 134	W 14 x 90	134	804	1.608	356	369	11,2	18,0	171	41.600	15.100	2.340	818	15,6	9,40
34294	34444	W 360 x 147	W 14 x 99	147	882	1.764	360	370	12,3	19,8	187,7	46.200	16.700	2.570	905	15,7	9,42
34295	34445	W 360 x 162	W 14 x 109	162	972	1.944	364	371	13,3	21,8	206,5	51.600	18.600	2.830	1.000	15,8	9,47
34296	34446	W 360 x 179	W 14 x 120	179	1.074	2.148	368	373	15,0	23,9	227,7	57.400	20.600	3.110	1.110	15,8	9,50
34297	34447	W 360 x 196	W 14 x 132	196	1.176	2.352	372	374	16,4	26,2	250,3	63.700	22.800	3.420	1.220	16	9,55
34298	34448	W 410 x 38,8	W 16 x 26	38,8	232,8	465,6	399	140	6,4	8,8	50,3	12.777	404	640,5	57,7	15,94	2,83
29475	34199	W 410 x 46,1	W 16 x 31	46,1	276,6	553,2	403	140	7,0	11,2	59,2	15.690	514	778,7	73,4	16,27	2,95

prodalam

Nota. Tabla de propiedades de vigas laminadas WF. Obtenido de Prodalam (2019). *Catálogo Técnico Vigas Acero.* (p. 22).

Anexo 3.

Tablas perfiles estructurales utilizados, tabla angular lados iguales



gerdaucorsa.com.mx

GERDAU CORSA
Hazlo en grande, piensa en acero.

