

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE CARGA TIPO SKIP, PARA LOS
HORNOS DE FUNDICIÓN, EN LAS INSTALACIONES DE LAS INDUSTRIAS
LAVCO LTDA**

**FELIPE CARLOS RAMÍREZ SUAREZ
JHOIVER DAVID VEGA DE LA ROSA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2014

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE CARGA TIPO SKIP, PARA LOS
HORNOS DE FUNDICIÓN, EN LAS INSTALACIONES DE LAS INDUSTRIAS
LAVCO LTDA**

**FELIPE CARLOS RAMÍREZ SUAREZ
JHOIVER DAVID VEGA DE LA ROSA**

**Trabajo de grado como requisito para optar por el título de
INGENIERO MECÁNICO**

**Director
CARLOS BORRAS PINILLA
Ingeniero Mecánico, PhD**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2014

DEDICATORIA

A Dios por permitirme culminar esta etapa de mi vida y haberme dado Fe, salud, inteligencia y serenidad para lograr mis objetivos; además de su infinita bondad y su luz que siempre ha alumbrado mi camino.

A mis padres Ildemaro Vega Ibarra y Maribel De La Rosa Gámez, quienes son la bendición más grande que me ha dado Dios y con su amor, comprensión, ejemplo, y apoyo incondicional, fueron parte fundamental para lograr esta meta en mi vida.

A mis hermanas Yolibeth y Yovelis Vega De La Rosa, quienes con su cariño, amistad y apoyo se convirtieron en parte importante de este logro.

A todos mis familiares y en especial a mi tía Delcy Vega Ibarra y mis primos Yasser Y Breider Vega, que nunca dudaron de mis capacidades y me brindaron el apoyo moral necesario para afrontar los retos de este camino de aprendizaje.

A mis compañeros y colegas de estudio con los que compartí día a día en el transcurso de mi carrera universitaria, de los cuales me llevo gratos recuerdos en especial a Yosmer Bolaño, Jorge Andrés Martínez, Oscar Javier Acosta, Gerardo Sebastián y a mi compañero de proyecto Felipe Ramírez.

A mis grandes amigos de toda la vida con los cuales he compartido momentos especiales y me brindan un apoyo incondicional en cualquier momento: Loraine Díaz, Ariel Mejía, Adrián Vega, Iván Estrada, Oscar Guerra, Saira Mendoza, Richard Daza, Effer Paez , Solis Hinstroza, Hector Pana, Romario Daza.

JHOIVER DAVID VEGA DE LA ROSA

DEDICATORIA

Primero que todo quiero agradecer a Dios por darme la vida todos estos días, por brindarme el entendimiento necesario para afrontar los retos que he ido superando durante la carrera y por la salud.

A mis padres Pompilio Ramírez y Yamile Suarez por todo el esfuerzo, comprensión, sacrificio, amor y el buen ejemplo que siempre me han transmitido.

A mis hermanos Daniel Fernando, quien con sus consejos, apoyo incondicional logro levantarme cuando mis fuerzas no eran suficientes, llegando a ser mi mejor amigo, Luisa Margarita (Q.E.P.D) la cual el tiempo me acompañó se convirtió en una fuente de inspiración y deseos de cumplir todas mis metas.

A mi sobrinita Luisa Daniela que siempre me da una razón para sonreír.

A todos mis familiares influyeron de forma positiva en mí, en especial a mis primos Juan Ramírez Guillen, Aida Polo Ramírez, Hémel Polo Ramírez, Camilo Ramírez que con su fuerza y apoyo siempre estuvieron a mi lado durante gran parte de la carrera.

A mi novia por ser tan especial conmigo, por su ternura, comprensión, paciencia y creer en mí.

A todos las amistades que logre hacer y compañeros con los que compartí ratos amenos, en especial a Jorge Escobar, Ricardo Quirós, y a mi compañero de proyecto Jhoiver David Vega por todo su apoyo y amistad la cual sé que con el favor de Dios durara mucho tiempo.

A mis grandes amigos Rubén Lemus, Miguel Sosa, Luis Gutiérrez y Fernando Quirós por todos los gratos momentos que hemos compartido, su compañía, consejos y apoyo.

FELIPE CARLOS RAMIREZ SUAREZ

AGRADECIMIENTOS

Al profesor Ph.D. Carlos Borrás Pinilla director del proyecto, por la confianza depositada en nosotros, dedicación y compromiso con el desarrollo de este proyecto.

A la Doctora Olga Patricia Vesga Rueda, gerente de Industrias Lavco LTDA, que nos abrió las puertas de la empresa para desarrollar nuestro proyecto de grado, brindándonos el apoyo y los medios necesarios.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por ser nuestros mentores en el proceso de formación como ingenieros.

A los ingenieros Leónidas Vásquez, Gilberto Parra y Yosmer Bolaños por su valiosa colaboración durante el desarrollo de este proyecto.

A todas las personas que de una u otra manera tuvieron participación en desarrollo de este proyecto.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN.....	26
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	28
2. OBJETIVOS.....	29
2.1. OBJETIVO GENERAL.....	29
2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	29
3. MARCO TEÓRICO.....	32
3.1. HORNO DE CUBILOTE.....	32
3.1.1. Antecedentes.....	32
3.1.2. Descripción.....	32
3.1.3. Carga del horno de cubilote.....	34
3.1.4. Proceso de combustión en el cubilote.....	35
3.2. SISTEMAS DE ELEVACIÓN DE CARGA TIPO SKIP HOIST.....	36
3.2.1. Generalidades.....	36
3.2.2. Skip Hoist.....	37
3.2.3. Componentes del sistema skip hoist.....	38
3.2.3.1. Estructura de anclaje.....	39
3.2.3.2. Contenedor con apoyos rodantes (SKIP).....	40
3.2.3.3. Sistema tractor.....	41
3.2.4. Tipos de sistemas Skip Hoist.....	55
3.2.5. Skip Hoist vertical.....	55
3.2.5.1. Skip Hoist inclinado.....	56
3.2.6. Comparación de los sistemas Skip Hoist inclinado y vertical.....	57

3.3. DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADORA (CAD).....	57
3.3.1. SolidWorks.....	58
3.4. ANÁLISIS POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEA: Finite Element Analysis)	59
3.4.1. Método de elementos finitos (FEM)	59
3.4.2. Modelo de plasticidad de Von Mises.....	62
3.5. INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA (CAE)	65
3.5.1. Herramientas informáticas para el diseño ingenieril.	66
3.5.2. Análisis estático y de fatiga en estructuras por medio de herramientas informáticas.....	69
3.6. DISEÑO ELÉCTRICO ASISTIDO POR COMPUTADORA	71
3.6.1. CADE SIMU	73
3.7. FUNDAMENTO DEL DISEÑO MECÁNICO.....	73
3.7.1. Cinemática.....	73
3.7.2. Cinética	74
3.7.3. Diseño de una viga a flexión	75
3.7.4. Diseño de ejes por teoría de cortante máximo.....	76
3.7.5. Carga combinada en elementos mecánicos	78
3.7.6. Uniones roscadas y soldadas entre elementos mecánicos.....	79
3.7.6.1. Uniones Roscadas.....	79
3.7.6.2. Uniones soldadas:	81
4. DESARROLLO DE LA METODOLOGÍA	84
4.1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	84
4.2. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	84
4.3. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA FÍSICA DEL ÁREA DE FUNDICIÓN EN LA EMPRESA	85
4.4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	91
4.4.1. Parámetros del diseño	91

4.4.2. Características generales para el diseño y selección de los diferentes componentes de la máquina.....	95
4.5. DISEÑO MECÁNICO Y MODELADO CAD DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN DE CARGA TIPO SKIP.....	97
4.5.1. Contenedor de carga (Skip).....	97
4.5.1.1. Capacidad Volumétrica del contenedor A.....	97
4.5.1.2. Selección de Materiales de construcción para el contenedor A.....	102
4.5.1.3. Diseño de los componentes del ensamble total del contenedor A.....	106
4.5.1.4. Diseño del contenedor de carga (skip) Para el Horno B.....	127
4.5.1.5. Capacidad Volumétrica para el contenedor B.....	127
4.5.1.6. Selección de Materiales de construcción para el contenedor B.....	129
4.5.1.7. Diseño de los componentes del ensamble total del contenedor B.....	129
4.5.2. Estructura de anclaje.....	136
4.5.2.1. Selección y diseño de la viga guía para la Estructura A.....	138
4.5.2.2. Estructura de anclaje A.....	140
4.5.2.3. Análisis de resistencia por carga combinada de los puntos críticos de la estructura A.....	141
4.5.2.4. Análisis de resistencia en la estructura A con ayuda de herramientas informáticas.....	153
4.5.2.5. Selección de rodamientos para las ruedas o rodillos.....	162
4.5.2.6. Selección y diseño de la viga guía para la estructura B.....	165
4.5.2.7. Estructura de anclaje B.....	167
4.5.2.8. Análisis de resistencia por carga combinada en los puntos críticos de la estructura B.....	168
4.5.2.9. Análisis de resistencia en la estructura B con ayuda de herramientas informáticas.....	171
4.5.3. Diseño y selección de componentes para el sistema tractor.....	178
4.5.3.1. Calculo del cable, diámetro de poleas y tambor para el horno A.....	178
4.5.3.2. Selección del motorreductor para el horno A.....	185
4.5.3.3. Diseño del eje del tambor por resistencia para el horno A.....	191

4.5.3.4. Selección de las chumaceras del tambor del malacate para el horno A.	198
4.5.3.5. Selección de acople entre el motorreductor y tambor del malacate.....	201
4.5.3.6. Cálculo del cable, diámetro de poleas y tambor para el horno B.	203
4.5.3.7. Selección de motorreductor para el horno B.	207
4.5.3.8. Diseño del eje del tambor por resistencia para el horno B.	211
4.5.3.9. Selección de las chumaceras del tambor del malacate para el horno B.	215
4.5.3.10. Selección de acople entre el motorreductor y tambor del malacate.....	216
4.5.4. Elementos de sujeción.	217
4.5.4.1. Selección del pasador para el montaje de las poleas.	217
4.5.4.2. Selección de pernos de anclaje para la estructura.	221
4.5.4.3. Uniones soldadas en el sistema de carga Skip Hoist.	231
4.6. DISEÑO DEL CIRCUITO DE CONTROL Y SELECCIÓN DE COMPONENTES ELÉCTRICOS	239
4.6.1. Selección de los elementos de maniobra, control y protección.....	243
4.6.1.1. Selección de los contactores y relé térmico	243
4.6.1.2. Selección de los finales de carrera.	246
4.6.1.3. Selección de la caja y pulsadores	247
4.7. DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN DEL SISTEMA DE ELEVACION DE CARGA SKIP HOITS.	249
5. CONCLUSIONES	253
6. RECOMENDACIONES.....	255
7. RESULTADOS ESPERADOS	257
BIBLIOGRAFÍA.....	258
ANEXOS.....	260

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Partes de un horno de cubilote	33
Figura 2. Sistema de carga tipo skip en un horno cubilote	33
Figura 3. Esquema de operación de un cubilote.....	34
Figura 4. Localización de las zonas en el cubilote	36
Figura 5. Elevadores de carga inclinado y vertical.....	36
Figura 6. Sistema de elevación de carga tipo skip hoist	37
Figura 7. Componentes básicos del sistema skip hoist	38
Figura 8. Estructura de anclaje del sistema Skip Hoist	39
Figura 9. Contenedor de carga (Skip).....	40
Figura 10. Elementos que conforman el sistema tractor	41
Figura 11. Motor eléctrico de corriente alterna.....	43
Figura 12. Reductor sinfín corona.....	44
Figura 13. Reductor planetario.....	44
Figura 14. Reductor de tren de engranajes	45
Figura 15. Componentes de un cable de acero	46
Figura 16. Relación entre la configuración del cable y su resistencia.....	47
Figura 17. Configuraciones más comunes en los cables.....	48
Figura 18. Configuraciones más comunes de poleas	49
Figura 19. Sentido de enrollamiento del cable	50
Figura 20. Acanalado del tambor	51
Figura 21. Caja de pulsadores	51
Figura 22. Fusible industrial.....	52
Figura 23. Interruptor de fin de carrera	52
Figura 24. Detalle constructivo de un relé.....	53
Figura 25. Contactador de protección térmica	54

Figura 26. Contactor de protección termo-magnética	54
Figura 27. Skip Hoist configuración vertical	55
Figura 28. Skip Hoist configuración inclinada	56
Figura 29. Diseño asistido por computadora	58
Figura 30. Modelo CAD mallado con elementos tetraédricos	59
Figura 31. Elementos unitarios e un mallado	60
Figura 32. Análisis estático de una pieza con COSMOSMotion	67
Figura 33. Análisis estático de estructura metálica	68
Figura 34. Representación con el círculo de Mohr de prueba de tensión en cedencia	77
Figura 35. Distintos montajes de pernos.....	80
Figura 36. Formato de WPS	83
Figura 37. Plataforma de carga.....	88
Figura 38. Parámetros de diseño.....	92
Figura 39. Anclaje a la plataforma de concreto.....	93
Figura 40. Viguetas expuestas a corte.....	94
Figura 41. Vigas transversales de apoyo	94
Figura 42. Inclinación de los diseños para las estructura A y B.....	95
Figura 43. Contenedor de pruebas	99
Figura 44. Dimensiones del contenedor A	102
Figura 45. Propiedades de ángulos y platinas	105
Figura 46. Contenedor A reforzado con anglos y platinas	105
Figura 47. Componentes del contenedor	106
Figura 48. Diagrama de fuerzas en el contenedor A.....	107
Figura 49. Centroides del contenedor.....	108
Figura 50. Distancias de aplicación de la fuerza normal en las ruedas	112
Figura 51. Diagrama de cuerpo libre del eje superior	113
Figura 52. Diagrama de cuerpo libre del eje superior	116
Figura 53. Brazo de transmisión de movimiento	118
Figura 54. Diagrama de cuerpo libre del brazo de tracción	119

Figura 55. Diagrama de cuerpo libre de la barra principal del brazo.....	121
Figura 56. Diagrama de momento y cortante del eje del brazo (MD Solids)	124
Figura 57. Trazado de tensiones y factor de seguridad sobre el brazo de transmisión de movimiento A	126
Figura 58. Trazado de factor de seguridad a la fatiga y ciclos de vida del brazo de transmisión de movimiento A	127
Figura 59. Dimensiones del contenedor B	128
Figura 60. Diagrama de fuerzas en el contenedor B.....	130
Figura 61. Trazado de tensiones y factor de seguridad sobre el brazo de transmisión de movimiento B	135
Figura 62. Trazado de factor de seguridad a la fatiga y ciclos de vida del brazo de transmisión de movimiento B	136
Figura 63. Cargas sobre las vigas guías de la estructura A.....	138
Figura 64. Estructura de anclaje A.....	141
Figura 65. Diagrama de cuerpo de la sección crítica en la viga guía	142
Figura 66. Dimensiones del perfil tipo canal de 3"	142
Figura 67. Distribución de esfuerzos sobre el punto crítico de la viga guía	144
Figura 68. Cargas del sistema de polipasto sobre la estructura	146
Figura 69. Cargas en el crítico de fijación del polipasto en la estructura	148
Figura 70. Configuración estructural para fijar de los elementos del polipasto	149
Figura 71. Diagrama de fuerzas sobre la columna estructural.....	150
Figura 72. Cargas sobre el punto de anclaje de la columna	150
Figura 73. Puntos críticos en el análisis estructural de la columna.....	152
Figura 74. Cargas máximas sobre la estructura de anclaje	154
Figura 75. Magnitudes de las cargas sobre estructura A punto C	155
Figura 76. Trazado de tensiones estructura A punto C.....	156
Figura 77. Trazado deformación total estructura A punto C	156
Figura 78. Trazado factor de seguridad estructura A punto C	157
Figura 79. Trazado factor de seguridad a la fatiga estructura A punto C	157
Figura 80. Magnitudes de las cargas sobre estructura A punto C1	158

Figura 81. Trazado de tensiones estructura A punto C1	159
Figura 82. Trazado deformación total estructura A punto C1	159
Figura 83. Trazado factor de seguridad estructura A punto C1	160
Figura 84. Trazado factor de seguridad a la fatiga estructura A punto C1	160
Figura 85. Trazado ciclos de vida de la estructura A	161
Figura 86. Cargas sobre las vigas guías de la estructura B.....	166
Figura 87. Estructura de anclaje para el Horno B	168
Figura 88. Magnitudes de las cargas estructura B punto C	171
Figura 89. Trazado Tensión total estructura B punto C	172
Figura 90. Trazado deformación total estructura B punto C	172
Figura 91. Trazado Factor de seguridad estructura B punto C	173
Figura 92. Trazado Factor de seguridad a la fatiga estructura B punto C.....	173
Figura 93. Magnitudes de las cargas estructura B punto C1	174
Figura 94. Trazado de tensiones estructura B punto C1.....	175
Figura 95. Trazado deformación total estructura B punto C1	175
Figura 96. Trazado Facto de seguridad estructura B punto C1	176
Figura 97. Trazado Factor de seguridad a la fatiga estructura B punto C1.....	176
Figura 98. Trazado de los ciclos de vida estructura B	177
Figura 99. Ubicación de las poleas en el sistema de carga tipo skip	178
Figura 100. Configuración simplificada de poleas y tambor.....	186
Figura 101. Esquema simplificado del tambor y eje.....	192
Figura 102. DCL del tambor.....	192
Figura 103. Dimensiones de la chumacera.....	200
Figura 104. Carga máxima sobre el perno pasador para las poleas.....	218
Figura 105. Dimensiones del perno pasador	219
Figura 106. Tipos de anclajes	222
Figura 107. Contenedor en el punto A	223
Figura 108. Numero de pernos en el anclaje	225
Figura 109. Contenedor en el punto B	226
Figura 110. Contenedor en el punto C.....	227

Figura 111. Reacciones que producen cortante y numero de pernos.....	227
Figura 112. Instalación de anclajes.....	229
Figura 113. Características del anclaje.....	230
Figura 114. Cargas sobre el cordón.....	231
Figura 115. Características del cordón de soldadura.....	232
Figura 116. Reacciones presente en el cordón	233
Figura 117. Distribución de esfuerzos en el filete	234
Figura 118. Dimensiones efectiva de la garganta para soldadura a filete.....	238
Figura 119. Circuito de control simplificado	241
Figura 120. Circuito de control, subida y bajada.....	241
Figura 121. Diagrama de tiempos de los elementos.....	242
Figura 122. Motor energizado en los dos sentidos de giro	242
Figura 123. Circuito de potencia simplificado	243
Figura 124. Botonera	247
Figura 125. Lámparas señalizadores.....	248
Figura 126. Pulsadores.....	248
Figura 127. Foso de cargas del material.....	249
Figura 128. Accion del polipasto para el desplazamiento del contenedor	250
Figura 129. Desplazamiento del contenedor sobre las guias	251
Figura 130. Operación de descarga de material.....	252

LISTA DE FOTOS

	Pág.
Foto 1. Campo de acopio de materia prima.....	85
Foto 2. Sección de fundición de hierro.....	86
Foto 3. Piquera de escoria.....	87
Foto 4. Proceso de preparación y carga del horno.....	89
Foto 5. Bancos de colada centrifuga.....	90
Foto 6. Materia prima para el proceso de fundición.....	97
Foto 7. Cargas de chatarra y coque.....	99
Foto 8. Medición de la masa de la carga de chatarra.....	100

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Comparación entre los sistemas skip hoist tipo inclinado y vertical	57
Tabla 2. Grado SAE para pernos sujetadores	81
Tabla 3. Calibres de láminas de acero.....	104
Tabla 4. Coeficientes de rozamiento para rodamientos NTN	120
Tabla 5. Cargas sobre los ejes de los contenedores A y B.....	132
Tabla 6. Esfuerzos principales y cortante máximo sobre los puntos críticos en la columna	152
<i>Tabla 7. Factores de choque</i>	162
Tabla 8. Factores de vida y velocidad para rodamientos de bolas	164
Tabla 9. Datos sobre los ejes del contenedor	165
Tabla 10. Valores de K y S	180
Tabla 11. Diámetros de cables	180
Tabla 12. Dimensiones de la polea a partir del diámetro de cable.....	181
Tabla 13. Dimensiones de tambor a partir del diámetro del cable	182
Tabla 14. Eficiencia dada por la temperatura ambiente.....	186
Tabla 15. Características del motor	188
Tabla 16. Factor de servicio.....	188
Tabla 17. Características motorreductores	189
Tabla 18. Factores que influyen en la resistencia a la fatiga	194
Tabla 19. Niveles de confiabilidad	195
Tabla 20. Valores de Kst y Ksb	197
Tabla 21 Factores de seguridad de ejes.....	198
Tabla 22. Tablas de chumaceras NTN	200
Tabla 23. Factores de servicio para acoples	201
Tabla 24. Capacidad y dimensiones de acoples.....	202

Tabla 25. Tolerancias	203
Tabla 26. Resistencia nominal de pernos	224
Tabla 27. Fijaciones de carga pesada	229
Tabla 28. Dimensiones de pernos de anclaje	230
Tabla 29. Distancia mínima al borde.....	230
Tabla 30. Electrodo para soldadura en diferentes Aceros estructurales	236
Tabla 31. Propiedades de diferentes tipos de electrodos.	237
Tabla 32. Datos importantes del electrodo E7024	237
Tabla 33. Tamaños de cordón recomendados	239
Tabla 34. Contactores.....	244
Tabla 35. Contactos auxiliares.....	245
Tabla 36. Relé térmico.....	245
Tabla 37. Finales de carrera	246
Tabla 38. Características de los finales de carrera	247

LISTA DE GRÁFICAS

	Pág.
Grafica 1. Curva de tensión-deformación unitaria típica de un material plástico ...	65
Grafica 2. Propiedades de fatiga de un material “SN”	70
Grafica 3. Diagramas de cortante y momento del eje superior (MD Solids)	114
Grafica 4. Diagramas de cortante y momento del eje inferior (MD Solids)	117
Grafica 5. Diagrama de momento y cortante de la barra principal del brazo (MD Solids).....	121
Grafica 6. Diagrama de cuerpo libre del eje del brazo de tracción.....	123
Grafica 7. Resistencia del acero A36 respecto la temperatura	137
Grafica 8. Fluctuación sinusoidal de carga repetitiva.....	153
Grafica 9. Número de ciclos vs p/S_u	185
Grafica 10. Diagrama de cortante y flector (según MD Solids)	193
Grafica 11. Factor de tamaño	195
Grafica 12. Factor de superficie.....	196
Grafica 13. Diagrama de cortante y momento flector (según MD Solid).....	212

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. Parámetros de operación de dispositivos Skip Hoist	261
ANEXO B. Tablas de canales estándar	262
ANEXO C. Factores de seguridad recomendado para diseño mecánico	263
ANEXO D. Perfiles HEA de alas anchas y caras paralelas	264
ANEXO E. Rodamientos rígidos de bolas catalogo NTN.....	265
ANEXO F. Rodamientos rígidos de bolas catalogo NSK	266
ANEXO G. CARTAS de certificación y cumplimiento de los objetivos planteados en el proyecto para la empresa INDUSTRIAS LAVCO LTDA.....	267
ANEXO H. Planos detallados de los sistemas de elevación de carga Skip Hoist	269
ANEXO I. Costo de los de elementos funcionales, estructurales y otros materiales para la construcción de un sistema de carga Skip Hoist.....	295
ANEXO J. Manual de instrucciones y mantenimiento.....	296

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE CARGA TIPO SKIP, PARA LOS HORNO DE FUNDICIÓN, EN LAS INSTALACIONES DE LAS INDUSTRIAS LAVCO LTDA.

AUTORES: VEGA DE LA ROSA, Jhoiver David

RAMIREZ SUAREZ, Felipe Carlos. **

PALABRAS CLAVES: Horno de cubilote, Fundición de hierro, sistema de elevación de carga, Skip Hoist.

DESCRIPCIÓN:

Industrias Lavco Ltda., es una empresa del sector metalmecánico. Entre sus líneas de producción encontramos la fabricación de camisas para motores de gasolina y diésel, componentes para bombas recíprocas y bujes o barras centrifugadas para asientos de válvulas; todos estos productos se obtienen a base de la fundición nodular y gris en los tres hornos de cubilote que se encuentran en sus instalaciones, los cuales presentan técnicas de operación anticuadas, como lo es la carga del material que se realiza de forma manual, esta actividad afecta negativamente tanto la eficiencia del proceso de fundición en su totalidad como también las condiciones de trabajo de los obreros.

Las industrias metalmecánicas para lograr una mayor participación en el mercado deben tener un mejoramiento continuo de los procesos de producción, mediante la implementación de maquinarias y tecnologías, las cuales nos brindan ventajas como agilidad, precisión, resistencia etc. Que se reflejan en beneficios tales como mayor producción en menor tiempo, disminución del personal en favor de los intereses de la empresa y por supuesto reducir los riesgos del obrero, al mermar su trabajo físico.

Con el desarrollo de este trabajo de investigación se busca vincular a esta empresa a los desarrollo tecnológico, mediante la implementación de un sistema de elevación de carga tipo Skip automatizado en el área de fundición, logrando con esto aumentar la eficiencia del proceso de fundición con relación al actual, mediante la reducción de tiempos y también mejorando las condiciones de trabajo de los obreros.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ingeniería Físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director: Borrás Pinilla, Carlos

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND SIMULATION SYSTEM TYPE LOAD SKIP TO THE SMELTER IN THE FACILITIES LAVCO INDUSTRIES LTD.

AUTHORS: VEGA DE LA ROSA, David Jhoiver

SUAREZ RAMÍREZ, Carlos Felipe. **

KEYWORDS: Cupola Furnace, Cast Iron, load lifting system, Skip Hoist

DESCRIPTION:

Lavco Industries Ltd is a company in the metal-mechanic sector. Between its production lines found making shirts for gasoline and diesel engines, and components for reciprocating pumps or bar bushings centrifuged valve seat; All these products are obtained based on nodular cast iron in the three cupola furnaces found in its facilities, which have outdated operating techniques, such as the load of the material is done manually, this activity negatively affects the efficiency of the melting process in its entirety as working conditions of the workers.

Metal-mechanic industries to achieve greater market share must have a continuous improvement of production processes through the implementation of machinery and technologies, which give us advantages as agility, precision, endurance etc. Reflected in benefits such as increased production in less time, fewer staff in the interests of the company and of course reduce the risks to the worker, to impair their physical labor.

With the development of this research seeks to link this company to technological developments through the implementation of a system , hoisting Skip type automated casting in the area , thus achieving increased efficiency of the melting process in relation the current , by reducing time and improving the working conditions of the workers.

* Graduation Project

** Faculty of Physics-Mechanical Engineering, School of Mechanical Engineering, Director: Borrás Pinilla, Carlos

INTRODUCCIÓN

La fundición es un proceso de producción de piezas de metal, esta actividad es muy antigua, ya que desde tiempo atrás el hombre ha producido objetos de metal fundido; el cual es un componente de suma importancia en máquinas modernas y en la construcción de elementos de todo tipo. La mejor razón de su uso es que puede ser producida económicamente en cualquier forma y tamaño, por esta ventaja y además del continuo crecimiento de la sociedad industrial, la necesidad de la fundición de metales se va volviendo mucho más grande cada día.

La producción de fundiciones de metal especialmente de hierro se realizan en su mayoría en hornos de cubilote que ha sido y sigue siendo en la actualidad el horno de fundición para metal ferroso de uso más extendido en el mundo; aunque desde años atrás es considerado como un horno obsoleto debido a problemas de conducción, calidad y contaminación principalmente. Estas desventajas se han suplido con avances tecnológicos en algunas empresas de fundición mediana, logrando una calidad media en el producto y manteniendo vigente los hornos de cubilote como un medio de fusión muy eficiente.

Industrias Lavco Ltda., es una empresa del sector metalmeccánico Colombiano, entre sus líneas de producción se encuentran la fabricación de camisas para grandes motores y compresores, bujes y barras centrifugadas, además de partes para bombas reciprocantes; todos estos productos a base de fundición de hierro nodular en hornos de cubilote.

En el desarrollo de este proyecto, se puede ver la intención de esta empresa en vincularse a los avances tecnológicos el campo de la fundición, dando un paso exitoso en la búsqueda de un mejoramiento continuo de sus procesos de producción. Ya que actualmente manejan una alimentación manual de sus hornos

de fundición de hierro, cuya labor presenta problemas como, el alto desgaste físico del obrero, excesiva mano de obra y también se debe tener en cuenta, que el proceso manual de preparación y disposición de las cargas afecta negativamente la eficiencia del proceso de función en su totalidad. Por lo tanto, nuestra labor es contribuir con el desarrollo tecnológico de la empresa, mediante la implementación de un sistema de carga capaz de alimentar a los hornos con el material necesario para llevar a cabo el proceso de fundición de manera óptima.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La creciente competencia entre las industrias metalmeccánica ha llevado al mejoramiento continuo de los procesos de producción, con el objetivo de lograr mayor cantidad de productos al menor costo y garantizar altas eficiencias en el proceso; esto mediante la implementación de maquinarias y nuevas tecnologías. Vincular a la Industria Lavco Ltda., a estos avances tecnológicos específicamente en el campo de la fundición, sería un paso exitoso; debido a que actualmente en esta empresa la alimentación de los dos hornos de fundición de hierro es manual, cuya labor exige un alto desgaste físico del obrero, convirtiéndose en una acción agotadora para el mismo. Esta tarea manual involucra demasiada mano de obra, alrededor de cuatro obreros en los procesos de preparación y fundición, además de un malacate para levantamiento de la carga. Se debe tener en cuenta, que el proceso manual de manejo de las cargas, previo a la fundición presenta un alto consumo de tiempo, lo cual es un factor que afecta negativamente la eficiencia del proceso de fundición en su totalidad.

2. OBJETIVOS

2.1. OBJETIVO GENERAL

- Contribuir con el desarrollo industrial de la región, por medio de la implementación de avances tecnológicos, buscando con estos optimizar los procesos de producción en la industria metalmeccánica; haciendo uso de los principios y enseñanzas obtenidos en la formación de la Universidad Industrial De Santander, enfocada en formar personas de alta calidad ética y profesional.

2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar el sistema de elevación y transporte de carga tipo skip para el izamiento de material de fundición, hasta una altura de 5[m], en dos hornos cubilote en las instalaciones de INDUSTRIAS LAVCO LTDA; teniendo en cuenta las siguientes características:
 - ✓ Velocidad de desplazamiento del sistema alrededor de 0,2 [m/s]
 - ✓ Capacidad volumétrica aproximada del contenedor de 0,20 [m³], comprendida por 135 [kg] de chatarra de hierro, 20 [kg] de coque y 6 [kg] de caliza.
 - ✓ El conjunto estructural debe soportar cargas alrededor de 150 a 350 [kg] y condiciones de temperatura aproximada de 180[C].
 - ✓ Un sistema de freno de seguridad, para detener y sostener la carga en el caso que se presente un corte de energía eléctrica.

- ✓ La operación del sistema es de manera intermitente, de hasta 25 ciclos por hora.
- Seleccionar de manera adecuada los componentes funcionales y estructurales que conforman la maquina en general.
 - ✓ Seleccionar un moto-reductor eléctrico con una potencia alrededor de 2[hp] a 3[hp], para izar la carga hasta el punto de alimentación del horno, de una manera segura.
 - ✓ Seleccionar un cable de acero, optimizando su vida útil y capaz de resistir una tensión máxima de 4500 [N], a la cual será sometido en el momento de levantar la carga.
 - ✓ Seleccionar los perfiles estructurales adecuados, para el diseño de una estructura de anclaje, capaz de soportar las cargas a las que será sometida.
 - ✓ Seleccionar elementos de fijación, como lo son pernos de sujeción y pernos de anclaje.
- Diseñar una serie de componentes, para ambos sistema de transporte tipo skip, de acuerdo a los requerimientos que se exigen.
 - ✓ Diseñar las estructuras de anclaje, a partir de perfiles estructurales, y garantizar que sea capaz de soportar las cargas a las que será sometida, esto con ayuda de herramientas informáticas (*SolidWorks* y *Ansys*), que nos permite realizar el dimensionamiento estructural y análisis de la capacidad de carga de la estructura, empleando el método elementos finitos.
 - ✓ Diseñar un contenedor, para el transporte de la carga, que facilite la acción de carga y descarga del material, garantizando su resistencia a las condiciones severas de operación.
 - ✓ Diseñar un tambor que cumpla con los requerimientos de velocidad del sistema, además del manejo y preservación del cable de acero.

- ✓ Diseñar un sistema de control ON-OFF, con lógica cableada, para controlar la operación del sistema de carga.
- Simular el funcionamiento del sistema de elevación y transporte de carga tipo skip.
 - ✓ Simular en Cade Simu el sistema de control ON-OFF, para operación del sistema de carga tipo skip.
 - ✓ Simular la cinemática del contenedor, durante la operación de carga y descarga de material.
- Realizar planos detallados del sistema y sus componentes en Solidworks, como soporte para una futura construcción.
- Realizar un plan de mantenimiento necesario para la preservación de la máquina, al igual que un manual de operación.

3. MARCO TEÓRICO

3.1. HORNO DE CUBILOTE

3.1.1. Antecedentes. Este tipo de horno es muy usado en la producción del hierro colado, siendo el más antiguo, ya que sus características datan desde el siglo XVIII y mantuvo su diseño base por muchas décadas. En la actualidad el horno de cubilote participa en gran parte de la producción de fundiciones, aunque desde hace 50 fue considerado como obsoleto por problemas de conducción, calidad y contaminación; pero en fundiciones pequeñas de calidad intermedia, se han introducido mejoras en estos dispositivos para mantenerlos vigentes y convertirlos un medio de fusión muy eficiente.

3.1.2. Descripción. El cubilote es un horno vertical compuesto por una envoltura de chapa de acero, revestida internamente de mampostería refractaria y equipada con una caja de viento y toberas para la admisión de aire; todo el horno reposa sobre una placa base usualmente sostenida por cuatro columnas o vigas de acero, las mismas están ancladas a un cimiento de ladrillo o hormigón. Cerca al fondo tienen orificios o conductos para sacar el material fundido y la escoria. En la placa base poseen compuertas centradas que pueden abrirse hacia abajo y retirar material de desecho. Todos estos elementos mencionados, que conforman el horno de cubilote además lo dotan de funcionalidad, se puede observar en la Figura

Figura 1. Partes de un horno de cubilote



Fuente: Alonso, Baquero Arnaldo. Diseño, operación y control del cubilote. Bucaramanga: División Editorial Y de publicaciones UIS. 2000

La implementación del sistema de cargas automatizado (Figura 2) para el horno de cubilote, es una de las mejoras implementadas en este sistema, para lograr una mayor agilidad en el proceso de fundición y erradicar del todo la carga manual a manos de los obreros.

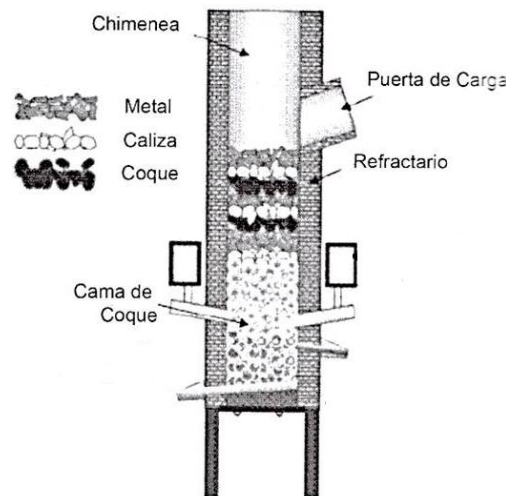
Figura 2. Sistema de carga tipo skip en un horno cubilote



Fuente: http://www.bibliocad.com/biblioteca/horno-de-cubilote-en-3d-con-materiales-aplicados_10741

3.1.3. Carga del horno de cubilote. El horno de cubilote funciona a base de combustible sólido, su propósito es el aprovechamiento de las chatarras de hierro y acero. La carga metálica, el combustible y el comburente están en contacto; lo que permite un intercambio térmico directo y activo, dando lugar a un rendimiento elevado.

Figura 3. Esquema de operación de un cubilote



Fuente: C. Silva. Modelo matemático para la disolución del silicio en el horno de cubilote. Medellín. Facultad de Ingeniería. Universidad de Antioquia. 2004.

- **Carga de coque:** Es un material sólido que se obtiene al calentar carbones bituminosos fuera de contacto con el aire. El tamaño de este elemento es un punto fundamental en la fundición, se recomienda $1/10$ a $1/12$ del diámetro interior del cubilote. La carga de coque es del 10 al 15% de la carga metálica, o una cantidad que ocupe de 15 a 20 cm de la altura en la cuba.
- **Carga metálica:** Compreendida por piezas de hierro que han cumplido su vida útil como lo son partes de maquinarias, vehículos, piezas de fundición, etc. Como la carga metálica representa el más grande volumen y peso de los materiales sólidos que se depositan en el cubilote, su tamaño no debe exceder $1/3$ del diámetro interno del cubilote y así se garantiza eficiencias en las condiciones de

transferencia de calor, también se evitan atascos del metal en las paredes refractarias.

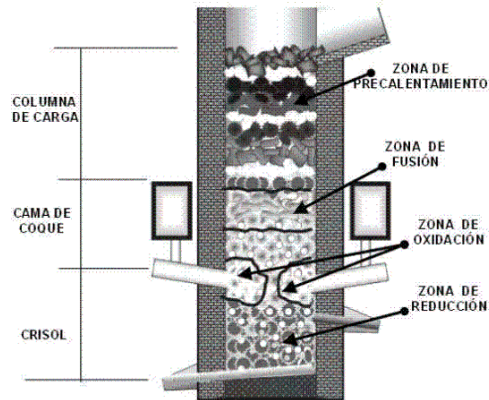
➤ **Fundentes:** es una sustancia empleada para tratar a la escoria, modificando sus propiedades, logrando que esta baje su punto de fusión, aumente su fluidez y mejorar su capacidad de refinación. En la fundición hoy en día el fundente más utilizado es la roca caliza, debido a su bajo costo y abundante disponibilidad; es un mineral compuesto esencialmente por carbonato de calcio.

La carga del fundente primario está comprendida entre 2 a 7% del peso de la carga metálica. En cubilotes grandes, con cargas limpias y condiciones favorables podrían ser suficientes el 2%, de lo contrario emplear 7% o valore intermedios.

3.1.4. Proceso de combustión en el cubilote. La energía necesaria para el proceso se genera cuando el coque-incandescente se pone en contacto con el oxígeno que entra en el soplo produciendo la reacción de combustión. Los gases calientes producto de la combustión suben por la columna del horno y entran en contacto con la carga metálica fundiéndola. Como los gases ascienden y los materiales de carga descienden, el proceso se considera a contracorriente. Ha sido común que los investigadores de cubilote lo dividan en zonas según los procesos y reacciones que ocurren en él (Figura 4). Las cinco zonas más comúnmente citadas son: la de precalentamiento, la de fusión, la de reducción, la de oxidación y el crisol.¹

¹ American Foundry Society. *AFS Cupola Handbook*. Estados Unidos. AFS. 6.a ed. 1999

Figura 4. Localización de las zonas en el cubilote



Fuente: C. Silva. Modelo matemático para la disolución del silicio en el horno de cubilote. Medellín. Facultad de Ingeniería. Universidad de Antioquia. 2004.

3.2. SISTEMAS DE ELEVACIÓN DE CARGA TIPO SKIP HOIST

3.2.1. Generalidades. Los sistemas de elevación de carga son dispositivos diseñados para transportar infinidad de cosas a varios niveles de altura. Dependiendo del uso al que vayan a ser destinados, los montacargas pueden ser totalmente verticales o inclinados (figura 5)

Figura 5. Elevadores de carga inclinado y vertical



Fuente: Plataformas elevadoras. Disponible en <<http://www.arriendodemaquinarias.cl/2013/05/30/plataformas-elevadoras-2/>>

EL equipo de trabajo constituido por una plataforma, sistema de anclaje o fijación de la carga; el cual se desplaza por una o dos guías laterales rígidas. La energía que se necesita para que la carga pueda moverse la aporta el sistema motriz, este puede ser un motor eléctrico o hidráulico, todo depende de los requerimientos de carga del sistema. Pero solo un motor no lleva a cabo la función del dispositivo; también necesita de un sistema de transmisión de movimiento el cual puede ser por cadena, cables, engranajes, etc.; los cuales dependen de los criterios de diseño de cada fabricante según condiciones de funcionamiento.

3.2.2. Skip Hoist

Figura 6. Sistema de elevación de carga tipo skip hoist



Fuente: Teka. Skip Hoist System. Disponible en <<http://www.teka.de/es/productos/unidad-es-de-mezcla/galeria/>>

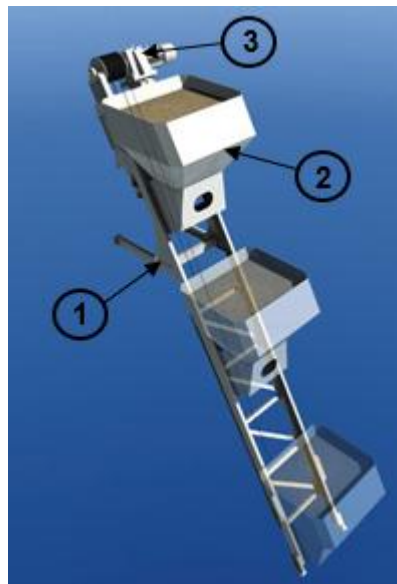
El termino skip hoist, está constituido por dos palabras referenciadas en el inglés británico “Skip”, que es un contenedor abierto, especial mente de metal con facilidad de carga y desplazamiento y “Hoist”, Es un dispositivo polipasto utilizado para levantar o bajar una carga por medio de un tambor o rueda alrededor de la

cual se envuelve una cuerda o cadena². La implementación del sistema hoist de la mano del dispositivo de almacenamiento skip, dio como resultado un mecanismo capaz de desplazar grandes cargas con facilidad en forma vertical o inclinada.

Este dispositivo tiene como función principal el izar cargas a una altura determinada. El sistema está compuesto por: una estructura de anclaje, un subsistema de izamiento compuesto por un motor eléctrico y un reductor de velocidad, un tambor, poleas, soportes y cables de acero. Además de una tolva de apoyos rodantes que sirve como medio de transporte de la carga y un tablero de mando eléctrico. Por otro lado, las aplicaciones de esta máquina son la alimentación de hornos de fundición y silos en la industria minera, metalúrgica y cementera.

3.2.3. Componentes del sistema skip hoist.

Figura 7. Componentes básicos del sistema skip hoist

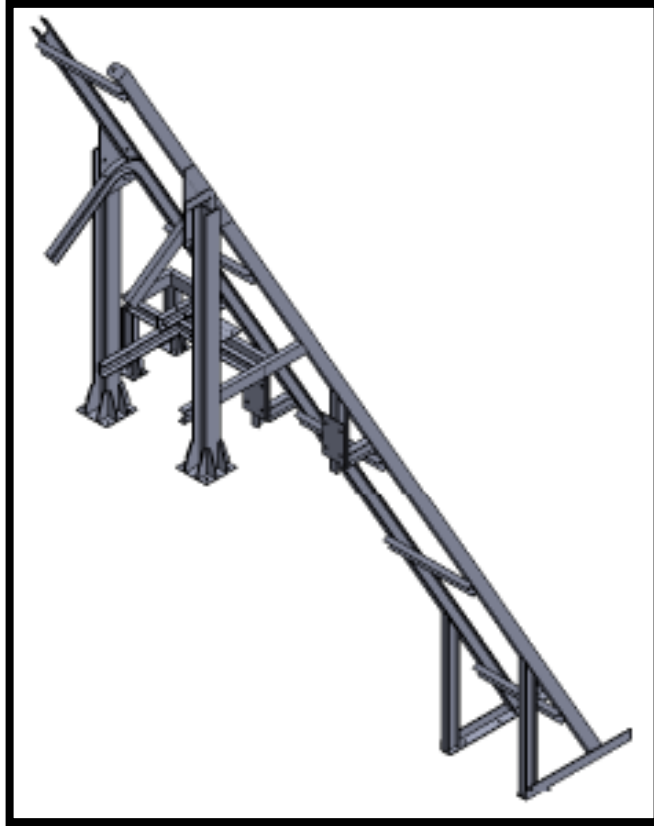


Fuente: Pemat. Skip Hoist PAS Standard. Disponible en <<http://www.pemat.de/charging/skip-hoist-pas-bottom-discharge>>

² Wikipedia. Hoist (device). Disponible en <[http://en.wikipedia.org/wiki/Hoist_\(device\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Hoist_(device))>

3.2.3.1. Estructura de anclaje.

Figura 8. Estructura de anclaje del sistema Skip Hoist



Es el soporte de todo el sistema, brinda la estabilidad y facilita la fijación de todos los elementos funcionales. Además contiene las guías (pista) por donde se desplaza el contenedor móvil con la carga. La estructura debe ser resistente tanto a las cargas que es sometida como también al ambiente de trabajo, por tal motivo se deben seleccionar materiales indicados y de alta calidad. El sistema estructural está hecho a base de perfiles estructurales de acero con alto grado de resistencia como se puede ver en la figura 9.

3.2.3.2. Contenedor con apoyos rodantes (SKIP).

Figura 9. Contenedor de carga (Skip)



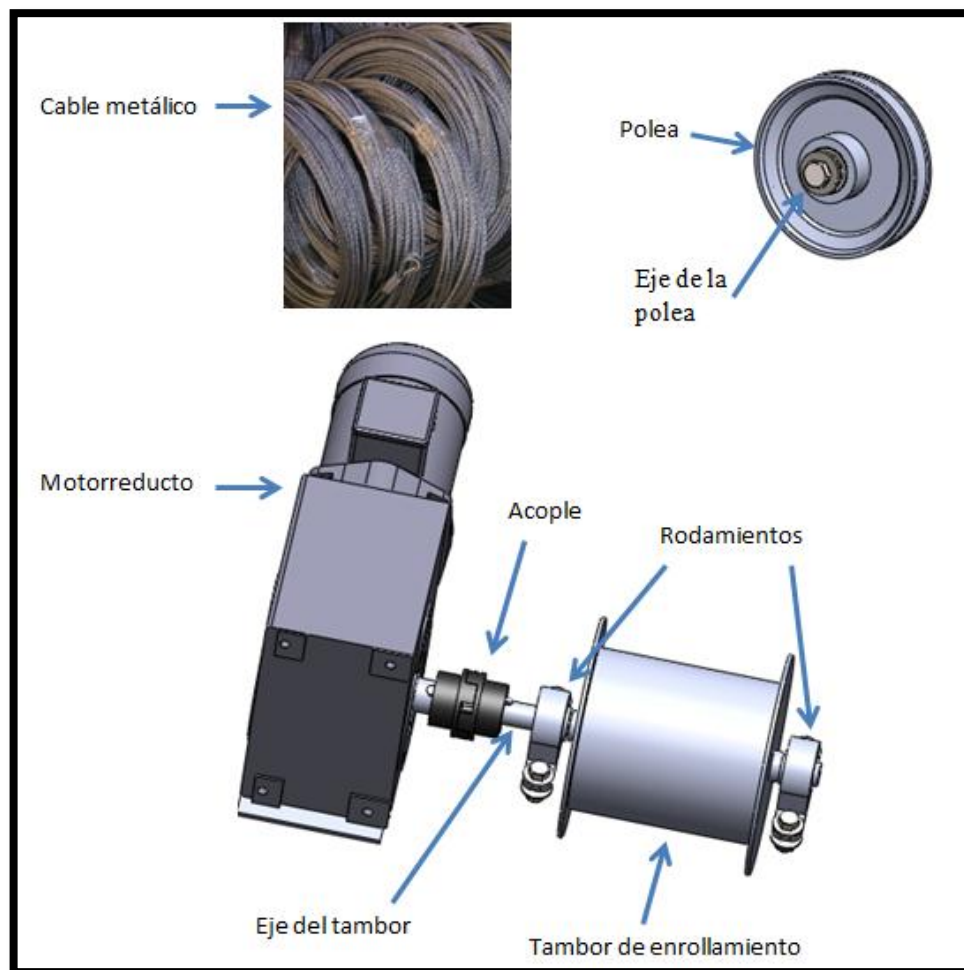
Fuente: Albiz. Carretillas de carga. Disponible en <<http://dnepropetrovsk.all.biz/es/carretillas-de-carga-skip-g1696035>>

La palabra “skip” referenciada en el inglés Británico significa contenedor abierto, especialmente de metal con facilidad de carga y desplazamiento (figura 10). Un contenedor es un embalaje de material duradero, este material duradero le permite resistir la constante actividades a que es sometido. Su diseño está orientado a facilitar el desplazamiento de carga, lo cual implica un sencillo sistema de llenado y vaciado del mismo.