LI APS ÁNGULO DE LADOS IGUALES ESTÁNDAR

DIMENSIONES

PROPIEDADES

DESIGNACIÓN tamaño x espesor				PESO	k	R	Propiedades en eje J	DESIGNACIÓN d x t		Área	Eje X - X y Y - Y				Eje w - w				Eje z - z			
											I	S	r	x = y	I	S	r	e_w	I	S	r	e_z
Perfil	in	x	in	kg/m	mm	mm	cm⁴	Perfil	mm x mm	cm²	cm⁴	cm³	cm	cm	cm⁴	cm³	cm	cm	cm⁴	cm³	cm	cm
LI	3/4	x	1/8	0.88	11.1	3.2	0.04	LI	19 x 3	1.11	0.37	0.3	0.58	0.58	0.58	0.43	0.73	1.34	0.16	0.19	0.38	0.82
LI	1	x	1/8	1.19	11.1	3.2	0.05	LI	25 x 3	1.52	0.92	0.5	0.79	0.76	1.24	0.69	0.93	1.79	0.41	0.38	0.48	1.07
LI	1	x	3/16	1.73	12.7	3.2	0.17	LI	25 x 5	2.21	1.25	0.7	0.76	0.81	2.08	1.16	0.93	1.79	0.41	0.36	0.48	1.14
LI	1	x	1/4	2.22	14.3	3.2	0.41	LI	25 x 6	2.80	1.54	0.9	0.74	0.86	2.49	1.39	0.91	1.79	0.83	0.69	0.48	1.21
LI	1 1/4	x	1/8	1.50	11.1	4.7	0.07	LI	32 x 3	1.93	1.83	0.8	0.97	0.89	2.91	1.30	1.19	2.24	0.83	0.66	0.60	1.25
LI	1 1/4	x	3/16	2.20	12.7	4.7	0.22	LI	32 x 5	2.79	2.54	1.2	0.97	0.97	3.74	1.67	1.19	2.24	0.83	0.61	0.60	1.37
LI	1 1/4	x	1/4	2.86	14.3	4.7	0.51	LI	32 x 6	3.72	3.21	1.5	0.94	1.02	4.99	2.23	1.16	2.24	1.24	0.86	0.60	1.44
LI	1 1/2	x	1/8	1.83	11.1	4.7	0.08	LI	38 x 3	2.34	3.25	1.2	1.17	1.07	5.41	2.01	1.47	2.69	1.24	0.82	0.73	1.51
LI	1 1/2	x	5/32	2.25	11.1	4.7	0.15	LI	38 x 4	2.86	3.92	1.4	1.17	1.10	6.24	2.32	1.48	2.69	1.60	1.03	0.73	1.55
LI	1 1/2	x	3/16	2.68	12.7	4.7	0.27	LI	38 x 5	3.43	4.58	1.6	1.17	1.12	7.07	2.63	1.44	2.69	1.66	1.05	0.73	1.58
LI	1 1/2	x	1/4	3.48	14.3	4.7	0.62	LI	38 x 6	4.40	5.83	2.2	1.14	1.19	8.74	3.24	1.42	2.69	2.49	1.48	0.73	1.68
LI	1 3/4	x	1/8	2.14	11.1	6.3	0.09	LI	44 x 3	2.74	5.41	1.6	1.40	1.22	8.73	2.78	1.72	3.14	2.08	1.21	0.86	1.72
LI	1 3/4	x	3/16	3.15	12.7	6.3	0.31	LI	44 x 5	4.03	7.49	2.3	1.37	1.30	11.65	3.71	1.70	3.14	2.91	1.59	0.86	1.83
LI	2	x	1/8	2.46	11.1	6.3	0.11	LI	51 x 3	3.10	7.91	2.1	1.60	1.40	12.49	3.48	1.97	3.58	3.32	1.68	0.99	1.97
LI	2	x	3/16	3.63	12.7	6.3	0.36	LI	51 x 5	4.61	11.45	3.1	1.57	1.45	17.48	4.88	1.95	3.58	4.57	2.28	0.99	2.00
LI	2	x	1/4	4.75	14.3	6.3	0.84	LI	51 x 6	6.06	14.57	4.1	1.55	1.50	22.47	6.27	1.93	3.58	5.82	2.77	0.99	2.10
LI	2	x	5/16	5.83	15.9	6.3	1.63	LI	51 x 8	7.42	17.46	4.9	1.52	1.55	26.63	7.43	1.90	3.58	7.07	3.24	0.99	2.18
LI	2	x	3/8	6.99	17.5	6.3	2.79	LI	51 x 10	8.77	19.98	5.7	1.50	1.63	30.80	8.60	1.87	3.58	8.32	3.61	0.99	2.30
LI	2 1/2	x	5/32	3.83	11.1	6.3	0.26	LI	64 x 4	4.88	19.44	4.2	1.98	1.73	31.10	6.93	2.52	4.49	7.84	3.20	1.24	2.45
LI	2 1/2	x	3/16	4.61	12.7	6.3	0.45	LI	64 x 5	5.81	22.89	4.9	1.98	1.75	36.62	8.15	2.46	4.49	9.15	3.70	1.24	2.47