Los contenedores tipo SKIP pueden utilizarse para transportar objetos voluminosos o pesados, facilitándole así las tareas a los humanos. Están fabricados principalmente de acero corten(corrugado), pero también los hay de aluminio, fibra de vidrio u otros materiales, todo depende de las condiciones de trabajo y el ambiente al cual van a ser sometidos.

3.2.3.3. Sistema tractor. Este sistema es el encargado de aportar la energía para transportar el material hasta la zona de descarga ubicada en los hornos; consiste básicamente en un motorreductor acoplado a un tambor, en el cual se enrolla un cable metálico, desplazando el contenedor hacia arriba o hacia abajo, dependiendo de si está enrollando o desenrollando, consta de una serie de elementos que se presentan en la figura 11, los cuales se tendrán que diseñar y/o seleccionar a partir de los requerimientos obtenidos por los cálculos.

Figura 10. Elementos que conforman el sistema tractor



a) Motorreductor

Los motorreductores son elementos eléctrico-mecánicos adecuados para el accionamiento de todo tipo de máquinas y aparatos de uso industrial, donde se necesite reducir la velocidad de salida de una forma eficiente, constante y segura. Los componentes que se acoplan para crear un motorreductor son:

➤ **Motor eléctrico:** es el encargado de generar el movimiento, siendo una máquina que está destinada a transformar energía eléctrica a mecánica. Los tipos de motores eléctricos más comunes son:

Motores de corriente continúa

Son motores de un costo elevado. Pueden funcionar con velocidad ajustable entre amplios límites y se prestan a controles de gran flexibilidad y precisión.

Motores de corriente alterna (Figura 11)

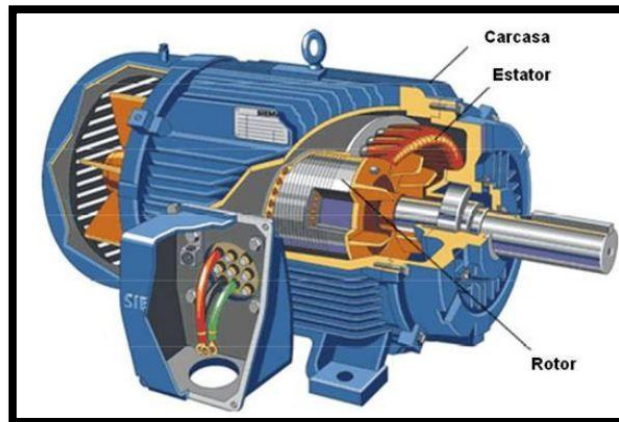
Son los más utilizados, los principales tipos son:

Motor sincrónico: Funciona con velocidad fija; utilizado solamente para grandes potencias o cuando se necesita velocidad invariable

Motor de inducción: Funciona normalmente con una velocidad constante, que varía ligeramente con la carga mecánica aplicada al eje. Dado a su robustez, simplicidad y bajo costo, es el motor más utilizado, siendo adecuado para la mayoría de máquinas que se encuentran en la práctica. El motor de inducción

más utilizado es el de jaula de ardilla cuyo rotor está construido por un conjunto de barras no aisladas e interconectadas por anillos de cortocircuito.³

Figura 11. Motor eléctrico de corriente alterna



Fuente: Andrés de Vandelvira. Noviembre 2011. Sistemas automáticos de producción. Disponible: <http://platea.pntic.mec.es/~jgarrigo/SAP/archivos/1eva/introduccion_motores_ca.pdf>

➤ Reductores

Están contruidos por engranajes y su función es adaptar la velocidad de salida del motor a las requeridas por los sistemas, los tipos de reductores que se encuentran con mayor frecuencia son los siguientes:

- ✓ **Reductores sin fin corona:** es el tipo de reductor más básico de todos y más empleado, consta de un tornillo sin fin que está en contacto con una corona dentada, normalmente de bronce, este tipo de reductores es el menos eficiente

³ Universidad Nacional de Rio Cuarto. Selección y aplicación de motores eléctricos.

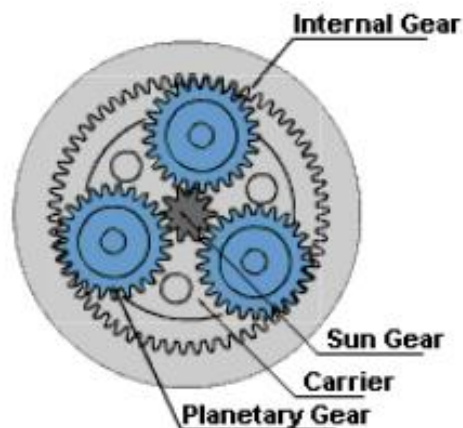
Figura 12. Reductor sinfín corona



Fuente: Mecalux. Disponible en: <<http://www.logismarket.es/ip/apex-dynamics-reductores-ortogonales-de-precision-reductores-ortogonales-de-precision-597795-FGR.jpg>>

- ✓ **Reductor de engranajes planetarios:** Estos reductores son capaces de trabajar con potencias altas y transferir mayores torques dado que hay muchos dientes en contacto a la vez, poseen una disposición parecida a la del sistema solar con un piñón que sería el sol y sobre el cual giran otros piñones.

Figura 13. Reductor planetario



Fuente: http://i699.photobucket.com/albums/vv356/4lowchiriqui/planetary_gear.gi

- ✓ **Reductor de tren de engranajes:** Se caracterizan por poseer la mayor eficiencia energética, menor mantenimiento y tamaño compacto, la reducción se realiza mediante trenes de engranajes

Figura 14. Reductor de tren de engranajes



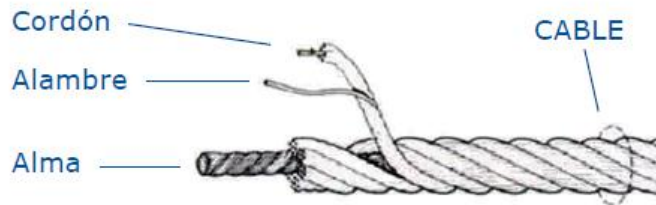
Fuente:http://i00.i.aliimg.com/photo/v0/103599346/Helical_gearboxes_speed_reducer_gear_reducer_smooth.jpg

b) Cables de aceros

Los cables metálicos se fabrican con alambres de acero estirado en frío que se enrollan primero en torones o cordones; luego se enrollan los cordones en hélices alrededor de un elemento de núcleo o central, que usualmente es cáñamo o pulpa, el número de torones en el cable puede variar según las propiedades que se desea obtener.

Los cables constituidos por alambres pequeños son adecuados para dobleces pronunciadas, la resistencia del cable es siempre menos que la suma de las resistencias de los alambres y comúnmente se especifica en toneladas.

Figura 15. Componentes de un cable de acero



Fuente: Industrias de Limache. Disponible en: <http://www.indeli.cl/catalogos/cat_cables_acero.pdf>

Materiales para la fabricación de cables

El material de los cables de acero es generalmente acero al carbono o acero de baja aleación

Acero de arado (Plow Steel 'PS')

Acero de arado mejorado (Improved Plow Steel 'IPS')

Acero de Arado Extra Mejorado (Extra Improved Plow Steel "EIPS")

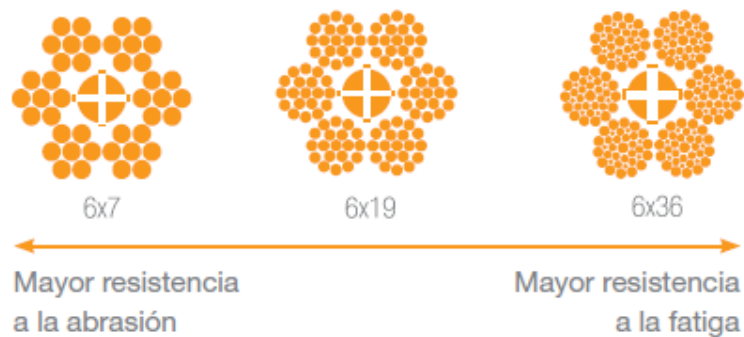
Acero de Arado Extra Extra Mejorado (Extra Extra Improved Plow Steel "EEIPS")

Factores para seleccionar cables de acero

- **Resistencia Mecánica:** Esta resistencia se refiere a los valores aceptados dentro de la industria de fabricación de cables de acero y corresponde al valor mínimo al cual se rompería.
- **Resistencia al Aplastamiento:** El aplastamiento representa el efecto de la aplicación de un esfuerzo externo sobre el cuerpo del cable. El más común es el aplastamiento debido a la operación con cargas excesivas y también al uso de tambores lisos o con ranuras que no dan apoyo suficiente al cable.

- **Resistencia a la Fatiga:** Para tener buena resistencia a la fatiga mecánica el cable de acero debe ser capaz de doblarse repetidamente, por ejemplo, sobre poleas, tambores o rodillos.
- **Resistencia a Pérdida del Metal (Abrasión) y a Deformación:** La pérdida del metal se refiere a la remoción de material de los cordones o torones de cable y la deformación a los cambios o variaciones de forma de dichos cordones o torones.

Figura 16. Relación entre la configuración del cable y su resistencia



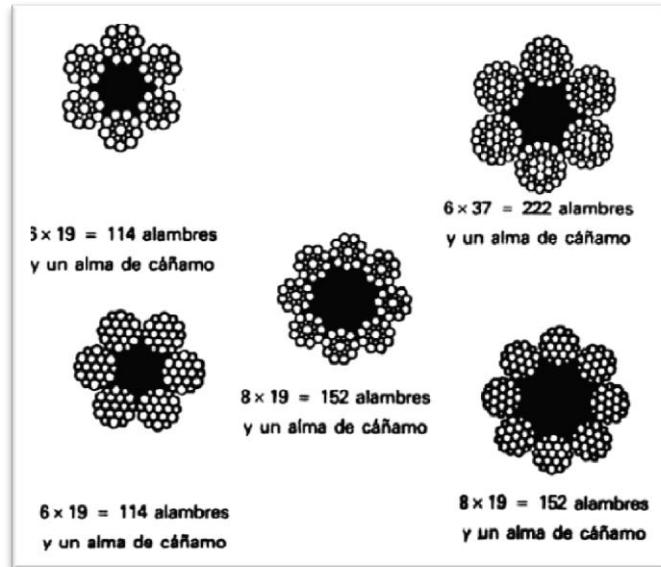
Fuente: IPH SAICF. Marzo 2011. Cables de acero para uso general. Disponible en: http://www.iph.com.ar/descargas/IPH_UsoGeneral_032011_esp.pdf

- **Capacidad de Doblez:** Este término describe la capacidad que puede tener un cable para doblarse fácilmente en arco. Existen cuatro factores que afectan esta capacidad: a) Diámetro de los alambres que conforman el cable; b) Tipo de construcción del cable; c) Composición del metal del cable y acabado del mismo (desnudo o galvanizado); d) Tipo de alma, de acero o de fibra. Cables de menor diámetro se doblan con más facilidad que los de diámetros mayores, cables de alma de fibra se doblan en mayor grado que los de alma de acero.⁴

⁴ AG continental. Disponible en: http://www.agcontinental.com/index.php?option=com_content&view=category&layout=blog&Id=18&Itemid=430

Configuración de los cables

Figura 17. Configuraciones más comunes en los cables



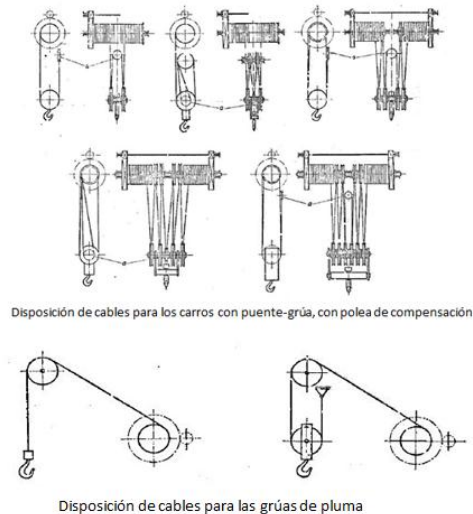
Fuente: Larburu, Nicolás. Máquinas prontuario. Tabla 4.2.9. pag.305

c) Poleas

El diámetro de la polea se determina según la DIN 4130. Las poleas se pueden hacer en fundición, acero moldeado o en construcción soldada. El diámetro del eje se debe verificar que cumpla con las condiciones de esfuerzos y si es necesario se aumenta el agujero de la polea. Las poleas de fundición no resisten bien el desgaste, y en el caso de un servicio duro se debe proveer poleas en acero moldeado. Actualmente se emplean poleas soldadas que son menos pesadas y más económicas que las de acero moldeado.

La disposición de las poleas trae consigo un rendimiento de las transmisiones por cable, las configuraciones más comunes son:⁵

Figura 18. Configuraciones más comunes de poleas



Fuente: Ernst, Hellmut. Aparatos de elevación y transporte. Tomo I

Las pérdidas por la fricción del cable durante las flexiones y las pérdidas por rozamientos de los ejes de los tambores y poleas, determinan el rendimiento de una transmisión por cable.

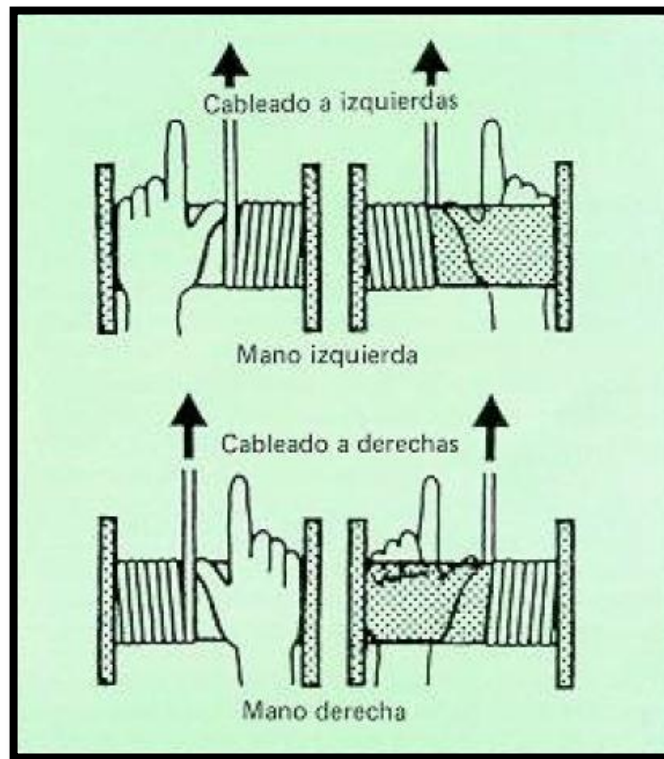
d) Tambores

El diámetro de enrollamiento de un tambor se calcula según la norma DIN 4130. La longitud del tambor depende de la longitud de cable a enrollar. Es necesario dejar al menos 2 o 3 espiras muertas, que refuerzan la fijación de cable y que impide que se desenrolle por completo. El paso y otras dimensiones de las gargantas se pueden elegir de tabla. En caso de una fuerte inclinación de los cables se pueden elegir gargantas más profundas.

⁵ Ernst, Hellmut. Aparatos de elevación y transporte. Tomo I

Para determinar el espesor del tambor se debe tener en cuenta esencialmente la flexión por la tracción del cable y la compresión causada por apriete del cable. Normalmente los esfuerzos de flexión son despreciables excepto para tambores de longitud excesiva.⁶ Por lo tanto el espesor de un tambor debe elegirse de acuerdo con la característica del enrollamiento, para el cual hay dos factores importantes que se deben tener en cuenta como lo es el sentido del cableado y un acanalado adecuado en el tambor; como lo muestran la figura 20 y la figura 21 respectivamente.

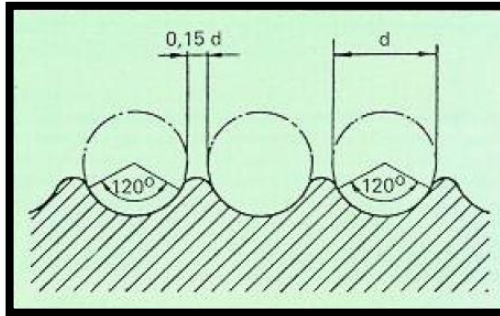
Figura 19. Sentido de enrollamiento del cable



Fuente: Pere Sabaté Carrera. Cables de acero. Disponible en: <http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NTP/Ficheros/101a200/ntp_155.pdf>

⁶ Ernst, Hellmut. Aparatos de elevación y transporte. Tomo I

Figura 20. Acanalado del tambor



Fuente: Pere Sabaté Carrera. Cables de acero. Disponible en: <http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NTP/Ficheros/101a200/ntp_155.pdf>

e) Equipos de maniobra, control y protección

Para garantizar un buen funcionamiento del sistema de carga, una parte fundamental es la encargada de comandar al motor, para cumplir con ciertos parámetros de operación y brindarle protección ante los posibles riesgos que de la energía eléctrica.

- **Pulsadores:** Los pulsadores son dispositivos que cuando se oprimen permiten el paso de la corriente eléctrica y cuando se dejan de oprimir recupera su posición inicial e interrumpen el paso de la corriente.

Figura 21. Caja de pulsadores



Fuente: http://www.mazcr.com/store/index.php?route=product/product&product_id=1080

- **Selectores:** Son dispositivos cuya misión es abrir o cerrar un circuito de forma permanente, en otras palabras tiene un enclavamiento mecánico, esto hace posible que al abrir o cerrar un circuito él permanecer así hasta que lo volvamos a accionar.
- **Fusibles:** Un fusible es un dispositivo que tiene una resistencia casi despreciable y que se utiliza como protección ante la posibilidad de que el valor de la corriente supere el valor establecido, el fusible se coloca entre la fuente de alimentación y el circuito a alimentar.

Figura 22. Fusible industrial



Fuente: Wikipedia. Fusible .Disponible en: <<http://es.wikipedia.org/wiki/Fusible>>

- **Finales de carrera:** También conocido como sensor de contacto, son dispositivos cuyo el objetivo es enviar señales de para abrir o cerrar un circuito dependiendo si internamente tiene contactos normalmente abierto o cerrado.

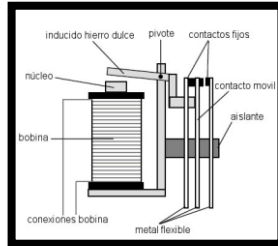
Figura 23. Interruptor de fin de carrera



Fuente: Siemens. Interruptor final de carrera. Disponible en: < <http://www.tme.eu/es/de tails/3se5232-0bk50/interruptores-finales/siemens/> >

- **Relé o contactor:** Es un interruptor electromecánico comandado por una tensión, que permitiendo abrir o cerrar un circuito

Figura 24. Detalle constructivo de un relé



Fuente: Sánchez, J. 19 de septiembre de 2011. Relevadores. Disponible en: <http://carrettecnicasdecdcc.blogspot.com/2011/09/relevadores.html>

- **Interruptor magnético:** El interruptor magnético es un dispositivo que protege ante la posibilidad de que se presente un corto circuito. La intensidad excesiva que circula, debido al corto circuito, actúa por acción electromagnética sobre un núcleo de hierro, haciendo que este atraiga hacia él unos contactos cuya misión principal es la de abrir el circuito.
- **Interruptor térmico:** El interruptor térmico es un dispositivo de protección por si se produce una sobrecarga, asegurando la desconexión en un tiempo suficientemente corto para no perjudicar a la red ni a los receptores asociados a él. La corriente excesiva que circula por el circuito, debido a la sobrecarga que produce, genera un calentamiento del dispositivo, actuando principalmente sobre una plancha bimetálica y haciendo que esta se doble.

Figura 25. Contactor de protección térmica



Fuente: <http://www.arqui.com/ayuda/BTwin/Ayuda/Insertar/Termico.htm>

- **Interruptor termo-magnético:** Este tipo de interruptor es un dispositivo que engloba a la vez propiedades del interruptor magnético y el interruptor térmico, protegiendo al mismo tiempo contra sobrecargas y cortocircuito

Figura 26. Contactor de protección termo-magnética



Fuente: Gentix. Disponible en: http://www.gentix.com/marcas/abb_interruptor_termomagneticos.html

3.2.4. Tipos de sistemas Skip Hoist. Estructuralmente el sistema Skip Hoist lo podemos encontrar en dos configuraciones:

3.2.5. Skip Hoist vertical

Figura 27. Skip Hoist configuración vertical



Fuente: Indiamart. Skip Hoist. Disponible en < <http://www.indiamart.com/ahurapower/conveyor-systems.html>>

La razón la más influyente para la selección de este tipo de sistema de carga tipo skip es el costo, pues la estructura vertical que lo conforma consta de menos perfiles estructurales que el de tipo inclinado, teniendo en cuenta otras características como el consumo de potencia por parte del motor, sería más eficiente el skip de tipo inclinado.

3.2.5.1. Skip Hoist inclinado

Figura 28. Skip Hoist configuración inclinada



Fuente: http://fredeast.org.uk/PhotoAlbums/album_1235403642/pg3.html

Una de las principales razón por las cuales este sistema es muy favorable en comparación con el skip hoist de tipo vertical, es que no todo el peso del contenedor está siendo soportado por los cables, si no que se distribuye en toda la estructura inclinada, lo cual reduce el consumo de potencia en el motor, lo que conduce a la utilización de motores de menor potencia.

3.2.6. Comparación de los sistemas Skip Hoist inclinado y vertical

Tabla 1. Comparación entre los sistemas skip hoist tipo inclinado y vertical

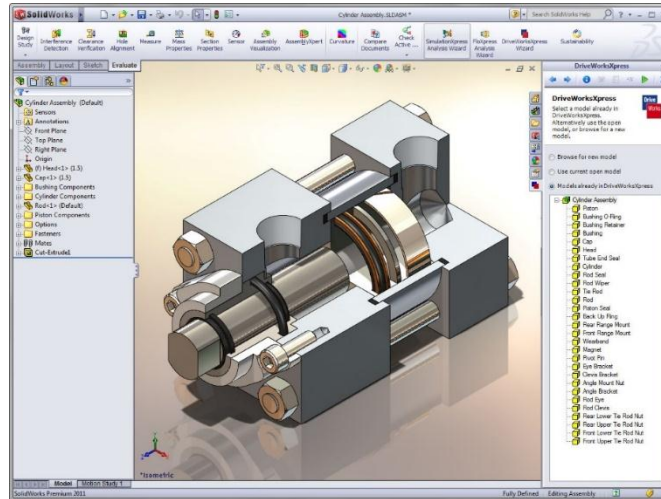
SKIP HOIST VERTICAL	SKIP HOIST INCLINADO
VENTAJAS	VENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> ❖ Poco requerimiento de área para su instalación ❖ Costo estructural moderado ❖ Construcción sencilla 	<ul style="list-style-type: none"> ❖ Menor requerimiento de potencia en el sistema ❖ Comodidad en la operación de carga ❖ Carga neta soportada por sistema de transmisión y la estructura
DESVENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> ❖ Mayores requerimiento de potencia en el sistema ❖ Carga neta soportada totalmente por el sistema de transmisión 	<ul style="list-style-type: none"> ❖ Alto costo estructural ❖ Requiere más área para su instalación

3.3. DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADORA (CAD)

Al referirnos a la palabra diseño en ingeniería mecánica hacemos alusión “al proceso de dar forma, dimensiones, materiales, tecnología de fabricación y funcionamiento de una máquina para que cumpla unas determinadas funciones o necesidades”⁷. Al integrar este proceso con la ayuda de herramientas computacionales se da origen a lo que se denomina diseño asistido por computadora, como se muestra en la figura 30. Hoy en día se estas herramientas se pueden dividir básicamente en programas de dibujo 2D y de modelado 3D o la combinación de ambos.

⁷ Wikipedia. 07/12/13. Diseño mecánico. Disponible en <http://es.wikipedia.org/wiki/Diseño_mecanico>

Figura 29. Diseño asistido por computadora



Fuente: Atacad. Formación en diseño industrial. Disponible en <http://www.atacad.com/show_software.php?id=4>

El proceso de diseño en CAD consta de cuatro etapas:

1. Modelo geométrico
2. Análisis y optimización del diseño
3. Revisión y evaluación del diseño
4. Documentación y dibujo

3.3.1. SolidWorks



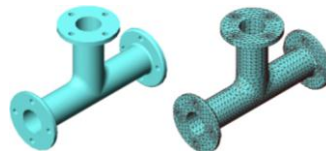
Es un programa de diseño asistido por computadora, especializado en el modelado mecánico; que nos permite realizar modelos de piezas y conjuntos en 3D y extraer de ellos tanto planos técnicos y otro tipo de información, tal como simulaciones y animaciones, necesaria para la validar un diseño.

3.4. ANÁLISIS POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEA: Finite Element Analysis)

Es una técnica de simulación muy utilizada en el campo ingenieril, se basa operacionalmente en el método de los elementos finitos, el cual está pensado para ser usado en computadoras y permite resolver ecuaciones diferenciales asociadas a un problema físico sobre geometrías complicadas, como puede ser un diseño mecánico, donde se pueden calcular el material exacto para cada pieza, ver las zonas en donde el material sufre mayor carga, la deformación y si superamos o no el límite elástico del material.⁸

3.4.1. Método de elementos finitos (FEM) ⁹. ES una técnica numérica que soluciona o se aproxima a una solución de un sistema de ecuaciones diferenciales relacionadas con un problema de carácter físico o ingenieril, descrito en un espacio geométrico. Se basa en subdividir el objeto en un número finito de regiones pequeñas, formando una especie de red o malla (Figura 31).

Figura 30. Modelo CAD mallado con elementos tetraédricos



Fuente: Ayuda de SolidWorks. Malla sólida. Disponible en http://help.solidworks.com/2010/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Meshing_topics/ID_Solid_Mesh.html

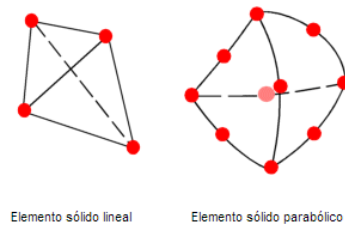
En la malla de un modelo CAD los elementos unitarios comparten puntos en común denominados “nodos”. Estos elementos pueden ser tetraédricos lineales y parabólicos (Figura 32), pero se debe tener en cuenta que para la misma densidad

⁸ Análisis por elementos finitos. Móstoles (Madrid). Disponible en <http://www.tridimen.com/analisis-finitos.html>

⁹ Introducción al método de elementos finitos. p2. [PDF en línea] Disponible en http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/gonzalez_d_e/capitulo3.pdf

de mallado, los elementos parabólicos arrojan mejores resultados, debido representan las formas curvas con mayor precisión y producen mejores aproximaciones matemáticas, aunque exigen mayores recursos computacionales.

Figura 31. Elementos unitarios e un mallado



Fuente: Ayuda de SolidWorks. Malla sólida. Disponible en http://help.solidworks.com/2010/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Meshing_topics/ID_Solid_Mesh.html

En problemas estructurales, cada nodo en un elemento sólido tiene tres grados de libertad que representan las traslaciones en tres direcciones ortogonales. El software utilizan las direcciones X, Y y Z del sistema de coordenadas cartesianas globales en la formulación del problema. Para problemas térmicos, cada nodo tiene un grado de libertad que es la temperatura.

Desde el punto de vista de la programación algorítmica modular las tareas necesarias para llevar a cabo un cálculo mediante un programa MEF se dividen en:¹⁰

➤ **Preproceso:** que consiste en la definición de geometría, generación de la malla, las condiciones de contorno y asignación de propiedades a los materiales y otras propiedades.

¹⁰ Wikipedia. Actualizado 14/04/14. Método de los elementos finitos. Disponible en <14/04/14http://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9todo_de_los_elementos_finitos>

- **Cálculo:** el resultado del preproceso, en un problema simple no-dependiente del tiempo, permite generar un conjunto de N ecuaciones y N incógnitas, que puede ser resuelto con cualquier algoritmo para la resolución de sistemas de ecuaciones lineales.
- **Postproceso:** el cálculo proporciona valores de cierto conjunto de funciones en los nodos de la malla que define la discretización, en el postproceso se calculan magnitudes derivadas de los valores obtenidos para los nodos.

Los software que operan bajo la técnica de elementos finitos formulan un conjunto de ecuaciones lineales finitas una para cada elemento, en función de parámetros desconocidos y dando origen a la matriz de rigidez del sistema junto con el vector de fuerzas externas. Estas ecuaciones hacen referencia al desplazamiento de los nodos, con respecto a las cargas que es sometida la estructura y la rigidez de la misma.

$$\{f\} = [K] \cdot \{d\} \quad (3.1)$$

f : Vector de fuerza en los nodos

K : Matriz de rigidez de las barras

u : Vector de desplazamiento en los nodos

La ecuación global del comportamiento del elemento en forma matricial, en base a la Ecu. 3.1 quedaría de la siguiente forma:

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ \vdots \\ f_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & \dots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & \dots & k_{2n} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & \dots & k_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ k_{n1} & \dots & \dots & \dots & k_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix}$$

Luego de tener el planteamiento de este sistema de ecuaciones algebraicas simultaneas finitas, el software encuentra el desplazamiento en las direcciones X, Y y Z en cada nodo. Conocidos dichos desplazamientos el programa calcula las deformaciones unitarias en diferentes direcciones y determinar los esfuerzos en las barras.

Existen muchos paquetes de software para el desarrollo de elementos finitos en estructuras, como por ejemplo la herramienta COSMO integrada en el software SolidWorks y ANSYS Workbench, estas herramientas Comúnmente se usan para determinar los esfuerzos y desplazamientos en sistemas mecánicos. De manera rutinaria se emplean para el análisis de muchos otros tipos de problemas, entre ellos Transferencia de calor, dinámica de fluidos, y electromagnetismo.¹¹

3.4.2. Modelo de plasticidad de Von Mises¹². Con el criterio de Von Misses se obtiene el valor de los esfuerzos principales en cada elemento del enmallado y se usa como criterio de falla en piezas y estructuras. Si este esfuerzo es mayor en algún punto al esfuerzo de fluencia de material, la estructura tenderá a sufrir una deformación plástica en dicho punto.

Siguiendo este modelo también se puede identificar las partes criticas de un componente, mediante la determinación del factor de seguridad, el cual será critico en los puntos donde el esfuerzo Von Misses supere la resistencia a la fluencia propia del material.

$$\frac{\sigma_{VonMisses}}{\sigma_{limite}} < 1 \quad (3.2)$$

¹¹ CAD/CAM. Cosmos. Disponible en <<http://www.cadcam.com.ve/COSMOS/COSMOS.htm>>

¹²Ayuda de SolidWorks. Modelo de plasticidad de Von Mises. Disponible en <[http://help.solidworks.com/2010/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Materials/Material_models/von_Mises_Plasticity_Model_\(Kinematic_Isotropic\).htm](http://help.solidworks.com/2010/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Materials/Material_models/von_Mises_Plasticity_Model_(Kinematic_Isotropic).htm)>

En este método se aplica la regla de flujo, la cual define que los incrementos de deformación plásticos ocurren cuando las tensiones (σ) alcanzan un criterio general de fluencia, conocido como superficie de fluencia:

$$F(\sigma, k) = 0$$

k : Parámetro de endurecimiento que modifica la forma y la posición de la superficie

En vista de la relación existente entre las deformaciones plásticas con la zona de fluencia se define la zona de flujo:

$$d\varepsilon_{ij}^P = d\lambda \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}} \quad (3.3)$$

$d\lambda$: Multiplicador plástico

Como se trata de una plasticidad asociada se tiene:

$$\frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}} = \frac{\partial J^2}{\partial \sigma_{ij}} = 2J \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}} = s_{ij}$$

Por lo tanto las deformaciones plásticas en el caso Von Mises se dan de acuerdo a la siguiente expresión, basada en la definición de zona de flujo en la Ecu. 3.3

The diagram illustrates the relationship between plastic strain increments and the plastic multiplier for Von Mises plasticity. On the left, a yield surface is shown in a 3D coordinate system. The equation $d\varepsilon_{ij}^p = s_{ij} d\lambda$ is written next to it. An equivalence symbol \Leftrightarrow points to a matrix equation on the right. The matrix equation is:

$$\begin{bmatrix} d\varepsilon_x^p \\ d\varepsilon_y^p \\ d\varepsilon_z^p \\ d\gamma_{xy}^p \\ d\gamma_{xz}^p \\ d\gamma_{yz}^p \end{bmatrix} = d\lambda \begin{bmatrix} s_x \\ s_y \\ s_z \\ 2\tau_{xy} \\ 2\tau_{xz} \\ 2\tau_{yz} \end{bmatrix}$$

Por último tenemos que las deformaciones totales (suma de las deformaciones elásticas y plásticas), después de substituir el valor de λ son:

$$d\varepsilon_{ij} = \underbrace{C_{ijkl} d\sigma_{kl}}_{\text{elástico}} + \underbrace{\frac{1}{H} \frac{s_{ij}}{4Y} \frac{s_{kl} d\sigma_{kl}}{Y}}_{\text{plástico}}$$

La teoría de plasticidad de grandes deformaciones unitarias en las herramientas de computo, emplean el criterio de fluencia de von Mises, teniendo en cuenta la regla de flujo asociativo y al endurecimiento isotrópico o cinemático (bilineal o multilíneal). El criterio de flexibilidad se escribe de esta forma:

$$F = \sqrt{3}\bar{\sigma} - \sigma_y$$

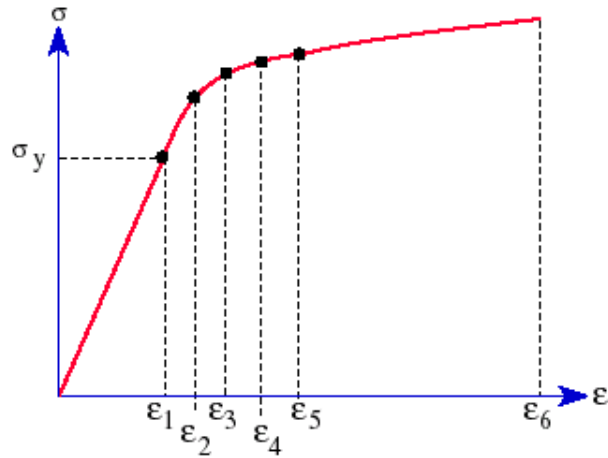
σ : es la tensión efectiva

σ_y : es el límite elástico de las pruebas uniaxiales.

El modelo von Mises se puede utilizar para describir el comportamiento de los metales. Al utilizar este modelo de material, debe considerarse lo siguiente:

- Se supone la existencia de plasticidad con una deformación unitaria pequeña cuando se utiliza un desplazamiento pequeño o grande y se crea una suposición de regla de flujo asociado.
- Se definen reglas de endurecimiento isotrópico por el parámetro $R_K = 0$ y cinemático donde $R_K = 1$.
- La curva de tensión-deformación unitaria (Gráfica 1), de donde se obtiene las propiedades del material, como el módulo elástico, el límite elástico, etc.

Grafica 1. Curva de tensión-deformación unitaria típica de un material plástico



Fuente: Ayuda de SolidWorks. Modelo de plasticidad de Von Mises. Disponible en [http://help.solidworks.com/2010/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Materials/Material_models/von_Mises_Plasticity_Model_\(Kinematic_Isotropic\).htm](http://help.solidworks.com/2010/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Materials/Material_models/von_Mises_Plasticity_Model_(Kinematic_Isotropic).htm)

3.5. INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA (CAE)¹³

Es el uso de software computacional para simular desempeño y así poder hacer mejoras a los diseños de productos o bien apoyar a la resolución de problemas de ingeniería para una amplia gama de industrias. Esto incluye la simulación, validación y optimización de productos, procesos y herramientas de manufactura.

Un proceso típico de CAE incluyen pasos de pre-procesado, solución y post-procesado. En la fase de pre-procesado, los ingenieros modelan la geometría y las propiedades físicas del diseño, así como el ambiente en forma de cargas y restricciones aplicadas. En la fase de post-procesado, los resultados se presentan al ingeniero para su revisión.

¹³ SIEMENS. 2014. CAE/Ingeniería Asistida por. Disponible en <Computadorahttp://www.plm.automation.siemens.com/es_sa/plm/cae.shtml>

En la actualidad podemos encontrar un sin número de herramientas informáticas para facilitar el diseño ingenieril, la mayoría basan sus procesos de cálculo en el método de los elementos finitos para abordar los diferentes tipos de problemas. Los grandes avances en software y hardware de los equipos informáticos, han favorecido la implementación de procesos de simulación que en ocasiones, permiten realizar estimaciones aceptables de comportamiento de materiales, evitando la realización de numerosos ensayos.¹⁴

3.5.1. Herramientas informáticas para el diseño ingenieril. Actualmente se pueden encontrar muchas herramientas informáticas que nos permiten estudiar eficientemente el comportamiento de cuerpos, tanto estática como dinámicamente, mediante la implementación de análisis de elementos finitos y así poder predecir la concentración de tensiones, deformaciones, frecuencias naturales y modos de vibración de partes específicas de una estructura. A continuación se describirán dos programas que basan sus procesos de simulaciones en este método.

➤ **COSMOS¹⁵**

Es un programa que emplea las técnicas del "Análisis por Elementos Finitos" que corre integrado en SolidWorks y diseñado especialmente para el sistema operativo Microsoft Windows y es desarrollado en la actualidad por **SRAC** (Structural Research and Analysis Corporation) una división de SolidWorks.

COSMOS es una herramienta asistida por computadora, donde se puede analizar cualquier tipo de pieza o ensamble de diferentes geometrías, realizando estudios dinámicos y estáticos, obteniendo con esto datos de los campos de tensión-

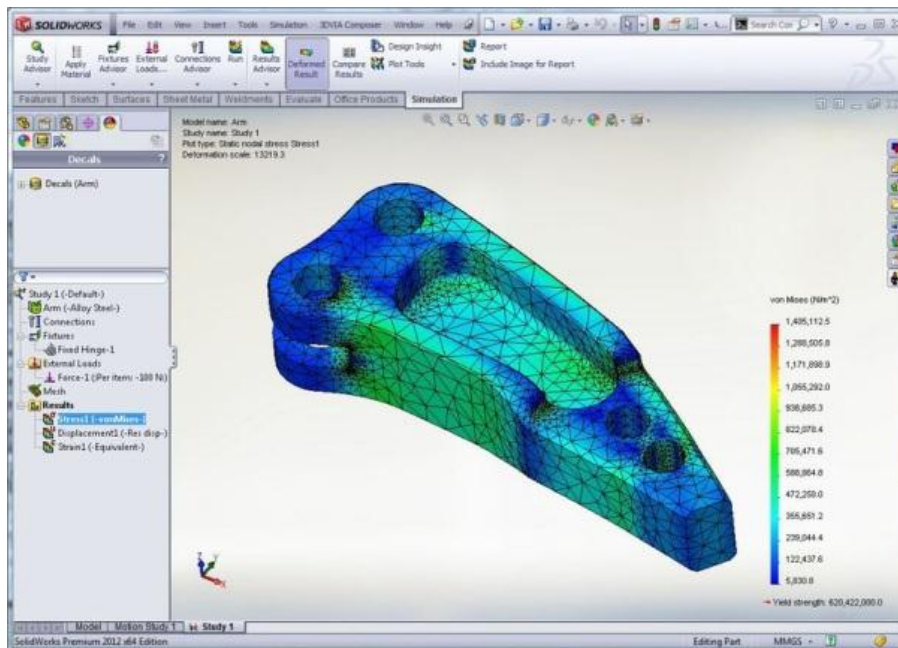
¹⁴Rafael Manuel Jiménez .2009. Estudio y simulación por elementos finitos de comportamiento de discos cerámica. P27. [PDF online] Disponible en <https://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/8943/1/MemoriaPFC_Elementos_Finitos.pdf

¹⁵ CAD/CAM. Cosmos <http://www.cadcam.com.ve/COSMOS/COSMOS.htm>

deformación del sistema estudiado, para luego comprobar que el componente analizado cumple con los requerimientos para los cuales fue creado.

En la figura 33 se muestra un análisis estático de una pieza utilizando el módulo COSMOSMotion, el cual basa su cálculo en el método FEM, dividiendo el cuerpo en un número finito de elementos, dando origen al mallado del componente. Seguida mente al programa exige información de las fuerzas externas y las propiedades de los materiales, para formula un sistema de ecuaciones, siguiendo la definición $f = K \cdot u$ (Ecu. 3.1), con la cual busca determinar el desplazamiento espacial de cada uno de los elementos que conforman la malla, por último la herramienta informática mediante fórmulas algebraicas basadas en el criterio de plasticidad de **Von Mises**, **determina** los valores de tensiones internas en la pieza con relación a la deformación unitaria de la mismas.

Figura 32. Análisis estático de una pieza con COSMOSMotion

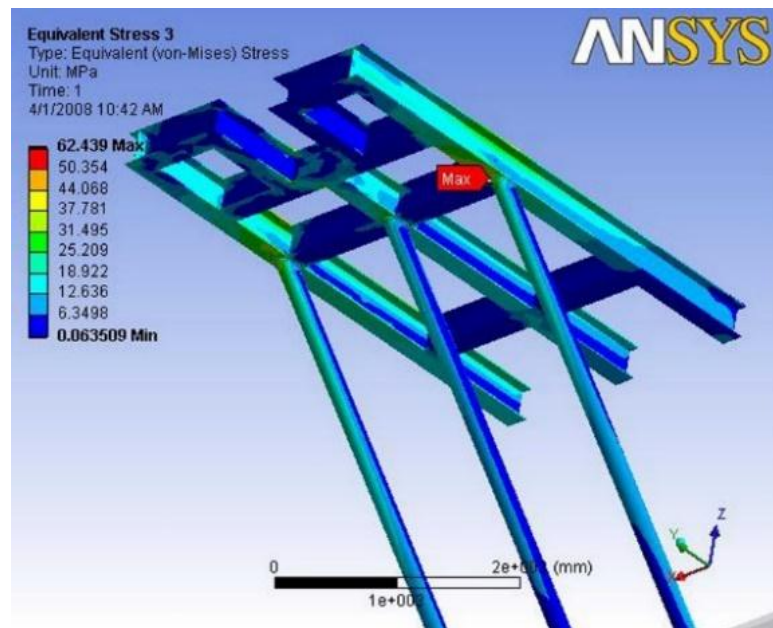


Fuente: <http://blog.cati.com/cosmos/page/3/>

ANSYS Workbench¹⁶

ANSYS es un software de simulación ingenieril para predecir cómo funcionará y reaccionará determinado producto bajo un entorno real. Está desarrollado para operar bajo la teoría de elemento finito para estructuras y volúmenes finitos, realizando análisis dinámicos y estáticos, análisis de transferencia de calor y fluidodinámica, y también problemas de acústica y de electromagnetismo.

Figura 33. Análisis estático de estructura metálica



Fuente: <http://www.wallermarine.com/structures.php>

ANSYS Workbench es plataforma especializada en el análisis estructural (Figura 34), térmico, de fluidos, y electromagnético; es el marco sobre el que se construye la gama de tecnología de simulación de ingeniería avanzada más amplia y profunda de la industria. Una innovadora visión esquemática de los proyectos que combina el proceso completo de simulación, guiando al usuario con la simplicidad que ofrece pinchar y arrastrar incluso a través de análisis multifísicos complejos.

¹⁶ANSYS. Plataforma ANSYS Workbench. Disponible en <http://www.ansys.com/es_es/Productos/Workflow+Technology/Plataforma+ANSYS+Workbench>

Gracias a la conectividad CAD bidireccional, un potente mallado altamente automatizado, un mecanismo de actualización a nivel de proyectos, gestión de parámetros generales y herramientas de optimización integradas, la plataforma ANSYS Workbench proporciona una productividad sin precedentes, permitiendo el desarrollo de productos impulsado por la simulación.

Las operaciones internas del software se basan en el método de los elementos finitos y están orientadas al cálculo de los desplazamientos nodales (grados de libertad) primeramente, que son determinados en un análisis estructural. Otras magnitudes se obtienen de expresiones algebraicas a partir de los desplazamientos, como por ejemplo el criterio de plasticidad de **Von Mises**, el cual relaciona las tensiones internas del material con su deformación.

3.5.2. Análisis estático y de fatiga en estructuras por medio de herramientas informáticas.

➤ **Análisis estático**¹⁷

Denominados también estudios de tensión. Los estudios estáticos calculan desplazamientos, fuerzas de reacción, deformaciones unitarias, tensiones y la distribución del factor de seguridad. El material falla en ubicaciones donde las tensiones exceden cierto nivel. Los cálculos del factor de seguridad se basan en uno de cuatro criterios de fallos, entre ellos, von Mises.

➤ **Análisis de fatiga**¹⁸

Es el debilitamiento de los objetos a causa de la carga y descargas repetitivas. Después de una cantidad de ciclos, el objeto está tan débil que falla. La fatiga es

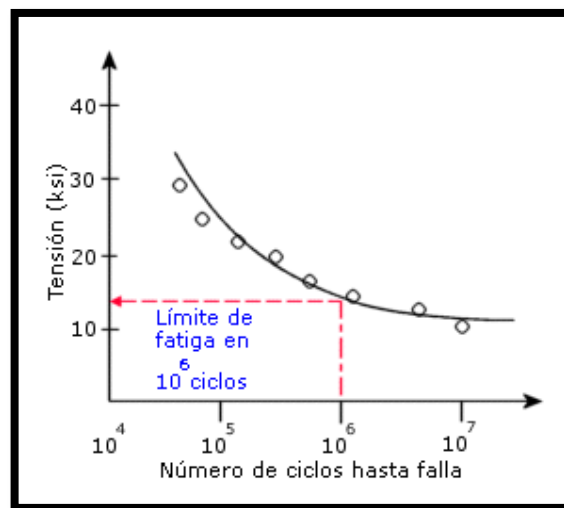
¹⁷Ensayos de validación mecánica CAD/CAM/CAE. [PDF online] Disponible en <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/10682/5/Validaci%C3%B3_mec%C3%A0nica.pdf>

¹⁸Ayuda de SolidWorks. Análisis de fatiga. Disponible en <http://help.solidworks.com/2011/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/AnalysisBackground/FatigueAnalysis/Fatigue_Analysis.htm>

la causa fundamental de error en muchos objetos, especialmente en aquéllos hechos de metal.

Los resultados de los estudios dinámicos lineales de historia-tiempo, estáticos o no lineales se pueden utilizar como base para definir un estudio de fatiga. El número de ciclos requeridos para la falla de fatiga que ocurrirán en una ubicación depende del material y de las fluctuaciones de tensión. Esta información, para un material en particular, es proporcionada por una curva denominada curva SN (Grafica 2).

Grafica 2. Propiedades de fatiga de un material “SN”



Fuente: Ayuda de SolidWorks. Curvas SN. Disponible en http://help.solidworks.com/2011/Spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/AnalysisBackground/FatigueAnalysis/S-N_Curve.htm

Las curvas SN se basan en el ciclo de vida medio de la fatiga o en una probabilidad de fallo determinada, define los valores de tensión alternos frente a la cantidad de ciclos requerida para causar fallos en un factor de tensión dado.

Etapas de fallo causado por fatiga:¹⁹

- ✓ **Etapa 1.** Se producen una o más fisuras en el material. Las fisuras pueden producirse en cualquier parte del material.
- ✓ **Etapa 2.** Algunas o todas las fisuras aumentan su tamaño debido a la carga continua.
- ✓ **Etapa 3.** La capacidad del diseño para resistir las cargas aplicadas continúa deteriorándose hasta que se produce el fallo.

3.6. DISEÑO ELÉCTRICO ASISTIDO POR COMPUTADORA²⁰

Para el desarrollo óptimo de un circuito eléctrico se hace necesario verificar que este funcione de manera correcta antes de implementarlo, de ahí que se simule el circuito, existen varios tipos de simuladores empleados, se pueden clasificar en

➤ Simuladores funcionales

Son utilizados para simular algoritmos que van a ser implementados en hardware antes de ser fabricados. El punto principal de la simulación algorítmica es la capacidad de procesos recurrentes

¹⁹Ayuda de SolidWorks. Análisis de fatiga. Disponible en <http://help.solidworks.com/2011/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/AnalysisBackground/FatigueAnalysis/Fatigue_Analysis.htm>

²⁰Gracia, L. Julio 2001. Sistemas CAD para análisis básico de circuitos eléctricos. Disponible en: <http://jupiter.utm.mx/~tesis_dig/7077.pdf>

➤ Simuladores de registro de transferencia

Se caracteriza por que integra las tareas específicas que corresponde a las dadas como transferencia de información entre las diferentes etapas que se establecen y la estructura del sistema enfocada a memorias, procesos, etc.