LI	2 1/2	x	1/4	6.10	14.3	6.3	1.06	LI	64 x 6	7.68	29.14	6.4	1.96	1.83	45.36	10.10	2.43	4.49	11.65	4.58	1.24	2.54
LI	2 1/2	x	5/16	7.44	15.9	6.3	2.05	LI	64 x 8	9.48	35.38	7.9	1.93	1.88	55.35	12.32	2.41	4.49	14.56	5.51	1.24	2.64
LI	2 1/2	x	3/8	8.78	17.5	6.3	3.52	LI	64 x 10	11.16	40.79	9.3	1.91	1.93	64.09	14.27	2.38	4.49	17.06	6.29	1.24	2.71
LI	3	x	3/16	5.52	12.7	7.9	0.54	LI	76 x 5	7.03	40.01	7.2	2.39	2.08	64.38	11.97	3.03	5.38	16.12	5.48	1.51	2.94
LI	3	x	1/4	7.29	14.3	7.9	1.27	LI	76 x 6	9.29	51.60	9.5	2.36	2.13	78.66	14.62	2.94	5.38	20.39	6.86	1.49	2.97
LI	3	x	5/16	9.08	15.9	7.9	2.47	LI	76 x 8	11.48	62.90	11.6	2.34	2.21	96.98	18.02	2.92	5.38	24.97	8.21	1.47	3.04
LI	3	x	3/8	10.72	17.5	7.9	4.25	LI	76 x 10	13.61	73.30	13.6	2.31	2.26	112.79	20.96	2.89	5.38	29.55	9.41	1.47	3.14
LI	3	x	1/2	13.99	20.6	7.9	9.97	LI	76 x 13	17.74	92.40	17.5	2.29	2.36	142.76	26.53	2.84	5.38	38.29	11.53	1.47	3.32
LI	3 1/2	x	1/4	8.63	14.3	8.3	1.49	LI	89 x 6	10.90	83.66	13.0	2.77	2.46	133.53	21.26	3.50	6.29	33.79	9.71	1.76	3.48
LI	3 1/2	x	5/16	10.71	15.9	8.1	2.90	LI	89 x 8	13.48	101.95	16.0	2.74	2.51	162.49	25.87	3.47	6.29	41.41	11.66	1.75	3.55
LI	3 1/2	x	3/8	12.65	17.5	8.0	4.98	LI	89 x 10	16.00	119.46	18.8	2.72	2.57	191.20	30.44	3.47	6.29	50.22	13.87	1.74	3.63
LI	3 1/2	x	1/2	16.52	20.6	7.6	11.71	LI	89 x 13	20.97	151.51	24.4	2.69	2.69	238.09	37.91	3.37	6.29	61.59	16.21	1.73	3.80
LI	4	x	1/4	9.82	15.9	9.5	1.71	LI	102 x 6	12.52	124.9	17.2	3.18	2.77	191.89	26.72	3.96	7.18	48.10	12.30	2.00	3.91
LI	4	x	5/16	12.20	17.5	9.5	3.32	LI	102 x 8	15.48	154.4	21.1	3.15	2.84	239.33	33.33	3.93	7.18	61.60	15.36	2.00	4.01
LI	4	x	3/8	14.58	19.1	9.5	5.72	LI	102 x 10	18.45	181.5	24.9	3.12	2.89	283.03	39.41	3.91	7.18	73.25	18.17	1.98	4.03
LI	4	x	7/16	16.82	20.6	9.5	9.04	LI	102 x 11	21.35	206.9	28.7	3.12	2.94	322.99	44.98	3.88	7.18	83.66	20.15	1.98	4.15
LI	4	x	1/2	19.05	22.2	9.5	13.44	LI	102 x 13	24.19	231.4	32.3	3.10	2.99	361.28	50.31	3.86	7.18	94.48	22.44	1.98	4.21
LI	4	x	5/8	23.36	25.4	9.5	26.04	LI	102 x 16	29.74	277.2	39.3	3.05	3.12	433.71	60.40	3.81	7.18	115.71	26.35	1.98	4.39
LI	5	x	5/16	15.33	21.0	12.7	4.27	LI	126 x 10	19.50	310.7	33.4	3.96	3.43	494.01	53.10	5.04	8.96	126.09	28.09	2.51	4.85
LI	5	x	3/8	18.30	22.2	12.7	7.18	LI	127 x 10	23.29	363.8	39.7	3.94	3.53	579.60	64.60	4.99	8.96	148.00	29.80	2.52	4.97
LI	5	x	1/2	24.11	25.4	12.7	16.91	LI	127 x 13	30.65	468.3	51.6	3.91	3.63	746.5	83.3	4.94	8.96	190.10	37.2	2.49	5.12