➤ Simuladores lógicos

Son utilizados para verificar el funcionamiento y detectar errores en sistemas lógicos. Los circuitos son modelados mediante compuertas, por lo tanto solo importa si es '0' o '1', hace uso de funciones de la lógica booleana, combinaciones de operaciones aritméticas y unidades de retardo. Estos simuladores son más rápidos que los no lógicos, puesto que no usan modelos complicados para representar sus componentes circuitillos

➤ Simuladores de circuitos

Los simuladores de circuitos se clasifican en simuladores eléctricos y simuladores de retardo, los primeros son la unión de obtener las formas de onda que representa el comportamiento del circuito y aplicar modelos para la representación de dispositivo, mientras que el segundo se dedica al estudio de propagación de señales desde la entrada primarias hasta sus salidas, este estudio lo realizan dividiendo el circuito en bloques funcionales en los cuales se observa el tiempo de retardo y la conectividad del circuito.

➤ Simuladores de circuitos generales

Estos son los simuladores más utilizados, son empleados cuando se realizan diseños con tecnologías y componentes comerciales.

➤ Simuladores a nivel de dispositivos

Los simuladores a nivel de dispositivos se utilizan cuando se requiere dar simulaciones numéricas en dispositivos eléctricos usados en circuitos integrados, para determinar su comportamiento y así poder corregir errores de diseño.

3.6.1. CADE SIMU ²¹ Cade simu es un programa de simulación de esquemas de automatismos lógicos eléctricos, permitiendo verificar que las secuencias se den en el orden que se busca. Desarrollado por J. L. Villanueva Montono.

3.7. FUNDAMENTO DEL DISEÑO MECÁNICO

3.7.1. Cinemática. Es la rama de la física que estudia las leyes del movimiento de los cuerpos sin considerar las causas que lo originan (las fuerzas) y se limita, esencialmente, al estudio de la trayectoria en función del tiempo. La aceleración es el ritmo con el que cambia la velocidad. La velocidad y la aceleración son las dos principales magnitudes que describen cómo cambia la posición en función del tiempo.

Movimiento rectilíneo uniforme

En este movimiento la velocidad permanece constante, no hay una variación de la aceleración en el transcurso del tiempo y la posición variará linealmente respecto del tiempo, según la ecuación:

$$x = v_0 t + x_0 \quad (3.4)$$

²¹ <http://tutoriales.mejorqueperdereltiempo.es/CADe-SIMU/CADe-SIMU.pdf>

Se considera el estudio de este movimiento, debido a que el contenedor de carga describirá una velocidad constante desde en gran parte de su trayecto de carga y descarga del material.

Movimiento rectilíneo uniformemente acelerado

En éste movimiento la aceleración es constante, la velocidad de móvil varía linealmente y la posición cuadráticamente con tiempo. No todas las ecuaciones que rigen a este movimiento serán de utilidad en el desarrollo de este proyecto, solo se tendrá en cuenta la siguiente ecuación que describe el pequeño instante transitorio del sistema tractor, para acelerar la carga de cero a la velocidad de operación.

$$v = v_o + at \quad (3.5)$$

Movimiento circular

Se basa en un eje de giro y radio constante, por lo cual la trayectoria es una circunferencia. Si la velocidad de giro es constante, se produce el movimiento circular uniforme, en cambio si la velocidad de giro varia, debido a la presencia de una aceleración angular el movimiento descrito es circular uniformemente variado.

$$\omega = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t} \quad \rightarrow \quad \omega_o = const$$

$$\omega = \omega_o * \alpha t \quad \rightarrow \quad \alpha = const$$

$$v_t = \omega * R \quad (3.6)$$

3.7.2. Cinética. Es una rama de la Dinámica que se encarga del estudio de la relación de la velocidad, el movimiento, la energía y sus correlaciones.

Segunda ley de Newton $F = \frac{d(mv)}{dt} = ma$

Fuerza de rozamiento $F_R = \mu N$, donde N es la fuerza normal de las superficies en contacto y μ es el coeficiente de fricción, característico para cada material.

La potencia se puede definir de muchas maneras y utilizando muchas variables, pero en este en el desarrollo de este proyecto estará definida por esta expresión:

$$Pot = F * V = T * \omega \quad (3.7)$$

Donde la fuerza (F) se traduce en la tensión alcanzada por el cable de acero y la velocidad lineal del mismo. Si involucramos el radio del tambor, recurrimos a un movimiento circular, donde la potencia quedaría en función del torque y la velocidad angular.

3.7.3. Diseño de una viga a flexión²². Para diseñar una viga con base en la resistencia, se requiere que el esfuerzo real de flexión y de cortante en la viga no rebasen los esfuerzos admisibles. Si el tramo suspendido de la viga es relativamente largo, de modo que los momentos internos se hacen grandes, el ingeniero debe tener en cuenta primero el diseño basado en flexión, para después comprobar la resistencia del cortante

Procedimiento a seguir

- a) Determinar los diagramas de momento y cortante en la viga.
- b) Calcular el módulo de sección (S) de la viga con la fórmula de flexión

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{Max} * C * F_S}{I}$$

²² R. C. Hibbeler. Mecánica de materiales. 4ta ed .México: Pearson Educación, 2006. P 559-562

Se sabe que:

$$S_{req} = I/C$$

Entonces la formula del módulo de sección

$$S_{req} = \frac{M_{Max} * F_s}{\sigma_{adm}} \quad (3.8)$$

Donde σ_{adm} es la resistencia a la fluencia del material, M_{Max} es el momento de flexión máximo, C es la distancia de la fibra más lejana, I es el momento de inercia de la sección de la viga y F_s es el factor de seguridad.

c) Ir a las tablas de perfiles laminados de acero y seleccionar un perfil con un valor de S un poco mayor al valor de S_{req} , para tener en cuenta cargas adicionales como por ejemplo el peso de la viga.

d) Después de seleccionada la viga se aplica la fórmula de cortante, para comprobar que no rebase el esfuerzo cortante admisible, con frecuencia este requisito no presenta problemas.

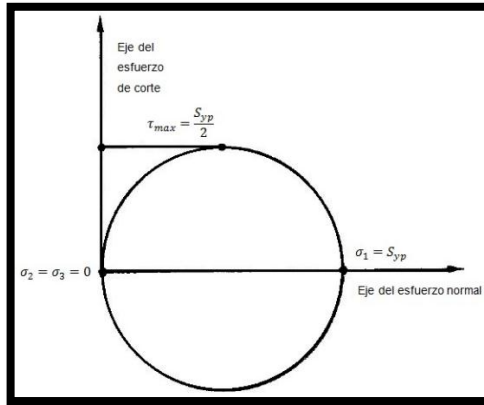
$$\tau_{adm} = \frac{V_{Max} Q}{I t} \quad (3.9)$$

Donde τ_{adm} es el esfuerzo cortante admisible por el material, V es la carga cortante máxima sobre la viga, Q es la distancia del centroide al eje neutro, t es el espesor de la viga.

3.7.4. Diseño de ejes por teoría de cortante máximo. La teoría de cortante máximo es particularmente útil para el diseño de miembros de máquinas de acero dúctil. Está basada en el hecho de que la falla ocurre cuando el esfuerzo máximo

de corte llega a cierto valor. Se designara a la cedencia del material como falla del mismo.²³

Figura 34. Representación con el circulo de Mhor de prueba de tensión en cedencia



Fuente: Deutschman, Aaron; Michles, Walter; Wilson, Charles. Diseño de máquinas, Teoría y práctica

La ecuación del cortante máximo está dada por

$$\frac{S_{yp}}{2N} = \tau_{max}$$

Donde S_{yp} es la resistencia a la cedencia, N es el factor de seguridad y τ_{max} es el esfuerzo de corte

$$\frac{S_{yp}}{N} \geq \begin{cases} |\sigma_1 - \sigma_2| \\ |\sigma_2 - \sigma_3| \\ |\sigma_1 - \sigma_3| \end{cases}$$

Para un campo de esfuerzos bidimensional donde $\sigma_3 = 0$, tenemos

²³ DEUTSCHMAN, Aaron; Michles, Walter; Wilson, Charles. Diseño de máquinas, Teoría y práctica. 2da ed. Mexico: Continental, 1897. P 320-334

$$\frac{S_{yp}}{N} \geq \begin{cases} |\sigma_1| \\ |\sigma_2| \\ |\sigma_1 - \sigma_3| \end{cases}$$

El esfuerzo máximo de corte será:

$$\frac{S_{yp}}{N} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad (3.10)$$

3.7.5. Carga combinada en elementos mecánicos²⁴. La sección transversal de un miembro suele estar sometido simultáneamente a varios tipos de cargas, tales como carga axial, cortante, momento flexionante o de torsión. En consecuencia se aplica el método de superposición, con el fin de determinar el esfuerzo resultante causado por las cargas. Para aplicar este método debe existir una relación entre los esfuerzos y las cargas.

Procedimiento de análisis

En este procedimiento se proporciona un medio para determinar las componentes normal y cortante de esfuerzo en un punto del medio cuando este está sometido a varios tipos de cargas diferentes y simultaneas.

- Fuerza normal: generado por la distribución uniforme del esfuerzo normal

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (3.11)$$

Donde P es la fuerza normal que actúa sobre el área (A) del cuerpo

- Fuerza cortante: en u miembro sometido a flexión, esta fuerza es generado por la distribución de esfuerzo cortante definida por la Ecu. 3.9.

²⁴ R. C. Hibbeler. Mecánica de materiales. 4ta ed .México: Pearson Educación, 2006. P 429-430

- Momento flexionante: Generado por la distribución de esfuerzo normal que varía linealmente desde cero en el eje neutro a un máximo.

$$\sigma = \frac{-MC}{I} \quad (3.12)$$

Donde M es el momento flexionante, C es la distancia a la fibra más lejana desde el eje neutro de la figura y por último I es el momento de inercia de la figura.

- Momento torsionante: es generado por la distribución de un esfuerzo cortante que varía linealmente.

$$\tau = \frac{-Tp}{J} \quad (3.13)$$

Donde T es el momento torsor, p distancia desde el centro geométrico de la sección hasta el punto donde se está calculando la tensión cortante y J es el momento polar de inercia de la figura

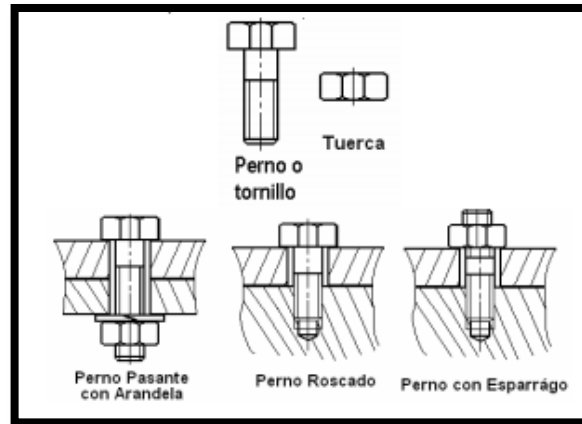
- Superposición: ya teniendo los componentes normal y cortante para el esfuerzo de cada carga, use el principio de superposición y determine las componentes resultantes normal y cortante del esfuerzo.

3.7.6. Uniones roscadas y soldadas entre elementos mecánicos

3.7.6.1. Uniones Roscadas²⁵: Las uniones roscadas están formadas por bridas o planchas (elementos a unir) y por tornillos o pernos, tuercas y arandelas, entre otros componentes.

²⁵ G. González Rey, A. García Toll, T. Ortiz Cárdenas. Instituto superior politécnico José Antonio Echeverría Cujea. PDF Elementos de máquinas. Uniones roscadas.

Figura 35. Distintos montajes de pernos



Fuente: P. G. González Rey, A. García Toll, T. Ortiz Cárdenas. Instituto superior politécnico José Antonio Echeverría Cujea. PDF Elementos de máquinas. Uniones roscadas.

Las uniones roscadas son uniones no permanentes que se emplean para fijar elementos. Generalmente, las roscas tienen un perfil triangular que garantiza una adecuada resistencia, un coeficiente de fricción aumentado por la inclinación de los flancos del perfil y una sencilla fabricación.




En las construcciones mecánicas de responsabilidad, los pernos y tuercas se fabrican de acero, en particular, se emplean aceros aleados o aceros de medio carbono templado. Los tornillos pueden ser elaborados por corte o por deformación en frío (laminados), en este último caso aumenta considerablemente la resistencia de estos.

Resistencia de una unión roscada

Para realizar la comprobación de la resistencia de una unión roscada, se analizan los pernos individuales los cuales están sometidos a cargas tanto axiales como cortantes y dependiendo de la magnitud de la carga, se determina la disposición, el diámetro y el número de pernos que soportarán con seguridad dichas cargas.

Hoy en día podemos encontrar en el mercado los pernos o tornillos estandarizados por normas (SAE, ASTM y Métrico), las cuales nos facilitan información sobre las propiedades y clasificación con el fin de facilitar la identificación y el selección de los mismos; como se puede ver en las tablas xxx

Tabla 2. Grado SAE para pernos sujetadores

Grado número	Tamaños de perno (pulg)	Resistencia a la tensión (ksi)	Resistencia de fluencia (ksi)	Resistencia de prueba (ksi)	Marcas en la cabeza
1	1/4 - 1½	60	36	33	Ninguna
2	1/4 - 3/4	74	57	55	Ninguna
	>3/4 - 1½	60	36	33	
4	1/4 - 1½	115	100	65	Ninguna
5	1/4 - 1	120	92	85	
	>1 - 1½	105	81	74	
7	1/4 - 1½	133	115	105	
8	1/4 - 1½	150	130	120	

Fuente: L. Mott, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4ta ed. Tabla 18-1. pag.715

3.7.6.2. Uniones soldadas: Es el proceso de unión de dos materiales, logrado a través de la fusión, en la cual las piezas son soldadas fundiendo ambas o agregando un material de relleno fundido, el cual al enfriarse, se convierte en una unión fija. La soldadura más usada es la de fusión con electrodo fusible. Este método consiste en la unión de dos piezas mediante la utilización de un cordón de metal fundido que proviene del electrodo.

SMAW (Manual), SAW (Automática), GMAW (Semiautomática) y FCAW (Semiautomática por arco metálico) son procesos de soldadura aceptados de manera precalificada, siempre y cuando el método para aplicarlos sea el WPS. Este método descrito en un formato que especifica todos los parámetros, datos,

procesos, variables, etc., que sean necesarios para comprender la soldadura que se quiere aplicar y pruebas necesarias para aprobar o rechazar dicha soldadura.

Especificaciones del procedimiento de soldadura (WPS)

El WPS (Welding Procedure Specification) es un formato donde se detalla todas las condiciones y las variables en juego para realizar una soldadura de manera adecuada y ceñida a la norma (Anexo). La información que se encuentra en el WPS, debe darle al soldador todos los parámetros necesarios de la soldadura sin dejar nada a la libre interpretación.

Este proceso digitado en el formato WPS, debe ser sometido a una calificación para ser considerado aceptable. Esta calificación consiste en una serie de pruebas normalizadas, que se realizan a la junta soldada. Los resultados de todas las pruebas exigidas se colocan en otro formato llamado PQR.

Figura 36. Formato de WPS

WPS ESPECIFICACIONES DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA																												
Nombre de la Empresa: <u>TESIS</u>					Identificación No.: <u>1</u>																							
Proceso(s) de soldadura: <u>SMAW</u>					Soporte del PQR No.: <u>1</u>																							
TIPO: MANUAL <input checked="" type="checkbox"/> SEMIAUTOMÁTICO <input type="checkbox"/> AUTOMÁTICO <input type="checkbox"/>					Revisión: _____ Fecha: _____ Por: _____																							
Soldador: <u>Marcos Acosta (M A)</u>					Autorizado por: _____																							
DISEÑO DE UNIÓN Tipo de Unión: <u>a Tope</u> Tipo de soldadura: <u>Ranura en V</u> SIMPLE <input checked="" type="checkbox"/> DOBLE <input type="checkbox"/> Abertura de Raíz: <u>3.2 mm</u> Longitud de cara de Raíz: <u>3.2 mm</u> Ángulo de ranura: <u>60°</u> Radio (R/U): _____ Soporte: SI <input type="checkbox"/> NO <input checked="" type="checkbox"/> Material del soporte: _____ Limpieza de raíz: SI <input checked="" type="checkbox"/> NO <input type="checkbox"/> Método: <u>esmeril</u>					POSICIÓN RANURA <u>3G</u> FILETE _____ PLANCHA <input checked="" type="checkbox"/> TUBERÍA <input type="checkbox"/>																							
METALES BASE <table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>MB 1</th> <th>MB 2</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Grupo:</td> <td><u>I</u></td> <td><u>I</u></td> </tr> <tr> <td>Especificación del Acero:</td> <td><u>ASTM A-131</u></td> <td><u>ASTM A-131</u></td> </tr> <tr> <td>Grado:</td> <td><u>-</u></td> <td><u>-</u></td> </tr> <tr> <td>Espesor de plancha:</td> <td><u>9.5mm (3/8")</u></td> <td><u>9.5mm (3/8")</u></td> </tr> <tr> <td>Diámetro (tubería):</td> <td><u>-</u></td> <td><u>-</u></td> </tr> </tbody> </table>						MB 1	MB 2	Grupo:	<u>I</u>	<u>I</u>	Especificación del Acero:	<u>ASTM A-131</u>	<u>ASTM A-131</u>	Grado:	<u>-</u>	<u>-</u>	Espesor de plancha:	<u>9.5mm (3/8")</u>	<u>9.5mm (3/8")</u>	Diámetro (tubería):	<u>-</u>	<u>-</u>	CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS MODO DE TRANSFERENCIA (GMAW): CORTO CIRCUITO <input type="checkbox"/> GLOBULAR <input type="checkbox"/> SPRAY <input type="checkbox"/> CORRIENTE: AC <input type="checkbox"/> DCEP <input checked="" type="checkbox"/> PULSO <input type="checkbox"/> DCEN <input type="checkbox"/>					
	MB 1	MB 2																										
Grupo:	<u>I</u>	<u>I</u>																										
Especificación del Acero:	<u>ASTM A-131</u>	<u>ASTM A-131</u>																										
Grado:	<u>-</u>	<u>-</u>																										
Espesor de plancha:	<u>9.5mm (3/8")</u>	<u>9.5mm (3/8")</u>																										
Diámetro (tubería):	<u>-</u>	<u>-</u>																										
METAL DE APORTE Especificación AWS: <u>A 5.1</u> Clasificación AWS: <u>E 6011 y E7018</u> Marca: <u>INDURA</u> Tamaño del electrodo: <u>3.2 mm</u>					TÉCNICA APORTACIÓN: RECTA <input type="checkbox"/> OSCILANTE <input checked="" type="checkbox"/> PASE: SIMPLE <input type="checkbox"/> MÚLTIPLE <input checked="" type="checkbox"/> Limpieza entre pases: SI <input checked="" type="checkbox"/> NO <input type="checkbox"/> Método: <u>esmeril</u>																							
PROTECCIÓN Fundente: <u>Revestimiento</u> Gas: _____ Composición: _____ Velocidad de flujo: _____ Tamaño de la boquilla: _____					PRECALENTAMIENTO Temperatura de precalentamiento: _____ Temperatura de interase: _____																							
					POSTCALENTAMIENTO Temperatura: _____ Tiempo: _____																							
PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA																												
Pase	Proceso	Progresión	Metales de Aporte		Corriente			Velocidad de alimentación del alambre (mm/min)	Velocidad de avance (mm/min)	Detalles de la Unión y Secuencia de soldadura																		
			Clase	Diám. (mm)	Tipo y Polaridad	Amperaje (Amp)	Voltaje (Vat)																					
1	SMAW	ASCEND.	E 6011	3.2	DCEP	105	17-19		84																			
2	SMAW	DESCEN.	E 7018	3.2	DCEP	140	19-21		127																			
3	SMAW	ASCEND.	E 7018	3.2	DCEP	140	19-21		64																			
ELABORADO POR: _____					FECHA: _____																							
APROBADO POR: _____					COMPAÑÍA: _____																							

Fuente: <http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/2259/1/4488.pdf>

4. DESARROLLO DE LA METODOLOGÍA

4.1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

Esta actividad se llevó a cabo durante el desarrollo de todo el proyecto y consistió en la revisión bibliográfica de libros especializados, información digital y páginas de internet; lo cual permitió obtener la base teórica y los conocimientos necesarios en temas especiales tales como el diseño, selección de elementos estructurales y funcionales que hacen parte del sistema de elevación de carga tipo skip y software para el diseño, estudio y simulación de los componentes y el sistema general.

4.2. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

La proceso de carga manual de los hornos de fundición en Industrias Lavco Ltda., es una labor que exige un alto desgaste físico del obrero, convirtiéndose en una acción agotadora para el mismo, que se expone a condiciones de altas temperatura; además involucra demasiada mano de obra, alrededor de cuatro trabajadores y un malacate para levantar la carga, esto en los procesos de preparación y fundición. Se debe tener en cuenta, que el proceso manual de manejo de las cargas, previo a la fundición presenta un alto consumo de tiempo, lo cual es un factor que afecta negativamente la eficiencia del proceso de fundición en su totalidad.

4.3. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA FÍSICA DEL ÁREA DE FUNDICIÓN EN LA EMPRESA

Este proyecto se realizó en el área de fundición de la empresa Industrial Lavco Ltda. Esta área está dividida en cuatro secciones donde se realizan diferentes operaciones, estas son:

- **Campo de acopio de la materia prima (Foto 1):** En esta sección se aglomera la chatarra y el coque, que luego serán utilizados en el proceso de fundición. A la chatarra se le realiza el proceso de reducción de tamaño, por medio de la trituración manual, con la ayuda de un mazo; por último se lleva a cabo la medición de la masa de las cargas que se depositaran luego en el horno.

Foto 1. Campo de acopio de materia prima



- **Sección de fundición de hierro (Foto 2):** Es esta parte del área de fundición encontramos tres hornos de cubilote de capacidades diferentes uno a lado del otro, una plataforma de carga donde se dispone el material de fundición y un malacate para poder subir la carga hasta este lugar.

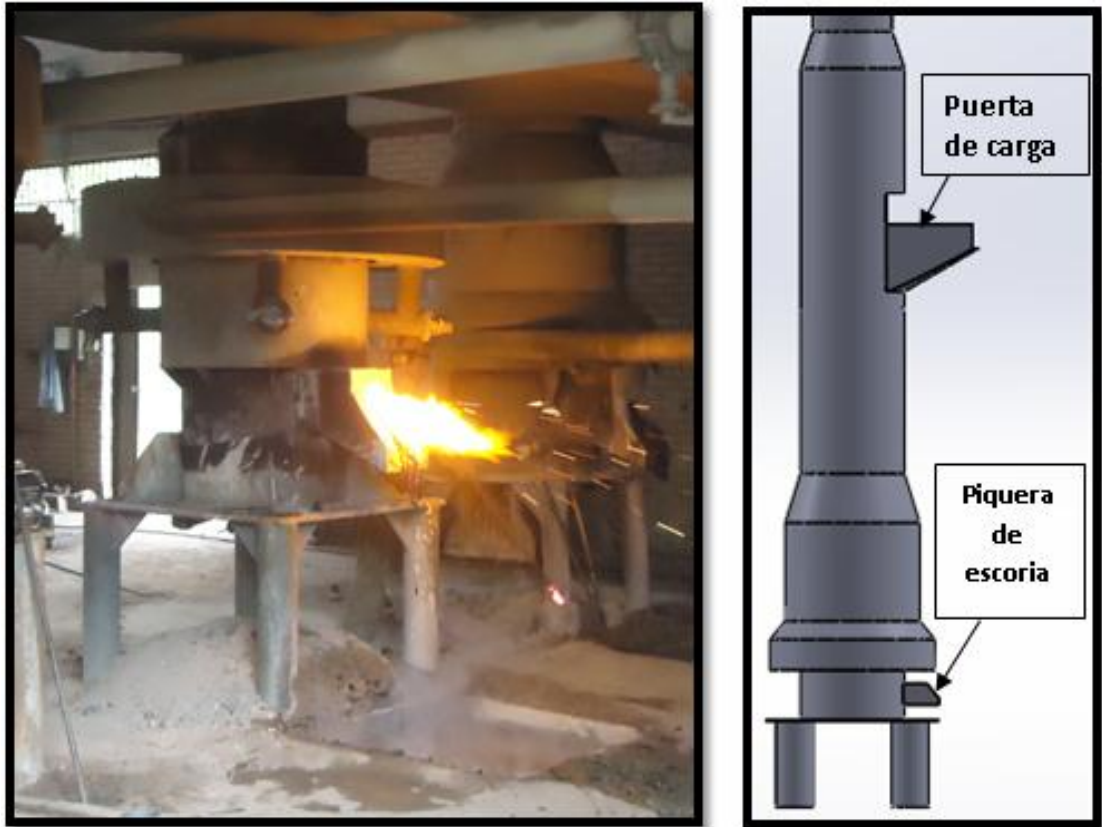
Foto 2. Sección de fundición de hierro



- ✓ **Hornos:** son cilíndricos hechos de lámina de acero de 5 [mm] de espesor y en el interior están cubiertos de ladrillos refractarios de 12 [cm] de ancho; su diámetros internos son de 70 [cm] el de mayor capacidad, 60 [cm] y 55 [cm] los de producción media, utilizados con más frecuencia.

Los hornos de fundición en Industrial Lavco tienen una particularidad, debido a que la puerta de carga ubicada en la parte superior está en la misma dirección que la piqueta de escoria en la parte inferior (Foto 3), esta configuración impide la implementación de una sistema de carga totalmente vertical, ya que la salida de la escoria a más de 500 [C], siendo esto un peligro inminente para los obreros y para el sistema de carga.

Foto 3. Piquera de escoria

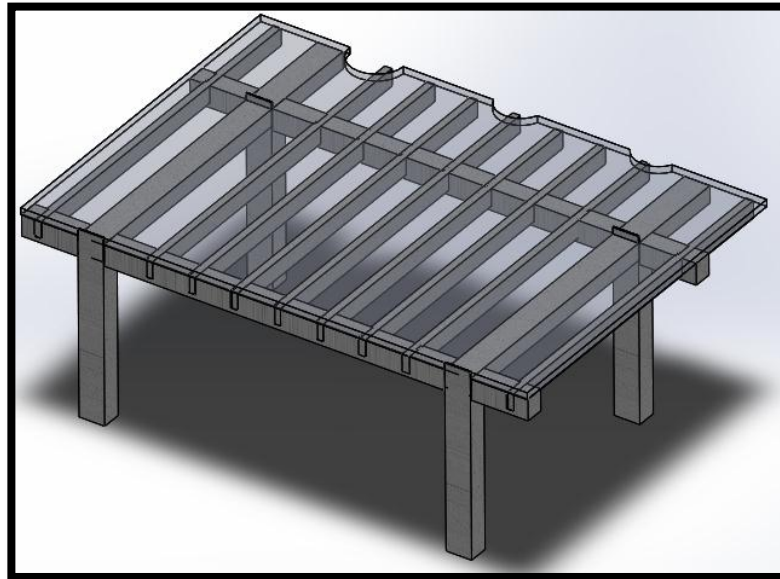


Cuando el horno esta operación se experimentan temperaturas de ambiente elevadas en las áreas cercanas, como por ejemplo en la plataforma de carga donde se ubica a boca de alimentación del horno la temperatura de ambiente llega a un valor máximo de $55 [^{\circ}C]$ y en la planta baja donde se descarga la escoria a una temperatura de $550 [^{\circ}C]$, la sensación térmica llega a un valor de $150 [^{\circ}C]$. Estas medidas las tomamos directamente utilizando una pistola termómetro suministrada por la empresa.

- ✓ **Plataforma de carga:** Es una placa de concreto reforzada de $2,8 [m]$ de altura y un espeso de $50 [cm]$ la cual tiene una capacidad de carga de $20 [Ton]$, En esta se ubican las cargas de forma ordenada para luego depositarlas en el horno al momento del proceso de fundición. Su configuración estructural está constituida por cuatro columnas, cuatro vigas principales y transversal a estas están las

viguetas, como se puede ver en la figura 37. En el ANEXO F se pueden revisar los planos y todas las medidas de este elemento.

Figura 37. Plataforma de carga



Proceso de fundición de hierro en la empresa

En Industrias Lavco Ltda., el proceso de fundición se da en jornada continua de 7:00 AM a 4:00 PM, de lunes a sábado y se trabaja alternadamente, un día para preparación y el otro para fundición, a continuación se describirá el proceso.

La fase de preparación se toma un día de trabajo, antes de la fundición. Se acondiciona el horno a utilizar reparando el refractario, las piqueras etc.; otra actividad que se realiza es pesar las cargas y con ayuda del malacate subirlas hasta la plataforma de carga donde se organizan, llevando una contabilidad de estas (Foto 4). El día siguiente al proceso de preparación, se lleva a cabo la función, esta actividad inicia a las cinco de la mañana con el encendido del horno, luego al comenzar la jornada laboral se depositan de forma manual la carga en el honor, esta constituidas por chatarra, coque y caliza, con un tiempo muerto de 5

[min] entre cada carga, El número de cargas a fundir dependen de la producción que se requiera ese día, en promedio por día se funden entre 100 a 110 cargas.

Foto 4. Proceso de preparación y carga del horno



➤ **Sección de colada centrifuga (Foto 5):** en esta sección se encuentran tres bancos centrífugos, cada uno con 10 o 12 centrifugas, los cuales se utilizan alternadamente. La colada por centrifuga es una método que se utiliza la acción

de la fuerza centrífuga sobre una fundición líquida para que esta se deposite de una forma uniforme y adecuada en la periferia de un cilindro rotativo. En esta sección se producen camisas en bruto para motores y compresores, que luego pasan a un proceso de mecanizado para su acabado final.

En el proceso colada, se recibe el metal fundido del horno, luego se vierte a un recipiente más pequeño con el volumen necesario para producir una camisa, por último el obrero lo deposita en la centrifuga y después de unos segundos retira una camisa en bruto. Cada obrero lleva una contabilidad de su producción diaria en una tablilla, indicando cuantas coladas realizó en la jornada.

Foto 5. Bancos de colada centrifuga



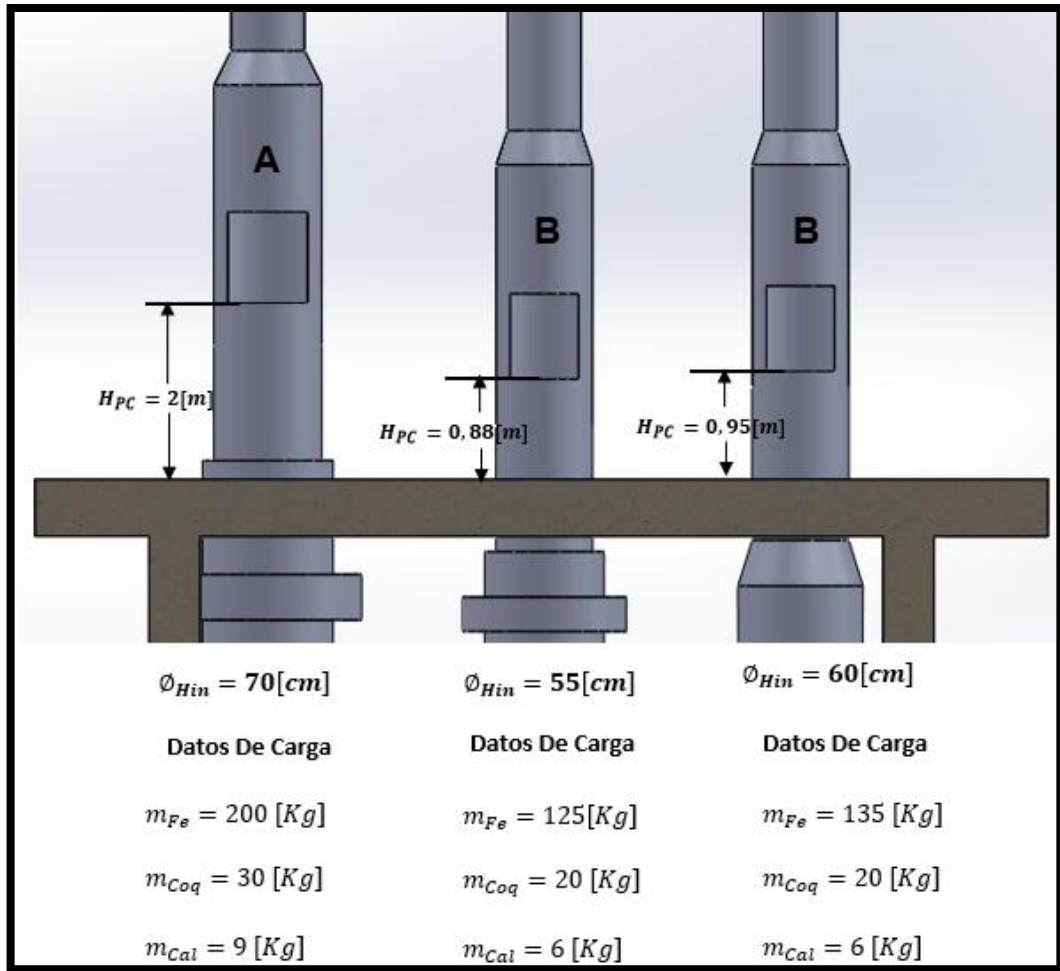
➤ **Sección de fundición de otros metales:** en esta parte se funde aluminio y otros elementos metálicos, en pequeños hornos basculantes. No hace parte de la producción habitual de la empresa, solo en caso de pedidos o para la fabricación de una pieza necesaria en algún equipo que este en servicio técnico de mantenimiento.

4.4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

En esta sección se dará evidencia de los pasos seguidos en la búsqueda de un diseño óptimo del sistema de carga Skip hoist, para cubrir de manera eficiente las necesidades de la empresa en su área de fundición. Para llegar al diseño indicado partimos de una idea básica, la cual se fue mejorando durante todo el proceso de diseño ingenieril, hasta el punto de garantizar la funcionalidad total del dispositivo; todo este proceso se describe en el presente capítulo. Para lograr una corrección y mejora continua del prototipo, es de gran ayuda las herramientas informáticas como son SolidWorks y ANSYS, las cuales permiten realizar modelados CAD, simulación, análisis cinético y de esfuerzos, para lograr con esta información un dimensionamiento y selección de materiales adecuados para cada componente y garantizar con seguridad la adecuada funcionalidad de la máquina.

4.4.1. Parámetros del diseño. Para el diseño del sistema de elevación de carga skip hoist, en los hornos cubilote, se tuvieron en cuenta los parámetros más relevantes que limitan dimensiones, posición, desplazamiento y capacidad de carga de los componentes. Estos Parámetros son la masa de carga específica para cada horno, diámetro interno del horno (ϕ_{Hin}), altura de la puerta de carga con respecto a la plataforma de concreto (H_{PC}) y la velocidad de desplomito de contenedor, igual para los tres sistemas de carga, con un valor de 0,18 [m/s].

Figura 38. Parámetros de diseño

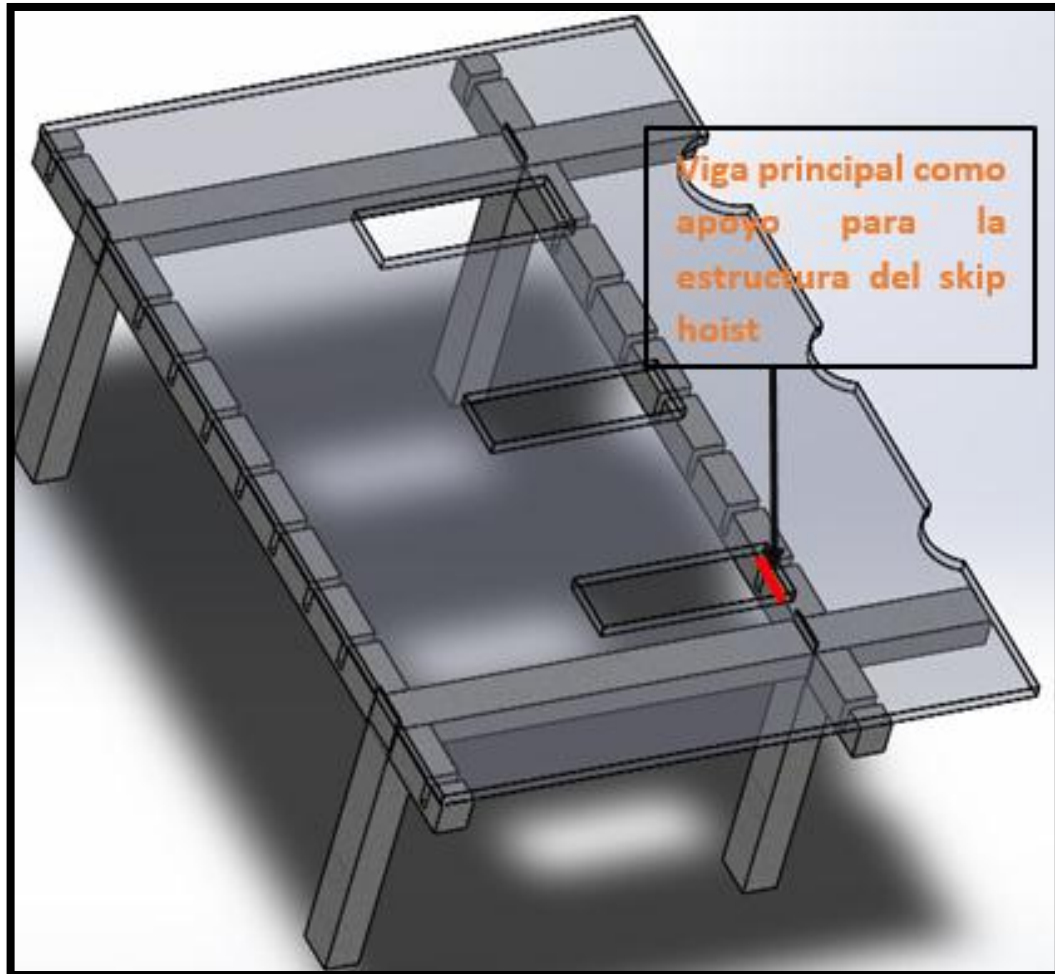


La nominación A y B a los hornos hace alusión al proceso de diseño, con lo cual se busca diferenciar un sistema del otro, al momento de los procedimientos de cálculo. Dos de los tres hornos tienen la misma denominación (B), debido a que sus parámetros, descritos en la figura 38 son relativamente parecidos, por lo cual se hará un solo diseño estándar para los dos hornos, que cumpla con los requerimientos de cada uno.

Los Diseños A y B son de tipo Skip Hoist inclinado, con el fin de brindar una separación mínima que garantice una operación segura lejos de la salida de la escoria (2 [m]), donde los obreros realicen el proceso de carga del skip sin peligro

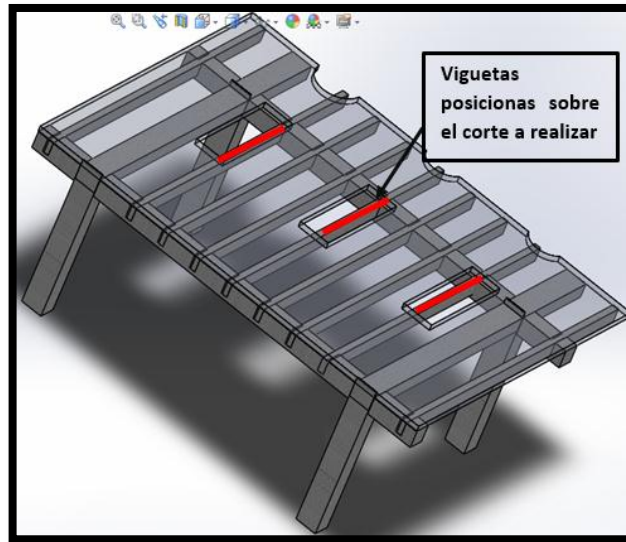
alguno. A nivel estructural se buscó que la plataforma de concreto fuese un punto de apoyo a la estructura de anclaje del sistema de carga (Figura 39), esto se realizará haciendo cortes en la placa para abrirle espacio al dispositivo, con lo cual se busca una reducción en el consumo de perfilaría.

Figura 39. Anclaje a la plataforma de concreto



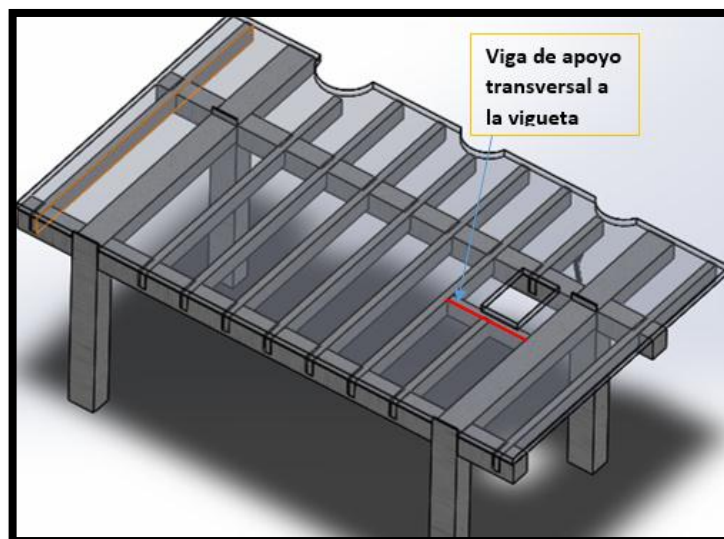
Al realizar los cortes en plataforma de carga se sacrifican elementos estructurales, como lo son algunas viguetas, siendo estas muy importantes en la resistencia de la placa de concreto (Figura 40).

Figura 40. Viguetas expuestas a corte



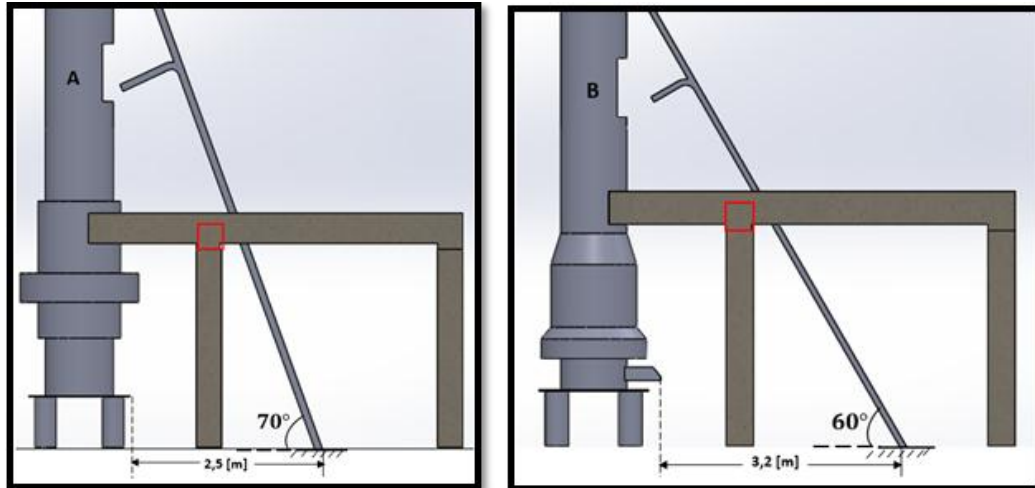
La solución para realizar el corte en la placa y al mismo tiempo en la vigueta, sin afectar la resistencia de la estructura y garantizar que soporte la carga a la cual va a estar sometida es colocar una viga transversal (traviesa) para apoyar la vigueta, que al ser seccionada quedaría en voladizo; siendo esta una condición crítica para el soporte de carga.

Figura 41. Vigas transversales de apoyo



Por último se define la inclinación de cada una de las estructura para los diseños A y B, la cual va a estar definida por dos puntos de contacto, que son la puerta de carga a una altura definida y el punto de apoyo de la estructura en las vigas principales, la cual servirá de punto de anclaje (Figura 42).

Figura 42. Inclinación de las diseños para las estructura A y B



Como se puede ver en la Figura 42, la inclinación de la viga principal de la estructura para el Horno A es mayor debido a que su puerta de carga está en una posición mucho más alta, esto hace que su distancia de separación del horno hasta el punto de carga de material sea menor, aunque esta sobre el valor mínimo recomendado (2[m]). También cabe resaltar que se deberá implementar una tolva de carga en cada uno de los hornos para conducir los materiales hasta el interior del mismo.

4.4.2. Características generales para el diseño y selección de los diferentes componentes de la máquina. En esta parte se hará una descripción de los parámetros generales encontrados en el sistema, que limitan o definen el diseño de cada uno de los elementos que conforman el conjunto de elevación de caga Skip Hoist.

- **Contenedor:** las dimensiones de este elemento se determinan teniendo en cuenta la capacidad volumétrica que exige la carga, además se debe cumplir con las restricciones dimensionales de la boca de carga del horno. Su diseño debe ser robusto debido a que estará sometido a repetitivas cargas de impacto con partículas de densidad considerable y a un ambiente de trabajo pesado. Por otro lado su forma estará orientada a facilitar el transporte, carga y descarga del material.

- **Estructura de anclaje:** el diseño de este dispositivo será en su totalidad a base de perfiles estructurales. La estructura debe facilitar el movimiento del contenedor, sirviendo como guía, para describir la trayectoria seguida por este. Debe soportar de manera segura las cargas a las que será sometida y servir de soporte para la instalación de otros elementos que conforman el sistema en su totalidad.

- **Sistema Tractor:** este dispositivo debe entregar la energía necesaria para acelerar y desplazar la carga con seguridad, cumpliendo con el torque requerido y el límite de velocidad especificado (0,18 [m/s]) en catálogos de dispositivos Skip Hoist, por ejemplo el **MIX** (ANEXO A), en el cual recomiendan las velocidades de acuerdo a la cantidad de carga a transportar. En el diseño se debe tener en cuenta el cable como elemento crítico, el cual debe soportar las cargas de tensión a las que será sometido, además su selección y la configuración del sistema estará orientada a optimizar en lo posible la vida útil del mismo. El sistema tractor debe responder de manera eficiente a paradas de emergencia desacelerando y sosteniendo la carga.

- **Sistema de control:** el diseño de este componente debe estar orientado a darle una autonomía al sistema de carga, mediante la utilización de elementos eléctricos, buscando facilitar la labor del operario. El sistema de control debe detener el movimiento del skip en el punto máximo de descarga y de la misma

manera en el punto más bajo donde se carga el material, además debe disponer una parada de emergencia ya sea ordenada por el operario o automática al presentarse una falla en el circuito eléctrico.

4.5. DISEÑO MECÁNICO Y MODELADO CAD DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN DE CARGA TIPO SKIP

4.5.1. Contenedor de carga (Skip)

4.5.1.1. Capacidad Volumétrica del contenedor A. Debido a la irregularidad superficial de las partículas que comprenden la carga del contenedor, es difícil determinar de manera teórica el volumen necesario en el skip para izar la carga de manera segura. Por tal razón nos dimos a la tarea de estimar el volumen requerido de manera experimental.

Las cargas que se van a transportar en el contenedor son las que se muestran en la foto 6.

Foto 6. Materia prima para el proceso de fundición



$$m_{Fe} = 200 [Kg]$$

$$\rho_{Fe} = 7800 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$$

$$m_{Coq} = 30 [Kg] \qquad \rho_{Coq} = 1300 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$$

$$m_{Cal} = 0,3 * m_{Coq} = 9 [Kg] \qquad \rho_{Cal} = 2500 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$$

Fe: Chatarra de hierro, Cal: Piedra caliza, Coq: Coque, m: Masa, V: Volumen, ρ :Densidad, J_V : Factor de llenado, depende de la irregularidad de las partículas

El volumen que se requiere en el contenedor está regido por la carga que ocupe mayor espacio, ya que cada material ira por separado en el contenedor, con el fin de depositarlo en el horno. Para hacer un cálculo teórico aproxima del volumen del skip se tiene en cuenta la densidad de los elementos, además de la masa que se necesita y su irregularidad superficial, como se puede ver en la siguiente ecuación:

$$V = \frac{m}{\rho * J_V} \qquad (4.1)$$

$$V_{Fe} = \frac{200[Kg]}{7800 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] * 0,15} = 0,171[m^3]$$

$$V_{Coq} = \frac{30[Kg]}{1400 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] * 0,25} = 0,0857[m^3]$$

$$V_{Coq} = \frac{9[Kg]}{2500 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] * 0,5} = 0,0072[m^3]$$

Como nos podemos dar cuenta en el cálculo aproximado del volumen requerido para cada carga, el mayor espacio lo ocupa la carga de chatarra y esto se ve reflejado en el análisis experimental, como lo muestra la Foto 6.

Foto 7. Cargas de chatarra y coque

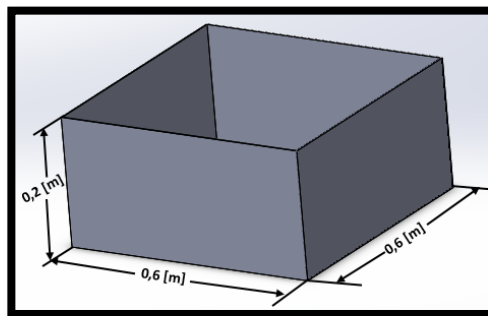


1- Determinación experimental del volumen del contenedor:

Para determinar el volumen real que se necesita en el skip, a partir de la carga de chatarra de 200 [kg], constituida por partículas de hierro de un tamaño máximo alrededor de la tercera parte del diámetro del horno ($\frac{\phi_{Hor}}{3} = \frac{70[cm]}{3} = 23,33[cm]$), se siguieron los siguientes pasos:

- a) Adoptamos un recipiente de volumen fijo con dimensiones y masa conocidas.

Figura 43. Contenedor de pruebas



- b) Se realizaron cuatro cargas de chatarra (Foto 8) y se midieron los volúmenes que estas ocuparon; ya que la misma carga puede requerir un espacio diferente, debido a la irregularidad de las partículas y su posicionamiento en el recipiente.

$$V_1 = 0,2012 [m^3], \quad V_2 = 0,205 [m^3], \quad V_3 = 0,21[m^3], \quad V_4 = 0,214 [m^3]$$

Foto 8. Medición de la masa de la carga de chatarra



- c) Por último se seleccionó el máximo volumen de las cuatro medidas que tomamos, siendo este:

$$V_{skip} = 0,214 [m^3]$$

2- Dimensionamiento del Contenedor (Figura 44)

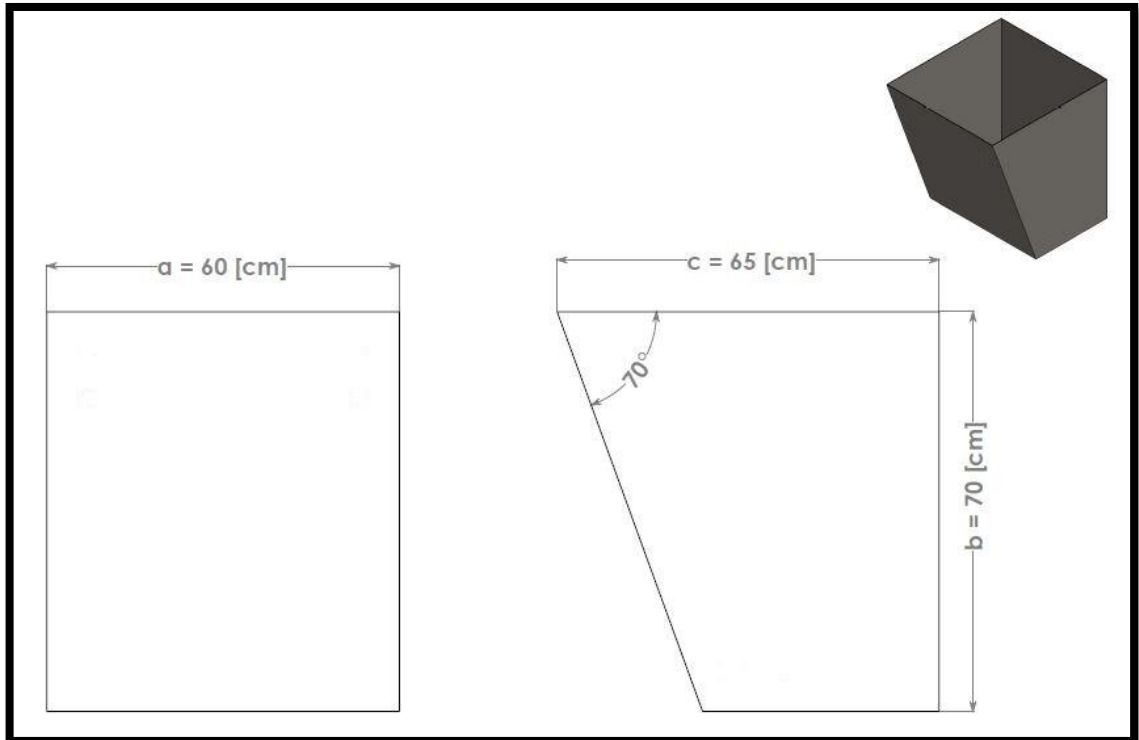
La forma de este elemento se define de acuerdo al material a transportar y su función, la cual puede ser de transporte o almacenaje. En nuestro diseño el skip (contenedor) se utilizará como un transporte que facilita la descarga del material, por esta razón su estructura consta de una cara frontal inclinada que favorece el volcamiento al momento de descargar.

Las dimensiones del skip primordialmente debían cumplir con la capacidad volumétrica requerida. Para definir las tuvimos en cuenta algunos parámetros y restricciones encontradas en el sistema, como son:

- ✓ El ancho del Skip ($a=60$ [cm]), está limitado por la dimensión máxima que pueda tener la boca de carga del horno respecto al diámetro interior del mismo.
- ✓ La longitud o profundidad del skip ($c=65$ [cm]), medida definida después de analizar la trayectoria seguida por el contenedor en el proceso de descarga del material y su posicionamiento frente a la boca de carga.
- ✓ Angulo de la cara inclinada ($\alpha = 70$), es un valor igual o relativamente mayor al ángulo de inclinación de las vigas guías, por donde se desplazara el contenedor, Esto con el fin de lograr un posicionamiento un tanto recto del contenedor en el foso de carga y facilitar la actividad del obrero al depositar el material.

- ✓ La altura del Skip ($b=70$ [cm]), es una medida arbitraria, que adoptamos para cumplir con el volumen requerido, ya que no tiene restricciones alguna, de todos modos no puede ser excesiva.

Figura 44. Dimensiones del contenedor A



Calculo del volumen real del contenedor

$$V_{Skip} = (a * b * c) - \left\{ \left[\frac{b^2}{\tan(\alpha) * 2} \right] * a \right\} \quad (4.2)$$

Reemplazando las medias tenemos

$$V_{SkipA} = 0,2195 [m^3]$$

4.5.1.2. Selección de Materiales de construcción para el contenedor A. El contenedor va a estar sometido a trabajo pesado y un duro ambiente de

operación, por tal motivo nos inclinamos por el acero A36 como material para su construcción. La geometría básica del contenedor tomara forma a base de lámina de acero HR, además se utilizaran ángulos y platinas como refuerzo, para darle una mayor resistencia y durabilidad.

✓ **Lamina de acero**

Las partículas de chatarra son de alta densidad, con superficies muy irregulares de terminaciones pronunciadas; al ser arrojadas al contenedor por el obrero, pueden causar daños significativos en la lámina, hasta llegar a perforarla, por esa razón el espesor de esta última debe ser considerable. En la tabla 3 se puede apreciar la selección de una lámina de acero HR Cal. 14

Tabla 3. Calibres de láminas de acero

Calibre No.	Espesor (Pulgadas)	Espesor (Mm)	Peso (Lb/ Pie2)	Peso (Kg/M2)
1/2"	0.5000	12.70	20.4175	99.695
7/16"	0.4375	11.11	17.8613	87.214
3/8"	0.3750	9.53	15.3212	74.811
5/16"	0.3125	7.94	12.7650	62.329
1/4"	0.2500	6.35	10.2088	49.848
3	0.2391	6.07	9.7586	47.650
4	0.2242	5.69	9.1477	44.667
5	0.2092	5.31	8.5368	41.684
6	0.1943	4.94	7.9419	38.779
3/16"	0.1875	4.76	7.6526	37.366
7	0.1793	4.55	7.3149	35.718
8	0.1644	4.18	6.7201	32.813
9	0.1495	3.80	6.1092	29.830
10	0.1345	3.42	5.4983	26.847
1/8"	0.125	3.18	5.1124	24.963
11	0.1196	3.04	4.8873	23.864
12	0.1046	2.66	4.2764	20.881
13	0.0897	2.28	3.6655	17.898
14	0.0747	1.90	3.0546	14.915
15	0.0673	1.71	2.7491	13.424
1/16"	0.0625	1.59	2.5562	12.482
16	0.0598	1.52	2.4437	11.932
17	0.0538	1.37	2.2025	10.755
18	0.0478	1.21	1.9453	9.499

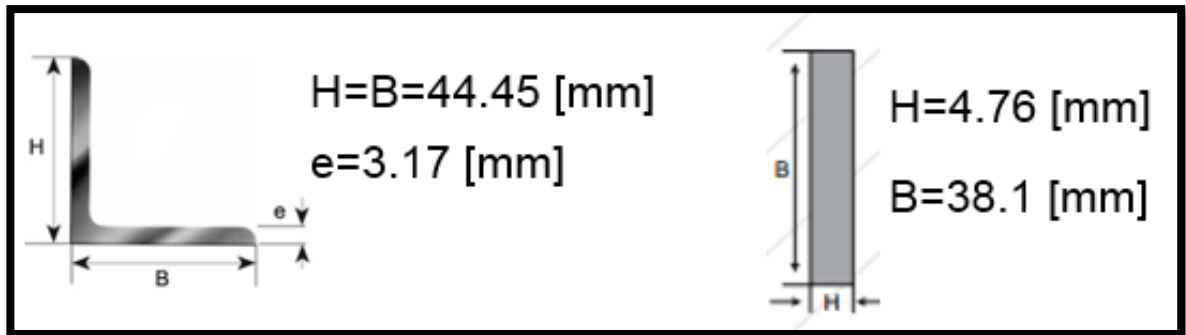
Fuente: <http://www.nacionaldeacero.com/tabla-de-calibres>

✓ **Refuerzos Para el contenedor**

Para obtener una mayor durabilidad, consistencia y seguridad en el diseño del contenedor; adoptamos angulos, platinas y lámina de acero como refuerzos en su estructura, los cuales nos brindan una mayor resistencia del dispositivo.

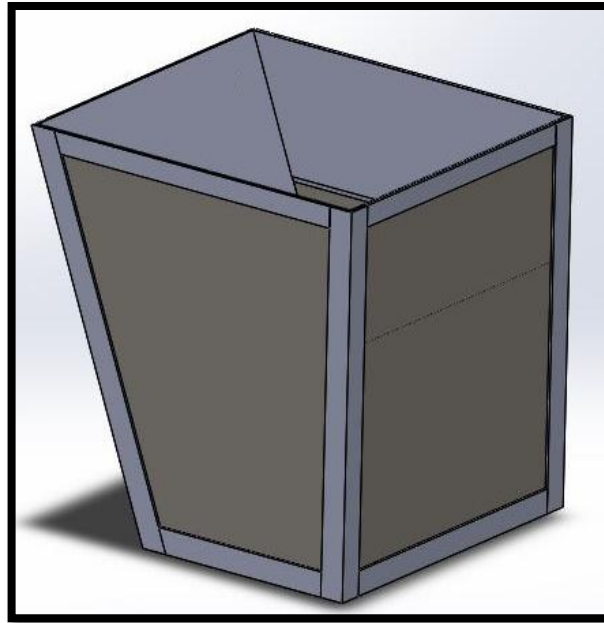
Se selecciono el ángulo y la platina de referencia $1 \frac{3}{4}'' * 1/8''$ y $1 \frac{1}{2}'' * 3/16''$ respectivamente (Figura 45), ambos de acero estructural ASTM A36, con las siguientes características.

Figura 45. Propiedades de ángulos y platinas



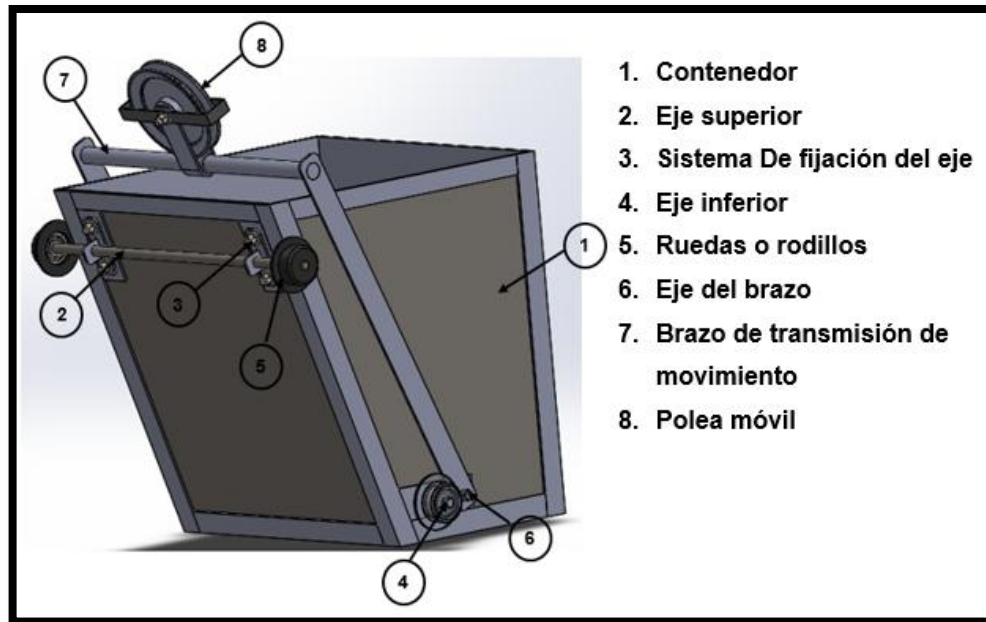
Es recomendable reforzar la tercera parte de la altura del contenedor, con una sección de lamina calibre 16 o 17 en la parte superior (Figura 46), debido a que en este punto se presenta el mayor desgaste, causado por el rozamiento continuo de las partículas al momento de la descarga.

Figura 46. Contenedor A reforzado con angulos y platinas



4.5.1.3. Diseño de los componentes del ensamble total del contenedor A.

Figura 47. Componentes del contenedor



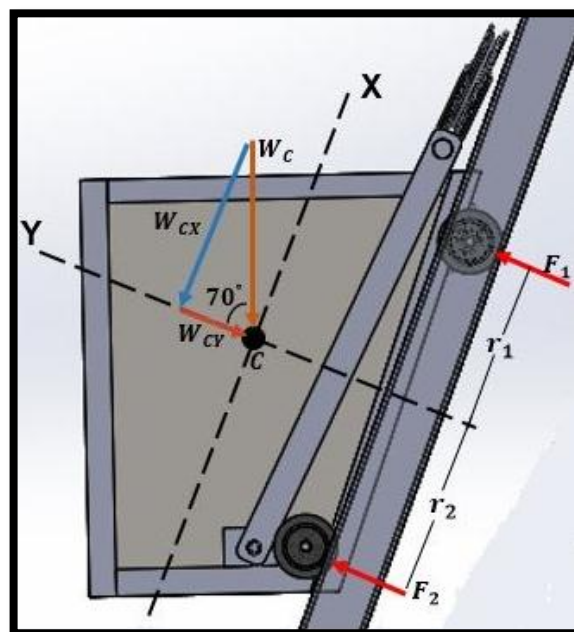
1- Diseño de ejes superior e inferior

El eje es un miembro estacionario o rotatorio, sobre los cuales se encuentran cargas que pueden ser combinaciones de torsión, flexión, cortante, axial, transversal o normal.

Los ejes superior e inferior son estacionarios, cumplen una función de vigas rígidas que permite la instalación de las ruedas o rodillos, las cuales giran sobre rodamientos y permiten el suave movimiento del contenedor.

La figura 48 muestra las cargas a la que estarían sometidas los ejes, lo cual es la base principal para el diseño de estos componentes.

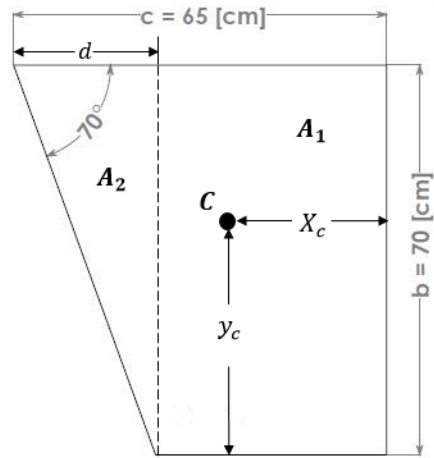
Figura 48. Diagrama de fuerzas en el contenedor A



Para el análisis de este sistema de fuerzas se considera una condición ideal, donde el contenedor está cargado totalmente de manera uniforme y el peso de la carga de chatarra, además del contenedor con sus elementos, ya sean ejes,

refuerzos, brazo de tracción, ruedas, soldadura etc.; está aplicado sobre el centroide de la figura que describe el contenedor (Figura 49).

Figura 49. Centroide del contenedor



Se calcula la medida d , como la base del triángulo, representado por el área dos (A_2)

$$d = \frac{b}{\tan(70)} \approx 25,5 \text{ [cm]}$$

Entonces

$$A_1 = 2765 \text{ [cm}^2\text{]}$$

$$A_2 = 892,5 \text{ [cm}^2\text{]}$$

Se calcula la coordenada del centroide en el eje Y , para cada figura

$$Y_1 = \frac{70}{2} = 35 \text{ [cm]}$$

$$Y_2 = \frac{2 * b}{3} = 46,67 \text{ [cm]}$$

Luego definimos la coordenada común del centroide de ambas figuras sobre el eje Y, con la ecuación siguiente:

$$Y_C = \frac{A_1 * Y_1 + A_2 * Y_2}{A_1 + A_2} \quad (4.3)$$

$$Y_{CA} = 37,84 [cm]$$

De la misma forma se procede sobre el eje X y se define la coordenada X del centroide

$$X_1 = \frac{c - d}{2} = 19,75 [cm]$$

$$X_2 = c - \frac{2 * d}{3} = 48 [cm]$$

$$X_{CA} = \frac{A_1 * X_1 + A_2 * X_2}{A_1 + A_2} = 26,65 [cm]$$

En el cálculo del peso total del contenedor, se debe tener en cuenta que en la alimentación del horno de cubilote, las cargas de coque y chatarra van separadas una de otra, por tal motivo la carga máxima que llevara el contenedor en un ciclo sería $m_{fe} + m_{cal}$, y la carga total sobre la estructura se determine como $m_{fe} + m_{cal} + m_{Tskip}$ (*masa del contenedor*).

Para determinar la masa del contenedor se tiene en cuenta sus dimensiones, el material de construcción, el cual es lámina de acero calibre 14; también se deben hacer una aproximación de la masa de otros componentes que lo conforman como lo son ángulos y platinas de refuerzos, además de los ejes y soldadura.

Datos

$$m_{Fe} = 250 [kg]$$

$$m_{Cal} = 9 [kg]$$

$$P_{Lamina} = 22 \left[\frac{kg}{m^2} \right] \quad \text{Peso de la lámina}$$

$$m_{Brazo} \approx 25 [kg] \quad \text{Masa del Brazo de tracción}$$

Primero que todo se calcula el área de cada cara del contenedor y se multiplica por el peso de la lámina. Teniendo en cuenta los datos y medidas del plano del contenedor (Figura 44) y del proceso mostrado anteriormente basado en la figura 49.

Se calcula e , como la base del rectángulo representado por el área uno (A_1)

$$e = c - d = 39,5 [cm]$$

Entonces el área total del contenedor se determinará por la siguiente ecuación:

$$A_{Tskip} = \frac{[(a*e)+2(A_1+A_2)+(b*a)+(a*\sqrt{d^2+b^2})]}{100^2} \quad (4.4)$$

Se obtiene el área de del contenedor A

$$A_{Tskip_A} = 1,836 [m^2]$$

Al multiplicar por el peso de la lámina tenemos

$$m_{skip_A} = A_{Tskip_A} * P_{lamina} = 40,38 [kg]$$

Se consideran todos los elementos que dan forma al contenedor, como lo es soldaduras, ejes, ruedas y por tal motivo se asume que la masa total de skip es el doble de la calcula en el paso anterior (m_{skip}).

$$m_{TskipA} = m_{skip} * 2 \approx 80,76[kg]$$

El peso total del contenedor con carga incluida se determina de la siguiente manera:

$$m_T = m_{Tskip} + m_{Brazo} + m_{Fe} + m_{Cal} \quad (4.5)$$

Reemplazando valores podemos calcular el peso total del contenedor A cargado.

$$m_{TA} \approx 362 [kg]$$

Con la ecuación

$$W_T = m_T * g \quad (4.6)$$

Tenemos que:

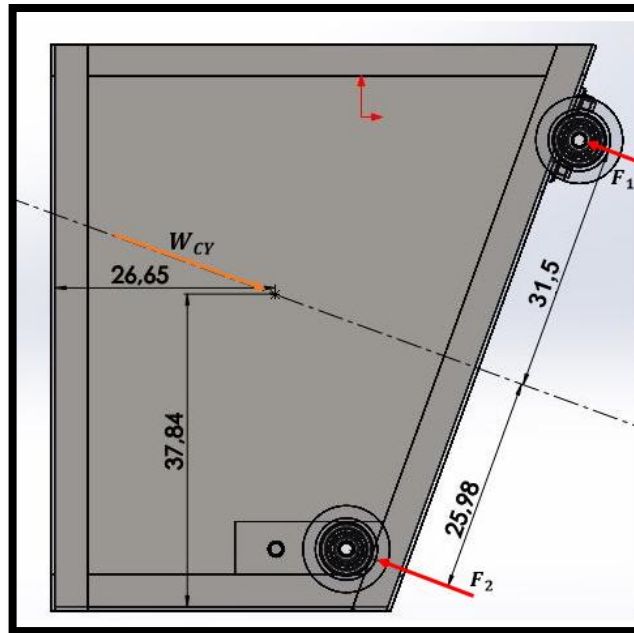
$$W_{TA} = m_{TA} * g \approx 3620 [N]$$

Para determinar las reacciones en los ejes, se utiliza una carga de diseño, la cual se determina adicionándole un factor de seguridad de 1,5 a la carga total, calculada en el paso anterior.

$$W_{CA} = W_{TA} * 1,5 = 5430 [N]$$

Teniendo el punto aproximado de la ubicación de la carga total y mediante la utilización del modelo 3D en SolidWorks del contenedor A, se determinan las distancias r_1 y r_2 (figura 50), necesarias para calcular las reacciones sobre cada uno de los ejes.

Figura 50. Distancias de aplicación de la fuerza normal en las ruedas



Primero que todo se calcula la componente en el eje Y de la carga total, la cual es la que actúa directamente sobre los ejes, basados en la figura 48.

$$W_{CAy} = W_{CA} * \text{Cos}(70) = 1813 \text{ [N]}$$

Aplicando Sumatoria de momentos en el centroide de la figura (C)

$$\sum M_c = 0$$

$$F_1 * r_1 = F_2 * r_2$$

$$F_2 = 1,21F_1 \quad (4.7)$$

Sumatoria fe fuerza en el eje Y

$$\sum F_y = 0$$

$$2F_1 + 2F_2 = W_{CAy} \quad (4.8)$$

Ecuación (4.6) en (4.7) y reemplazando valores

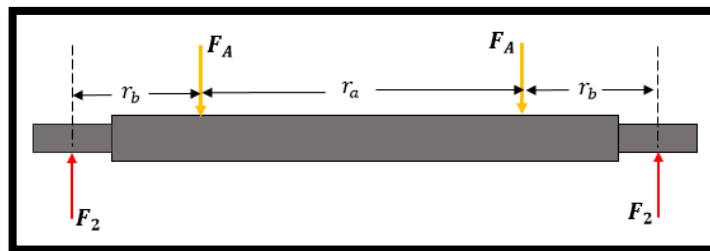
$$F_1 \approx 419,4 [N] \quad F_2 \approx 509[N]$$

La fuerza mayor se tomara como base de cálculo, para diseñar ambos ejes.

A) Diámetro del eje superior

Este eje cubre de lado a lado la superficie frontal del skip, y puede ser removido, al desmontar los pernos de su sistema de fijación, esto con el fin de que el sistema conjunto del skip pueda ser desmontado en caso de alguna reparación. El material con que se diseñara este eje es Acero AISI 1045, material adoptado por criterio de resistencia y restricciones de tamaño para cumplir con los diámetros estándar de los rodamientos.

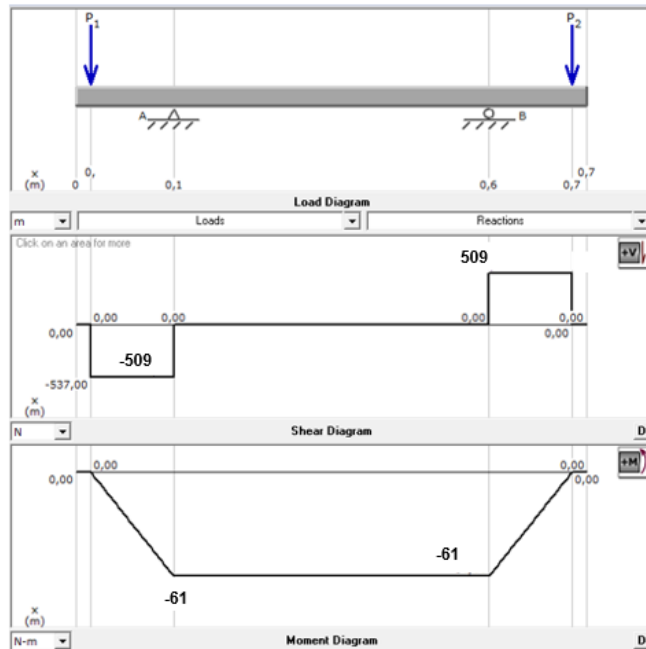
Figura 51. Diagrama de cuerpo libre del eje superior



Dónde:

$$r_T = 73,7[cm] \quad r_a = 45,5 [cm] \quad r_b = 12 [cm]$$

Grafica 3. Diagramas de cortante y momento del eje superior (MD Solids)



De los diagramas de momentos y de cortantes (Grafica 3) se determina:

$$V_y = 509 [N] \quad \text{Cortante}$$

$$M_{max} = 61 [N - m] \quad \text{Momento flector máximo}$$

Las recomendaciones para el diseño de un eje estático en estas condiciones indican emplear un factor de seguridad es de 1,5 ($N = 1,5$).

Para el dimensionamiento del eje aplicamos la teoría de cortante máximo, mencionada en la sección 3.7.4, la cual se define en la siguiente ecuación:

$$\frac{S_{yp}}{N} = (\sigma^2 + 4 * \tau^2)^{0,5}$$

Al reemplazar los valores de esfuerzo flexionante y el cortante tenemos:

$$\sigma = \frac{M_{max} * r}{I_{cir}} \rightarrow I_{cir} = \left(\frac{1}{4}\right) * \pi i * r^4$$

$$\tau = \frac{V_y}{A} \rightarrow A = \pi * r^2$$

La expresión queda de la siguiente forma:

$$\frac{S_{yp}}{N} = \left[\left(\frac{4M_{max}}{\pi * r^3} \right)^2 + 4 * \left(\frac{V_y}{\pi * r^2} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (4.9)$$

$$S_{yp} = 310 [Mpa] \quad \text{Resistencia a la fluencia del Acero AISI 1045}$$

Reemplazando las propiedades del material, los valores del momento, cortante y factor de seguridad en la Ecu. 4.9, obtenemos el valor del radio mínimo del eje superior.

$$r_{Seje_A} = 0,0073 [m] = 7,3 [mm]$$

Entonces:

$$\phi_{Seje_A} = 2 * r_{Seje_A} = 14,6 [mm] \approx 15 [mm] \quad \text{Diámetro mínimo del eje superior}$$

Comprobando por fatiga, debido a la aplicación repetitiva de carga y descarga flexionante:

$$D^3 = \frac{32 * F_{sd} * M_{max}}{\pi * S_u} \quad (4.10)$$

$$F_{sd} = 1,3 \quad \text{Factor de diseño}$$

$$S_u = 565 [Mpa] \quad \text{Resistencia ultima a la tensión de acero 1045}$$

$S_n = 0,5S_u = 282,5 [Mpa]$ Aproximación de la resistencia a la fatiga para el acero

$S_w = S_n * C_m * C_{sl} * C_r * C_s$ Resistencia real a la fatiga

Entonces se calcula el diámetro mínimo del eje aplicando la Ecu. 4.10.

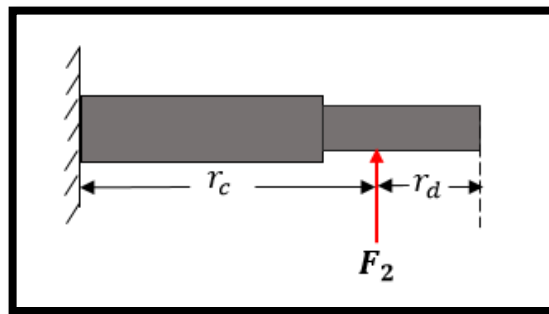
$$D_{sejeA} = \sqrt[3]{\frac{32 * 1,3 * 61 [N - m]}{\pi * 2,517 * 10^8 [Pa]}} = 14,7 [mm]$$

Como se puede ver el diámetro mínimo del eje superior, cumple los requisitos de resistencia y fatiga.

B) Diámetro del eje inferior

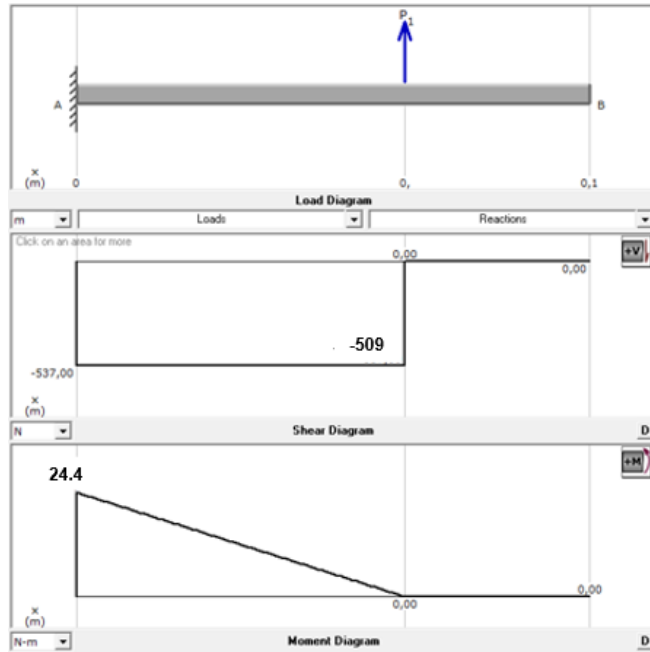
El eje inferior esta fijo al contenedor, por medio de soldadura a ambos lados como una viga en voladizo. El material del eje Acero AISI 1045 con $S_{yp} = 310 [Mpa]$

Figura 52. Diagrama de cuerpo libre del eje superior



Dónde: $r_b = 4,8 [cm]$ $r_c = 2,7 [cm]$

Grafica 4. Diagramas de cortante y momento del eje inferior (MD Solids)



De los diagramas de momentos y de cortantes (Grafica 4) se determina:

$$V_y = 509 [N] \quad \text{Cortante máximo}$$

$$M_{max} = 24,4 [N - m] \quad \text{Momento flector máximo}$$

Reemplazando las propiedades del material, los valores del momento, cortante y factor de seguridad en la ecuación (4.9) obtenemos el valor del radio mínimo del eje inferior.

$$r_{IejeA} = 0,0054 [m] = 5,4 [mm]$$

Entonces:

$$\phi_{IejeA} = 2 * r_{IejeA} = 10,8[mm] \approx 11 [mm] \quad \text{Diámetro mínimo del eje inferior}$$

Aplicando la Ecu. 4.10 y reemplazados valores conocidos tenemos el valor del diámetro requerido por fatiga:

$$D_{IejeA} = 10,98 [mm]$$

Los diámetros mínimos calculados tanto para el eje superior como para el inferior no son definitivos, ya que al seleccionar los rodamientos para las ruedas, tendremos el criterio para normalizar sus medidas. Lo cual se desarrollara en la sección de diseño de la estructura de anclaje (4.5.2.5) done se seleccionaran los rodamientos de acuerdo al tamaño de las guidas de rodadura.

2- Diseño del Brazo de transmisión de movimiento

Este dispositivo permite que la tensión del cable se transmita al skip. Está instalado sobre dos ejes en voladizo uno a cada lado del contenedor, esto le permite un movimiento rotativo, haciendo posible que el skip cambie su trayectoria rectilínea y pueda descargar del material.

Figura 53. Brazo de transmisión de movimiento

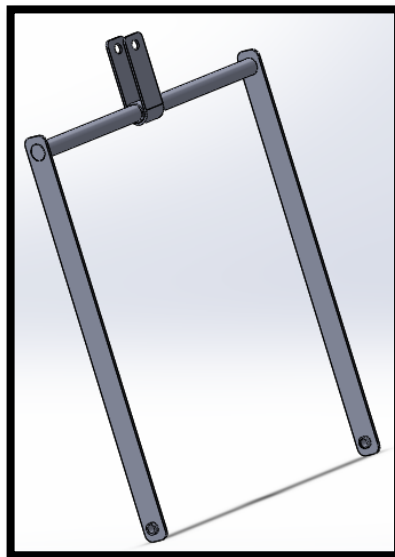
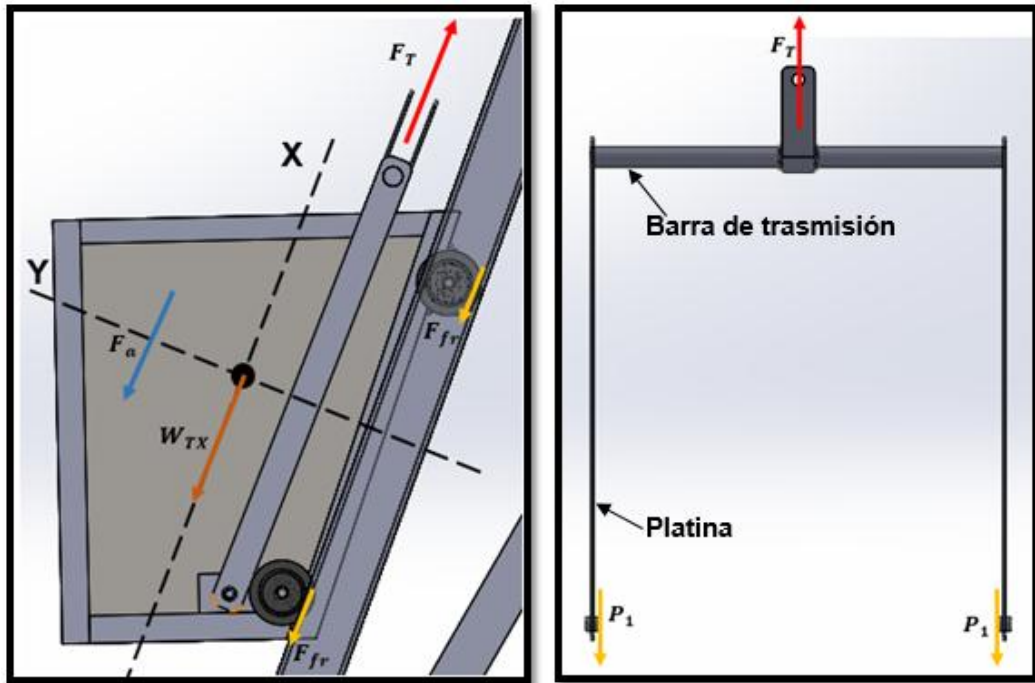


Figura 54. Diagrama de cuerpo libre del brazo de tracción



Donde F_T es la fuerza mayor a la que estará sometido el brazo, F_a es la fuerza necesaria para acelerar la carga, W_{TX} es la componente en el eje X del peso de la carga total (W_T), F_{fr} es la resistencia por fricción en los rodamientos y P_1 es la carga que el brazo transmite a sus ejes, los cuales debe resistirla sin ningún problema.

De la figura 54 y teniendo el valor del peso total de la carga W_{TA} de la ecu. 4.6, calculamos la componente en el eje X del peso total

$$W_{TAx} = 3620 [N] * \text{Sin}(70) \approx 3402 [N]$$

Para determinar la fuerza debida a fricción es necesario tener en cuenta la carga normal sobre el rodamiento (rígido de bolas), antes calculada $F_2 = 509 [N]$ y también el coeficiente de fricción para los rodamientos (Tabla 4)

Tabla 4. Coeficientes de rozamiento para rodamientos NTN

Tipo de rodamiento	Coefficiente $\mu \times 10^{-3}$
Rodamientos rígidos de bolas	1.0~1.5
Rodamientos de bolas a contacto angular	1.2~1.8
Rodamientos oscilantes de bolas	0.8~1.2
Rodamientos de rodillos cilíndricos	1.0~1.5
Rodamientos de agujas	2.0~3.0
Rodamientos de rodillos cónicos	1.7~2.5
Rodamientos de rodillos esféricos	2.0~2.5
Rodamientos axiales de bolas	1.0~1.5
Rodamientos axiales de rodillos	2.0~3.0

Fuente: NTN, corporation. Catálogo de bolas y rodillos. 2004. Tabla 10.1.pág. A-71

La fuerza de fricción aproximada será

$$F_{fr} = 4 * F_2 * \mu \rightarrow \mu = 1.5 * 10^{-3}$$

$$F_{fr} = 3 [N]$$

Fuerza inercial, se produce en el instante transitorio, cuando el sistema tractor acelera la carga desde cero hasta la velocidad de operación, para lograr esto se deben vencer las inercias del sistema. Se considera una aceleración de arranque en el sistema motriz de $1,9 \left[\frac{m}{s^2} \right]$.

$$F_a = \frac{W_{TAx}}{g} * a_{sist} = 646,38[N]$$

La fuerza de total sobre el brazo será:

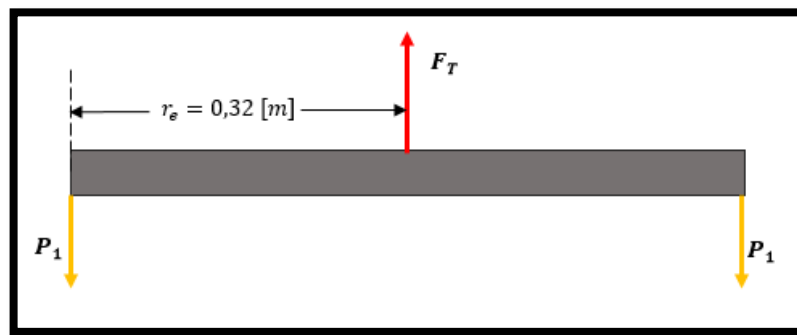
$$F_T = W_T + F_{fr} + F_a \quad (4.11)$$

$$F_{TA} = 4051,4 [N]$$

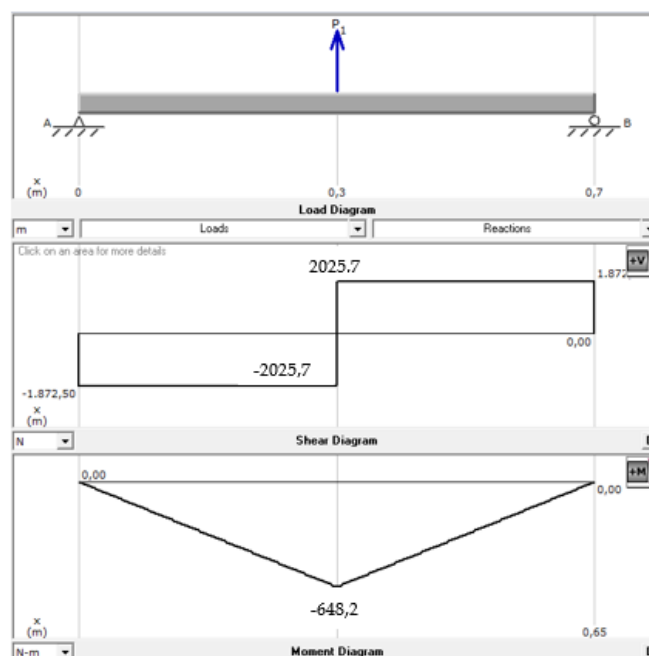
A) Diámetro de la barra principal del brazo

Material de diseño Acero AISI 4140, seleccionado bajo el criterio de resistencia, debido a sus altas propiedades mecánicas; esto con el fin de obtener un diámetro moderado en la barra, frente a las elevadas cargas fluctuantes a las que es sometida.

Figura 55. Diagrama de cuerpo libre de la barra principal del brazo



Grafica 5. Diagrama de momento y cortante de la barra principal del brazo (MD Solids)



Reemplazando las propiedades del material, factor de seguridad, los valores del momento y cortante máximo de los diagramas, en la ecu. 4.9 obtenemos el valor del radio mínimo del eje inferior.

$$r_{Barra_A} = 0,01587 [m] = 12,15 [mm]$$

Entonces:

$$\phi_{Barra_A} = 2 * r_{Barra_A} = 24,3 [mm] \quad \text{Diámetro mínimo de la barra}$$

De la Ecu. 4.10 se determina el diámetro requerido por fatiga en la barra

$$D_{Barra_A} = 28,65 [mm]$$

Se normaliza el valor del diámetro de la barra a $\phi_{Barra} = 1 \frac{1}{4} = 31,75 [mm]$

B) Selección de la platina

Este elemento está sometido a una carga P_1 , que corresponde a la mitad de la carga total sobre el brazo

$$P_1 = \frac{F_{TA}}{2} = 2025,7 [N]$$

$$S_{yp} = \sigma_{adm} = 250 [Mpa]$$

$$\sigma_{adm} = \frac{P_1 * N}{A} = \frac{2025,7 [N] * 1,5}{A}$$

Entonces el área transversal que se requiere en la platina para soportar la carga P_1 es $A = 0,012[mm^2]$.

Como se puede apreciar este es el área transversal mínima que se requiere en la platina para que no sea desgarrada a causa de cargas de tensión, en las secciones más reducidas de su estructura, En las cuales debe ser perforada para la instalación tanto de la barra principal como del buje de fijación. Debido a esto se seleccionara una platina que tenga un ancho considerable y cumpla con los requerimientos del diámetro de los dos elementos que se instalaran sobre ella; para corroborar que cumplirá los requerimientos de carga con seguridad, se realiza un análisis de resistencia con herramientas CAE que se muestran a continuación en las figuras 57 y 58. La referencia de la platina seleccionada para nuestro diseño es $2\frac{1}{2} * \frac{1}{4}$.

C) Diámetro del eje del brazo

Grafica 6. Diagrama de cuerpo libre del eje del brazo de tracción

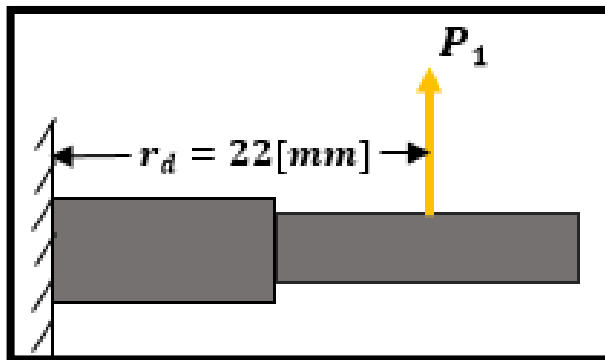
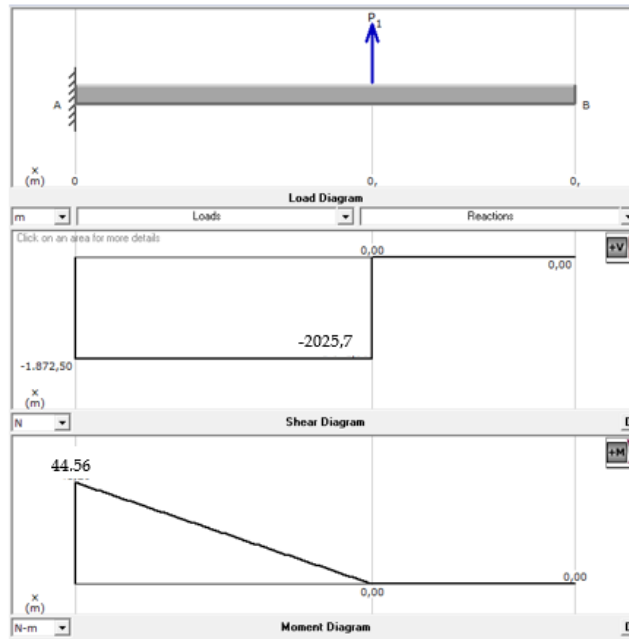


Figura 56. Diagrama de momento y cortante del eje del brazo (MD Solids)



Reemplazando las propiedades del material (Acero 1045), factor de seguridad, los valores del momento y cortante máximo de los diagramas, en la ecuación (4.9) obtenemos el valor del radio mínimo del eje inferior.

$$r_{Beje_A} = 0,006523 [m] = 6,523 [mm]$$

Entonces:

$$\phi_{Beje_A} = 2 * r_{Beje_A} = 13,05 [mm] \quad \text{Diámetro mínimo del eje del brazo}$$

De la Ecu. 4.10 se determina el diámetro requerido por fatiga en la barra

$$D_{Beje_A} = 13,37 [mm]$$

Se normaliza el diámetro a un valor de $\frac{5}{8}$ ", siendo este el valor mínimo, ya que su diseño necesita un cambio de sección (Figura 56), lo que implica un barra de

mayor diámetro para su manufactura, la cual se definirá en la sección de diseño de la estructura de anclaje, donde la selección de la viga guía, es una limitante para determinar los rodamientos de los ejes superior e inferior, y así definir su diámetro mínimo, para luego seleccionar una barra de diámetro estándar para el diseño de todos los ejes.

D) Estudio de resistencia del brazo de transmisión de movimiento A con herramientas informáticas

El brazo de transmisión es un elemento crítico en el ensamble del contenedor, ya que transmite toda la carga del sistema tractor, estará sometido a una fuerza de tensión máxima en el instante transitorio de aceleración del sistema tractor con magnitud $F_{TA} = 4051,4 [N]$.

Se simulan las cargas sobre el brazo de transmisión, el cual estará apoyado en los puntos de pivote que corresponden a los ejes fijos al contenedor. Con este estudio se busca garantizar que la selección teórica de los componentes cumplirá con los requerimientos de carga del sistema.

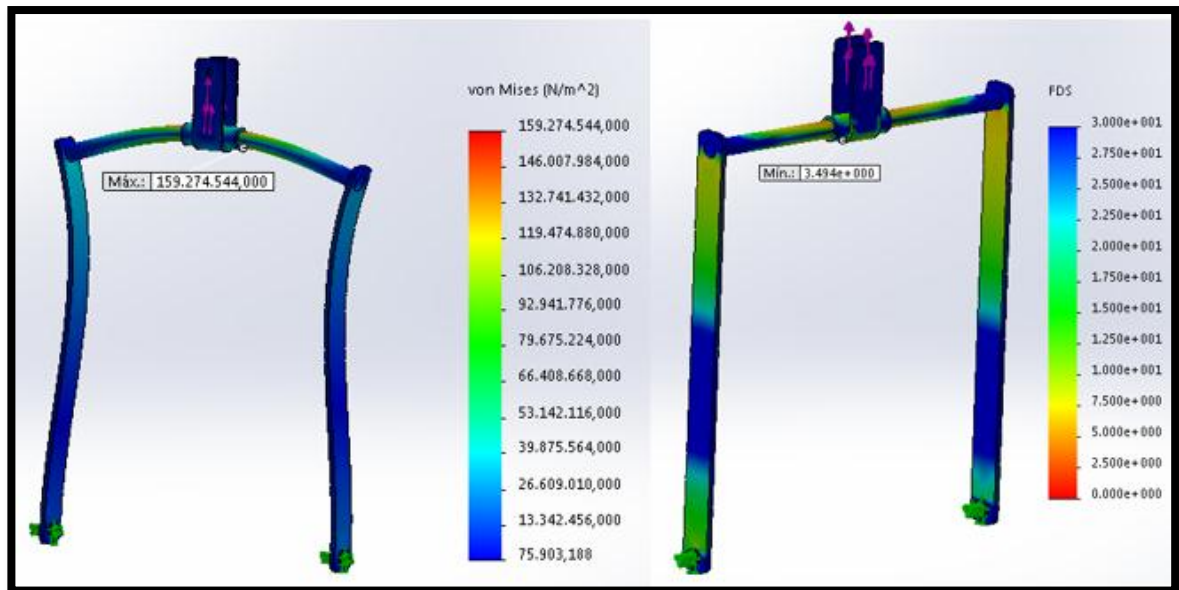
Análisis de resultados obtenidos

Los resultados a analizar son: el esfuerzo equivalente y el factor de seguridad tanto para cargas estáticas como para fatiga. Para lograr una mayor aproximación en los resultados se realizó un refinamiento de las mallas, revisión exhaustiva del posicionamiento de las cargas y arreglos geométricos; todo esto permite acercarse aún más al fenómeno que estamos analizando a la realidad.