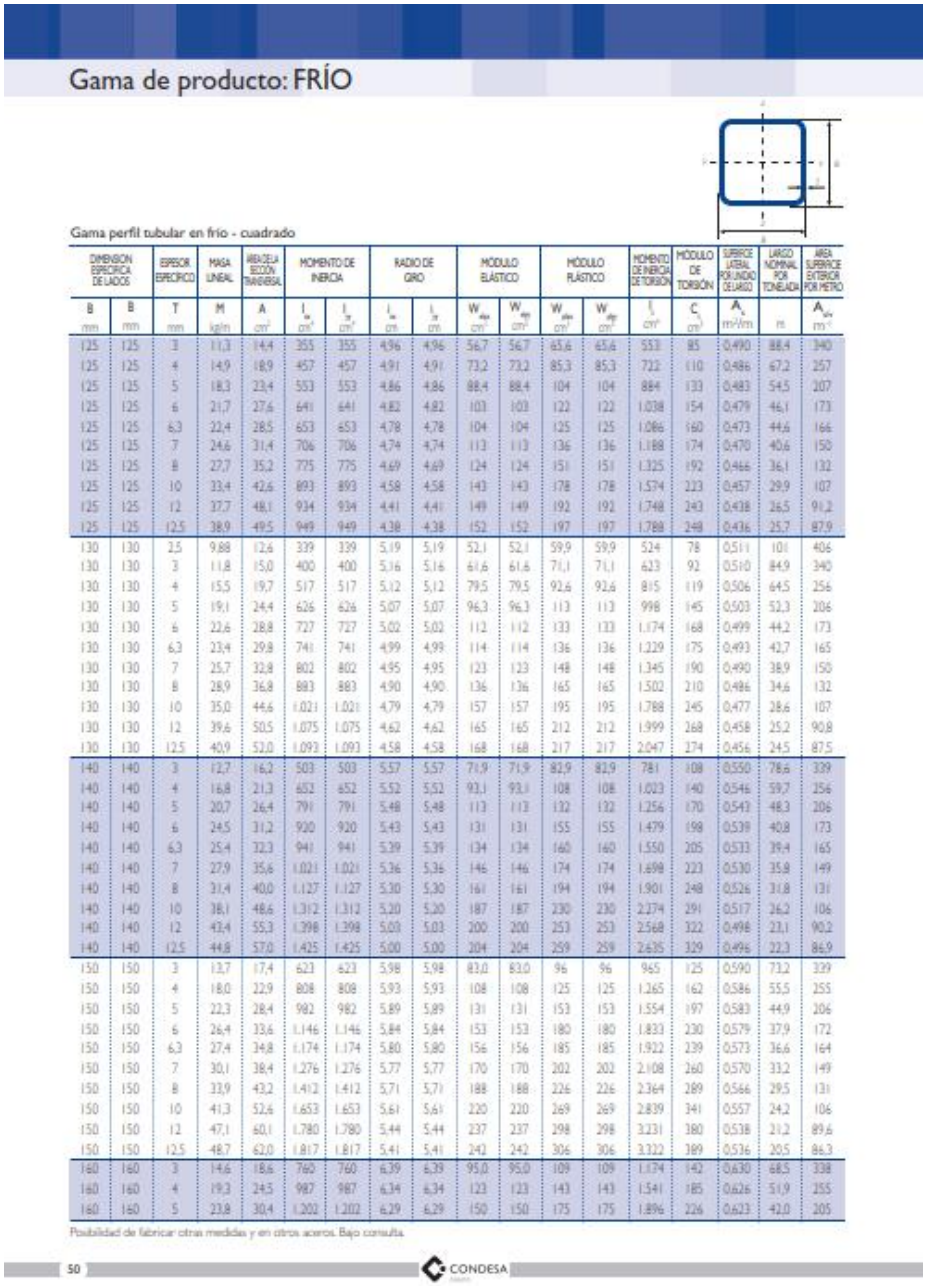
Acero ASTM A-36	fy = 2530 kg/cm²
Acero ASTM A-529 G 50	fy = 3515 kg/cm²