En la figura 57 se observa el análisis estático del componente, utilizando el software SolidWorks, donde nos damos cuenta que la barra principal es el elemento crítico, sometido a una carga flexionante, pero la magnitud de esta no

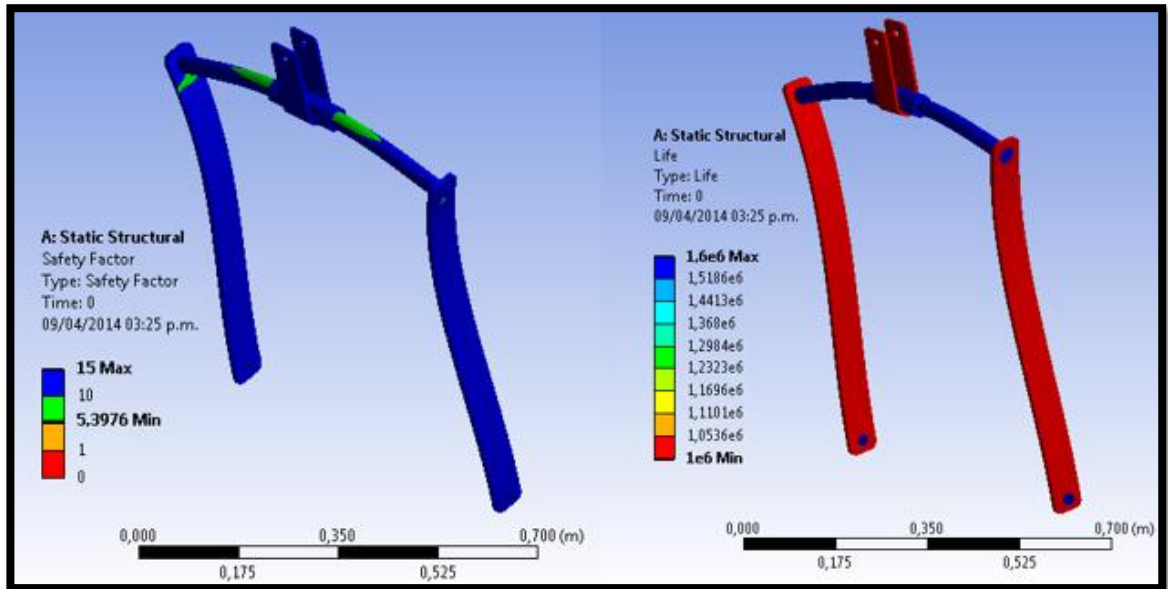
supera el límite de fluencia del material, lo cual se ve reflejado en el factor de seguridad de ($F_{DS} = 3,49$) frente a la carga aplicada. Esta información corrobora los cálculos realizados para determinar el material y el diámetro de la barra.

Figura 57. Trazado de tensiones y factor de seguridad sobre el brazo de transmisión de movimiento A



Por otro lado se realizó la comprobación a la fatiga del componente, como se aprecia en la figura 58, para este procedimiento se utilizó el software ANSYS Workbench, el cual simula las cargas alternantes a las que está sometido el brazo de transmisión y los efectos sobre los mismos, estos se ven representados en el trazado del factor de seguridad, siendo el valor mínimo 5,39 que es adecuado; además nos muestra gráficamente los ciclos de vida de cada elemento, donde se observa que el valor mínimo lo encontramos en las placas de acero A36, siendo este $1 * 10^6$ [ciclos], cuyo dato trasladado a las condiciones de operación de la empresa se garantizaría una vida útil del dispositivo de alrededor de 16,5 [años] de operación.

Figura 58. Trazado de factor de seguridad a la fatiga y ciclos de vida del brazo de transmisión de movimiento A



4.5.1.4. Diseño del contenedor de carga (skip) Para el Horno B. Se utiliza el mismo modo de cálculo con el cual se diseñó del contenedor para el sistema del carga del horno A, considerando la variación de la inclinación en el sistema estructural y también la disminución en las cargas, debido a que la capacidad del horno B es un poco menor. Por tales razones no se profundizara en las operaciones, ya que se estaría repitiendo el mismo proceso, solo se especifica los valores determinanos.

4.5.1.5. Capacidad Volumétrica para el contenedor B

Datos de las cargas

$$m_{Fe} = 135 [Kg]$$

$$m_{Coq} = 20 [Kg]$$

$$m_{cal} = 6 [Kg]$$

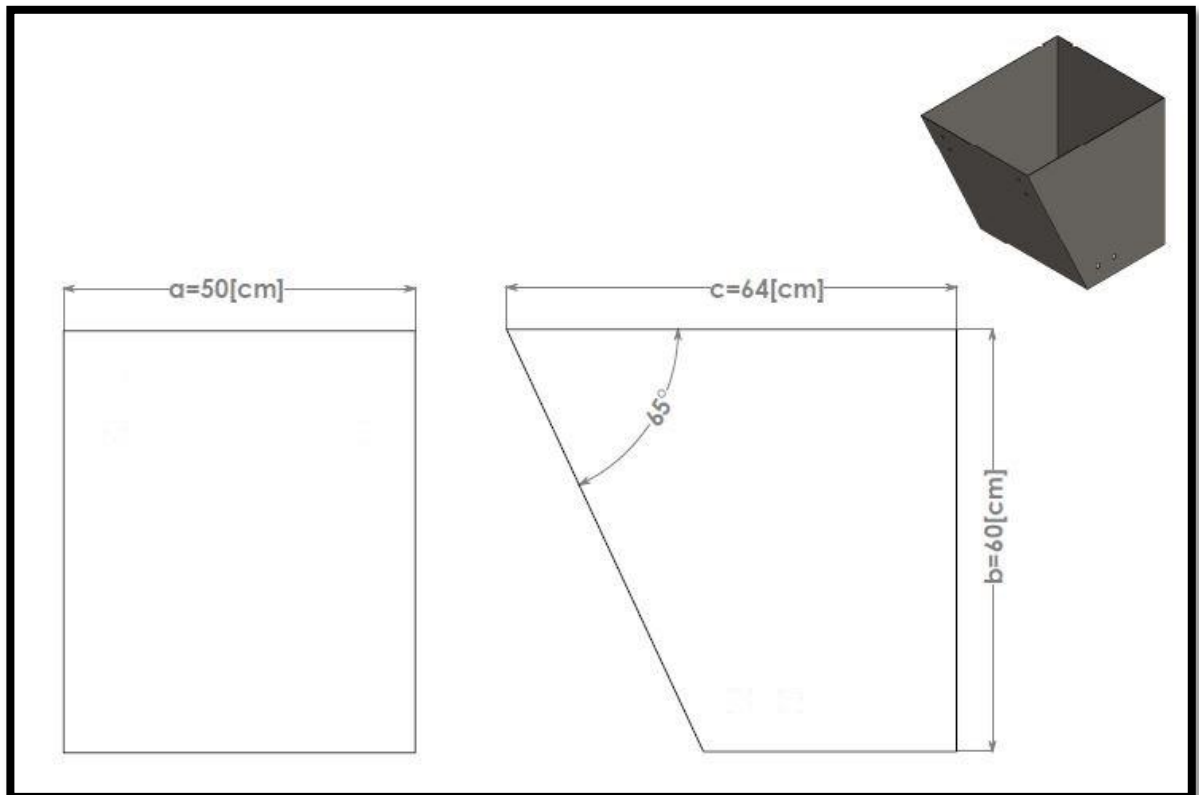
1- Determinación del volumen del contenedor:

El volumen real necesario en el skip, a partir de la carga de chatarra de 135 [kg], constituida por partículas de hierro de un tamaño máximo alrededor de la tercera parte del diámetro del horno ($\frac{\phi_{HornB}}{3} = \frac{60[cm]}{3} = 20[cm]$), se determina haciendo un proporción de carga y espacio ocupado, tomando como referencia los valores del contenedor del horno A.

$$V_{skip} = 0,145 [m^3]$$

2- Dimensionamiento del Contenedor

Figura 59. Dimensiones del contenedor B



Calculo del volumen real del contenedor aplicando la ecuación 4.2

$$V_{SkipB} = 0,15 [m^3]$$

4.5.1.6. Selección de Materiales de construcción para el contenedor B. Con el objetivo de guardar un estándar en el diseño y también al momento de la manufactura de los contenedores, la selección de los materiales de construcción tales como la lámina de acero y los refuerzos, serán los mismos tanto para el diseño A como para el B, los cuales tienen las características mostradas en la tabla 3 y en la figura 45.

4.5.1.7. Diseño de los componentes del ensamble total del contenedor B
(Figura 47)

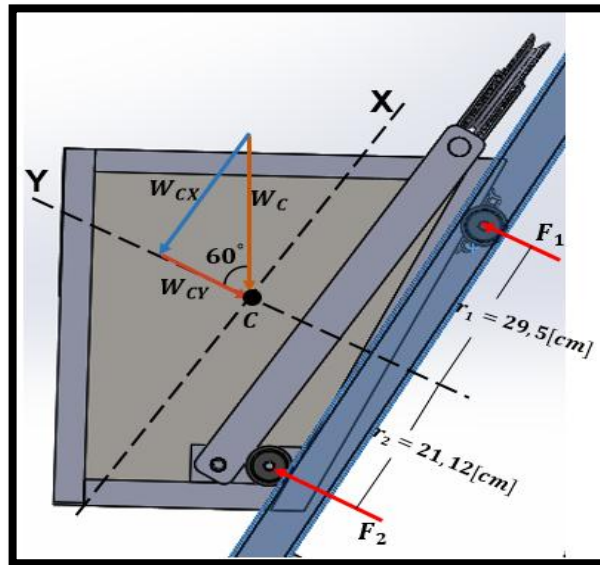
1- Diseño de eje superior e inferior

Para el diseño de los ejes del contenedor del sistema de carga B, se debe tener en cuenta primero que todo, la disminución en el peso total de la carga y por otro lado la menor inclinación en la estructura, como un factor que incrementa la componente normal de la fuerza total que deberá ser soportada por los ejes. Por esta razón se hará el cálculo de las reacciones sobre los ejes y si estas son relativamente menores a las calculadas en los ejes del contenedor A, se seleccionarán los mismos diámetros del diseño del contenedor anterior, como un criterio de diseño.

La figura 60 muestra las cargas a las que estarían sometidos los ejes, lo cual es la base principal para el diseño de estos componentes.

Diagrama de fuerzas sobre los ejes

Figura 60. Diagrama de fuerzas en el contenedor B



Calculo del peso total del contenedor y la carga

Datos:

$$g = 10 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$m_{Fe} = 160 \text{ [kg]}$$

Sobrecarga de chatarra

$$m_{cal} = 6 \text{ [kg]}$$

$$P_{Lamina} = 22 \left[\frac{kg}{m^2} \right]$$

Peso de la lámina

$$m_{Brazo} \approx 20 \text{ [kg]}$$

Masa del Brazo de transmisión de movimiento

Primero que todo calculamos el peso de la secciones de lámina que dan forma al contenedor.

Aplicando la ecuación 4.4 el área total del contenedor sería

Dónde:

$$d = \frac{b}{\tan(65)} \approx 28[cm]$$

$$e = c - d = 32 [cm]$$

Entonces tenemos que:

$$A_{Tskip_B} = 1,41 [m^2]$$

Al multiplicar por el peso de la lámina por el área total y además considerando todos los elementos que dan forma al contenedor, como lo es soldaduras, ejes, ruedas obtenemos su masa total.

$$m_{Tskip_B} = A_{Tskip_B} * P_{lamina} * 2 = 62,04[kg]$$

Procedemos a determinar el peso total

$$m_{TB} = m_{Tskip_B} + m_{Brazo} + m_{Fe} + m_{Cal} \approx 248 [kg]$$

$$W_{TB} = m_{TB} * g \approx 2480 [N]$$

Para determinar las raciones en los ejes, se utiliza una carga de diseño la cual definimos de la siguiente manera:

$$W_{CB} = W_{TB} * 1,5 = 3720 [N]$$

Aplicando sumatoria de momento en el centroide y sumatoria de fuerzas en el eje Y, de la figura 60 tenemos:

$$F_1 \approx 328,4 [N]$$

$$F_2 \approx 458[N]$$

Los ejes para las ruedas en del sistema de carga tipo B, van a estar definidos con la mismas dimensiones de diámetro mínimo obtenidas en los ejes del diseño A, debido a que las cargas a las que están sometidos son relativamente menores, como se puede ver en la tabla 5. El diámetro normalizado debe ser un valor mayor al mínimo y se determinara al seleccionar el rodamiento indicado, el cual depende de las cargas y de las dimensiones de la viga guía.

Tabla 5. Cargas sobres los ejes de los contenedores A y B

Comparacion de las reacciones sobre los ejes		
	F_1 [N]	F_2 [N]
Diseño A	419,4	504
Diseño B	328,4	458

2- Diseño de Brazo de transmisión de movimiento

Tomando como referencia el diagrama de cuerpo libre de la figura 54 y todos los términos, calculamos la fuerza total a la que estará sometido el brazo de tracción.

De la figura 60 y conociendo el valor del peso total de la carga W_{TB} determinado anteriormente, calculamos la componente en el eje X del peso total

$$W_{TBx} = W_{TB} * \sin(65) \approx 2247 [N]$$

Para determinar la fuerza debida a fricción es necesario tener en cuenta la carga normal sobre el rodamiento (rígido de bolas), antes calculada $F_2 = 458 [N]$ y también el coeficiente de fricción para los rodamientos (Tabla 4)

La fuerza de fricción aproximada será

$$F_{fr} = 4 * F_2 * \mu = 2,7 [N]$$

La Fuerza inercial, producida cuando se vencen las inercias y se acelerar parte de la carga, desde cero hasta la velocidad de operación. El sistema motriz desarrolla una aceleración alrededor de $2,2 \left[\frac{m}{s^2} \right]$.

$$F_a = \frac{W_{TBx}}{g} * a_{sist} = 494,34 [N]$$

La fuerza de total sobre el brazo, en base a la ecuación 4.11 será:

$$F_T = 2744 [N]$$

Como un criterio de diseño y en busca de reducir inventarios de compra para la manufactura de los dispositivos, el dimensionamiento tanto de la barra como el eje del brazo, serán los mismo que se calcularon en el diseño del contenedor A; los cuales cumplirán sobrados la capacidad de carga que exige el diseño B, debido a que esta es menor. Los diámetros normalizados de los elementos serian:

$$\phi_{Barra_B} = 1 \frac{1}{4}''$$

Diámetro mínimo de la barra para Horno B

$$\phi_{Beje_B} = \frac{5}{8}''$$

Diámetro mínimo del eje del brazo para Horno B

La platina a utilizar en la construcción del brazo de transmisión de movimiento para este diseño, es la de referencia $2\frac{1}{2} * \frac{3}{16}$

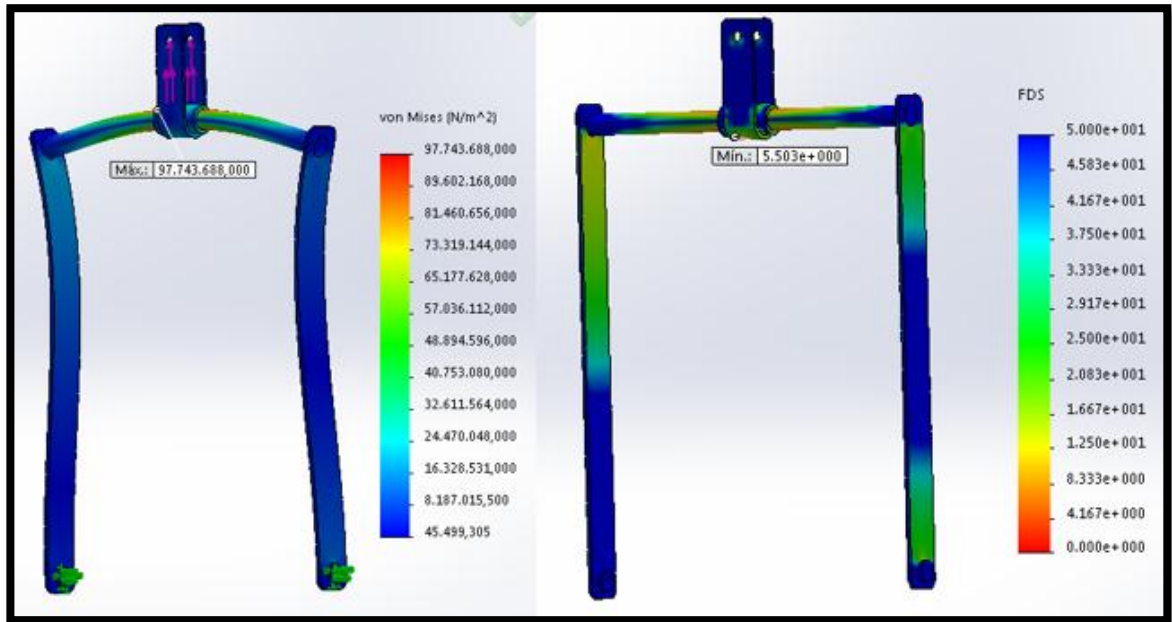
➤ **Estudio de resistencia del brazo de transmisión B con herramientas informáticas.**

Es un elemento crítico en el ensamble del contenedor, ya que transmite toda la carga del sistema tractor, estará sometido a una fuerza de tensión máxima en el instante transitorio de aceleración del sistema tractor con magnitud $F_{TB} = 2744 [N]$.

Análisis de resultados obtenidos

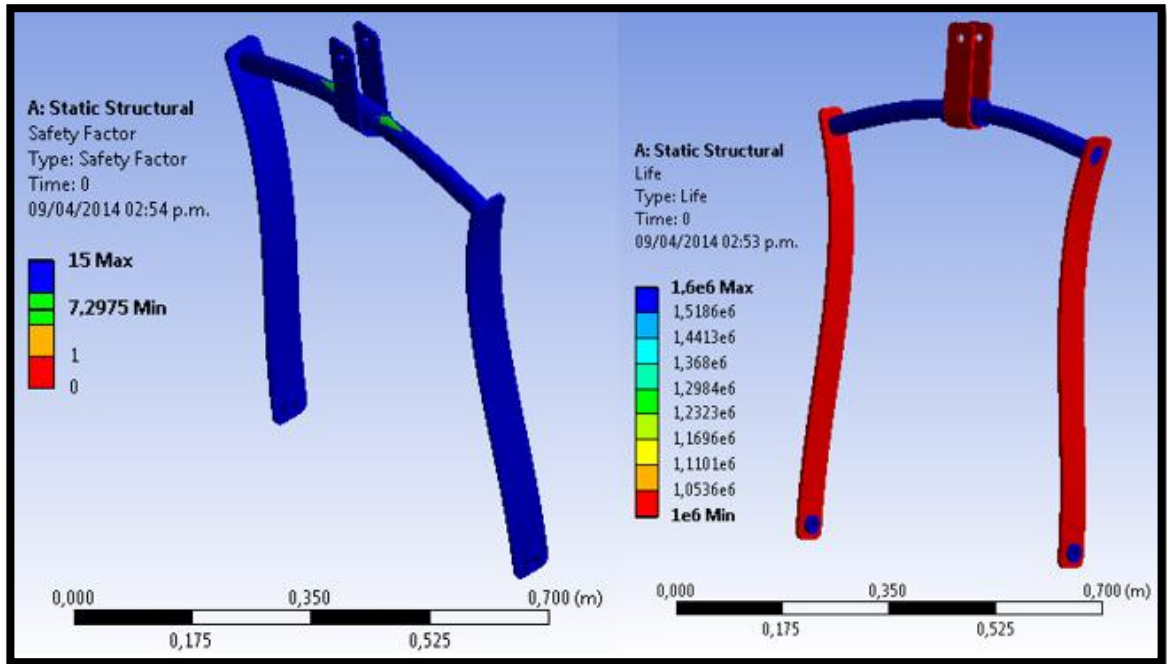
En la figura 61 se aprecia el análisis estático del componente, donde nos damos cuenta que el mínimo valor del factor de seguridad ($F_{DS} = 5,5$) está sobre la barra principal, sometida a una carga flexionante moderada, la cual no supera el límite de fluencia del material.

Figura 61. Trazado de tensiones y factor de seguridad sobre el brazo de transmisión de movimiento B



En la figura 62 se aprecia el estudio de comprobación a la fatiga del componente, en los resultados se representan con el trazado del factor de seguridad, siendo el valor mínimo 7,3 que es adecuado; además nos muestra gráficamente los ciclos de vida de cada elemento, donde se observa que el valor mínimo lo encontramos en las platinas $1 * 10^6$ [ciclos], lo cual es un vida útil del dispositivo de alrededor de 16,5 [años] de operación.

Figura 62. Trazado de factor de seguridad a la fatiga y ciclos de vida del brazo de transmisión de movimiento B



4.5.2. Estructura de anclaje

En el diseño de la estructura para los dispositivo de carga tipo skip, se empleara un perfil estructural tipo **canal**, como elemento principal, el cual servirá de guía para que el contenedor recorra una trayectoria definida, lo cual nos garantiza que se realice de manera adecuada y segura la operación de alimentación del horno.

➤ Selección del perfil tipo canal para la viga guía

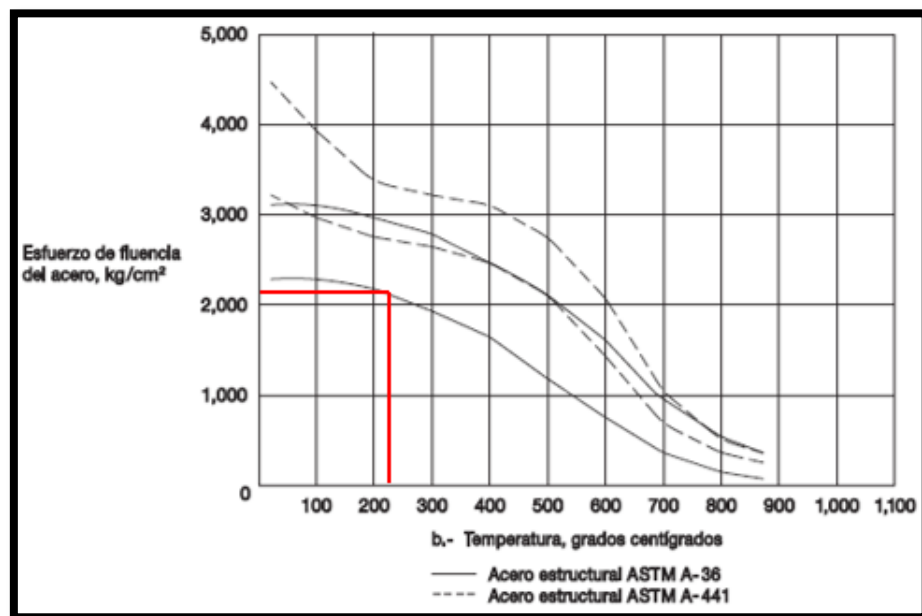
Se tendrán en cuenta las siguientes condiciones en la selección:

- ✓ Los perfiles tipo canal encontrados en el mercado local, están hechos de Acero estructural **ASTM A36**, con un $\sigma_{perm} = 250 [Mpa]$.

✓ Diseño a flexión de las vigas guías, con el objetivo de seleccionar un perfil como punto de inicio y luego analizarlo por cargas combinadas, para verificar su resistencia. También se realizara un estudio de resistencia a la estructuras por medio de la implementación de herramientas informáticas, con el fin de garantizar su resistencia frente a los requerimientos de carga exigidos por el campo de operación.

✓ Se consideran los efectos de temperatura del ambiente de operación sobre los perfiles estructurales, el cual se describen en la siguiente gráfica.

Grafica 7. Resistencia del acero A36 respecto la temperatura

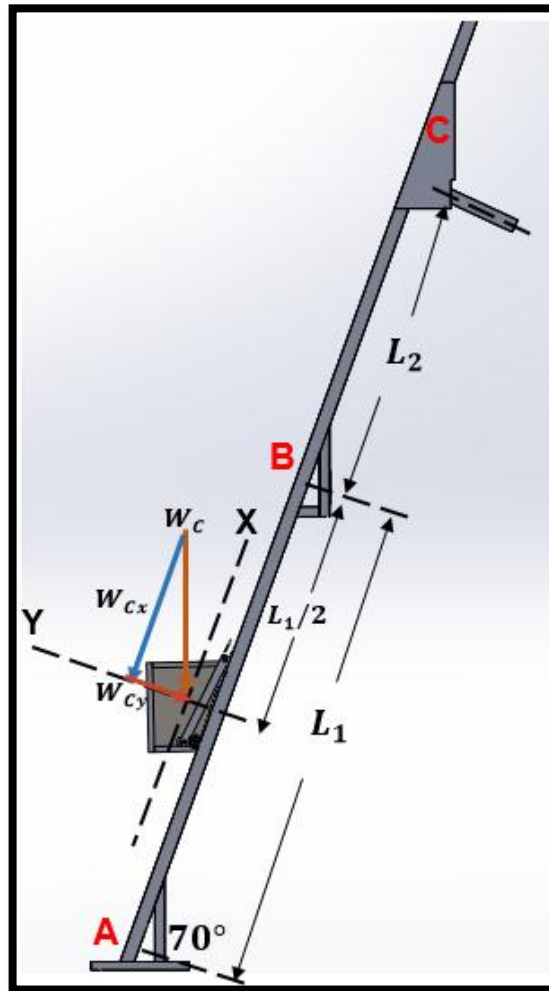


Fuente:http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual_Construccion_2013/Capitulo_1.pdf

La temperatura a la cual estarán sometidas las vigas guías, corresponde al ambiente aledaño al horno de fundición. En el punto más crítico la estructura podría estar sometida a una carga térmica que no supera los 180 [C]. En la gráfica 7 podemos apreciar como el acero A36 pierde resistencia a medida que la temperatura a la que está sometido aumenta.

4.5.2.1. Selección y diseño de la viga guía para la Estructura A.

Figura 63. Cargas sobre las vigas guías de la estructura A



El punto crítico de operación a máxima flexión, se dará cuando el contenedor esté ubicado exactamente en el punto medio del recorrido, sobre el trayecto L_1 (Figura 63), ya que es la sección más larga de la viga guía entre dos apoyos (A, B).

Para seleccionar del perfil adecuado, se considera una viga de longitud $L_1 = 4[m]$, con apoyos fijo en los extremos (A, B) y la carga aplicada en la mitad de su longitud.

De la misma manera que en el diseño de los ejes, se empleara una carga total de diseño sobre la viga principal, la cual se calculó en el diseño del contenedor para el horno A (4.5.1.3-1) y tiene la siguiente magnitud.

$$W_{CA} = 5430 [N]$$

Se aplica el método de diseño de miembros estructurales a flexión pura, obviando la carga axial, con el fin de obtener el módulo de sección del perfil, como base para su selección. Primero que todo procedemos a determinar la componente de la carga total que provoca directamente este fenómeno en la viga guía.

Componente en el eje Y de la carga de diseño, la cual actúa normal a las guías:

$$W_{CAy} = \frac{W_{CA}}{2} * \cos(\alpha) = 928,6 [N]$$

Ahora calculamos el momento flector máximo causado por la componente que actúa de forma normal sobre el perfil estructural.

$$M_{Max} = \frac{W_{CAy} * L_1}{4} \approx 928,6 [Nm]$$

Selección de la viga por el método del momento Flector máximo

Este método se basa en determinar el valor “**S**”, el cual es el módulo de sección de la viga, este se determina aplicando la ecuación 3.8

Dónde:

F_{s_o} = Factor de seguridad (Se asume un valor más elevado al recomendado, para tener en cuenta efectos de la compresión)

σ_{Adm} = Esfuerzo admisible o límite de fluencia del Acero ASTM A36

Ingresando valores:

$$S_{req} = \frac{928,6 [Nm] * F_{s_o}}{225 * 10^6 [N/m^2]}$$

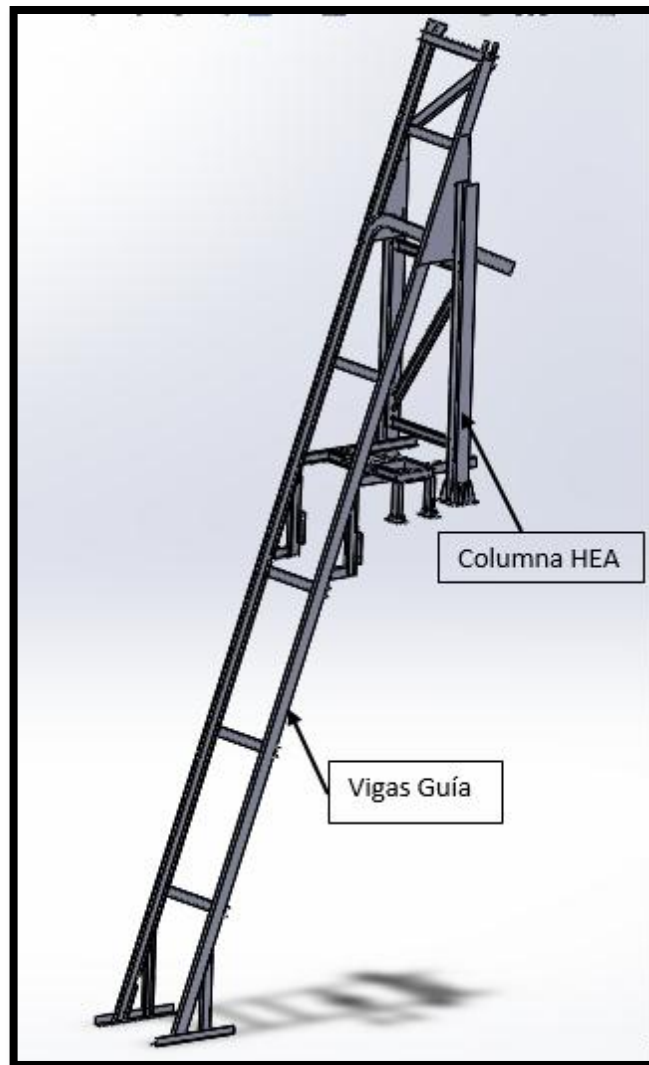
$$S_{req} = 1,65 * 10^{-5} [m^3] = 16, * 10^3 [mm^3]$$

Para seleccionar el perfil que cumpla nuestros requerimientos, nos dirigimos a las tablas estándar de perfilaría tipo canal. Teniendo en cuenta que el módulo de sección a seleccionar debe estar por encima del requerido ($S_{selec} > S_{req}$), para tener en cuenta factores como el peso mismo de la viga y las cargas de temperatura a las que está sometida.

De acuerdo a la tabla de perfiles tipo canal en el ANEXO B, el módulo de sección calculado corresponde a los perfiles tipo C de 3", procedemos a escoger el mayor de ellos que es el **canal C75 x 9** con un valor de módulo de sección transversal de $22,6 * 10^3 [mm^3]$. En la industria del acero local este perfil se puede encontrar con la denominación **C3" X 6**.

4.5.2.2. Estructura de anclaje A. Para el diseño de la estructura de anclaje, partimos de las vigas guías ya seleccionadas y buscamos la forma de darle el mejor apoyo posible con la utilización de perfilaría metálica, tal como Perfil **HEA 120**, Canal C estándar de 3", Angulo de $2\frac{1}{2} * \frac{3}{16}$ y placa de acero cal. 6 y 9, todos estos elementos garantizan una estabilidad estructural, resistencia a las cargas fluctuantes y confiabilidad en el diseño. La configuración del sistema estructural se puede ver en la figura 64.

Figura 64. Estructura de anclaje A

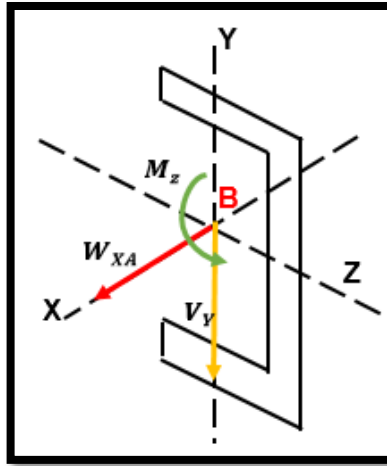


4.5.2.3. Análisis de resistencia por carga combinada de los puntos críticos de la estructura A.

1- Viga guía o principal

Trasladamos todas las cargas hasta el punto de estudio, en este caso B considerado el más crítico, expuesto a carga axial, cortante y momento flector (Figura 65).

Figura 65. Diagrama de cuerpo de la sección crítica en la viga guía



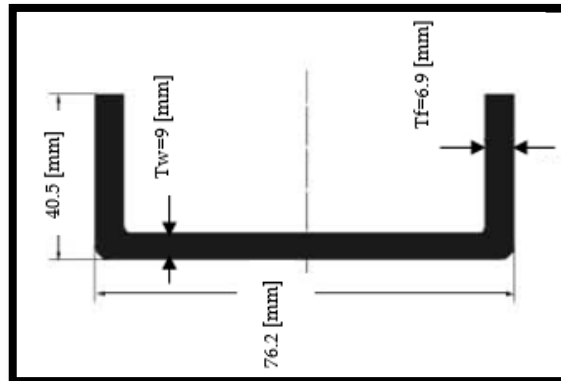
Se tienen los siguientes valores de cargas ya conocidos:

$$W_{CAx} = \frac{5430[N]}{2} * \sin(70) = 2551,3 [N]$$

$$M_z = M_{max} = 928,6 [N - m]$$

Es de suma importancia conocer las características de la sección transversal del perfil tipo canal seleccionado como viga guía (figura 65)

Figura 66. Dimensiones del perfil tipo canal de 3"



$A = 1.13 * 10^{-3} [m^2]$ Area de la sección transversal

$I = 8.74 * 10^{-7} [m^4]$ Momento de inercia

Calculo de los esfuerzos producidos por las cargas como se enuncio en la sección 3.7.5 sobre cargas combinadas. Aplicando las ecuaciones 3.11, 3.12 y 3.13 obtenemos:

$$\sigma_{Axial} = \frac{2551,3[N]}{1.13 * 10^{-3} [m^2]} = 2,26 [Mpa]$$

$$\sigma_{flector} = \frac{M_Z * C}{I} = \frac{928,6 [N - m] * \frac{76.2}{2 * 1000} [m]}{8.74 * 10^{-7} [m^4]} = 40,5 [Mpa]$$

$$\tau_Y = \frac{V_Y * Q}{I * t}$$

Dónde:

C: Es la distancia a la fibra más lejana a partir del eje neutro de la figura

$$Q = \bar{Y}'' * A''$$

A'': Área encima o debajo del eje neutro de la figura

\bar{Y}'' : Distancia desde el eje neutro al centroide de A''

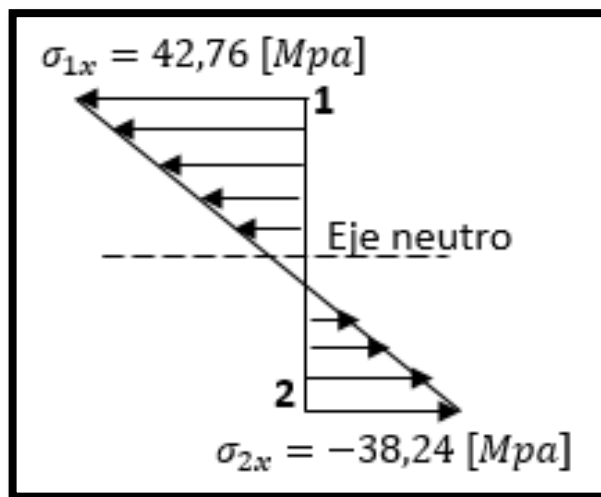
Entonces:
$$\tau_Y = \frac{928,6 [N] * 7,91 * 10^{-6} [m^3]}{8,74 * 10^{-7} [m^4] * 6,9 * 10^3 [m]} = 1,22 [Mpa]$$

El momento flector provoca tensión a las fibras de arriba (1) y compresión en las de abajo (2). Calculamos los esfuerzos resultantes en los puntos 1 y 2:

$$\sigma_{1x} = \sigma_{flector} + \sigma_{Axial} = 42,76 \text{ [Mpa]}$$

$$\sigma_{2x} = -\sigma_{flector} + \sigma_{Axial} = -38,24 \text{ [Mpa]}$$

Figura 67. Distribución de esfuerzos sobre el punto crítico de la viga guía



Como vemos en el la figura 66 el punto 1 está sometido a mayor esfuerzo, por esa razón tomamos ese punto como el crítico y procedemos a determinar los esfuerzos principales:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_y^2} \quad (4.12)$$

Se sabe que:

$$\sigma_x = 42,76 \text{ [Mpa]} \quad \sigma_y = 0$$

τ_y : El esfuerzo por corte se desprecia ya que su valor es relativamente bajo

Entonces tenemos que:

$$\sigma_1 = 42,76 [Mpa] \qquad \sigma_2 = 0$$

Para comprobar si el perfil resiste las cargas aplicamos la teoría del cortante máximo (TECM), especial para materiales dúctiles:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1}{2} = \frac{S_Y}{2 * N_{TECM}} \qquad (4.13)$$

Dónde:

N_{TECM} : Factor de seguridad por cortante máximo

$S_Y = 250 [Mpa]$ Resistencia a la fluencia del Acero ASTM A36

Procedemos a calcular el factor de seguridad:

$$N_{TECM} = \frac{250 [Mpa]}{42,76 [Mpa]} = 5,8$$

En el ANEXO C podemos ver que para materiales dúctiles, con cálculos basados en la resistencia a la fluencia y sometidos a cargas repetitivas en una sola dirección el factor de seguridad mínimo es 3.

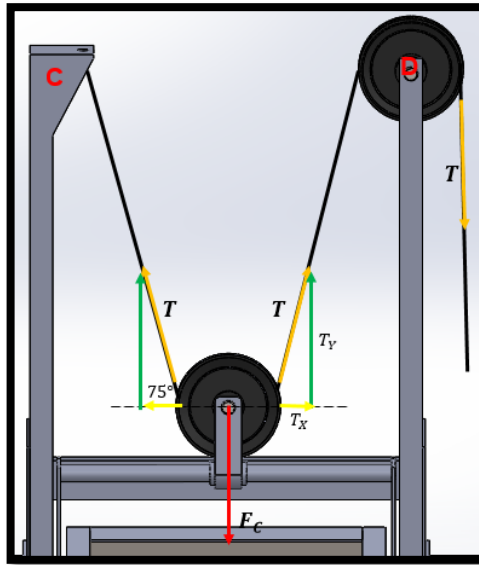
Verificamos por la Teoría del Esfuerzo Cortante Octaédrico (TECO) o de von Mises-Hencky

$$N_{TECO} = \frac{250 [Mpa]}{\sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1}} = 5,91$$

2- Anclaje de los elementos del polipasto

El punto de anclaje de los elementos del polipasto en la estructura (Figura 68), es una sección crítica, debido a la configuración estructural de la viga y las cargas combinadas a la que es sometida.

Figura 68. Cargas del sistema de polipasto sobre la estructura



Como se puede ver en la Figura 68, la componente en el eje Y de la tensión debe ser constante, para cumplir con los requerimientos de carga; en cambio la componente en el eje X si aumenta a medida que el ángulo decrece, se supondría que la máxima cara normal en los puntos de anclaje la tendríamos en el punto máximo de descarga, pero cabe resalta que en esa ubicación el skip ya estará vacío, por ese motivo se determina un punto intermedio, donde aún posee la carga completa.

Sumatorias de fuerzas en el eje Y

$$F_c = 2T_y$$

Se conoce el valor de la fuerza requerida por la carga en la sección 4.5.1.3-2 donde:

$$F_C = W_{TAx} * 1,25 = 4253[N]$$

Se considera un factor de seguridad sobre la carga para tener en cuenta los excesos del personal obrero

Entonces:

$$T_y = \frac{4253 [N]}{2} = 2126,25 [N]$$

Por medio de las funciones trigonométricas y propiedades del triángulo rectángulo se determina:

$$T_x = \frac{T_y}{\tan 75} = 569,7[N]$$

$$T = \sqrt{(569,7)^2 + (2126,25)^2} = 2201 [N]$$

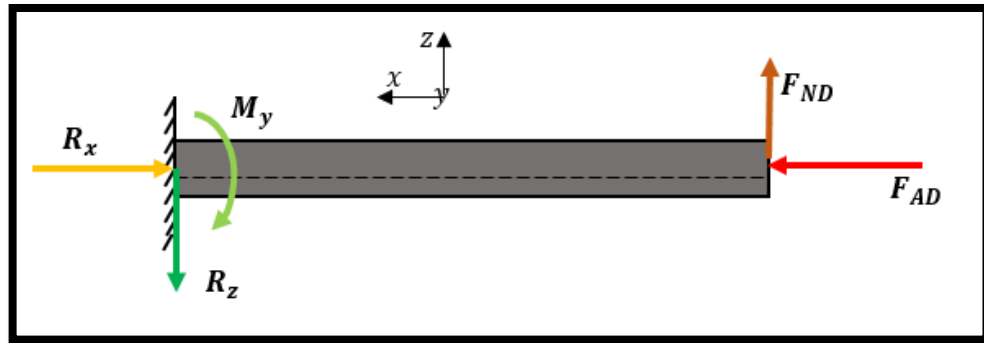
Como se ve en los cálculos el punto D es el más cargado, producto de las siguientes reacciones:

$$F_{AD} = T + T_y = 4327[N] \quad \text{Fuerza axial en D}$$

$$F_{ND} = T_x = 569,7[N] \quad \text{Fuerza normal en D}$$

Aislando la sección donde se encuentra el punto crítico tenemos:

Figura 69. Cargas en el crítico de fijación del polipasto en la estructura



Tenemos que $M_y = 569,7[N] * 1,6[m] = 911,5[N - m]$

Calculo de los esfuerzos producidos por las cargas, conociendo las medidas y datos del perfil de la figura 65. Se trasladan las cargas a la sección sometida a más esfuerzo, la cual sería el empotramiento.

$$\sigma_{Axial} = \frac{4327[N]}{1.13 * 10^{-3}[m^2]} = 3,83[Mpa]$$

$$\sigma_{flector} = \frac{M_y * C}{I} = \frac{911,5[N - m] * \frac{76.2}{2 * 1000}[m]}{8.74 * 10^{-7}[m^4]} = 39,7[Mpa]$$

$$\tau_y = \frac{569,7[N] * 7,91 * 10^{-6}[m^3]}{8.74 * 10^{-7}[m^4] * 6,9 * 10^{-3}[m]} = 0,75 [Mpa]$$

Seleccionamos como punto crítico de estudio, las Fibras superiores donde el efecto de compresión de la carga axial y del momento flector se suma:

$$\sigma_x = \sigma_{flector} + \sigma_{Axial} = 43,53 [Mpa]$$



Determinarnos los esfuerzos principales con la ecuación 4.12:

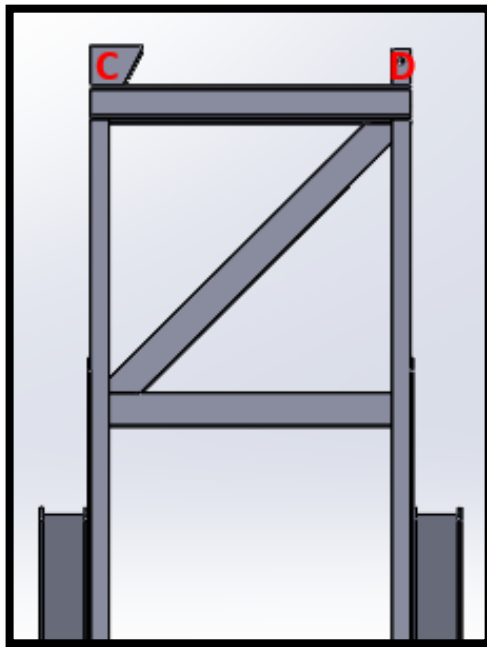
$$\sigma_1 = 43,53 \text{ [Mpa]} \qquad \sigma_2 = 0$$

Aplicamos la teoría del cortante máximo (TECM), especial para materiales dúctiles descrita en la ecuación 4.13:

$$\text{Procedemos a calcular el factor de seguridad } N_{TECM} = \frac{250 \text{ [Mpa]}}{43,53 \text{ [Mpa]}} = 5,74$$

En esta sección el factor de seguridad tendera a aumentar, debido a que el sistema estructural en dicho punto fue reforzado, como se aprecia en la figura 70.

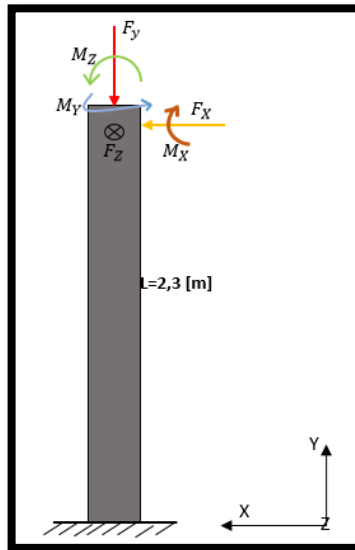
Figura 70. Configuración estructural para fijar de los elementos del polipasto



Ahora procedemos a realizar el análisis sobre la columna HEA seleccionada y mirar si cumple con los requerimientos de carga. Las cargas a las que estará sometida se muestran en la figura 71.

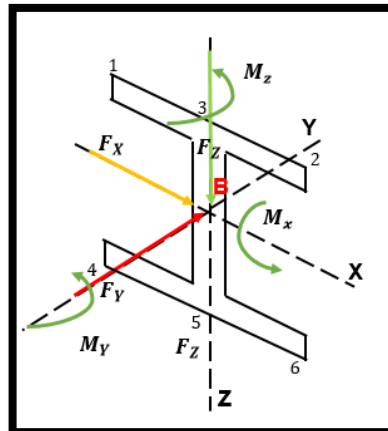
3- Columnas

Figura 71. Diagrama de fuerzas sobre la columna estructural



El siguiente paso es trasladar las cargas al empotramiento (Figura 72), considerándolo como el punto sometido a mayor esfuerzo.

Figura 72. Cargas sobre el punto de anclaje de la columna



Las propiedades y medidas de la sección de este perfil HEA 120 se pueden encontrar en el ANEXO D.

Determinamos los valores de las cargas sobre la columna:

$$F_Y = 5063 [N] \quad F_X = 1184 [N] \quad F_Z = 456[N]$$

$$M_X = 1184 [N - m] \quad M_Y = 65[N - m] \quad M_Z = 3454[N - m]$$

Calculo de los esfuerzos producidos por las cargas, conociendo las medidas y datos del perfil de la figura 72.

$$\sigma_{Axial} = \frac{5063[N]}{2,5 * 10^{-3}[m^2]} = 2,03[Mpa]$$

$$\tau_X = \frac{1184 [N] * 2,88 * 10^{-5}[m^3]}{2,31 * 10^{-6}[m^4] * 8 * 10^{-3}[m]} = 1,85 [Mpa]$$

$$\tau_Z = \frac{456[N] * 6 * 10^{-5}[m^3]}{6,06 * 10^{-6}[m^4] * 8 * 10^{-3}[m]} = 0,56 [Mpa]$$

$$\sigma_{flectX} = \frac{M_X * C}{I_Z} = \frac{1184[N - m] * \frac{114}{2 * 1000} [m]}{2,31 * 10^{-6}[m^4]} = 29,2[Mpa]$$

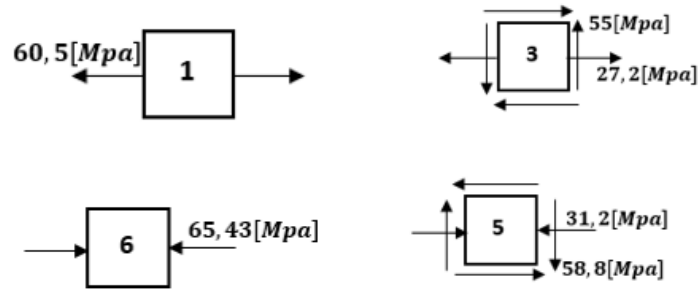
$$\sigma_{flectZ} = \frac{M_Z * C}{I_X} = \frac{3454[N - m] * \frac{120}{2 * 1000} [m]}{6,06 * 10^{-6}[m^4]} = 34,2[Mpa]$$

$$\tau_{Torsor_{3,5}} = \frac{M_Y * C}{J} = \frac{65[N - m] * \frac{114}{2 * 1000} [m]}{6,5 * 10^{-8}[m^4]} = 57 [Mpa]$$

Dónde J es el Momento polar de inercia de la figura

Realizamos un estudio de las cargas para determinar los puntos sometidos a mayor esfuerzo

Figura 73. Puntos críticos en el análisis estructural de la columna



Teniendo los puntos críticos calculamos los esfuerzos principales y cortante máximo en cada uno de ellos, como se aprecia en la tabla 6.

Tabla 6. Esfuerzos principales y cortante máximo sobre los puntos críticos en la columna

Punto Crítico	σ_A [Mpa]	σ_B [Mpa]	σ_C [Mpa]	σ_1 [Mpa]	σ_2 [Mpa]	σ_3 [Mpa]	τ_{Max} [Mpa]
1	0	-98,15	0	0	0	-98,15	49,075
3	138,45	-185	0	138,45	0	-185	161,725
5	95,5	-43,56	0	95,5	0	-43,56	69,53
6	103,65	0	0	103,65	0	0	51,825

Como todos los puntos críticos tienen estado de esfuerzo biaxial con un esfuerzo normal y en algunos casos un cortante podemos aplicar la siguiente ecuación de la teoría de cortante máximo (TECM):

$$\left(\frac{S}{S_Y}\right)^2 + \left(\frac{S_s}{S_{YS}}\right)^2 = \frac{1}{N_{TECM}^2}$$

Donde S es el esfuerzo normal, S_s es el esfuerzo cortante en el punto, S_Y es la resistencia a la fluencia del acero ASTM A36 y $S_{YS} = 0,5S_Y$.

Aplicando esta teoría a los puntos más críticos que son 5 y 6, tenemos los siguientes factores de seguridad:

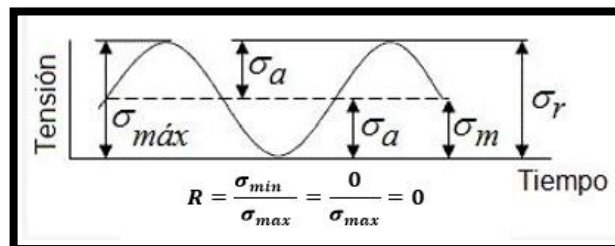
$$N_{TECM5} = 2,1$$

$$N_{TECM6} = 3,8$$

Para la columna factor de seguridad no fue el mejor, aunque las condiciones de cálculo fueron las más críticas, en el montaje real estará apoyada en diferentes puntos los que le bridara una mayor resistencias a las cargas, esto se verá evidenciado en el análisis de resistencia con herramientas informáticas a continuación.

4.5.2.4. Análisis de resistencia en la estructura A con ayuda de herramientas informáticas. La estructura va a estar sometida a una series de cargas fluctuantes, las cuales van de un valor máximo a cero en el transcurso de un ciclo a otro (Grafica 8). El alto número de ciclos al que estará sometido la estructura será el factor relevante en la vida útil de la misma, lo cual se verá reflejado en el estudio de fatiga.

Grafica 8. Fluctuación sinusoidal de carga repetitiva

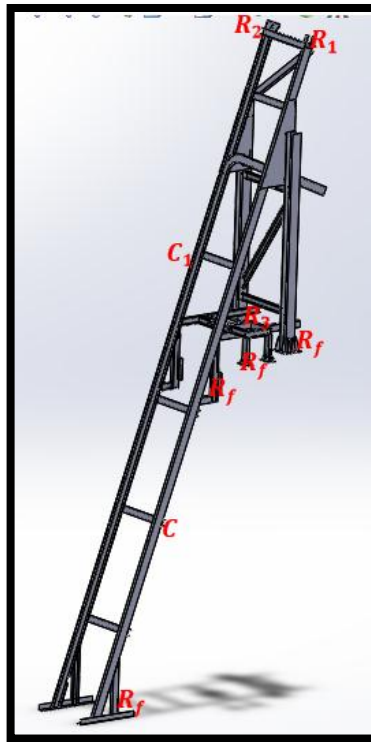


Fuente: <http://www.eumed.net/libros-gratis/ciencia/2013/14/tensiones-fluctuantes.html>

Los puntos de fijación de los elemento (Poleas, Cable) en la estructura generan una serie de cargas, las cuales deben ser soportadas por los perfiles estructurales y estos últimos no deberán sufrir deformaciones considerables.

En el análisis de resistencia realizado a la estructura consideramos dos puntos críticos de operación (C y C_1), donde se generan las cargas más altas sobre la estructura como se aprecia en la figura 74.

Figura 74. Cargas máximas sobre la estructura de anclaje



Dónde:

R_f : son las relaciones fijas de la estructura o puntos de anclaje

C y C_1 : Es la carga máxima generada por el contenedor cargado sobre los dos puntos críticos de la estructura.

R_1 y R_2 : son las cargas que generas por la fijación de los elementos del polipasto en la estructura.

R_3 : Cargas generadas por el tambor, fijo a la estructura

m_p : Punto de masa, correspondiente al motorreductor

1- Análisis estructural carga del contenedor en C

Figura 75. Magnitudes de las cargas sobre estructura A punto C

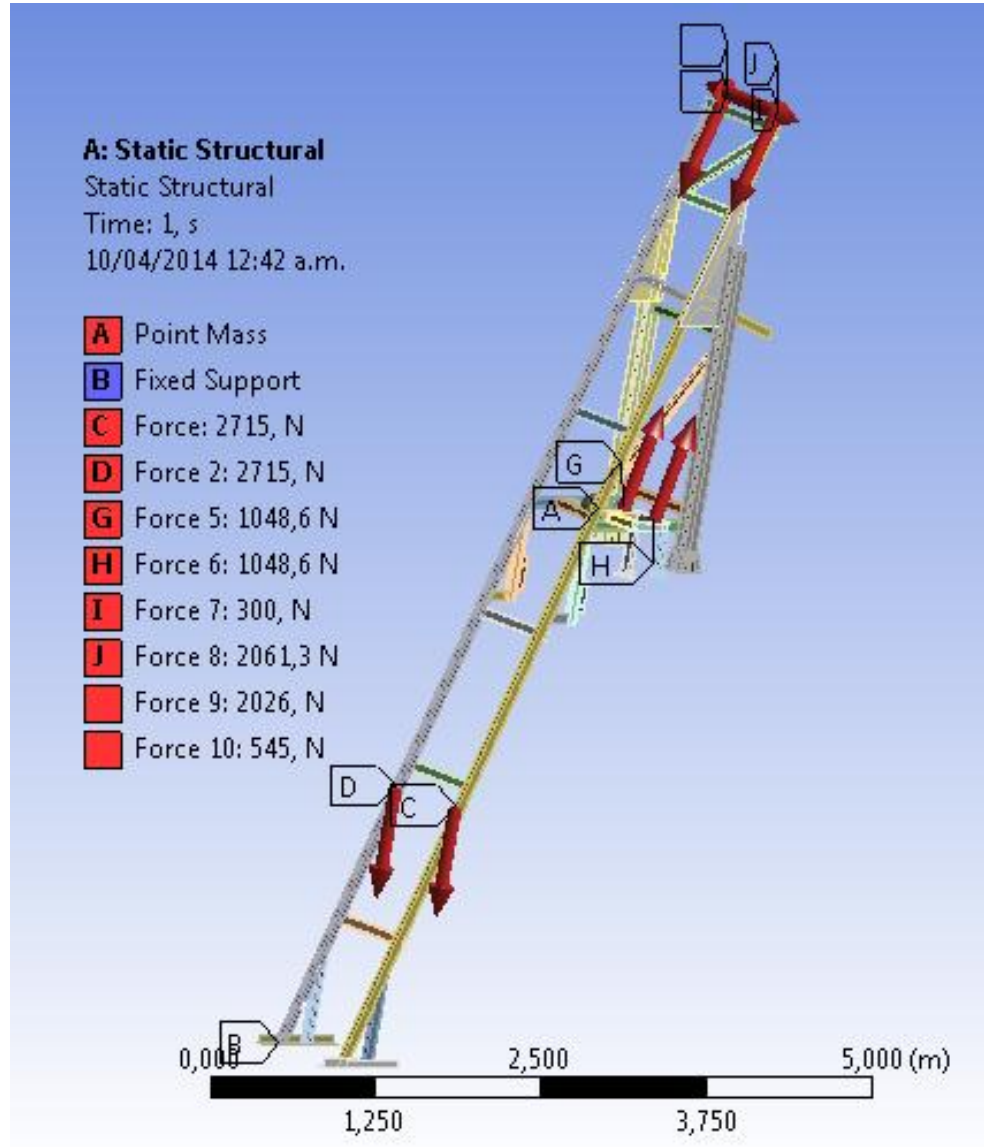


Figura 76. Trazado de tensiones estructura A punto C

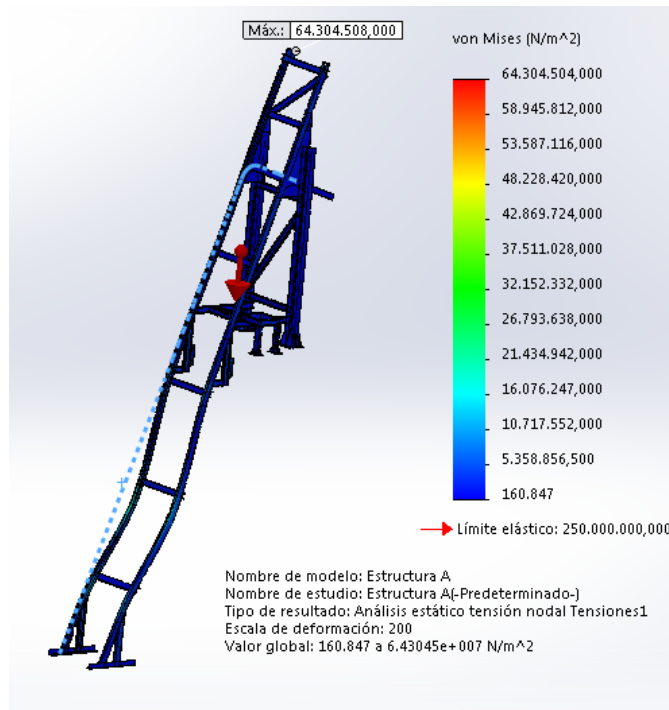


Figura 77. Trazado deformación total estructura A punto C

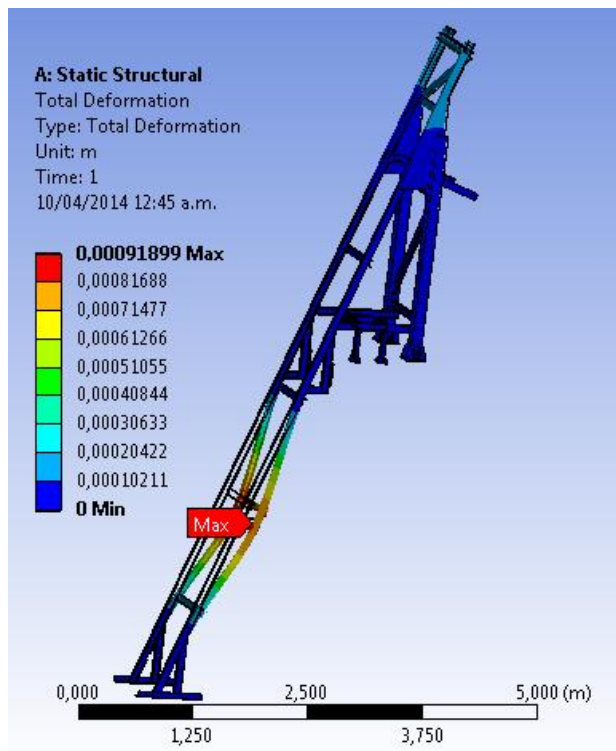


Figura 78. Trazado factor de seguridad estructura A punto C

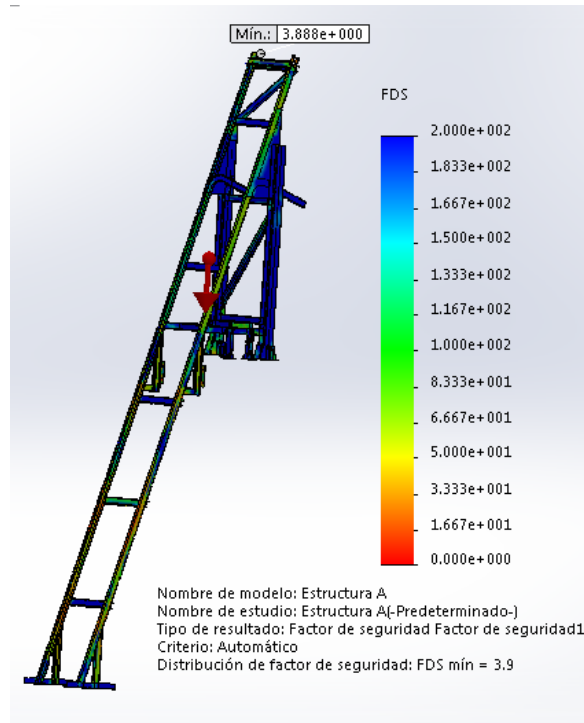
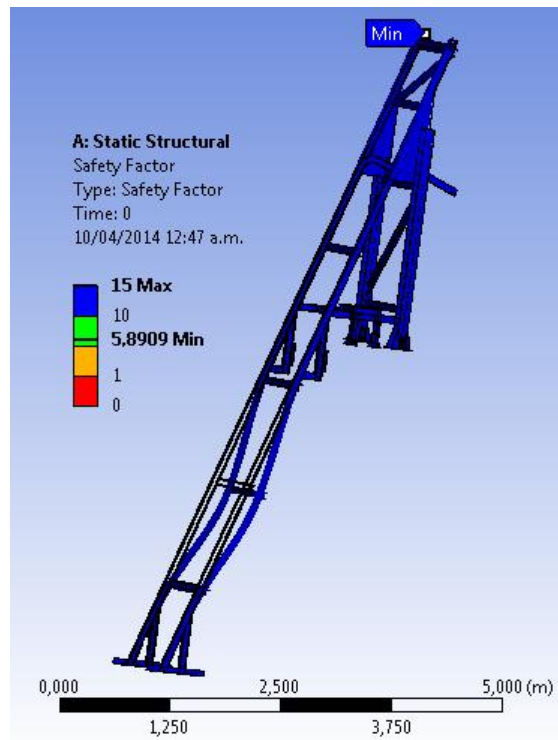


Figura 79. Trazado factor de seguridad a la fatiga estructura A punto C



Como se puede apreciar en los resultados arrojados por las herramientas informáticas (SolidWorks y ANSYS Workbench), sobre el estudio de resistencia en la estructura de anclaje A, con la carga del contenedor aplicada sobre el punto crítico C, se corroboran los cálculos realizados teóricamente para la selección de la perfilaría, al apreciar que los factores de seguridad mínimos tanto para cargas estáticas (3.88) como a fatiga (5.89), están sobre el valor recomendado para este tipo de dispositivos. Los valores mínimos del factor seguridad se pueden apreciar en la figuras 78 y 79, ubicados en el punto de fijación del cable de tracción, siendo esta sección de la estructura la sometida a mayor esfuerzo.

Como se aprecia en la figura 77 la deformación máxima (0.91 [mm]) la encontramos en el punto de aplicación de la carga del contenedor, donde la viga guía presenta su mayor longitud entre dos puntos de apoyo y está sometida a cargas flexionante elevadas.

2- Análisis estructural carga del contenedor en C1

Figura 80. Magnitudes de las cargas sobre estructura A punto C1

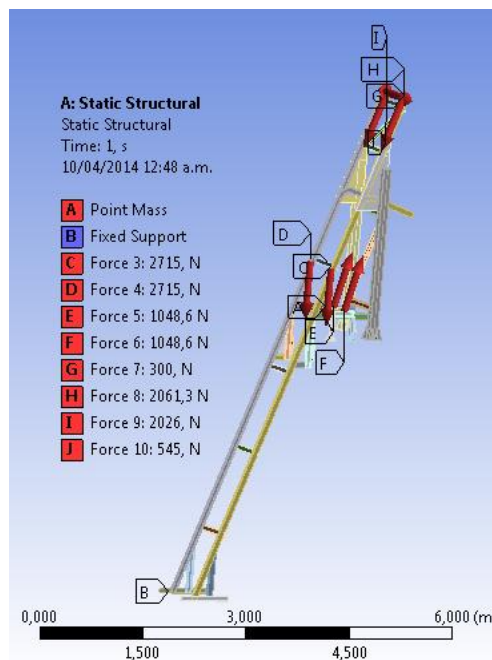


Figura 81. Trazado de tensiones estructura A punto C1

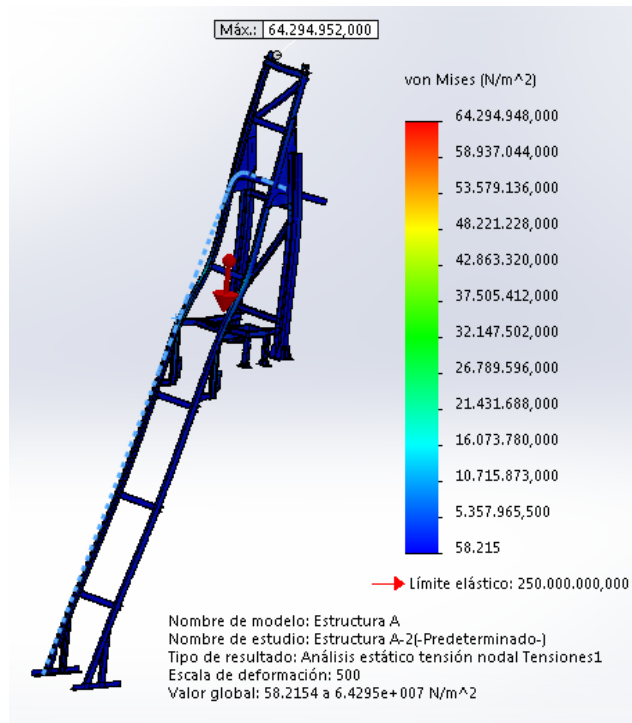


Figura 82. Trazado deformación total estructura A punto C1

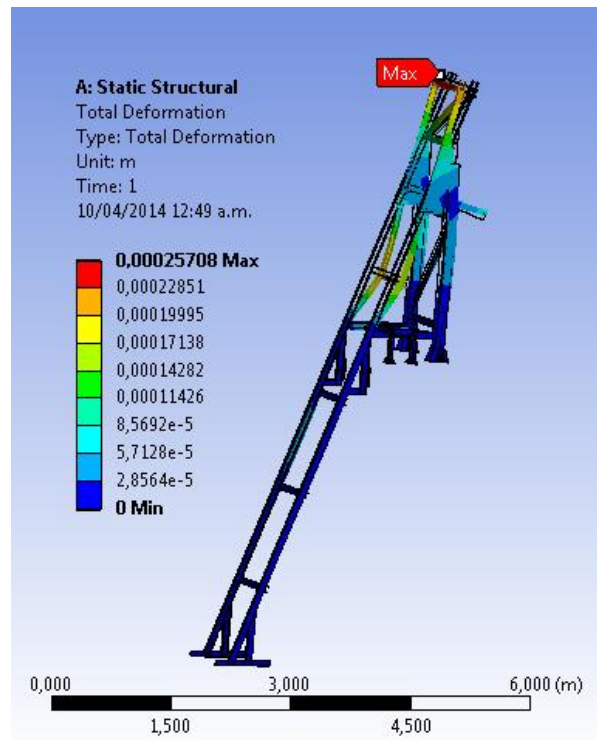


Figura 83. Trazado factor de seguridad estructura A punto C1

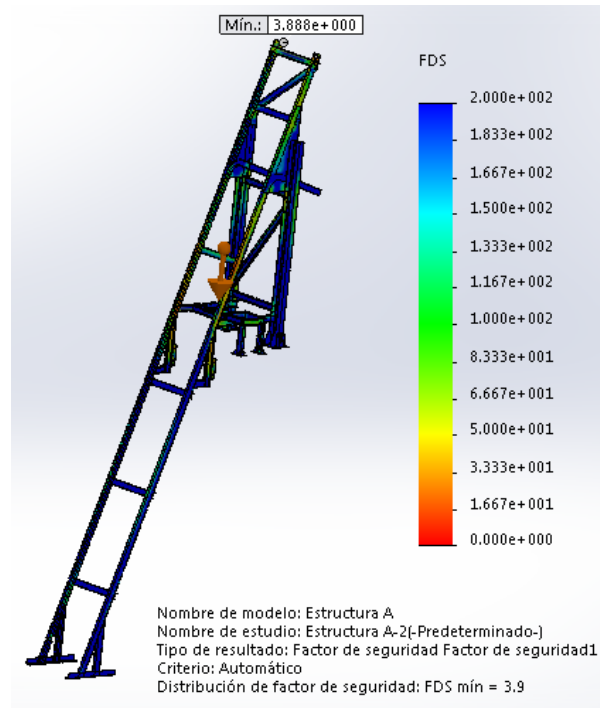


Figura 84. Trazado factor de seguridad a la fatiga estructura A punto C1

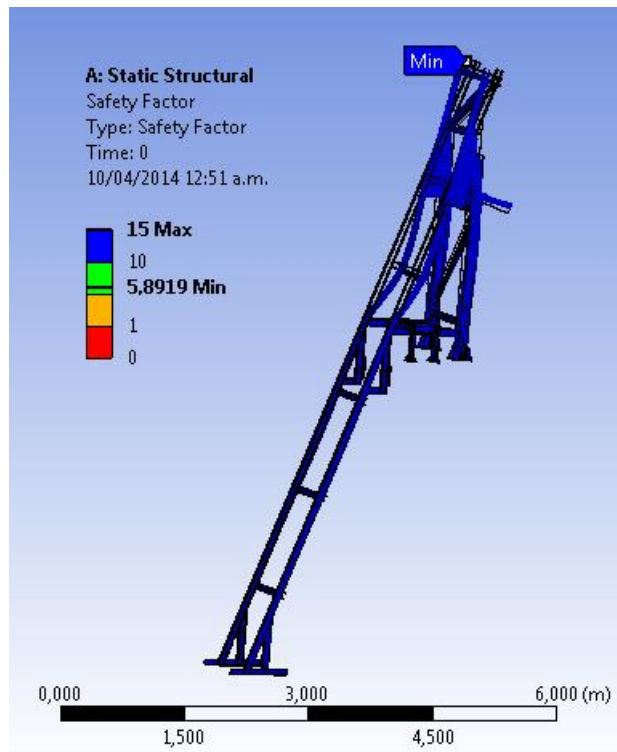
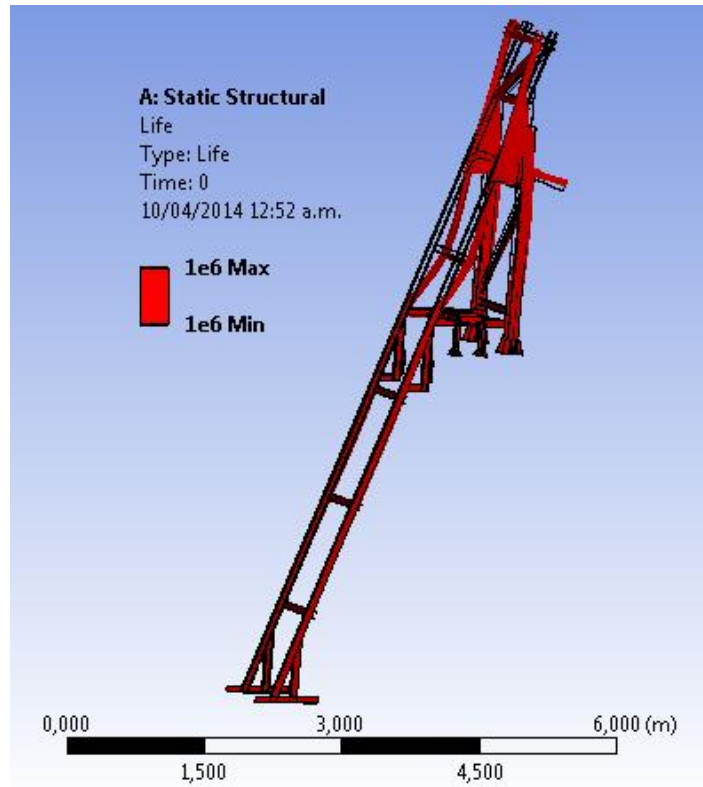


Figura 85. Trazado ciclos de vida de la estructura A



En el estudio de resistencia de la estructura de anclaje A, con la carga del contenedor aplicada sobre el punto crítico C1, se aprecia que los factores de seguridad mínimos son similares y están ubicados en igual punto que análisis realizado en el punto crítico C, debido a que los efectos de la carga del contenedor en la nueva posición no alteran demasiado los esfuerzos sobre esa sección de la estructura, se pueden apreciar en la figura 83 y 84.

Como se aprecia en la figura 85 la deformación máxima (0.2 [mm]) la encontramos en el punto de fijación del cable de tracción a la estructura.

En la figura 85 podemos apreciar que los ciclos de vida de todos los componentes están limitados a un valor mínimo de $1 * 10^6$ [ciclos], haciendo la relación con las condiciones de operación a la empresa se traducen a una vida útil de 16.5 [años]

4.5.2.5. Selección de rodamientos para las ruedas o rodillos. Son los dispositivos que están en contacto directo con las guías, además reciben directamente las fuerzas resultantes de la carga. Consta de un rodamiento de bolas dentro un recubrimiento de fundición con un borde que permite, que el skip se mantenga alineado sobre las guías.

En la realidad cuando el rodamiento se encuentra trabajando las condiciones carga pueden llegar a ser mayor de las que se calculan teóricamente, se hace necesario aplicar un factor de corrección a la carga para tener en cuenta las vibraciones y choques que se pueden presentar, la resultante se le denomina carga real en el eje

$$P = f_w * F_r$$

Donde f_w es el factor de carga y $F_r = F_2$ es la magnitud de la fuerza que resulta sobre el rodamiento, esta solo es radial

Tabla 7. Factores de choque

Magnitud de choque	f_w	Aplicación
Muy poco o nada de choque	1.0~1.2	Máquinas eléctricas, maquinas herramientas, instrumentos de medición.
Choque ligero	1.2~1.5	Vehículos ferroviarios, automóviles, molinos de rodillos, máquinas para trabajar metales, maquinas para fabricar papel, máquinas impresoras, aeronaves, máquinas para textiles, máquinas eléctricas, máquinas de oficina.
Choque pesado	1.5~3.0	Trituradores, equipo agrícola, equipo de construcción, grúas.

Fuente: NTN, corporation. Catálogo de bolas y rodillos. 2004. Tabla 4.1. pág. A-21

Choques moderadamente fuertes $f_w = 2,2$

$$P = 2,2 * 509[N] \approx 1120 [N]$$

A partir de la velocidad que maneja el skip cuando está subiendo o bajando se calcula las revoluciones por minuto aproximadas que tendría el rodamiento, este dato nos sirve para encontrar el factor de velocidad.

$$V_{skip} = 0,18 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Velocidad del skip aproximada durante la operación del sistema

$$N_{rod} = 2 * \frac{V_{skip}}{D_{max}} * \left(\frac{60}{2 * \pi} \right) = 2 * \frac{0,18 \left[\frac{m}{s} \right]}{62 \times 10^{-3} [m]} * \left(\frac{60}{2 * \pi} \right)$$

El D_{max} se obtiene del espacio en la guía por donde pasará la rueda, esta corresponde a un perfil tipo U de 3", con las medidas que muestra la figura 65.

Entonces:

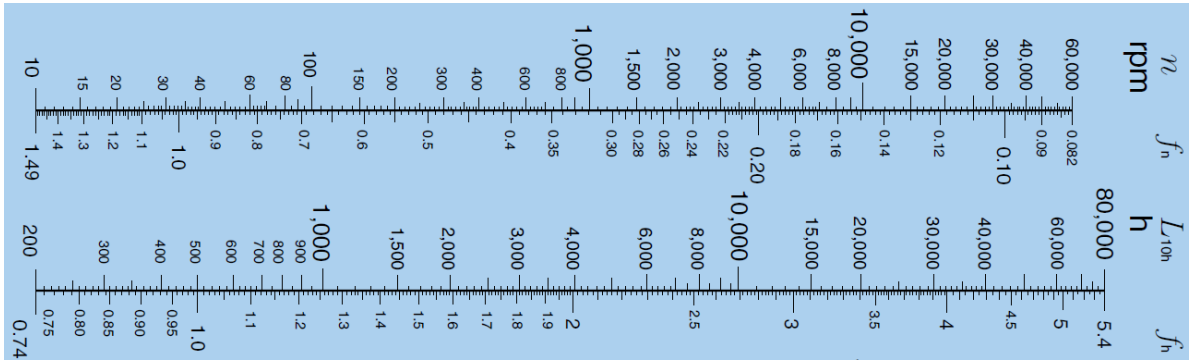
$$N_{rod} \approx 55 [rpm]$$

Definir la duración esperada del rodamiento en horas de uso (vida nominal básica)

$$L_{10h} = 15.000$$

Con la duración esperada en horas y las rpm aproximadas de la rueda vamos a la tabla 8 y se obtienen los factores de vida y velocidad para el rodamiento

Tabla 8. Factores de vida y velocidad para rodamientos de bolas



Fuente: NTN, corporation. Catálogo de bolas y rodillos. 2004. Fig. 3.1. pág. A-17

Factor de vida para rodamientos de bolas $f_{nb} = 0,95$

Factor de velocidad para rodamientos de bolas $f_{hb} = 3,2$

Calculamos la carga dinámica equivalente, esta muestra la capacidad de un rodamiento de asimilar carga dinámica

$$f_{hb} = f_{nb} * \frac{P_{din}}{P} \rightarrow 3,2 = 0,95 * \frac{P_{din}}{1120 [N]}$$

$$P_{din} \approx 3773[N]$$

Ya calculada la carga dinámica equivalente y la carga real en el eje se procede a seleccionar el rodamiento que cumpla con las cargas y también con el espacio disponible en el perfil guía de la figura 65.

El rodamiento que cumple con los requerimientos de carga, diámetro de eje y diámetro externo, además de una superficie de contacto con la guía aceptable es el 6302ZZ, tomado del catálogo NTN, rodamientos rígidos en el anexo E.

En este momento ya se puede definir los diámetros de los ejes superior e inferior del contenedor en el diseño A, los cuales además de ser calculados también están condicionados con la selección del rodamientos, donde el diámetro interior del mismo tiende a ser mayor al eje. En este caso los diámetros de los ejes quedan a merced de la selección de rodamiento, debido a las condiciones de montaje y operación, como se puede ver en la tabla 9.

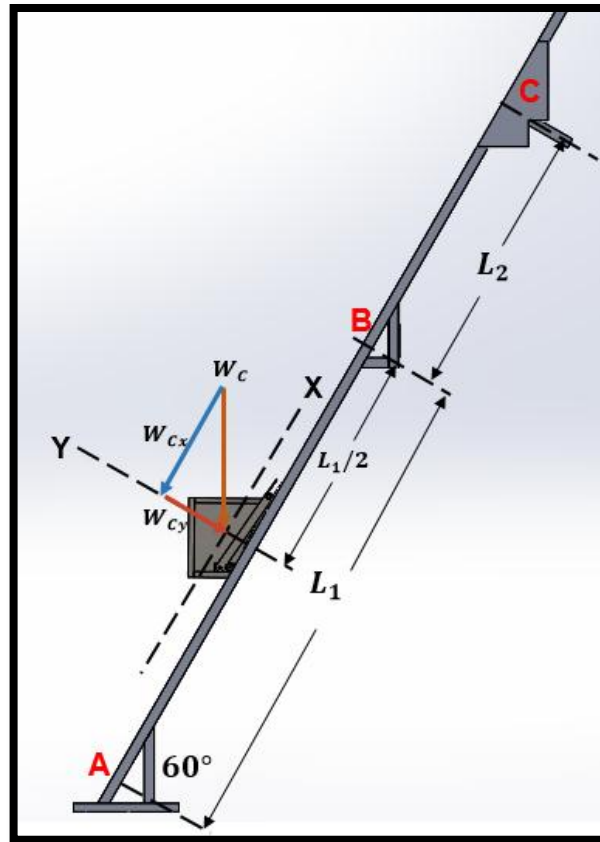
Tabla 9. Datos sobre los ejes del contenedor

Diametros de ejes del contenedor A			
Eje	$\varnothing_{Teorico}$	$\varnothing_{Normalizado}$	Acero
Superior	15 [mm]	15 [mm]	1045
Inferior	11 [mm]	15 [mm]	1045
Barra de trans.	28,65 [mm]	1 ¹ / ₄ "	4140
Eje del brzo	13,4 [mm]	5/8	1045

En la manufactura de los ejes se utilizara una barra de acero 1045 de diámetro $\frac{3}{4}$ " y por procesos de mecanizado se llevara a la medida de diámetro específica para cada eje.

4.5.2.6. Selección y diseño de la viga guía para la estructura B. El punto crítico de operación a máxima flexión, se dará cuando el contenedor esté ubicado exactamente en el punto medio del recorrido sobre la viga guía.

Figura 86. Cargas sobre las vigas guías de la estructura B



Para seleccionar del perfil adecuado, se considera una viga de longitud $L_1 = 4,22 [m]$, con apoyos fijo en los extremos (A, B) y la carga aplicada en la mitad de su longitud.

Conocemos el valor del peso de la carga total aplicada en el punto medio de la viga, el cual se determinó en la sección diseño del contenedor para el Horno B (4.5.1.7-1)

$$W_{CB} = 2480 * 1,5 = 3720 [N]$$

Aplicando el método de diseño de miembros estructurales a flexión, procedemos a determinar las componentes de la carga total que provocan directamente este fenómeno en la viga guía.

Componente normal a la vida

$$W_{cy} = \frac{W_C}{2} * \cos(\alpha) = 930[N]$$

Momento flector máximo causado por la componente que actúa de forma normal sobre el perfil estructural.

$$M_{Max} = \frac{W_{cy} * L_1}{4} \approx 981,15 [Nm]$$

Selección de la viga por el método del momento Flector máximo

Este método se basa en determinar el valor “S”, el cual es el módulo de sección de la viga, el cual lo determinamos aplicando la ecuación 3.8

Ingresando valores:

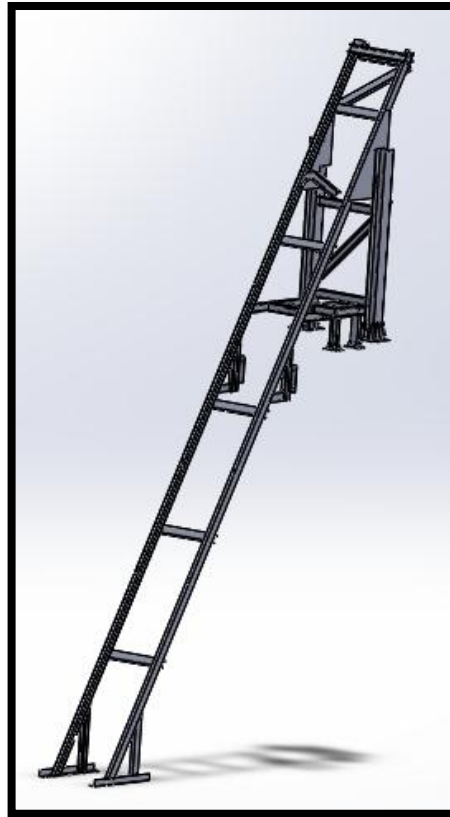
$$S_{req} = \frac{981,15 [Nm] * 4}{225 * 10^6 [N/m^2]}$$

$$S_{req} = 1,74 * 10^{-5} [m^3] = 17,4 * 10^3 [mm^3]$$

Como se puede ver el módulo de sección que se requiere en la estructura B, es similar al requerido por la estructura A, por tal razón decidimos utilizar el mismo perfil tipo **canal C75 x 9**.

4.5.2.7. Estructura de anclaje B. En la figura 87, se muestra la configuración estructural para el diseño B, la cual la cual tomará forma a base de la misma perfilaría utilizada en el diseño de la estructura A.

Figura 87. Estructura de anclaje para el Horno B



4.5.2.8. Análisis de resistencia por carga combinada en los puntos críticos de la estructura B

1- Viga guía o principal

Debido a que es el mismo perfil seleccionado en el diseño de la estructura A y las mismas condiciones de carga son similares, solo nos limitaremos a dar valores de los esfuerzos principales y factores de seguridad, basados en las figuras 65 y 67.

Se tienen los siguientes valores de cargas:

$$W_{CBx} = 1611$$

$$M_z = M_{max} = 981 [N - m]$$

Calculo de los esfuerzos producidos por las cargas

$$\sigma_{Axial} = 1,3[Mpa]$$

$$\sigma_{flector} = 42,7[Mpa]$$

El esfuerzo en el punto crítico es:

$$\sigma_{1x} = \sigma_{flector} + \sigma_{Axial} = 44 [Mpa]$$

Los esfuerzos principales quedarían de la siguiente forma:

$$\sigma_1 = 44 [Mpa]$$

$$\sigma_2 = 0$$

Aplicamos la teoría de córtate máximo y definimos el factor de seguridad

$$N_{TECM} = \frac{250 [Mpa]}{44 [Mpa]} = 5,68$$

2- Anclajes de los elementos del polipasto

Como sección crítica de la estructura se analiza el punto de fijación de los elementos del polipasto en base al diagrama de la figura 69 y se obtiene las cargas sobre el punto crítico.

$$F_{AD} = T + T_y = 2972,6[N] \quad \text{Fuerza axial en D}$$

$$F_{ND} = T_x = 391,35[N] \quad \text{Fuerza normal en D}$$

Con base en la figura 69 que muestra el diagrama de fuerzas del elemento, hacemos el traslado de las mismas al empotramiento y calculamos los esfuerzos.

Tenemos que:

$$M_y = 391,35[N] * 1,4[m] = 548[N - m]$$

Los esfuerzos serian:

$$\sigma_{Axial} = 2,63[Mpa]$$

$$\sigma_{flector} = 24[Mpa]$$

En el punto crítico tenemos:

$$\sigma_x = \sigma_{flector} + \sigma_{Axial} = 26,63 [Mpa]$$

Determinarnos los esfuerzos principales:

$$\sigma_1 = 26,63 [Mpa]$$

$$\sigma_2 = 0$$

Aplicamos la teoría del cortante máximo (TECM), especial para materiales dúctiles determinanos el factor de seguridad:

$$N_{TECM} = \frac{250 [Mpa]}{26.63 [Mpa]} = 9,3$$

3- Columna

Las columna de la estructura de anclaje al igual que el diseño A, serán perfiles tipo **HEA 120**, Pero en este caso será de menor longitud y está sometido a menos cargas, por tal motivo cumplirá con facilidad los rangos del factor de seguridad establecidos.

4.5.2.9. Análisis de resistencia en la estructura B con ayuda de herramientas informáticas (Figura 74)

1- Análisis estructural con carga de contador en C (Figura 74)

Figura 88. Magnitudes de las cargas estructura B punto C

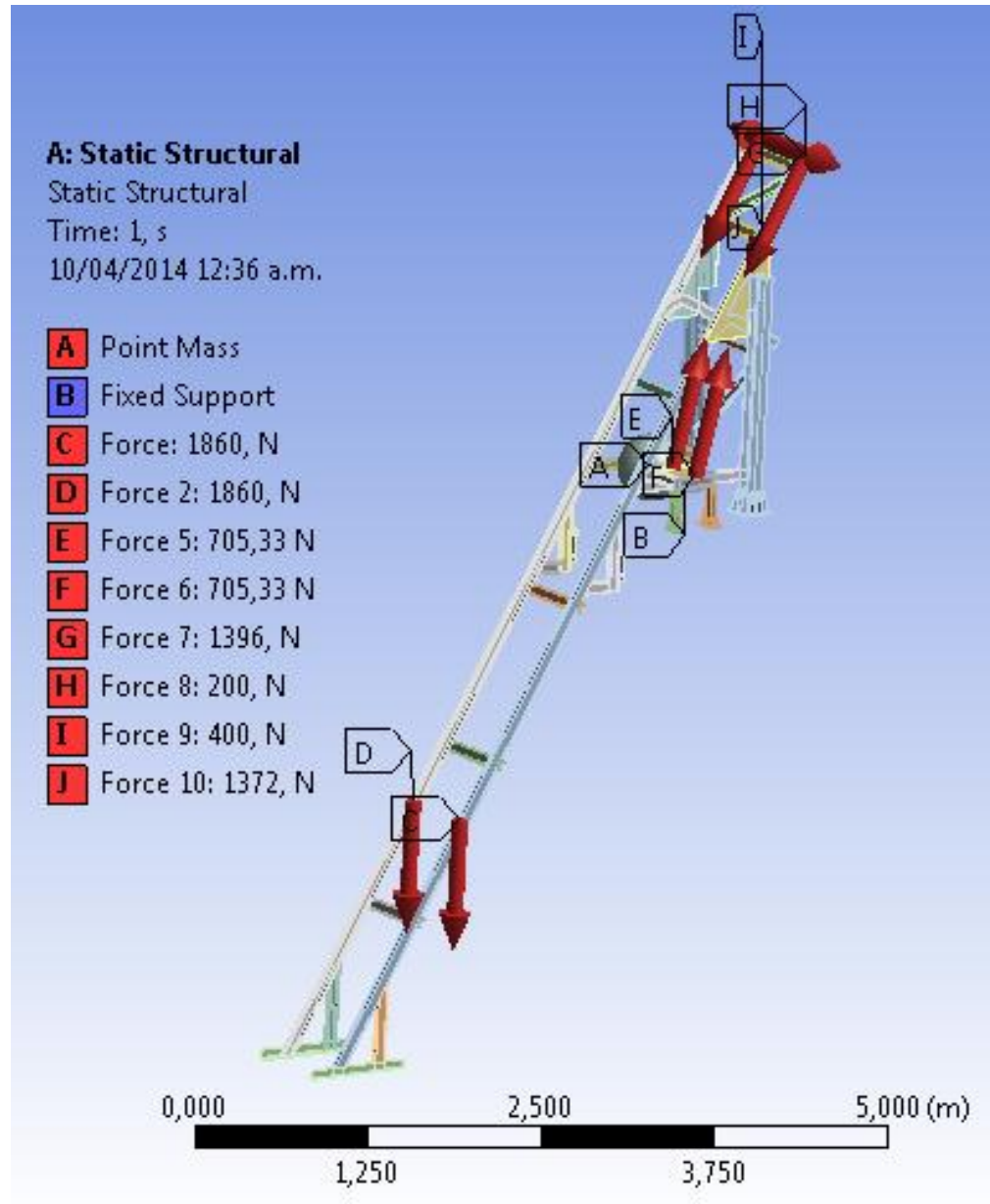


Figura 89. Trazado Tensión total estructura B punto C

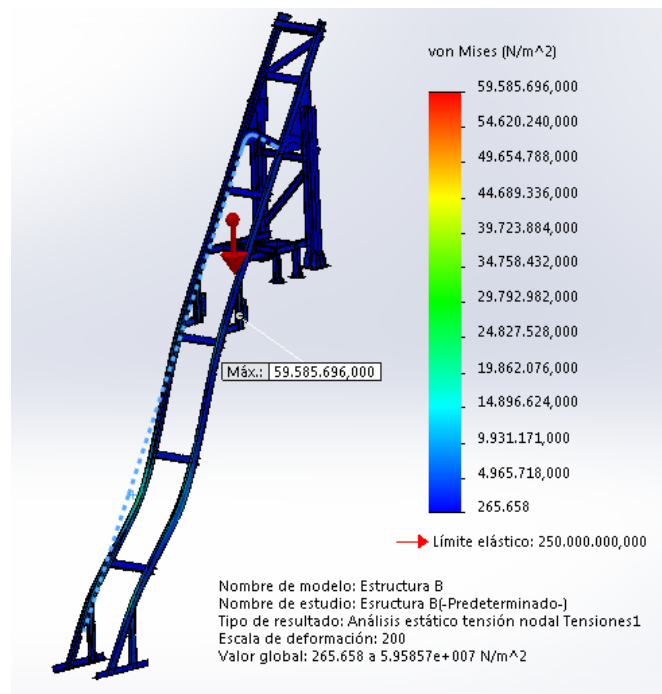


Figura 90. Trazado deformación total estructura B punto C

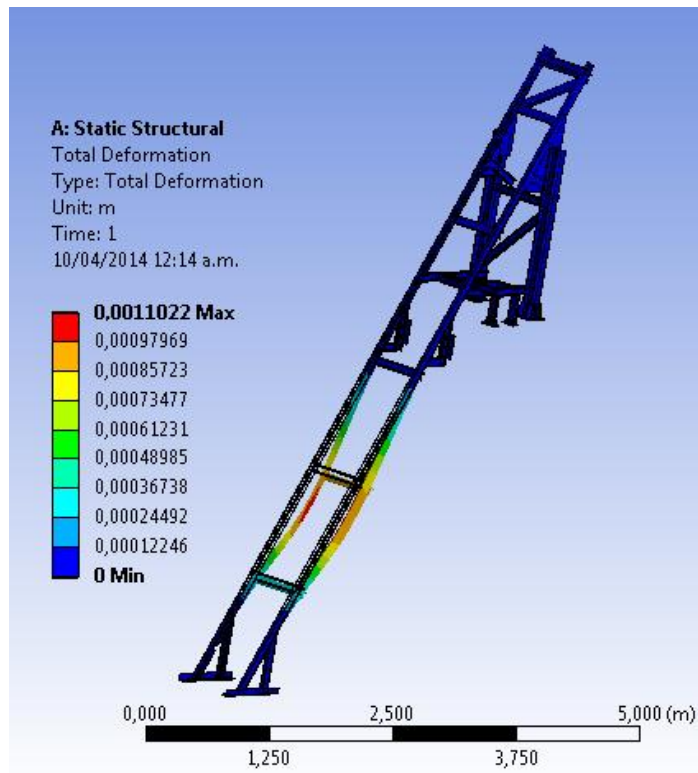


Figura 91. Trazado Factor de seguridad estructura B punto C

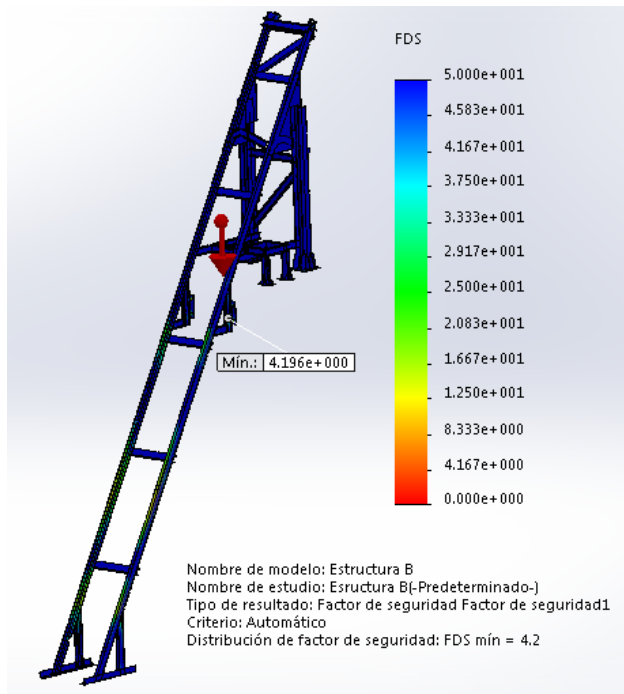
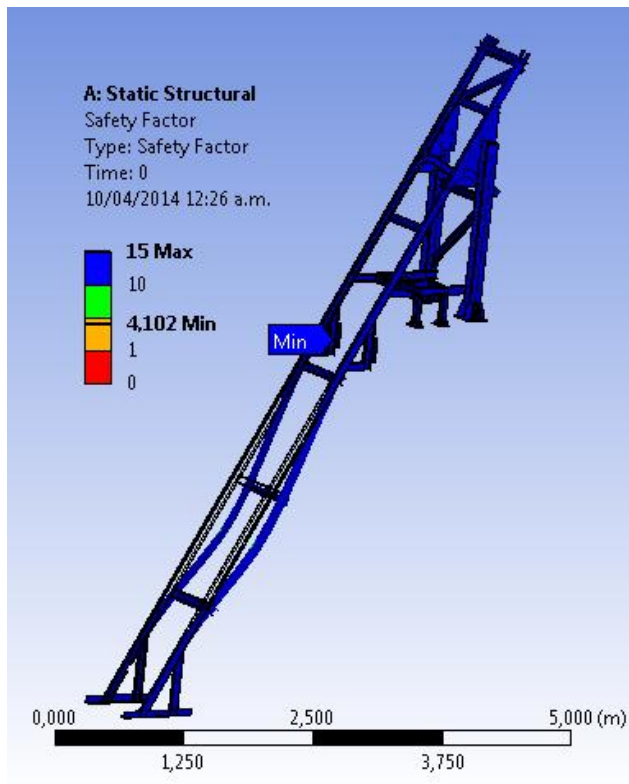


Figura 92. Trazado Factor de seguridad a la fatiga estructura B punto C



Los resultados obtenidos del estudio de resistencia en la estructura de anclaje B, con la carga del contenedor aplicada sobre el punto crítico C, se corroboran los cálculos realizados teóricamente para la selección de la perfilaría, al apreciar que los factores de seguridad mínimos tanto para cargas estáticas (4.19) como a fatiga (4.10), están sobre el valor recomendado para este tipo de dispositivos. Los valores mínimos del factor seguridad se pueden apreciar en la figuras 91 y 92, ubicados en el punto de anclaje a la viga principal de la plataforma de concreto, siendo esta sección de la estructura la que está sometida a mayor esfuerzo.