gerdaucorsa.com.mx | Llámanos +52 (55) 5262 7300 | SÍGUENOS EN NUESTRAS REDES SOCIALES MANUAL DE PERFILES ESTRUCTURALES

Nota. Tabla de propiedades de perfil Angular lados iguales. Obtenido de Gerdau Corsa (2019). *Manual de perfiles estructurales*. (p. 19.)

Anexo 4.

Tablas perfiles estructurales utilizados, tabla perfil estructural cuadrado



Gama de producto: FRÍO

Gama perfil tubular en frío - cuadrado

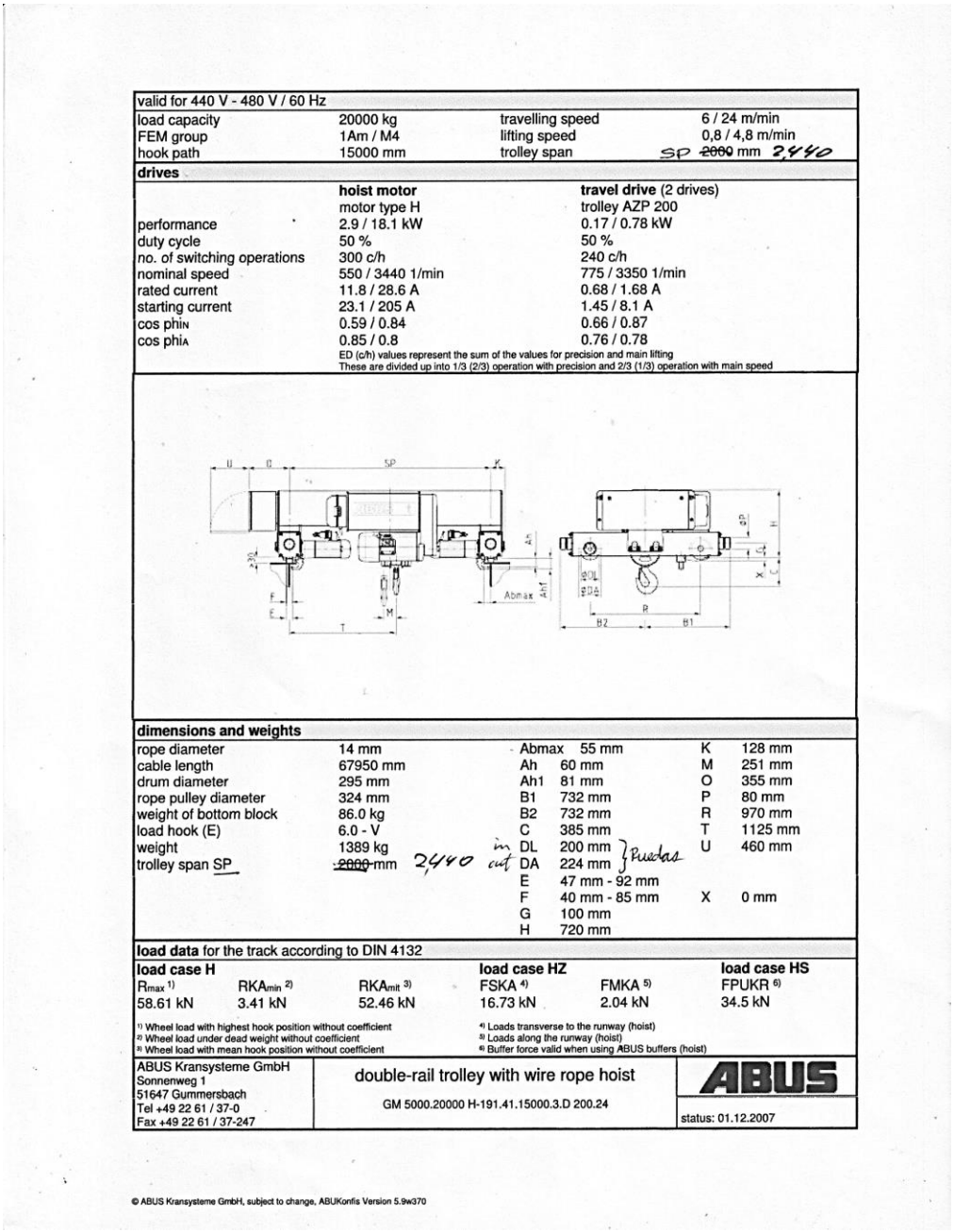
DIMENSIÓN ESPECÍFICA DE LADOS		ESPESOR ESPECÍFICO	MASA LINEAL	ÁREA DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		MOMENTO DE INERCIA DE TORSIÓN	MÓDULO DE TORSIÓN	SUPERFICIE LATERAL POR UNIDAD DE LARGO	LARGO NOMINAL POR TONELADA	ÁREA SUPERFICIE EXTERIOR POR METRO
B	B	T	M	A	I_x	I_y	i_x	i_y	W_{elx}	W_{ely}	W_{plx}	W_{ply}	I_t	C_t	A_L	n	A_{ext}
mm	mm	mm	kg/m	cm²	cm⁴	cm⁴	cm	cm	cm³	cm³	cm³	cm³	cm⁴	cm³	m²/m	m	m²/m
125	125	3	11,3	14,4	355	355	4,96	4,96	56,7	56,7	65,6	65,6	553	85	0,490	88,4	340
125	125	4	14,9	18,9	457	457	4,91	4,91	73,2	73,2	85,3	85,3	722	110	0,486	67,2	257
125	125	5	18,3	23,4	553	553	4,86	4,86	88,4	88,4	104	104	884	133	0,483	54,5	207
125	125	6	21,7	27,6	641	641	4,82	4,82	103	103	122	122	1.038	154	0,479	46,1	173
125	125	6,3	22,4	28,5	653	653	4,78	4,78	104	104	125	125	1.086	160	0,473	44,6	166
125	125	7	24,6	31,4	706	706	4,74	4,74	113	113	136	136	1.188	174	0,470	40,6	150
125	125	8	27,7	35,2	775	775	4,69	4,69	124	124	151	151	1.325	192	0,466	36,1	132
125	125	10	33,4	42,6	893	893	4,58	4,58	143	143	178	178	1.574	223	0,457	29,9	107
125	125	12	37,7	48,1	934	934	4,41	4,41	149	149	192	192	1.748	243	0,438	26,5	91,2
125	125	12,5	38,9	49,5	949	949	4,38	4,38	152	152	197	197	1.788	248	0,436	25,7	87,9
130	130	2,5	9,88	12,6	339	339	5,19	5,19	52,1	52,1	59,9	59,9	524	78	0,511	101	406
130	130	3	11,8	15,0	400	400	5,16	5,16	61,6	61,6	71,1	71,1	623	92	0,510	84,9	340
130	130	4	15,5	19,7	517	517	5,12	5,12	79,5	79,5	92,6	92,6	815	119	0,506	64,5	256
130	130	5	19,1	24,4	626	626	5,07	5,07	96,3	96,3	113	113	998	145	0,503	52,3	206
130	130	6	22,6	28,8	727	727	5,02	5,02	112	112	133	133	1.174	168	0,499	44,2	173
130	130	6,3	23,4	29,8	741	741	4,99	4,99	114	114	136	136	1.229	175	0,493	42,7	165
130	130	7	25,7	32,8	802	802	4,95	4,95	123	123	148	148	1.345	190	0,490	38,9	150