Como se aprecia en la figura 90 la deformación máxima (1.1 [mm]) la encontramos en el punto de aplicación de la carga del contenedor, donde la viga guía presenta su mayor longitud entre dos puntos de apoyo y está sometida a cargas flexionante elevadas. Este valor es relativamente superior al obtenido para el mismo análisis para la estructura A, esto se debe a que la longitud de la sección de la viga guía en la estructura B mucho mayor.

2. Análisis estructural con carga en C1 (Figura 74)

Figura 93. Magnitudes de las cargas estructura B punto C1

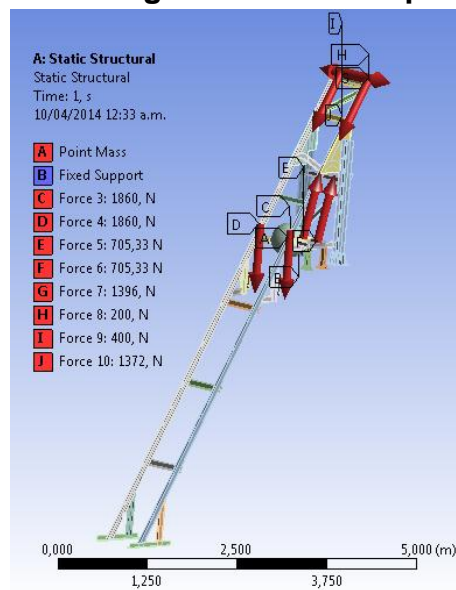


Figura 94. Trazado de tensiones estructura B punto C1

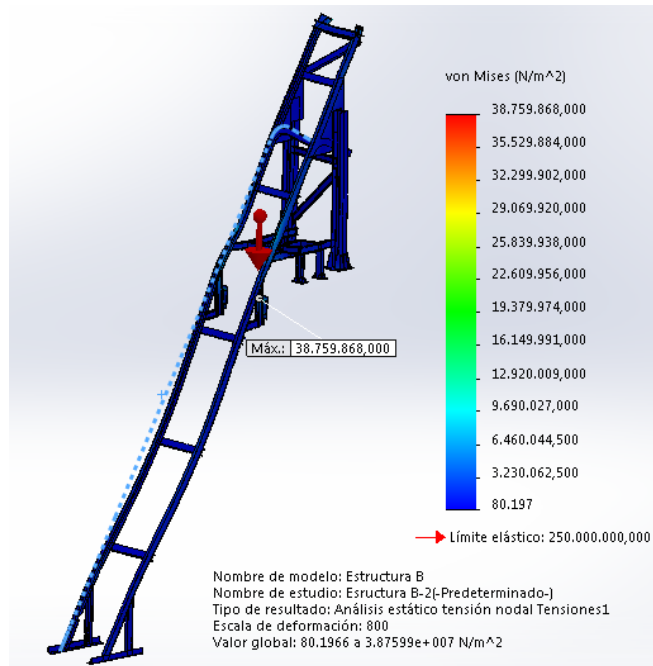


Figura 95. Trazado deformación total estructura B punto C1

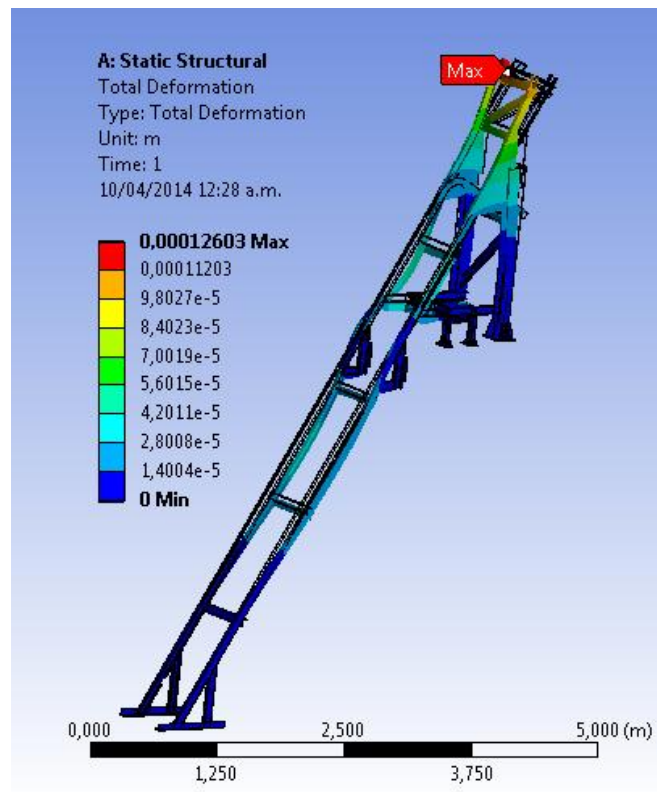


Figura 96. Trazado Facto de seguridad estructura B punto C1

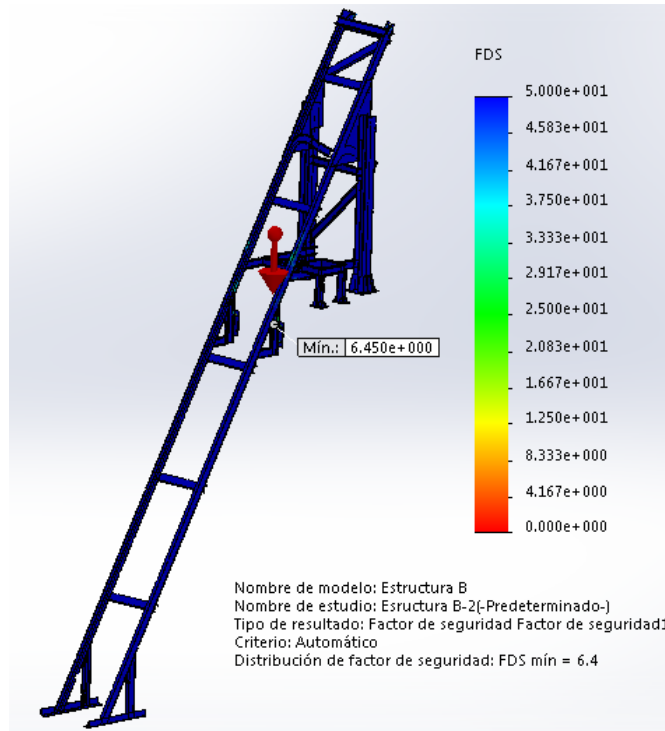


Figura 97. Trazado Factor de seguridad a la fatiga estructura B punto C1

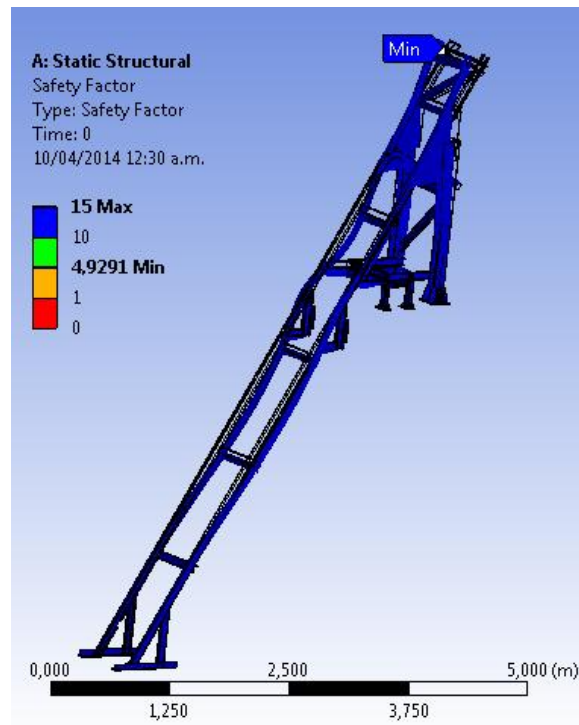
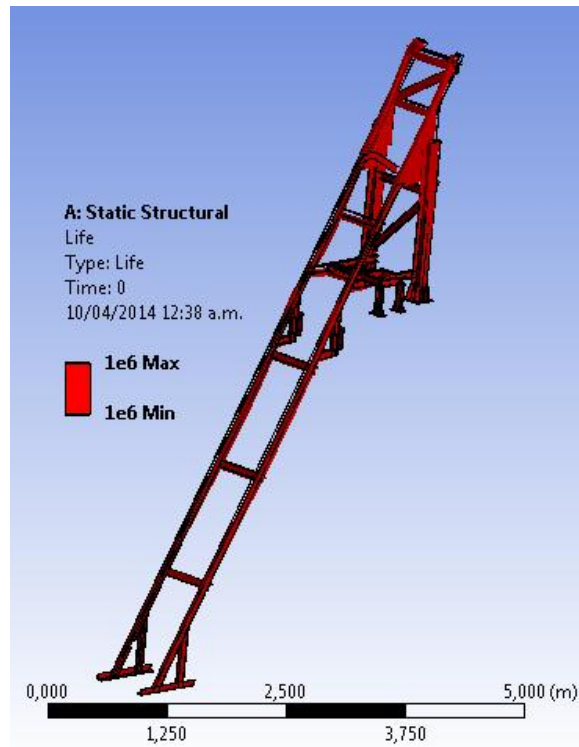


Figura 98. Trazado de los ciclos de vida estructura B



En el estudio de resistencia de la estructura de anclaje B, con la carga del contenedor aplicada sobre el punto crítico *C1*, se aprecia que el factor de seguridad mínimo (6.45) a cargas estática se presenta en el anclaje de la estructura a la viga principal de la plataforma de concreto (Figura 96), siendo ese punto donde se presenta el mayor esfuerzo sobre la estructura metálica. Por otro lado el mínimo factor de seguridad a la fatiga (4,92) arrojado por el software ANSYS Workbench (Figura 97), se ubica en el punto de fijación del cable de tracción a la estructura. Ambos valores de factor de seguridad están sobre el valor recomendado, aunque están ubicados en diferentes puntos sobre la estructura, algo que no pasó en ninguno de los análisis anteriores.

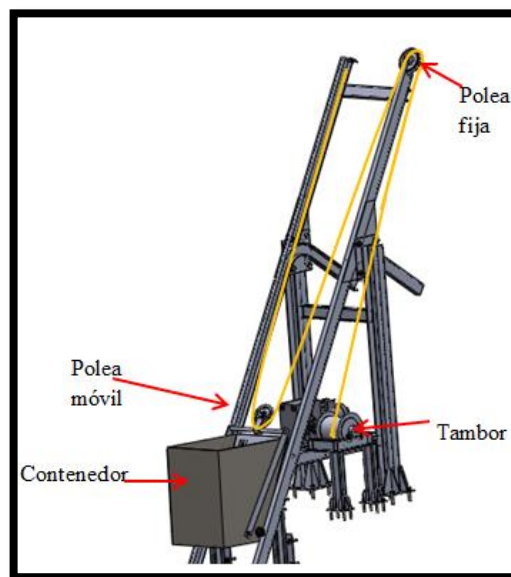
Como se aprecia en la figura 85 la deformación máxima (0.126 [mm]) la encontramos en el punto de fijación del cable de tracción a la estructura.

En la figura 98 podemos apreciar que los ciclos de vida de todos los componentes están limitados a un valor mínimo de $1 * 10^6$ [ciclos], haciendo la relación con las condiciones de operación a la empresa se traducen a una vida útil de 16.5 [años], al igual que en el análisis para la estructura A.

4.5.3. Diseño y selección de componentes para el sistema tractor. En este capítulo se realizará el diseño y la selección de los diferentes elementos que componen el sistema tractor a partir de los requerimientos de cada horno

4.5.3.1. Calculo del cable, diámetro de poleas y tambor para el horno A. Antes de comenzar con el cálculo del diámetro del cable, se hace necesaria la determinación del número de poleas en el montaje, además de la ubicación de cada una de ellas (figura 98), para nuestro diseño se utilizaron 2 poleas. La configuración del cable que se va a utilizar corresponde a la 6x19 con alma de acero, puesto que este se encuentra fácilmente en el mercado, ahora se procederá a determinar diámetro del cable, también se determinará el diámetro de las poleas y tambor puesto que influyen directamente en el diámetro obtenido

Figura 99. Ubicación de las poleas en el sistema de carga tipo skip



La tensión máxima del cable ya fue calculada anteriormente, para la realización de los cálculos de las dimensiones del cable, polea, tambor, etc. Utilizaremos el término F_{ca} , como la fuerza del cable.

$$F_{ca} = 2080[N]$$

El cable 6X19 alma de acero posee las siguientes características

Área de metal en la sección transversal

$$A_m = 0,4 * D_c^2$$

Módulo de elasticidad del alambre

$$E_r = 843700 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Módulo de elasticidad del acero

$$E_a = 2100000 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Se procede a determinar las diferentes características del cable, poleas y tambor. Comenzando por el cálculo del diámetro mínimo del cable

$$D_{cmin} = K * \left(\frac{F_{ca}}{g} \right)^{0,5} = 0,39 * \sqrt{\frac{2080 [N]}{10 \left[\frac{m}{s^2} \right]}} = 5,7[mm]$$

La K y S es un factor que tiene en cuenta la aplicación del cable, considerando cargas y servicios, obtenidos de la tabla 10

Tabla 10. Valores de K y S

Rangos para S	Rangos para K	Aplicación
6,0 - 7,0	0,32 - 0,34	Cables sometidos a cargas parciales y servicio frecuente
7,0 - 8,0	0,34 - 0,36	Cables sometidos a cargas totales y servicio normal
8,0 - 10	0,36 - 0,39	Cables sometidos a cargas totales y servicio frecuente

Fuente: LARBURU, Nicolás. Prontuario de Máquinas. pag.303

Ya calculado el diámetro mínimo del cable se estandariza y se selecciona de la tabla 11

Tabla 11. Diámetros de cables

Diámetro (pulg)	Peso aproximado Kg/m	Alma de Acero	
		Carga de rotura en Kgf	
		IPS	EIPS
1/4	0,172	2.603	3.011
5/16	0,267	4.054	4.662
3/8	0,386	5.805	6.676
7/16	0,520	7.864	9.025
1/2	0,684	10.159	11.791
9/16	0,877	12.789	14.875
5/8	1,070	15.873	18.231
3/4	1,546	22.676	26.032
7/8	2,111	30.567	35.193
1	2,75	39.728	45.714
1 1/8	3,479	49.977	57.506
1 1/4	4,29	61.405	70.658

Fuente: Emcocables. Cables. Disponible en: <<http://www.emcocables.com/catalogos/cables.pdf>>

Diámetro del cable

$$D_c = 6,5 [mm]$$

Fuerza ultima del cable

$$F_u = 2600[kgf]$$

Ahora se calcula la fuerza de rotura para las condiciones de carga y se compara con la Fuerza última del cable seleccionado

$$F_{rot} = S * \frac{F_{ca}}{g} = 9 * \frac{2080[N]}{10 \left[\frac{m}{s^2} \right]} = 1872 [kgf]$$

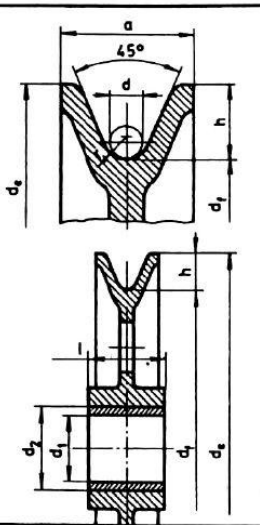
El cable seleccionado cumple con los requerimientos de carga de rotura, se determina el diámetro mínimo de las poleas y del tambor

$$D_{pmin} = S * \sqrt{\frac{F_{ca}}{g}} = 131 [mm]$$

El diámetro mínimo de polea calculado con la ecuación lo comparamos con el obtenido con la tabla 12

Tabla 12. Dimensiones de la polea a partir del diámetro de cable

GARGANTA					CUERPO			Cojinete		
Cable d	r	a		h	Diámetros		Eje d ₁	Diámetros		Long. l
		Fund.	Acero		d ₄	d ₅		d ₂	d ₃	
3,5 - 5	2,7	25	25	15	100	130	20 - 25	25	35	60
5 - 6,5	3,5	30	30	17,5	125	160	25 - 30	30	40	
6,5 - 8	4,5	32	30	20	160	200	25 - 40	35	45	70
8 - 10	5,4	36	32	20	200	240	20 - 50	40	50	80
10 - 13	7	40	36	25	250	300	25 - 60	45	57	
13 - 16	8,5	50	45	30	315	375	30 - 80	50	62	90
16 - 22	12	60	55	30	400	460	40 - 100	55	68	
22 - 27	14,5	70	65	40	500	580	50 - 125	60	72	100
27 - 33	18	80	75	45	630	720	60 - 140	70	85	
27 - 33	18	85	80	45	710	800	70 - 160	80	95	120
33 - 43	23	95	90	50	800	900	80 - 180	90	105	
40 - 45	24	105	95	55	900	1010	90 - 200	100	115	140
40 - 54	24/29	115	105	60	1000	1120	90 - 200	110	125	
43 - 58	26/32	125	110	65	1120	1250	100 - 220	125	145	160
45 - 58	26/32	135	120	75	1250	1400	100 - 220	140	160	
51 - 58	32	135	130	75	1400	1550	100 - 220	160	180	180



Fuente: LARBURU, Nicolás. Prontuario de Máquinas. pag.303. Tabla 5.9.

El diámetro de polea será

$$D_p = 16[cm]$$

Ahora determinamos el diámetro del tambor, este se calculara por formulas, las otras dimensiones del tambor se obtienen de la tabla 13, se usaran las características del cable de diámetro 8 [mm].

A partir de las formulas del Hernán Rojas para calcular el diámetro del tambor será

$$D_{tam} = 30 * D_c \approx 200 [mm]$$

Tabla 13. Dimensiones de tambor a partir del diámetro del cable

ESPIRAL				ESPESOR e , SEGUN LA CARGA							
Cable d	Tambor			Carga en kg.	Diámetro d_t del tambor						
	b	p	r		250	300	400	500	600	700	800
8	1	9,5	4,5	500	4-6	4-6					
10	1	12	5,5	1.000	6-9	6-9					
13	1,5	15	7	1.500		8-12	7-11				
16	2	18	9	2.000		9-14	8-13				
16	2	18	9	2.500			10-15	10-12			
19	2,5	22	10,5	3.000			11-16	11-16			
22	3	25	12	4.000				12-18			
24	3	27	13	5.000				14-20	14-20		
27	3,5	31	15	6.000					15-22	14-22	
29	3,5	33	16	7.000					16-24	16-24	
31	4	35	17	8.000						17-26	
31	4	35	17	9.000						19-27	18-26
33	4	37	18	10.000						20-28	19-27

Fuente: LARBURU, Nicolás. Prontuario de Máquinas. pag.303. Tabla 5.9.

Dimensiones obtenidas de la tabla 13

$$b_{tam} = 1[mm]$$

$$p_{tam} = 9,5 [mm]$$

$$r_{tam} = 4,5 [mm]$$

Se procede a calcular la longitud del tambor, primero se tiene que calcular el número de vueltas que se necesitan para enrollar el cable cuando el contenedor se encuentre en la zona de descarga, se debe tener en cuenta que cuando el contenedor se encuentre en la zona de carga en el tambor tiene que haber por lo menos dos espiras de cables aun enrollado

$$n_v = \frac{L}{\pi * D_{tam}} = \frac{17[m]}{\pi * 0,2[m]} \approx 27[vueltas]$$

La longitud del tambor será

$$L_{tambor} = n_v * p_{tam} + 2 * r_{tam}$$

$$L_{tambor} = 27 * 9,5 + 2 * 4,5 = 266 [mm] \approx 27[cm]$$

Pasamos a determinar el factor de seguridad que estamos manejando, lo primero es calcular el diámetro de los alambres que posee cada torón, para nuestro cable será:

$$D_w = 0,067 * D_c = 0,44 [mm]$$

Con el diámetro de cada torón se procede a calcular el esfuerzo aproximado al que queda sometido el cable a flexión, D_s es el diámetro final para las poleas

$$S_b = \frac{E_a * D_w}{D_s} = 2100000 \left[\frac{kgf}{cm^2} \right] * \frac{0,44 [mm]}{6,5 [mm]}$$

$$S_b = 5716 \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]$$

Con el esfuerzo aproximado a flexión se calcula la fuerza equivalente flectora

$$A_m = 0,4 * D_c^2 = 0,4 * (0,65[cm])^2 = 0,169[cm^2]$$

$$F_b = S_b * A_m = 0,169[cm^2] * 5716 \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]$$

$$F_b = 971 [kgf] = 9710[N]$$

Ahora si se puede calcular el factor de seguridad

$$N = \frac{F_u - F_b}{F_{ca}} = \frac{2600[kgf] - 971[kgf]}{2080 [N] * \left| \frac{1kgf}{9,81 [N]} \right|}$$

$$N = 7,2$$

A continuación se determinara la vida útil del cable con el número de ciclos antes de la falla por fatiga del cable en teoría

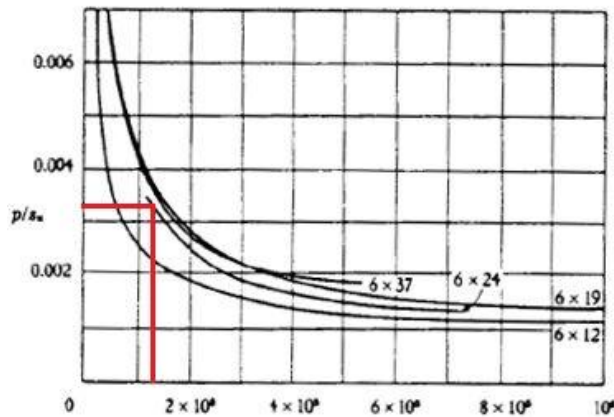
$$p = 2 * \frac{F_{ca}}{D_c * D_p} = \frac{2 * 2600 [N] * \left| \frac{1kgf}{9,81 [N]} \right|}{0,65[cm] * 16[cm]} = 47,55 \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]$$

$$S_u = 16874 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Donde D_c es el diámetro del cable, D_s es el diámetro de las poleas, F_{ca} es la fuerza que soporta el cable y S_u es el esfuerzo de fatiga admisible para acero de arado, con el p/S_u se va a la gráfica 9 y se obtiene el número de ciclos antes de la falla por fatiga del cable

$$\frac{p}{S_u} = \frac{37,55 \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]}{16874 \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]} = 2,648 \times 10^{-3}$$

Grafica 9. Número de ciclos vs p/Su



Fuente: V. M. Faires. Diseño de elementos de máquinas. pág. 620. Figura 17.30.

Encontramos que el cable calculado por un diseño estático posee una vida de 14 años de trabajo, suponiendo que en el día se presentan 240 ciclos de trabajo y que se trabajan 6 días a la semana y 52 semanas al año

$$Años = \frac{N_{ciclos}}{Ciclos_{diarios} * 52 * 6} = \frac{1,2 \times 10^6 [ciclos]}{240 \left[\frac{ciclos}{dia} \right] * 52 \left[\frac{semana}{año} \right] * 6 \left[\frac{dia}{semana} \right]}$$

$$Años = 14,7 [años]$$

4.5.3.2. Selección del motorreductor para el horno A. Para determinar si el motor eléctrico a utilizar necesita alguna característica especial, se deben mirar factores como el ambiente de trabajo; en nuestro caso se puede utilizar un motor eléctrico de corriente alterna común, ya que los efectos de la temperatura ambiente en el lugar de instalación del motor no supera los 55 °C y ese valor está

considerado en la operación normal del motor. En cambio se tendría en cuenta la recomendación de la tabla 14 sobre la pérdida de eficiencia con la temperatura.

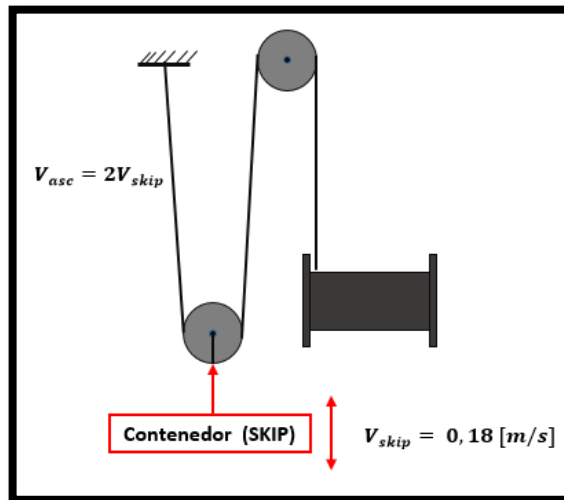
Tabla 14. Eficiencia dada por la temperatura ambiente

T° ambiente (°C)	<30	30 a 40	45	50	55	60
Potencia admisible en %de la nominal	107%	100%	96%	92%	87%	82%

Fuente: Pérez, Juan; Pineda, Manuel; Puche, Rubén; Roger, José. Influencia de la temperatura en la potencia mecánica desarrollada por un motor de inducción. Disponible en:< <http://riunet.upv.es/handle/10251/17180>>

La eficiencia térmica será $\mu_t = 0,82$

Figura 100. Configuración simplificada de poleas y tambor



De la figura 100 se observa que

$$V_{asc} = 2 * V_{skip} \rightarrow V_{asc} = 2 * 0,18 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$V_{asc} = 0,36 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Las revoluciones por minuto requeridas en el tambor para garantizar la velocidad de subida del contenedor

$$N_r = V_{asc} * \frac{2}{D_{tam}} \frac{60}{2 * \pi i} = 0,18 \left[\frac{m}{s} \right] * \frac{2}{0,2[m]} * \frac{60}{2 * \pi i}$$

$$N_r \approx 36$$

Se calcula la reducción que se busca en el reductor, con un motor eléctrico trifásico de 4 polos a 60 Hz

$$i = \frac{N_{mot}}{N_r} = \frac{1750[rpm]}{36[rpm]} \approx 50$$

La eficiencia mecánica para un sinfín corona conservativa está en el orden de

$$\mu_m = 0,84$$

La potencia requerida será

$$Pot_{red} = (F_{ca} * (2 * V_{skip})) * \frac{1,3}{\mu_m * \mu_t}$$

$$Pot_{red} = 2080[N] * 0,36 \left[\frac{m}{s} \right] * \frac{1,3}{0,84 * 0,85}$$

$$Pot_{red} \approx 1,9 [Hp]$$

El torque será

$$Tor_{red} = \frac{Pot_{red}}{N_{red} * \frac{2 * \pi i}{60}} = \frac{1,9[Hp]}{N_{red} * \frac{2 * \pi i}{60}} = 407 [N - m]$$

Tabla 15. Características del motor

Potencia		Carcasa	Par nominal (kgfm)	Corriente con rotor trabado I/In	Par con rotor trabado Tl/Tn	Par máximo Tt/Tn	Momento de Inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB(A)	380 V						Corriente nominal In (A)	
								Caliente	Frio			RPM	% de la potencia nominal			Factor de potencia			
													50	75	100	50	75		100
kW	HP																		
N Polos																			
0,12	0,16	63	0,068	5,0	2,7	3,3	0,0005	48	106	6,7	48	1715	53,0	61,0	64,0	0,45	0,56	0,65	0,438
0,18	0,25	63	0,103	5,0	2,5	3	0,0006	39	86	7,7	48	1710	62,0	67,0	70,0	0,49	0,61	0,70	0,558
0,25	0,33	63	0,142	5,5	2,9	3,2	0,0007	30	66	8,2	48	1710	66,0	71,0	73,0	0,46	0,59	0,69	0,754
0,37	0,5	71	0,213	5,1	2,8	2,9	0,0007	52	114	8,5	47	1690	71,5	74,5	75,0	0,49	0,62	0,70	1,07
0,55	0,75	71	0,320	4,9	2,8	2,9	0,0008	43	95	11,5	47	1675	75,5	77,0	77,5	0,49	0,62	0,71	1,52
0,75	1	90S	0,416	7,6	2,6	3,2	0,0049	24	53	18,5	51	1755	80,0	84,0	85,5	0,60	0,72	0,79	1,69
1,1	1,5	L90S	0,610	7,6	2,7	3,2	0,0060	18	40	22,0	51	1755	82,5	85,5	86,5	0,60	0,73	0,80	2,42
1,5	2	L90S	0,832	7,7	2,8	3,3	0,0066	15	33	23,0	51	1755	84,0	86,0	86,5	0,59	0,72	0,80	3,29
2,2	3	100L	1,23	7,6	3,8	3,7	0,0097	24	53	33,0	54	1740	86,6	88,2	89,5	0,59	0,72	0,79	4,72
3	4	112M	1,66	7,8	2,6	3,5	0,0156	27	59	42,0	56	1760	87,2	89,0	89,5	0,58	0,70	0,79	6,45
3,7	5	112M	2,05	7,6	2,4	3,3	0,0181	23	51	44,0	56	1755	88,1	89,3	89,5	0,61	0,74	0,80	7,85
4,5	6	112M	2,51	7,0	2,4	3	0,0180	17	37	44,0	56	1745	88,7	89,5	89,5	0,61	0,74	0,80	9,55
5,5	7,5	132S	3,04	8,4	2,4	3,6	0,0488	16	35	67,0	58	1765	89,9	91,2	91,7	0,63	0,76	0,82	11,1
7,5	10	132S	4,14	8,2	2,3	3,5	0,0563	13	29	72,0	58	1765	90,8	91,6	92,0	0,66	0,78	0,84	14,7
9,2	12,5	132M/L	5,08	8,5	2,4	3,5	0,0676	9	20	86,0	58	1765	91,0	91,8	92,4	0,66	0,78	0,84	18,1
11	15	160M	6,07	7,0	2,5	3	0,1188	15	33	112	64	1765	90,6	92,4	92,7	0,63	0,75	0,81	22,2
15	20	160M	8,23	7,7	3	3,5	0,1471	13	29	133	64	1775	91,6	93,2	93,4	0,64	0,75	0,82	29,8
18,5	25	160L	10,2	7,3	2,7	3,2	0,1813	12	26	148	64	1770	92,4	93,6	93,8	0,64	0,75	0,81	36,9
22	30	180M	12,1	7,2	3	3	0,1919	20	44	176	64	1775	93,0	93,8	94,0	0,68	0,78	0,83	42,8
30	40	200M	16,5	6,6	2,2	2,8	0,3202	22	48	215	66	1775	93,6	94,2	94,4	0,70	0,79	0,84	57,4
37	50	200L	20,3	6,4	2,5	2,7	0,3728	20	44	243	66	1775	94,0	94,5	94,6	0,70	0,80	0,84	70,7
45	60	225S/M	24,6	7,5	2,4	2,8	0,6367	14	31	404	67	1780	94,2	94,7	95,1	0,71	0,80	0,85	84,5
55	75	225S/M	30,1	7,5	2,4	2,8	0,7346	12	26	430	67	1780	94,5	95,0	95,4	0,74	0,83	0,87	101

Fuente: WEG. Motor eléctrico trifásico W22. Disponible en: < <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-w22-motor-trifasico-tecnico-mercado-latinoamericano-50024297-catalogo-espanol.pdf>>

El factor de servicio para el reductor lo obtenemos de la tabla 16

Tabla 16. Factor de servicio

Naturaleza del tipo de trabajo	n° de horas que trabaja al día		
	< 2	2 - 8	8 - 24
Trabajo continuo.	sf 0,8	sf 1,00	sf 1,25
Paradas y arrancadas moderadas. Cambios de giro reducidos.	sf 1,0	sf 1,25	sf 1,5
Paradas y arrancadas constantes. Cambios de giro constantes.	sf 1,25	sf 1,5	sf 1,75

Fuente: REM. Catalogo reductores sinfin corona. Disponible en: < <http://www.soltecn a.com/doc/es-catalogo-rem-.pdf>>

Con el factor de servicio pasamos a seleccionar el reductor de la tabla 17

Tabla 17. Características motorreductores

kW; HP ₁	n ₁ (gir/min)	n ₂ (gir/min)	M ₂ (Nm)	i	sf	TIPO-TYPE-TYP	MOTORE-MOTOR
1,5	1400	280	46	5,0	2,9	U63	90L/4
2	1400	187	68	7,5	2,0	U63	90L/4
	1400	140	89	10,0	1,5	U63	90L/4
	1400	93	128	15,0	1,1	U63	90L/4
	1400	70	167	20,0	0,8	U63	90L/4
	1400	140	90	10,0	2,6	U75	90LA/4
	1400	93	132	15,0	1,8	U75	90LA/4
	1400	70	169	20,0	1,4	U75	90LA/4
	1400	56	205	25,0	1,1	U75	90LA/4
	1400	47	235	30,0	1,1	U75	90LA/4
	1400	35	296	40,0	0,9	U75	90LA/4
	1400	56	211	25,0	1,6	U90	90LA/4
	1400	47	240	30,0	1,7	U90	90LA/4
	1400	35	308	40,0	1,5	U90	90LA/4
	1400	28	371	50,0	1,1	U90	90LA/4
	1400	23	424	60,0	0,9	U90	90LA/4
	1400	35	320	40,0	2,3	U110	90LA/4
	1400	28	384	50,0	1,7	U110	90LA/4
	1400	23	443	60,0	1,4	U110	90LA/4
	1400	18	548	80,0	1,0	U110	90LA/4

Fuente: SITI. Junio de 2010. Catalogo técnico. Disponible en: < http://ventilata.lt/files/Sli_ekiniu%20reduktoriu%20U-MU%20techniniai%20duomenys.pdf >

Un reductor sin fin corona en particular, el campo de temperatura operativa aceptable, puede ser de 50° por encima de la temperatura ambiente, hasta un límite de 100 °C

Ahora pasamos a determinar el tiempo de aceleración que necesita el motor, este tiempo se obtiene de la ecuación

$$tiempo_{arranque} = \frac{J_{equivalente} [kg - m^2] * 1750 [rpm] * \left(2 * \frac{\pi}{60}\right)}{T_{arr} [N - m]}$$

Pasamos a determinar el momento de inercia equivalente $J_{equivalente}$ que estaría en el eje del motor, esta inercia será

$$J_{equivalente} = J_{motor} + \frac{J_{tambor} + J_{carga}}{i^2}$$

La inercia del motor J_{motor} se obtiene de la tabla 15

$$J_{motor} = 9,6 \times 10^{-3} [kg - m^2]$$

La inercia del tambor se calcula así

$$J_{tambor} = \frac{M_{tambor}}{2} * \left(\frac{D_{tam}^2}{2} \right)$$

La masa del tambor

$$M_{tambor} = L_{tambor} * D_{tam} * \pi * P_{lam_{tam}} * 1,5$$

El peso de la lámina de espesor 4mm se obtiene de la tabla 3

$$M_{tambor} = 0,27 [m] * 0,2[m] * \pi * 32,81 \left[\frac{kg}{m^2} \right] * 1,5 \approx 8,3[kg]$$

$$J_{tambor} = \frac{8,3}{2} [kg] * \left(\frac{0,2^2}{2} [m^2] \right) = 0,0934[kg - m^2]$$

La inercia de la carga se calcula a continuación

$$J_{carga} = \frac{(m_{skip} + m_{fe} + m_{cal})}{4 * \pi^2} * \left(60 * \frac{V_{skip}}{rpm_{salida}} \right)^2$$

$$J_{carga} = \frac{(50[kg] + 250[kg] + 9[kg])}{4 * \pi^2} * \left(\frac{60[seg]}{1[min]} * \frac{0,18 \left[\frac{m}{s} \right]}{35 \left[\frac{rev}{min} \right]} \right)^2 = 0,995[kg - m^2]$$

$$J_{equivalente} = 9,6 \times 10^{-3} [kg - m^2] + \frac{0,0934[kg - m^2] + 0,995[kg - m^2]}{50^2}$$

$$J_{equivalente} = 0,009941[kg - m^2]$$

Ahora va a determinar el torque del tambor referido al eje del motor

$$M_{refmot} = Tor_{red} * \left(\frac{1}{i}\right) = 407[N - m] * \left(\frac{1}{50}\right) = 8,15[N - m]$$

Calculamos el torque de arranque, este será igual al torque nominal del motor por la relación del torque máximo, estos se obtienen de la tabla 15

$$Torque_{arranque} = 8,32 * 3,3 \approx 27,2[N - m]$$

Se procede a calcular la diferencia entre el torque de arranque y el torque del tambor referido al motor

$$T_{arr} = Torque_{arranque} - M_{refmot} \approx 19,05[N - m]$$

Se procede a calcular el tiempo de aceleración

$$tiempo_{arranque} = \frac{J_{equivalente} * 1750 * \left(2 * \frac{\pi i}{60}\right)}{T_{arr}} = 0,0944[s]$$

La aceleración del sistema será

$$a_{sistema} = \frac{v_{skip}}{tiempo_{arranque}} = 1,91 \left[\frac{m}{s^2}\right]$$

4.5.3.3. Diseño del eje del tambor por resistencia para el horno A. El eje del tambor es un elemento rotatorio empleado para transmitir la potencia que sale del motorreductor y entra al tambor en el proceso de izado de carga, este está sometido a unas cargas fluctuantes.

El material seleccionado para construir el eje es un Acero 4140 que tiene las siguientes características:

$$S_u = 150000[\text{psi}] \approx 1,034 \times 10^9 [\text{Pa}]$$

$$S_{yp} = 100000[\text{psi}] \approx 6,7 \times 10^8 [\text{Pa}]^{26}$$

A partir de los cálculos de la potencia, se determinó la fuerza que estaría ejerciendo el cable, la cual se transmite al tambor de enrollamiento, esta tiene una magnitud F_c .

Además se determinó el diámetro de enrollamiento del tambor D_{tam} . Ahora se procede a diseñar el eje del tambor, iniciando por realizar un diagrama de cuerpo libre reemplazando los elementos mecánicos por sus respectivas reacciones.

Figura 101. Esquema simplificado del tambor y eje

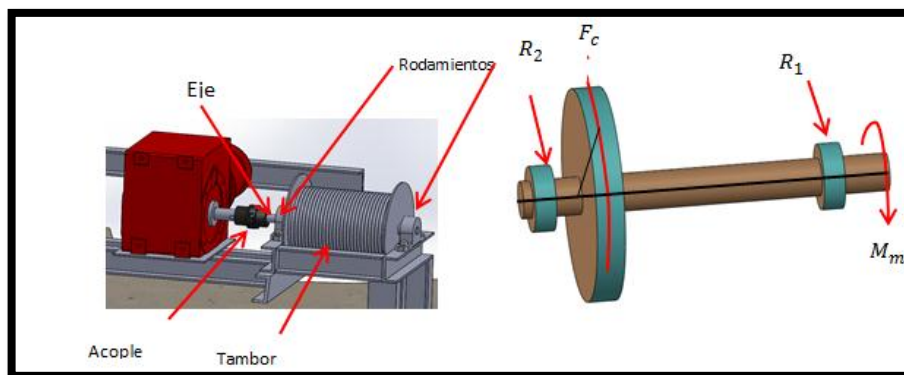
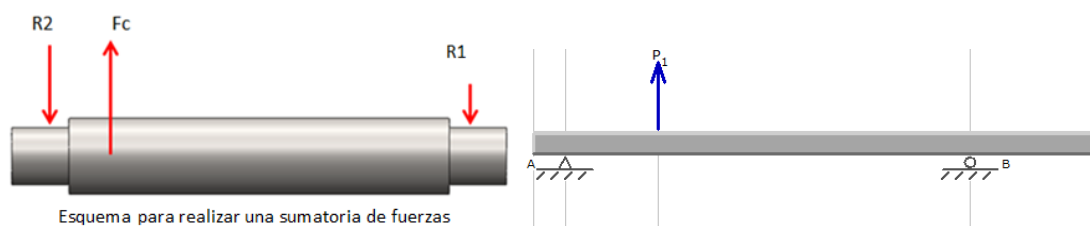


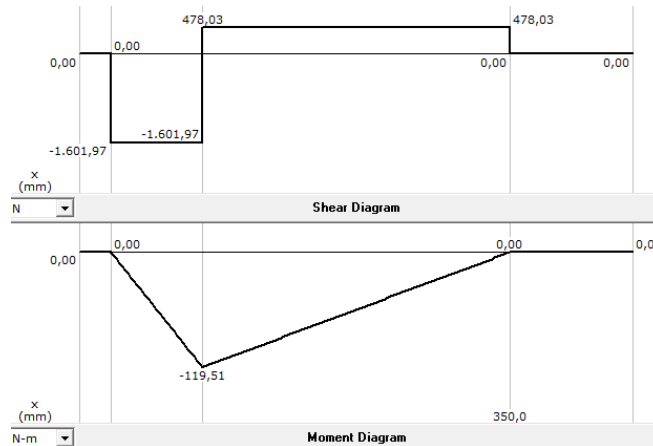
Figura 102. DCL del tambor



²⁶ Acero grado maquinaria; AISI 4140

Haciendo el diagrama de cortante y el de momentos obtenemos la parte crítica

Gráfica 10. Diagrama de cortante y flector (según MD Solids)



El cortante se obtiene de la gráfica 10

$$Ma = 120[N - mm]$$

Determinamos el torque debido a la fuerza por el radio del tambor por acción y reacción es de igual magnitud y sentido contrario al que sale del motor

$$Ta = \frac{D_{tam} * F_c}{2} = \frac{0,2[m]2080[N]}{2}$$

$$Ta = 208[N - m]$$

El límite a la fatiga modificado para el enfoque de vida infinita se presenta a continuación

$$S_e = \left(\frac{1}{K_f}\right) * Cr * Cs * Cf * S_{dot_n}$$

El límite a la fatiga del esfuerzo del acero experimental bajo condiciones ideales de una carga flectora es:

$$S_{dot{n}} = 0,5 * S_u = 75000 [psi] \approx 5,17 \times 10^8 [Pa]$$

Tabla 18. Factores que influyen en la resistencia a la fatiga

Factores que influyen en la resistencia a la fatiga			
Efectos del material	Efectos ambientales	Efectos de fabricación	Fatiga Superficial
1- Composición química	1-Corrosión	1-Desgaste por fatiga	1-Fatiga superficial
2-Condición de falla	2-Periodos de reposo	2-Desgaste por corrosión	
3-Variación del material	3- Temperatura	3-Tratamiento termico	2-Efectos combinados
4-Tamaño y forma		4-Metodo de fabricación	
5-Velocidad		5-Concentración de esfuerzo	
6-Bajo esforzado y sobre esforzado		6-Tratamiento superficial	

Fuente: DEUTSCHMAN, Aaron; Michles, Walter; Wilson, Charles. Diseño de máquinas: Teoría y práctica. pág. 122. Tabla 3.1.

Ahora se pasa a determinar cada uno de los factores para la modificación del límite a la fatiga

Factor debido concentración de esfuerzos $k_f = 1$

Como en el punto de máximo cortante no presenta concentradores de esfuerzo (no hay cambio de sección ni entalladura) el valor de K_f será

Factor debido a la confiabilidad C_r

$$C_r = 1 - 0,08 * (D.M.F) = C_r = 0,836$$

Donde el D.M.F es el factor de desviación de multiplicación y se obtiene de la tabla 19

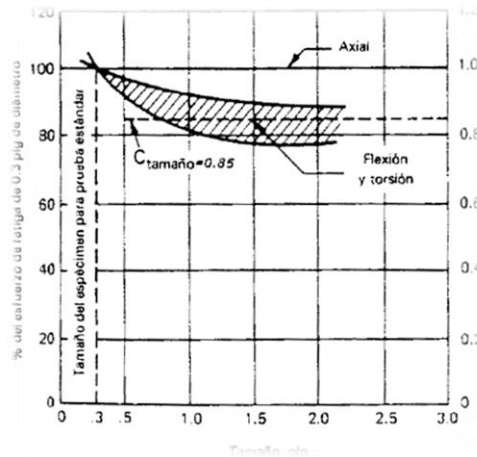
Tabla 19. Niveles de confiabilidad

Razon de supervivencia	Factor de desviación de multiplicación (D.M.F)
90,00	1,28
95,00	1,64
98,00	2,05
99,00	2,33
99,90	3,08
99,99	3,62

Fuente: DEUTSCHMAN, Aaron; Michles, Walter; Wilson, Charles. Diseño de máquinas: Teoría y práctica. Charles. pág. 124. Tabla 3.2.

Factor debido al tamaño $C_s = 0,85$, este factor es obtenido de la gráfica 11.

Gráfica 11. Factor de tamaño

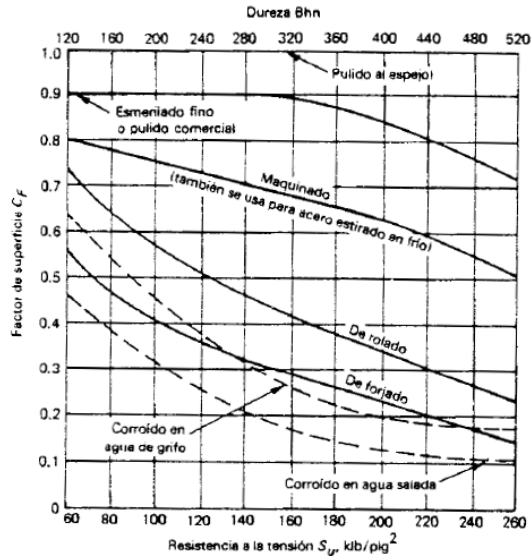


Fuente: DEUTSCHMAN, Aaron; Michles, Walter; Wilson, Charles. Diseño de máquinas: teoría y práctica. pág. 124. Figura 3.27.

Factor debido al acabo de la superficie C_f , este factor es obtenido de la gráfica 12

$$C_f = 0,77$$

Grafica 12. Factor de superficie



Fuente: DEUTSCHMAN, Aaron; Michles, Walter; Wilson, Charles. Diseño de máquinas: teoría y práctica. pág. 930. Figura B-3

Remplazando los factores en la ecuación del límite a la fatiga modificado

$$S_e = \left(\frac{1}{1}\right) * 0,836 * 0,85 * 0,77 * 5,17 \times 10^8 [\text{Pa}]$$

$$S_e = 2,83 \times 10^8 [\text{Pa}]$$

Para determinar el diámetro del eje se usa el diseño de ejes para cargas fluctuantes y choques, la cual se basa en la teoría de cortante máximo y emplea factores combinados de choque y fatiga

$$\frac{S_{yp}}{N} = \frac{32}{\pi * D^3} * \sqrt{K_{sb} * \left(M_m + S_{yp} * \frac{Ma}{S_e}\right)^2 + K_{st} * \frac{3}{4} * \left(\frac{S_{yp}}{S_e} * T_r + T_a\right)^2}$$

Debido a que la carga flexionante es repetitiva $M_m = 0$; como no hay volantes, embragues, etc el par de torsión es estable $T_r = 0$

$$\frac{S_{yp}}{N} = \frac{32}{\pi * D_{\min \text{ eje}}} * \sqrt{K_{sb} * \left(S_{yp} * \frac{Ma}{S_e}\right)^2 + K_{st} * \frac{3}{4} * Ta^2}$$

Factores K_{st} y K_{sb} , estos factores tienen en cuenta las condiciones de trabajo del eje durante el funcionamiento

$$K_{st} = K_{sb} = 1,4$$

Dada las condiciones de que los choques que se presentan, se encuentra en el rango de 1.0- 1.5 pues los choques son menores

Tabla 20. Valores de Kst y Ksb

Coeficiente	Valor
K_{sb}, K_{st}	1.0 para cargas estables o aplicadas gradualmente
	1.0– 1.5 para choques menores
	1.5– 2.0 para choques fuertes

Fuente: DEUTSCHMAN, Aaron; Michles, Walter; Wilson, Charles. Diseño de máquinas: teoría y práctica. pág. 362

El factor de seguridad para elementos mecánicos que están sujetos a carga variantes, el factor de seguridad se basa en el límite de ruptura para carga cíclica del material utilizado, los siguientes factores de seguridad están basados en la resistencia a la cedencia

Tabla 21 Factores de seguridad de ejes

Factor de seguridad	Concepto
1.25 – 1.5	Para materiales excepcionalmente confiables usados bajo condiciones controladas y sujetos a carga y esfuerzos que puedan determinarse con exactitud.
1.5 – 2	Para materiales bien conocidos, para condiciones de medio ambiente razonablemente constante y sujeto a cargas y esfuerzos que puedan calcularse con facilidad
2.0 – 2.5	Para materiales promedio que trabajen en condiciones ambiente ordinarias y esfuerzo que puedan calcularse
2.5 – 3.0	Para materiales poco experimentados o frágiles en condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo
3.0 – 4.0	Para materiales no experimentados usados para condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo
3.0 – 4.0	Deberá también usarse con materiales mejor conocidos que vayan a usarse en condiciones ambientales inciertas o sujetos a esfuerzos inciertos

Fuente: DEUTSCHMAN, Aaron; Michles, Walter; Wilson, Charles. Diseño de máquinas: teoría y práctica. p 22

$$\frac{6,7 \times 10^8 [Pa]}{2,5} = \frac{32}{\pi * D_{mineje}} \sqrt{1,4 \left(6,7 \times 10^8 [Pa] * \frac{120 [N - m]}{2,83 \times 10^8 [Pa]} \right)^2 + 1,4 * \frac{3}{4} * (208 [Pa])^2}$$

De aquí se obtiene el diámetro mínimo del eje del tambor por resistencia a la fatiga

$$D_{mineje} = 2,43 [cm]$$

4.5.3.4. Selección de las chumaceras del tambor del malacate para el horno

A. Las chumaceras son los elementos que se encargan de asegurar el tambor a la estructura, estas deben ser seleccionadas mediante un procedimiento similar al de los rodamientos, teniendo en cuenta choques y vibraciones que se presentan en la operación diaria de los sistemas

Al momento de seleccionar una chumacera que cumpla con los requerimientos de carga del sistema, se obtendrá un diámetro de eje el cual tiene que ser comparado con el obtenido a partir del diseño a falla por fatiga

La reacción en las chumaceras es de naturaleza radial, la magnitud de esta fuerza es obtenida del diagrama de cortante, se seleccionara la fuerza máxima que se presenta en la gráfica 10.

$$F_r = 1600[N]$$

Se calcula la fuerza real sobre el eje

$$P = f_w * F_r = 1600[N] * 2,7 = 4320 [N]$$

Para choques fuertes en operación, de la tabla 7 se obtiene que $f_w = 2,7$

Con las revoluciones por minuto de salida del motorreductor (36 rpm) hallamos el factor de velocidad f_n de la tabla 8

Pasamos a definir cuál es nuestra duración esperada del rodamiento en horas de uso (vida nominal básica) para obtener el factor de vida de la tabla 8

$$L_{10h} = 10.000$$

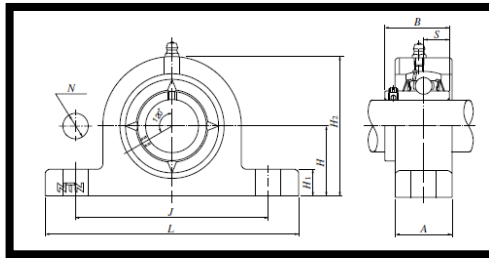
Ahora calculamos la fuerza dinámica equivalente

$$f_{hb} = f_{nb} * \frac{P_{din}}{P}$$

$$2,7 = 0,86 * \frac{P_{din}}{4320 [N]} \quad \rightarrow \quad P_{din} = 14467 [N]$$

Vamos a la tabla 22 y seleccionamos una chumacera que cumpla con los requerimientos de carga dinámica y estática y un diámetro de eje igual o mayor al calculado. Las características geométricas del sistema de rodadura se aprecian en la figura 103.