130	130	8	28,9	36,8	883	883	4,90	4,90	136	136	165	165	1.502	210	0,486	34,6	132
130	130	10	35,0	44,6	1.021	1.021	4,79	4,79	157	157	195	195	1.788	245	0,477	28,6	107
130	130	12	39,6	50,5	1.075	1.075	4,62	4,62	165	165	212	212	1.999	268	0,458	25,2	90,8
130	130	12,5	40,9	52,0	1.093	1.093	4,58	4,58	168	168	217	217	2.047	274	0,456	24,5	87,5
140	140	3	12,7	16,2	503	503	5,57	5,57	71,9	71,9	82,9	82,9	781	108	0,550	78,6	339
140	140	4	16,8	21,3	652	652	5,52	5,52	93,1	93,1	108	108	1.023	140	0,546	59,7	256
140	140	5	20,7	26,4	791	791	5,48	5,48	113	113	132	132	1.256	170	0,543	48,3	206
140	140	6	24,5	31,2	920	920	5,43	5,43	131	131	155	155	1.479	198	0,539	40,8	173
140	140	6,3	25,4	32,3	941	941	5,39	5,39	134	134	160	160	1.550	205	0,533	39,4	165
140	140	7	27,9	35,6	1.021	1.021	5,36	5,36	146	146	174	174	1.698	223	0,530	35,8	149
140	140	8	31,4	40,0	1.127	1.127	5,30	5,30	161	161	194	194	1.901	248	0,526	31,8	131
140	140	10	38,1	48,6	1.312	1.312	5,20	5,20	187	187	230	230	2.274	291	0,517	26,2	106
140	140	12	43,4	55,3	1.398	1.398	5,03	5,03	200	200	253	253	2.568	322	0,498	23,1	90,2
140	140	12,5	44,8	57,0	1.425	1.425	5,00	5,00	204	204	259	259	2.635	329	0,496	22,3	86,9
150	150	3	13,7	17,4	623	623	5,98	5,98	83,0	83,0	96	96	965	125	0,590	73,2	339
150	150	4	18,0	22,9	808	808	5,93	5,93	108	108	125	125	1.265	162	0,586	55,5	255
150	150	5	22,3	28,4	982	982	5,89	5,89	131	131	153	153	1.554	197	0,583	44,9	206
150	150	6	26,4	33,6	1.146	1.146	5,84	5,84	153	153	180	180	1.833	230	0,579	37,9	172
150	150	6,3	27,4	34,8	1.174	1.174	5,80	5,80	156	156	185	185	1.922	239	0,573	36,6	164
150	150	7	30,1	38,4	1.276	1.276	5,77	5,77	170	170	202	202	2.108	260	0,570	33,2	149
150	150	8	33,9	43,2	1.412	1.412	5,71	5,71	188	188	226	226	2.364	289	0,566	29,5	131
150	150	10	41,3	52,6	1.653	1.653	5,61	5,61	220	220	269	269	2.839	341	0,557	24,2	106
150	150	12	47,1	60,1	1.780	1.780	5,44	5,44	237	237	298	298	3.231	380	0,538	21,2	89,6
150	150	12,5	48,7	62,0	1.817	1.817	5,41	5,41	242	242	306	306	3.322	389	0,536	20,5	86,3
160	160	3	14,6	18,6	760	760	6,39	6,39	95,0	95,0	109	109	1.174	142	0,630	68,5	338
160	160	4	19,3	24,5	987	987	6,34	6,34	123	123	143	143	1.541	185	0,626	51,9	255
160	160	5	23,8	30,4	1.202	1.202	6,29	6,29	150	150	175	175	1.896	226	0,623	42,0	205

Posibilidad de fabricar otras medidas y en otros aceros. Bajo consulta.

Nota. Tabla de propiedades de perfil estructural cuadrado. Obtenido de Grupo CONDESA (2020). *Tubo Estructural.* (p. 50).

Anexo 5

Ficha técnica Trolley



valid for 440 V - 480 V / 60 Hz

load capacity	20000 kg	travelling speed	6 / 24 m/min
FEM group	1Am / M4	lifting speed	0,8 / 4,8 m/min
hook path	15000 mm	trolley span	SP ~~2000~~ mm 2,440

drives

	hoist motor motor type H	**travel drive** (2 drives) trolley AZP 200
performance	2.9 / 18.1 kW	0.17 / 0.78 kW
duty cycle	50 %	50 %
no. of switching operations	300 c/h	240 c/h
nominal speed	550 / 3440 1/min	775 / 3350 1/min
rated current	11.8 / 28.6 A	0.68 / 1.68 A
starting current	23.1 / 205 A	1.45 / 8.1 A
cos phiN	0.59 / 0.84	0.66 / 0.87
cos phiA	0.85 / 0.8	0.76 / 0.78

ED (c/h) values represent the sum of the values for precision and main lifting
These are divided up into 1/3 (2/3) operation with precision and 2/3 (1/3) operation with main speed

dimensions and weights

rope diameter	14 mm	Abmax	55 mm	K	128 mm
cable length	67950 mm	Ah	60 mm	M	251 mm
drum diameter	295 mm	Ah1	81 mm	O	355 mm
rope pulley diameter	324 mm	B1	732 mm	P	80 mm
weight of bottom block	86.0 kg	B2	732 mm	R	970 mm
load hook (E)	6.0 - V	C	385 mm	T	1125 mm
weight	1389 kg	DL	200 mm } Puedas	U	460 mm
trolley span SP	~~2000~~ mm 2,440 in cut	DA	224 mm }		
		E	47 mm - 92 mm		
		F	40 mm - 85 mm	X	0 mm
		G	100 mm		
		H	720 mm		

load data for the track according to DIN 4132

load case H			**load case HZ**		**load case HS**
Rmax 1)	RKAmin 2)	RKAmit 3)	FSKA 4)	FMKA 5)	FPUKR 6)
58.61 kN	3.41 kN	52.46 kN	16.73 kN	2.04 kN	34.5 kN

1) Wheel load with highest hook position without coefficient
2) Wheel load under dead weight without coefficient
3) Wheel load with mean hook position without coefficient
4) Loads transverse to the runway (hoist)
5) Loads along the runway (hoist)
6) Buffer force valid when using ABUS buffers (hoist)

ABUS Kransysteme GmbH
Sonnenweg 1
51647 Gummersbach
Tel +49 22 61 / 37-0
Fax +49 22 61 / 37-247

double-rail trolley with wire rope hoist

GM 5000.20000 H-191.41.15000.3.D 200.24

ABUS

status: 01.12.2007

© ABUS Kransysteme GmbH, subject to change, ABUKonfis Version 5.9w370

Nota. Ficha Técnica Trolley (polipasto) seleccionado. Obtenida de ABUS Kransysteme GmbH (2007). *Ficha Técnica Trolley.* (p. 1).

Anexo 6.

Coeficiente de pandeo local

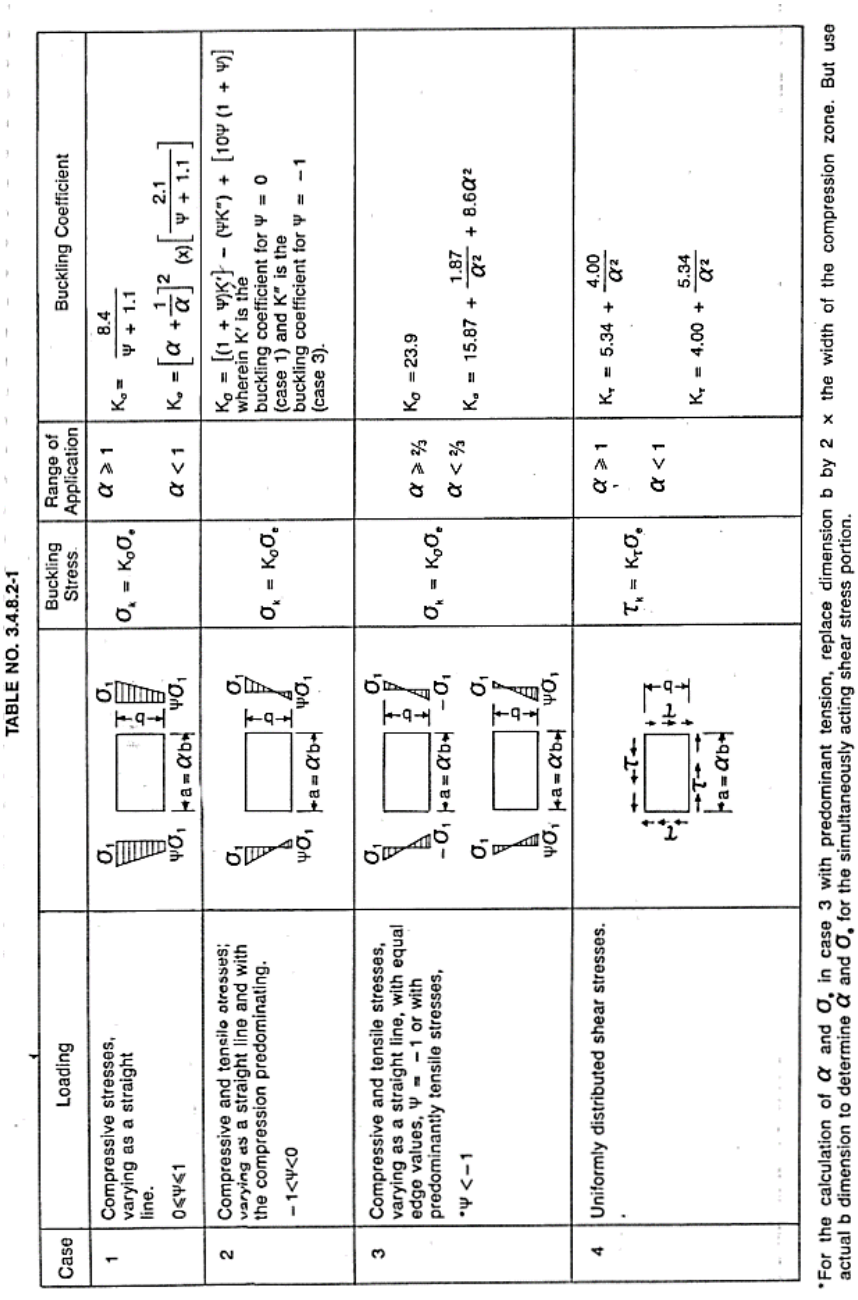


TABLE NO. 3.4.8.2-1

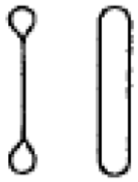
Case	Loading		Buckling Stress.	Range of Application	Buckling Coefficient
1	Compressive stresses, varying as a straight line. $0 \leq \psi \leq 1$	σ_1, $\psi\sigma_1$, $a = \alpha b$	$\sigma_x = K_\sigma \sigma_e$	$\alpha \geq 1$ $\alpha < 1$	$K_\sigma = \frac{8.4}{\psi + 1.1}$ $K_\sigma = \left[\alpha + \frac{1}{\alpha}\right]^2 (x) \left[\frac{2.1}{\psi + 1.1}\right]$
2	Compressive and tensile stresses; varying as a straight line and with the compression predominating. $-1 < \psi < 0$	σ_1, $\psi\sigma_1$, $a = \alpha b$	$\sigma_x = K_\sigma \sigma_e$		$K_\sigma = [(1 + \psi)K'] - (\psi K'') + [10\psi(1 + \psi)]$ wherein K' is the buckling coefficient for $\psi = 0$ (case 1) and K'' is the buckling coefficient for $\psi = -1$ (case 3).
3	Compressive and tensile stresses, varying as a straight line, with equal edge values, $\psi = -1$ or with predominantly tensile stresses, $\psi < -1$	σ_1, $-\sigma_1$, $a = \alpha b$ σ_1, $\psi\sigma_1$, $a = \alpha b$	$\sigma_x = K_\sigma \sigma_e$	$\alpha \geq 2/3$ $\alpha < 2/3$	$K_\sigma = 23.9$ $K_\sigma = 15.87 + \frac{1.87}{\alpha^2} + 8.6\alpha^2$
4	Uniformly distributed shear stresses.	τ, $a = \alpha b$	$\tau_x = K_\tau \sigma_e$	$\alpha \geq 1$ $\alpha < 1$	$K_\tau = 5.34 + \frac{4.00}{\alpha^2}$ $K_\tau = 4.00 + \frac{5.34}{\alpha^2}$

*For the calculation of α and σ_e in case 3 with predominant tension, replace dimension b by 2 × the width of the compression zone. But use actual b dimension to determine α and σ_e for the simultaneously acting shear stress portion.

Nota. Coeficiente de pandeo local según especificación CMAA 70. CMAA (1999). *CMAA Specification #70.* (p. 36) CMAA.

Anexo 7.

Carga máxima de utilización admisible, factor de carga M

	Método de elevación	Factor de forma M Factor de seguridad 5	Factor de forma M Factor de seguridad 7
	Elevación vertical 	M=1	M=1
	Elevación estrangulada	M=0.8	M=0.8
Cesta	En Paralelo	M=2	M=2
Cesta	En Angulo	M=1.4 M=No Apto	M=1.4 M=1

Continuación del Anexo 7.

Método de Elevación	Factor de forma M Factor de seguridad 5	Factor de forma M Factor de seguridad 7
Montaje de 2 eslingas β = 0 a 45º β = 46 a 60º	M=1.4 M=No Apto	M=1.4 M=1
Montaje 3 o 4 eslingas β = 0 a 45º β = 46 a 60º	M=2.1 M=No Apto	M=2.1 M=1.5

Nota. Factor de carga M, Masa o carga máxima que puede soportar un elemento de izaje según las condiciones de soporte. Se calcula a partir del factor de forma de Eslíngado (M), este es un factor de corrección respecto a la carga máxima de una eslinga simple, en función de la forma de Eslíngado. Adaptado de C. Mera (2015). *Propuesta de medidas de control para el manejo seguro en la operación de puentes grúa.* (p. 37.) [Tesis de maestría, Universidad internacional SEK]. Archivo digital. https://repositorio.uisek.edu.ec/handle/123456789/1380