Figura 103. Dimensiones de la chumacera



Fuente: NTN, corporation. Catalog Bearing Units Steel Series No3902/E. pág. 3

Tabla 22. Tablas de chumaceras NTN

Bore dia. mm	Part number	Boundary dimensions mm										Nominal bolt dia.	Insert bearing number	Basic dynamic rated load kN Cr	Basic static load kN Cor	Housing part number	Mass kg (Net)
		H	L	J	A	N	H ₁	H ₂	B	S	H ₃						
25	UCPG305D1	45	175	132	35	15	85	38	15	17	19	M14	UC305D1	21.2	10.9	PG305D1	1.4
30	UCPG306D1	50	180	140									18	95	43	17	UC306D1
35	UCPG307D1	56	210	160	40	20	106	48	22	M16	UC307D1	33.5	19.1	PG307D1	2.8		
40	UCPG308D1	60	220	170	45	22	116	52			UC308D1	40.5	24.0	PG308D1	3.0		
45	UCPG309D1	67	245	190	50	24	129	57	24	M20	UC309D1	53.0	32.0	PG309D1	4.1		
50	UCPG310D1	75	275	212	55	27	143	61			UC310D1	62.0	38.5	PG310D1	5.8		
55	UCPG311D1	80	310	236	60	30	154	66	26	M20	UC311D1	71.5	45.0	PG311D1	7.4		
60	UCPG312D1	85	330	250	65	32	165	71			UC312D1	82.0	52.0	PG312D1	9.4		
65	UCPG313D1	90	340	260		24	33	176	75	30	UC313D1	92.5	60.0	PG313D1	10		

Fuente: NTN, corporation. Catálogo Bearing Units Steel Series No3902/E. pág. 3

La chumacera que cumple con los requerimientos calculados anteriormente es la UCPG305D1, que tiene un diámetro interno de 25 [mm], este corresponderá al diámetro del eje del tambor en dicho punto para el horno B. Se debe considerar la posibilidad de una chumacera de 1" de diámetro interno y que cumpla con los mismos requerimientos de carga, en el caso de la disponibilidad en el mercado.

4.5.3.5. Selección de acople entre el motorreductor y tambor del malacate. Ya después de calcular el diámetro del eje del tambor y tener el diámetro de salida del eje del motorreductor escogido y seleccionado, procedemos a seleccionar el acople encargado de transmitir la potencia hacia el tambor.

La potencia a transmitir es $Pot = 2[Hp]$

Factor de servicio, es obtenido de la tabla 23

Tabla 23. Factores de servicio para acoples

FACTORES DE SERVICIO:

MAQUINA MOTRIZ	DURACION DIARIA DE FUNCIONAMIENTO	FACTOR SEGUN TIPO DE CARGA (máquina conducida)		
		UNIFORME	GOLPES MODERADOS	GOLPES FUERTES
MOTOR ELECTRICO	DE 1-3 HORAS	1	1.5	2
	HASTA 10 HORAS	1.5	2	2.5
	24 HORAS	1.75	2.5	3
MOTOR DE COMBUSTION INTERNA 4 – 6 CILINDROS	DE 1-3 HORAS	1.5	1.75	2
	HASTA 10 HORAS	1.75	2	2.5
	24 HORAS	2	2.5	3
MOTOR DE COMBUSTION INTERNA 1 –3 CILINDROS	DE 1-3 HORAS	1.75	2	2.5
	HASTA 10 HORAS	2	2.5	3
	24 HORAS	2.5	3	3.5

Fuente: ERHSA. Acoplamiento elásticos, Catalogo técnico. Disponible en: <<http://www.erhsa.com/pdf/acoplamiento-elasticos-erhsa.pdf>>

$$FS = 2$$

Velocidad de rotación del eje de salida del motorreductor y del tambor

$$rpm = 43[rpm]$$

El momento torsor a transmitir será

$$T_{cat} = \frac{7026 * Pot * Fs}{rpm} [N - m]^{27}$$

$$T_{cat} = \frac{7026 * 2[Hp] * 2}{43[rpm]} = 654 [N - m]$$

A partir de las revoluciones por minuto y del torque a transmitir se pasa a determinar el acople en la tabla 24

Tabla 24. Capacidad y dimensiones de acoples

MODELO	CAPACIDAD				DIMENSIONES (mm)								
	n _{max} RPM	Nnom/rpm HP/RPM	Mt Nm	Peso kg	d1 max	d max	D	B	F	H	K	L	Tipo
FL 19/24	14000	0.0015	10	0.33	24	-	40	25	-	2	-	66	1a/1a
FL 24/28	10600	0.0036	25	0.66	28	-	55	30	-	2	-	78	1a/1a
FL28/38	8500	0.0065	46	1.2	38	-	65	35	-	2.5	-	90	1a/1a
FL 38/45	7100	0.013	93	2.3	45	38	80	45	66	3	37	114	1/1a
FL 42/55	6000	0.020	140	3.6	55	42	95	50	75	3	40	126	1/1a
FL 48/60	5600	0.027	190	4.8	60	48	105	56	85	3.5	45	140	1/1a
FL 55/70	4750	0.034	240	7.4	70	55	120	65	98	4	52	160	1/1a
FL 65/75	4250	0.045	320	11	75	65	135	75	115	4.5	61	185	1/1a
FL 75/90	3550	0.077	540	18	90	75	160	85	135	5	69	210	1/1a
FL 90/100	2800	0.170	1200	30	100	90	200	100	160	5.5	81	245	1/1a
FL 38	7100	0.013	93	2	-	38	80	45	66	3	37	114	1/1
FL 42	6000	0.020	140	3.2	-	42	95	50	75	3	40	126	1/1
FL 48	5600	0.027	190	4.4	-	48	105	56	85	3.5	45	140	1/1
FL 55	4750	0.034	240	6.7	-	55	120	65	98	4	52	160	1/1
FL 65	4250	0.045	320	10	-	65	135	75	115	4.5	61	185	1/1
FL 75	3550	0.077	540	16	-	75	160	85	135	5	69	210	1/1
FL 90	2800	0.170	1200	27.5	-	90	200	100	160	5.5	81	245	1/1

Fuente: ERHSA. Acoplamiento elástico, Catalogo técnico. Disponible en: <<http://www.erhsa.com/pdf/acoplamiento-elastico-erhsa.pdf>>

El acople que se seleccionó es el FL90/100, en la tabla 25 se determina que el tipo ajuste recomendado es un ajuste con interferencia y chaveta

²⁷ ERHSA. Acoplamiento elástico, Catalogo técnico

Tabla 25. Tolerancias

TIPO DE AJUSTE	TOLERANCIAS DEL EJE	TOLERANCIAS DEL AGUJERO
AJUSTES CON INTERFERENCIA Y CHAVETA	h 6 k 6 m 6 n 6 p 6	S 7 M 7 K 7 J 7 H 7
AJUSTES CON INTERFERENCIA SIN CHAVETA	u 6 v 6 x 6	H 7

Fuente: ERHSA. Acoplamientos elásticos, Catalogo técnico. Disponible en: <<http://www.erhsa.com/pdf/acoplamientos-elasticos-erhsa.pdf>>

4.5.3.6. Cálculo del cable, diámetro de poleas y tambor para el horno B. Antes de comenzar con el cálculo del diámetro del cable, se hace hincapié que la configuración de las poleas y montaje es idéntico al del horno A, solo que presenta algunas modificaciones en lo concerniente a requerimientos de carga. La configuración del cable que se va a utilizar corresponde a la 6x19 con alma de acero, al igual que en el horno A

También se le llamara a la tensión del cable F_{ca} , la cual se calculó anteriormente para el horno A

$$F_{ca} = 1710[N]$$

El cable 6X19 alma de acero posee las siguientes características

Área de metal en la sección transversal

$$A_m = 0,2996[cm^2]$$

Módulo de elasticidad del alambre

$$E_r = 843700 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Módulo de elasticidad del acero

$$E_a = 2100000 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Se procede a determinar las diferentes características del cable, poleas y tambor. Comenzando por el cálculo del diámetro mínimo del cable

$$D_{c_{min}} = K * \left(\frac{F_{ca}}{g} \right)^{0,5} = 0,39 * \sqrt{\frac{1710 [N]}{10 [N]}} = 5,1 [mm]$$

La K y S es un factor que tiene en cuenta la aplicación del cable, considerando cargas y servicios, se obtienen de la tabla 10

Ya calculado el diámetro mínimo del cable se estandariza y se selecciona de la tabla 11

Diámetro del cable es $D_c = 6,5 [mm]$

Fuerza última del cable es $F_u = 2600 [kgf]$

Ahora se va a calcular la fuerza de rotura para las condiciones de carga y se compara con la fuerza última del cable seleccionado

$$F_{rot} = S * \frac{F_{ca}}{g} = 9 * \frac{1070 [N]}{10 [N]} = 1540 [N]$$

El cable seleccionado cumple con los requerimientos de carga de rotura, se determina el diámetro mínimo de las poleas y del tambor

$$D_{p_{min}} = S * \sqrt{\frac{F_{ca}}{g}} = \sqrt{\frac{1070 [N]}{10 [N]}} = 117 [mm]$$

El diámetro mínimo de polea calculado con la ecuación se compara con el obtenido con la tabla 12

El diámetro de la polea será $D_{polea} = 16 [mm]$

Ahora determinamos el diámetro del tambor, este se calculara por formulas, las otras dimensiones del tambor se obtienen de la tabla 13, se usaran las características del cable de diámetro 8 [mm].

A partir de las formulas del Hernán Rojas para calcular el diámetro del tambor será

$$D_{tam} = 30 * D_c = 200 [mm]$$

Dimensiones obtenidas de la tabla 13

$$b_{tam} = 1[mm] \quad p_{tam} = 9,5 [mm] \quad r_{tam} = 4,5 [mm]$$

Se calcula el número de vueltas que se necesitan para enrollar el cable cuando el contenedor se encuentre en la zona de descarga

$$n_v = \frac{L}{\pi * D_{tam}} = \frac{15[m]}{\pi * 0,2[m]} \approx 24[vueltas]$$

La longitud del tambor será

$$L_{tambor} = n_v * p_{tam} + 2 * r_{tam} \approx 23,5[cm]$$

Puesto que el cable de igual diámetro, configuración y material, las propiedades como diámetro de torón, esfuerzo aproximado al que queda sometido el cable y la fuerza equivalente flectora serán los mismos que para el cable del horno A

$$D_w = 0,44 [mm]$$

Esfuerzo aproximado al que queda sometido el cable a flexión

$$S_b = 5716 \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]$$

Fuerza equivalente flectora

$$F_b = 971 [kgf] = 9710 [N]$$

Ahora si se puede calcular el factor de seguridad

$$N = \frac{F_u - F_b}{F_{ca}} = \frac{2600 [kgf] - 971 [kgf]}{1710 [N] * \left| \frac{1kgf}{9,81 [N]} \right|}$$

$$N = 9,1$$

A continuación se determinara la vida útil del cable con el número de ciclos antes de la falla por fatiga del cable en teoría

$$p = 2 * \frac{F_{ca}}{D_c * D_s} = \frac{2 * 1710 [N] * \left| \frac{1kgf}{9,81 [N]} \right|}{0,65 [cm] * 16 [cm]} = 30,9 \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]$$

$$S_u = 16874 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Donde D_c es el diámetro del cable, D_s es el diámetro de las poleas, F_{ca} es la fuerza que soporta el cable y S_u es el esfuerzo de fatiga admisible para acero de arado, con el p/S_u se va a la gráfica 9 y se obtiene el número de ciclos antes de la falla por fatiga del cable

$$\frac{p}{S_u} = \frac{32,26 \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]}{16874 \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]} = 1,812 \times 10^{-3}$$

$$Años = \frac{N_{ciclos}}{Ciclos_{diarios} * 52 * 6} = \frac{1,6 \times 10^6 [ciclos]}{240 \left[\frac{ciclos}{dia} \right] * 52 \left[\frac{semana}{año} \right] * 6 \left[\frac{dia}{semana} \right]}$$

$$Años = 21,3 [años]$$

Encontramos que el cable calculado por un diseño estático posee una vida de 21,3 años de trabajo, suponiendo que en el día se presentan 240 ciclos de trabajo y que se trabajan 6 días a la semana y 52 semanas al año, antes que falle por fatiga

4.5.3.7. Selección de motorreductor para el horno B. Para determinar si el motor eléctrico a utilizar necesita alguna característica especial, se deben mirar factores como el ambiente de trabajo; en nuestro caso se puede utilizar un motor eléctrico de corriente alterna común, ya que los efectos de la temperatura ambiente en el lugar de instalación del motor no supera los 55 °C y ese valor está considerado en la operación normal del motor. En cambio se tendría en cuenta la recomendación de la tabla 14 sobre la pérdida de eficiencia con la temperatura.

La eficiencia térmica será $\mu_t = 0,82$

El peso que necesita subir el motor será la fuerza que transmite el cable, de la tabla 14 tenemos que se presenta una eficiencia μ_t para el motor debido a la temperatura del medio ambiente. El tipo de reductor que se utilizará es un sinfín corona, ahora asumimos una eficiencia mecánica para el reductor μ_m

Al igual que para el horno A, en el horno B tenemos que de la figura 99 se observa que

$$V_{asc} = 2 * V_{skip} \rightarrow V_{asc} = 2 * 0,18 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$V_{asc} = 0,36 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Las revoluciones por minuto requeridas en el tambor para garantizar la velocidad de subida del contenedor

$$N_{red} \approx 36$$

La reducción necesaria será, sabiendo que las revoluciones nominales del motor son 1750 [rpm]

$$R_{ed} = \frac{N_{nom}}{N_{red}} = \frac{1750[rpm]}{36[rpm]} \approx 50$$

La eficiencia mecánica para reductores sinfín corona conservadora es alrededor de $\mu_m = 0,84$

La potencia requerida será

$$Pot_{red} = (F_{ca} * (2 * V_{skip})) * \frac{1,3}{\mu_m * \mu_t}$$

$$Pot_{red} = 1710[N] * 0,36 \left[\frac{m}{s} \right] * \frac{1,4}{0,84 * 0,85}$$

$$Pot_{red} \approx 1,63 [Hp]$$

El torque será

$$T_{Or_{req}} = \frac{Pot_{req}}{N_{red} * \frac{2 * \pi i}{60}} = \frac{1,9[Hp]}{N_{red} * \frac{2 * \pi i}{60}} = 407 [N - m]$$

Vamos a la tabla 15 y escogemos el motor

El factor de servicio para el reductor lo obtenemos de la tabla 16, teniendo este valor y la reducción deseada pasamos a seleccionar el reductor de la figura 17

Un reductor sin fin corona en particular, el campo de temperatura operativa aceptable, puede ser de 50° por encima de la temperatura ambiente, hasta un límite de 100 °C

Ahora pasamos a determinar el tiempo de aceleración que necesita el motor, este tiempo se obtiene de la ecuación

$$tiempo_{arranque} = \frac{J_{equivalente} [kg - m^2] * 1750 [rpm] * \left(2 * \frac{\pi i}{60}\right)}{T_{arr} [N - m]}$$

Pasamos a determinar el momento de inercia equivalente $J_{equivalente}$ que estaría en el eje del motor, esta inercia será

$$J_{equivalente} = J_{motor} + \frac{J_{tambor} + J_{carga}}{i^2}$$

La inercia del motor J_{motor} se obtiene de la tabla 15

$$J_{motor} = 9,6 \times 10^{-3} [kg - m^2]$$

La inercia del tambor se calcula así

$$J_{tambor} = \frac{M_{tambor}}{2} * \left(\frac{D_{tam}^2}{2} \right)$$

La masa del tambor

$$M_{tambor} = L_{tambor} * D_{tam} * \pi * P_{lam_{tam}} * 1,5$$

El peso de la lámina de espesor 4mm se obtiene de la tabla 3

$$M_{tambor} = 0,24 [m] * 0,2[m] * \pi * 32,81 \left[\frac{kg}{m^2} \right] * 1,5 \approx 7,3[kg]$$

$$J_{tambor} = \frac{7,3}{2} [kg] * \left(\frac{0,2^2}{2} [m^2] \right) = 0,07692[kg - m^2]$$

La inercia de la carga se calcula a continuación

$$J_{carga} = \frac{(m_{skip} + m_{fe} + m_{cal})}{4 * \pi^2} * \left(60 * \frac{V_{skip}}{rpm_{salida}} \right)^2$$

$$J_{carga} = \frac{(38[kg] + 160[kg] + 6[kg])}{4 * \pi^2} * \left(\frac{60[seg]}{1[min]} * \frac{0,18 \left[\frac{m}{s} \right]}{35 \left[\frac{rev}{min} \right]} \right)^2 = 0,5407[kg - m^2]$$

$$J_{equivalente} = 9,6 \times 10^{-3} [kg - m^2] + \frac{0,07692[kg - m^2] + 0,5407[kg - m^2]}{50^2}$$

$$J_{equivalente} \approx 0,009833[kg - m^2]$$

Ahora va a determinar el torque del tambor referido al eje del motor

$$M_{ref_{mot}} = Tor_{red} * \left(\frac{1}{i} \right) = 331[N - m] * \left(\frac{1}{50} \right) = 6,63[N - m]$$

Calculamos el torque de arranque, este será igual al torque nominal del motor por la relación del torque máximo, estos de obtienen de la tabla 15

$$Torque_{arranque} = 8,32 * 3,3 \approx 27,2[N - m]$$

Se procede a calcular la diferencia entre el torque de arranque y el torque del tambor referido al motor

$$T_{arr} = Torque_{arranque} - M_{refmot} \approx 20,57[N - m]$$

Se procede a calcular el tiempo de aceleración

$$tiempo_{arranque} = \frac{J_{equivalente} * 1750 * \left(2 * \frac{\pi}{60}\right)}{T_{arr}} = 0,08651[s]$$

La aceleración del sistema será

$$a_{sistema} = \frac{v_{skip}}{tiempo_{arranque}} = 2,118 \left[\frac{m}{s^2}\right]$$

4.5.3.8. Diseño del eje del tambor por resistencia para el horno B. El material seleccionado para construir el eje es un Acero 4140 al igual que para el eje del horno A

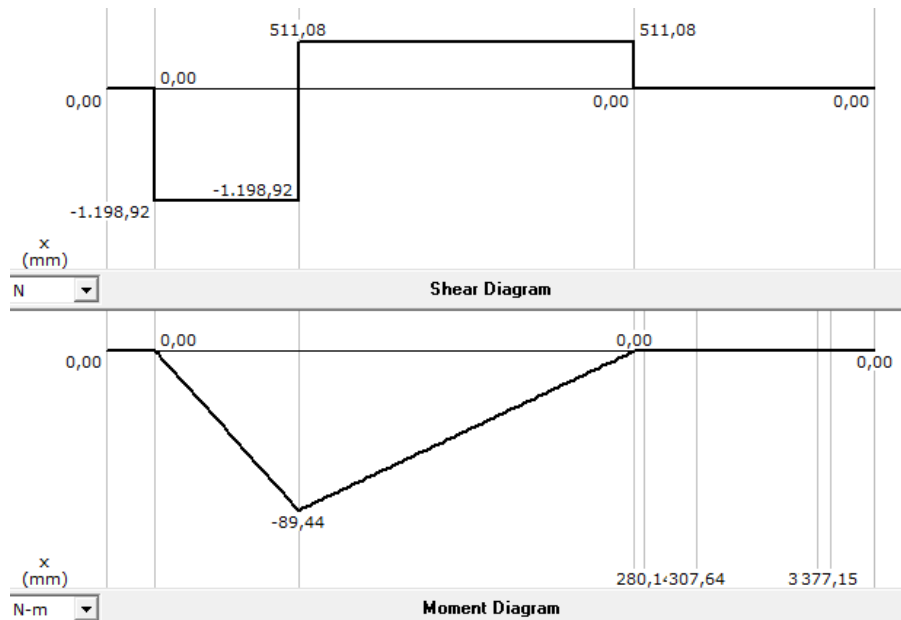
A partir de los cálculos de la potencia, se determinó la fuerza que estaría ejerciendo el cable, la cual se transmite al tambor de enrollamiento, esta tiene una magnitud F_c

A demás se determinó el diámetro del tambor de enrollamiento D_{tam}

Ahora el procedimiento para diseñar este eje es similar al del eje para el tambor del horno A, comienza con el desarrollo de un diagrama de cuerpo libre reemplazando los elementos mecánicos por sus respectivas reacciones

Haciendo el diagrama de cortante y el de momentos obtenemos la parte crítica

Gráfica 13. Diagrama de cortante y momento flector (según MD Solid)



El cortante se obtiene de la gráfica 13

$$Ma = 90 [N - m]$$

Determinamos el torque debido a la fuerza por el radio del tambor por acción y reacción es de igual magnitud y sentido contrario al que sale del motor

$$T_a = \frac{D_{tam} * F_c}{2} = \frac{0,2[m] * 1710[N]}{2}$$

$$T_a = 171 [N - m]$$

El límite a la fatiga modificado para el enfoque de vida infinita se presenta a continuación

$$S_e = \left(\frac{1}{K_f}\right) * C_r * C_s * C_f * S_{dot_n}$$

El límite a la fatiga del esfuerzo del acero experimental bajo condiciones ideales de una carga flectora es

$$S_{dot_n} = 0,5 * S_u = 5,17 \times 10^8 [Pa]$$

Ahora se pasa a determinar cada uno de los factores para la modificación del límite a la fatiga

Factor debido concentración de esfuerzos $k_f = 1$

Como en el punto de máximo cortante no presenta concentradores de esfuerzo (no hay cambio de sección ni entalladura)

Factor debido a la confiabilidad C_r

$$C_r = 1 - 0,08 * (D.M.F) = 0,836$$

Donde el D.M.F es el factor de desviación de multiplicación y se obtiene de la tabla 19

Factor debido al tamaño $C_s = 0,85$, es obtenido de la gráfica 11

Factor debido al acabo de la superficie $C_f = 0,77$, es obtenido de la gráfica 12

Remplazando los factores en la ecuación del límite a la fatiga modificado

$$S_e = \left(\frac{1}{1}\right) * 0,836 * 0,85 * 0,77 * 5,17x10^8 [Pa]$$

$$S_e = 2,83x10^8 [Pa]$$

Para determinar el diámetro del eje se usa el diseño de ejes para cargas fluctuantes y choques, la cual se basa en la teoría de cortante máximo y emplea factores combinados de choque y fatiga

$$\frac{S_{yp}}{N} = \frac{32}{\pi * D^3} * \sqrt{K_{sb} * \left(M_m + S_{yp} * \frac{Ma}{S_e}\right)^2 + K_{st} * \frac{3}{4} * \left(\frac{S_{yp}}{S_e} * T_r + T_a\right)^2}$$

Debido a que la carga flexionante es repetitiva $M_m = 0$; como no hay volantes, embragues, etc. El par de torsión es estable $T_r = 0$

$$\frac{S_{yp}}{N} = \frac{32}{\pi * D_{min\ eje}} * \sqrt{K_{sb} * \left(S_{yp} * \frac{Ma}{S_e}\right)^2 + K_{st} * \frac{3}{4} * T_a^2}$$

Factores K_{st} y K_{sb} estos factores tienen en cuenta las condiciones de trabajo del eje durante el funcionamiento

$$K_{st} = K_{sb} = 1,4$$

El factor de seguridad se obtiene de la tabla 21

$$\frac{6,9x10^8 [Pa]}{2,5} = \frac{32}{\pi * D_{min\ eje}} * \sqrt{1,4 * \left(6,9x10^8 [Pa] * \frac{90[N - m]}{2,83x10^8 [Pa]}\right)^2 + 1,4 * \frac{3}{4} * (171[N - m])^2}$$

De aquí se obtiene el diámetro mínimo del eje del tambor por resistencia a la fatiga

$$D_{mineje} = 2,2 [cm]$$

4.5.3.9. Selección de las chumaceras del tambor del malacate para el horno

B. Al momento de seleccionar una chumacera que cumpla con los requerimientos de carga del sistema, se obtendrá un diámetro de eje el cual tiene que ser comparado con el obtenido a partir del diseño a falla por fatiga, al igual que para el horno A

La reacción en las chumaceras es de naturaleza radial, la magnitud de esta fuerza es obtenida del diagrama de cortante, se seleccionara la fuerza máxima que se presenta en la gráfica 13

$$F_r = 1700 [N]$$

Se calcula la fuerza real sobre el eje

$$P = f_w * F_r = 1200 [N] * 2,7 = 3240[N]$$

Donde $f_w = 2,7$ para operación con choques fuertes tabla 7

Con las revoluciones por minuto de salida del motorreductor (36rpm) hallamos el factor de velocidad f_n de la tabla 8

Pasamos a definir cuál es nuestra duración esperada del rodamiento en horas de uso (vida nominal básica) para obtener el factor de vida de la tabla 8

$$L_{10h} = 6.000$$

Ahora calculamos la fuerza dinámica equivalente

$$f_{hb} = f_{nb} * \frac{P_{din}}{P} \rightarrow 2,3 = 0,86 * \frac{P_{din}}{3240 [N]}$$

$$P_{din} = 9200 [N]$$

Vamos a la tabla 22 y seleccionamos una que cumpla con los requerimientos de carga dinámica y estática, las características geométricas se encuentran en la figura 102

La chumacera que cumple con los requerimientos calculados anteriormente es la UCPG305D1, que tiene un diámetro interno de 25 [mm], este corresponderá al diámetro del eje del tambor en dicho punto para el horno B

4.5.3.10. Selección de acople entre el motorreductor y tambor del malacate.

Ya después de calcular el diámetro del eje del tambor y tener el diámetro de salida del eje del motorreductor escogido y seleccionado, procedemos a seleccionar el acople encargado de transmitir la potencia hacia el tambor.

La potencia a transmitir

$$Pot = 2[Hp]$$

Factor de servicio, es obtenido de la tabla 23

$$FS = 2$$

Velocidad de rotación del eje de salida del motorreductor y del tambor

$$rpm = 43[rpm]$$

El momento torsor a transmitir será

$$T_{cat} = 654 [N - m]$$

A partir de las revoluciones por minuto y del torque a transmitir se pasa a determinar el acople en la tabla 24

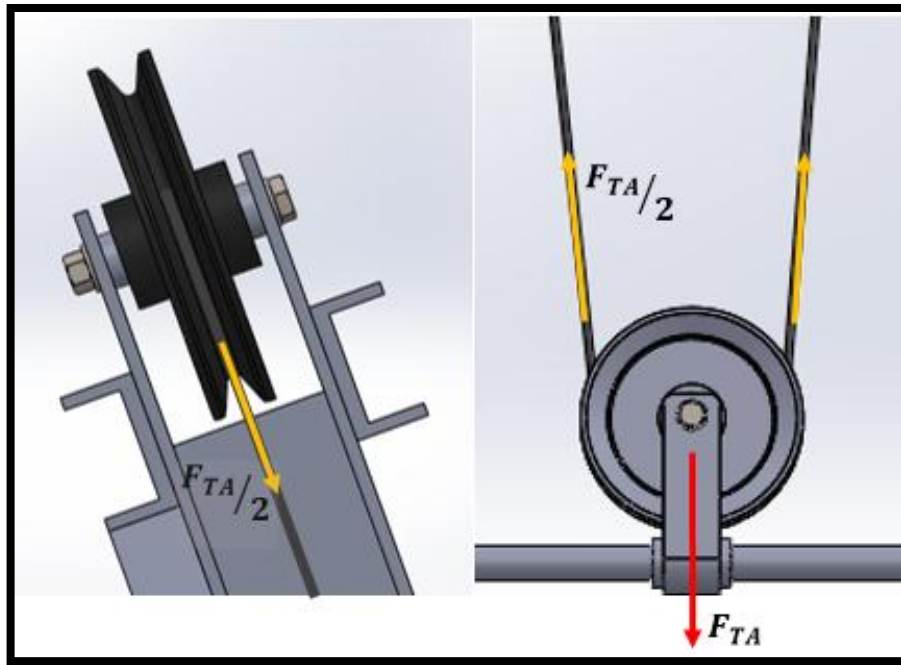
El acople que se selecciono es el FI90/100, en la tabla 25 se determina que el tipo ajuste recomendado es un ajuste con interferencia y chaveta

4.5.4. Elementos de sujeción. Las uniones entre componentes para el montaje del diseño propuesto serán soldadas en su mayoría y algunas roscadas. Para determinar las características de los elementos de fijación, los procedimientos de selección estarán basados en el sistema de elevación de carga para el horno A, el cual está sometido a mayor carga y será evidente que estos elementos seleccionados cumplirán con un alto grado de seguridad a los requerimientos de cargas exigidos por el diseño B.

4.5.4.1. Selección del pasador para el montaje de las poleas. Como se puede ver en la figura 104, tanto la polea móvil en el contenedor de carga, como también la polea fija a la estructura están ancladas por la acción de un pasador estático y su libre rotación se da gracias a un par de rodamientos rígidos de bolas.

A continuación se determinara el diámetro del perno que cumple la función de pasador en las poleas, teniendo en cuenta que la carga mayor a la que estará sometido es en el instante de arranque del sistema; se considera solo la componente vertical, debido a que el ángulo es aproximadamente noventa grados y la componente axial es despreciable.

Figura 104. Carga máxima sobre el perno pasador para las poleas



Se realiza el cálculo por teoría de cortante máximo, para pernos de resistencia media ordinarios (grado 2 o grado métrico 5.8) con una resistencia a la fluencia de $S_{yb} = 415 [Mpa]$. Aplicamos la Ecu. 4.8 sabiendo que:

$N = 1,3$ Factor de seguridad

$F_C = V_y = \frac{F_{TA}}{2}$ Fuerza de corte

$F_{TA} = 4051,4 [N]$ Fuerza total de la carga A en el arranque

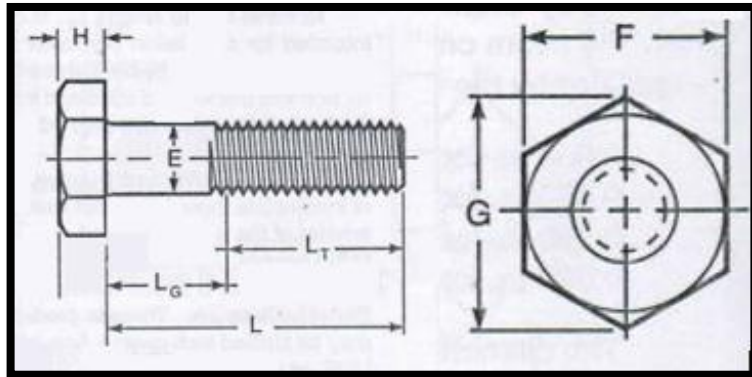
$M_{max} = V_Y * 0,05[m] = 101,3 [N - m]$ Momento flector máximo

Reemplazar los valores en la Ecu. 4.8 obtenemos el diámetro requerido por el pasador:

$$D_{pasador} = 14,8 [mm] \approx 15 [mm]$$

Se empleara perno de cabeza hexagonal (figura 105) en grados ASTM, para conseguirlo con mayor felicidad en el mercado de tornillería local, ya que son más comerciales las medidas estándar en pulgadas y esto nos facilita la sección de los rodamientos para las poleas.

Figura 105. Dimensiones del perno pasador



Fuente:http://transhow.en.alibaba.com/product/513466179214130386/DIN933_full_threaded_carbon_steel_hex_bolt.html

Se seleccionan los cuatro pernos 5/8"=15,875 [mm] de diámetro grado 2, con base en la norma ASTM, teniendo en cuenta la figura 105 para la respectiva longitud de cada uno:

Polea móvil en los Contenedores A y B: $L_G = 2[in]$, $L = 3[in]$

Polea fija en la estructura A y B: $L_G = 2^{3/4}[in]$, $L = 4[in]$

Selección de rodamientos

Para la selección de los rodamientos en las poleas se siguen los mismos pasos que para los rodamientos en las ruedas de los ejes superior e inferior, la diferencia radica en que la carga determinada anteriormente se soportara por dos

rodamientos, se comienza con el cálculo de la fuerza real, seleccionando el factor de carga de la tabla 7

$$P = f_w * F_r$$

Choques moderadamente fuertes $f_w = 2,2$

$$P = 2,2 * \frac{4052}{2} [N] \approx 4256 [N] = 954,5 [lbf]$$

Como conocemos el diámetro de la polea por donde va a pasar el cable, se calcula cuáles serían las máximas rpm de la polea, suponiendo que no hay deslizamiento entre la polea y el cable.

$$rpm_{polea} = \frac{V_c}{\frac{D_p}{2}} * \frac{60}{2 * \pi}$$

V_c Es la velocidad del cable, por la figura 100, se tiene que

$$V_c = 2 * V_{skip} = 0,36 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$rpm_{polea} = \frac{V_c}{\frac{D_p}{2}} * \frac{60}{2 * \pi} = \frac{0,36 \left[\frac{m}{s} \right]}{\frac{0,16[m]}{2}} * \frac{60}{2 * \pi} \approx 43[rpm]$$

Con las rpm de la polea y la vida esperada para el rodamiento (6000 horas de uso) vamos a la tabla 8 a determinar el factor de velocidad para el rodamiento y factor de vida

$$f_{nb} = 0,94$$

$$f_{hb} = 2,3$$

Calculamos la carga dinámica equivalente

$$f_{hb} = f_{nb} * \frac{P_{din}}{P} \rightarrow 2,3 = 0,94 * \frac{P_{din}}{4256 [N]}$$

$$P_{din} \approx 10300[N] = 2310 [lbf]$$

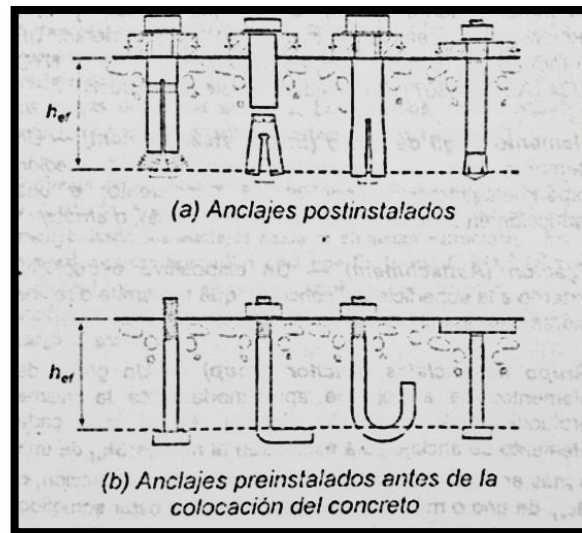
Ya calculada la carga dinámica equivalente y la carga real en el eje se procede a seleccionar el rodamiento que cumpla con las cargas y con las dimensiones de la polea. En el ANEXO F podemos encontrar el catálogo de rodamientos rígidos de bolas NSK.

El rodamiento que cumple con las condiciones de carga, diámetro interno de la polea, diámetro del perno es el R10 ZZ/VV (Doble escudo y sello anti contacto) tomado del ANEXO F.

4.5.4.2. Selección de pernos de anclaje para la estructura. Los anclajes para la estructura pueden llegar a ser post instalados o preinstalados como se observa en la figura 106, el anclaje de la estructura en el punto A serán del tipo preinstalados y para los del punto B y punto C serán postinstalados para la determinación del diámetro de los pernos se tendrá en cuenta que 'Cuando la resistencia requerida por unidad de área, ya sea en cortante o en tensión, sea menor o igual que el 30% de la resistencia de diseño por unidad de área correspondiente, no se requerirá verificar los efectos de esfuerzos combinados'²⁸

²⁸ Reglamento Colombiano de construcción sismo resistente. NSR-10

Figura 106. Tipos de anclajes



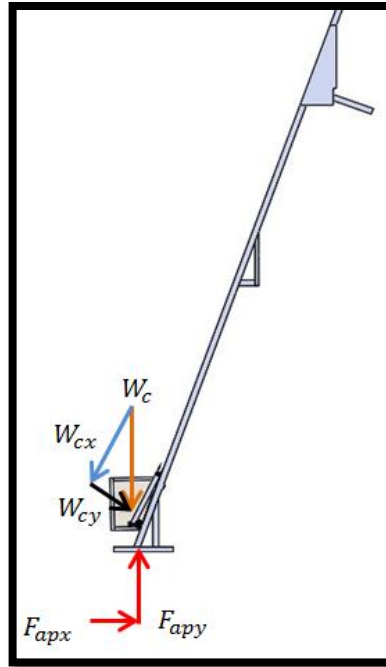
Fuente: Reglamento Colombiano de construcción sismo resistente. NSR-10

Para el cálculo del diámetro de los pernos de anclaje se procede a calcular las condiciones críticas que resiste cada uno de ellos, se analizara cuando el contenedor se encuentre en los puntos A, B y C de la figura 63

Calculo de los pernos para el punto A

Estos pernos están sometidos a cortante así que se procede a calcular la fuerza a resistir:

Figura 107. Contenedor en el punto A



Teniendo la carga W_c calculamos la F_{apy} para el punto crítico que es cuando el contenedor comienza el movimiento desde la zona de carga, una vez tenemos F_{apy} , se determina la componente de la fuerza que es la encargada de producir el cortante F_{apx}

$$F_{apy} = W_c = 5430[N]$$

$$F_{apx} = \frac{F_{apy}}{\tan(70)} = 1976[N]$$

$$F_{ap} = \sqrt{F_{apy}^2 + F_{apx}^2} = 5778[N]$$

El número total de pernos son tres por cada apoyo, además se debe aclarar que la fuerza de corte estará repartida en los dos apoyos

$$F_{corte} = n * F_u * \frac{A_{trans}}{\gamma}$$

Para el punto A será

$$\frac{F_{apx}}{2} = n * F_u * \frac{A_s}{\gamma}$$

Donde F_u es la resistencia nominal a cortante en conexiones tipo aplastamiento para pernos A307, obtenido de la tabla 26.

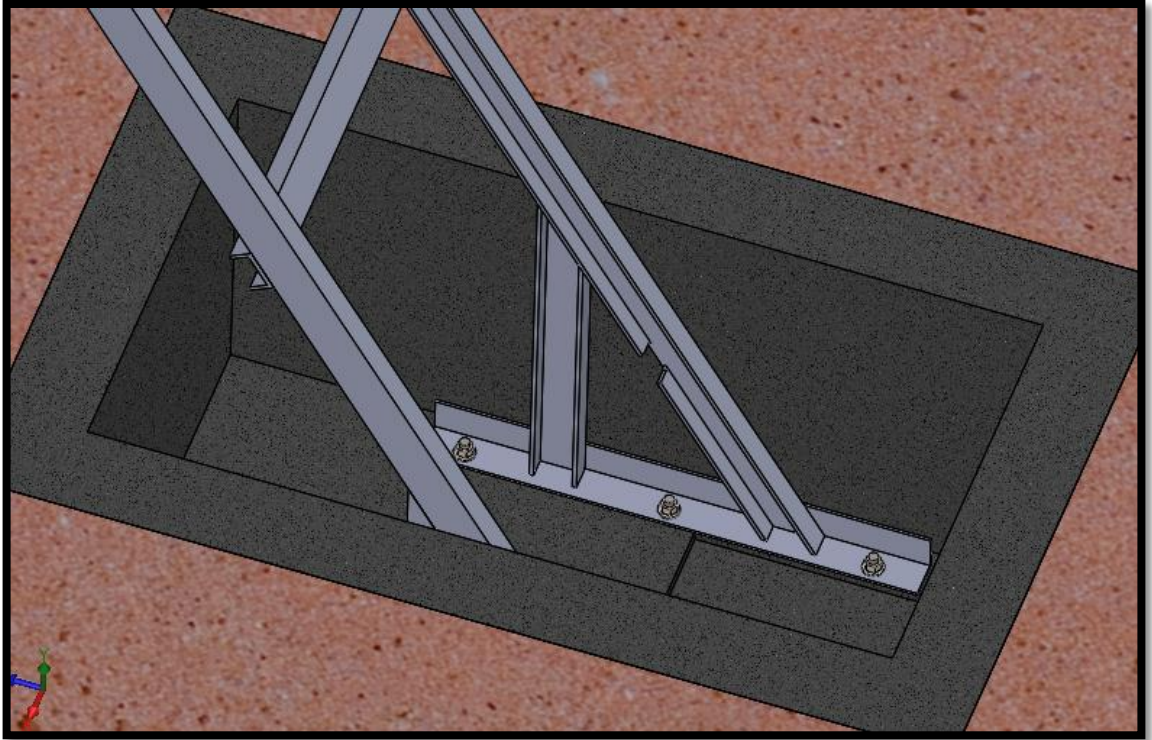
Tabla 26. Resistencia nominal de pernos

Descripción de los conectores	Resistencia Nominal a tensión F_{nt} (MPa)	Resistencia Nominal a Cortante en Conexiones Tipo Aplastamiento F_{nv} (MPa) ^(a)
Pernos A307	310 ^(b)	188 ^{(b)(c)}
Pernos Grupo A (tipo A325), con roscas incluidas en los planos de corte	620	372
Pernos Grupo A (tipo A325), cuando las roscas están excluidas de los planos de corte	620	457
Pernos Grupo B (tipo A490), con roscas incluidas en los planos de corte	780	457
Pernos Grupo B (tipo A490), cuando las roscas están excluidas de los planos de corte	780	579
Piezas roscadas que satisfacen los requisitos del numeral F.2.1.3.4, con roscas incluidas en los planos de corte	$0.75F_u$	$0.450F_u$
Piezas roscadas que satisfacen los requisitos del numeral F.2.1.3.4, cuando las roscas están excluidas de los planos de corte	$0.75F_u$	$0.563F_u$

Fuente: Reglamento Colombiano de construcción sismo resistente. NSR-10

γ Es el coeficiente de minoración del acero estructural para uniones y A_s corresponde al área del perno resistente a cortante, n es el número de pernos en el anclaje (figura 108)

Figura 108. Numero de pernos en el anclaje



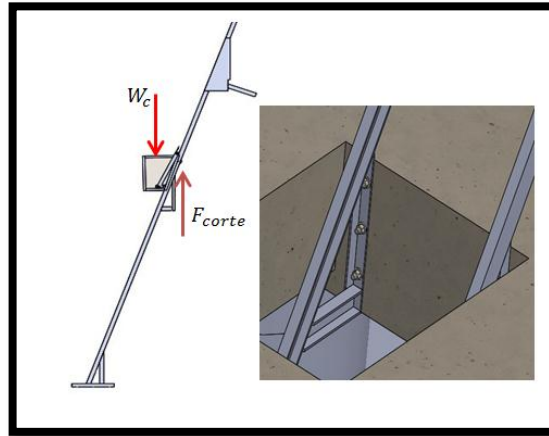
$$\frac{1976[N]}{2} = 3 * 188 \times 10^6 [Pa] * \frac{A_s}{1,25}$$

$$A_s = \pi * \frac{d_{perno}^2}{4} \rightarrow d_{perno} \approx 2,36 [mm]$$

El diámetro mínimo del perno A307 en el punto A es de 2,36[mm]

Calculo de los pernos para el punto B

Figura 109. Contenedor en el punto B



En este caso la fuerza que está produciendo el cortante es la W_c , además en el punto B hay una disposición de dos apoyos y 3 pernos por cada apoyo

$$w_c = 5430[N]$$

$$\frac{w_c}{2} = n_{pc} * F_u * \frac{A_{sc}}{\gamma}$$

Numero de pernos en el apoyo en B (Figura109)

$$n_{pc} = 3$$

$$\frac{5430}{2} [N] = 3 * 188 \times 10^6 [Pa] * \frac{A_{sc}}{1,25}$$

$$A_{sc} = \pi * D_{perno_c} \rightarrow D_{perno_c} \approx 2,8 [mm]$$

El diámetro mínimo de los pernos A307 para el punto B es de 2,4 [mm]

Calculo de los pernos para el punto C

En el capítulo 4.5.2.1 se obtuvieron las fuerzas que se presentan en la figura 71, de las fuerzas presentes solo producen cortante la resultante de F_x y F_z , además del cortante que provoca el momento torsor, estas fuerzas y momentos tienen que trasladarse al anclaje (figura 111)

Figura 110. Contenedor en el punto C

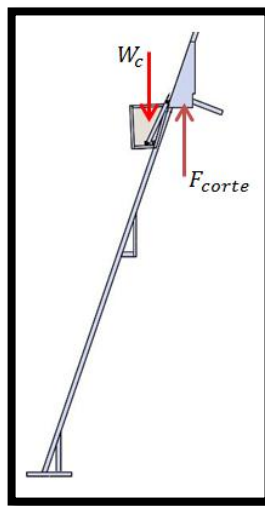
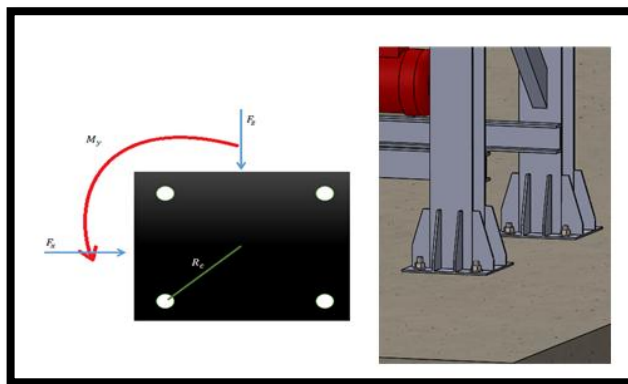


Figura 111. Reacciones que producen cortante y numero de pernos



$$F_x = 1184[N]$$

$$F_z = 456[N]$$

$$M_y = 65 [N - m]$$

$$R_c = 0,115[N]$$

Donde R_c es la distancia que hay desde el centroide de la placa al centro del perno

$$F_{rm} = \frac{M_y}{R_c} = 566[N]$$

La fuerza de corte resultante será

$$F_{cortec} = \sqrt{\left(F_x + \frac{F_{rm}}{\sqrt{2}}\right)^2 + \left(F_y + \frac{F_{rm}}{\sqrt{2}}\right)^2} \approx 1800[N]$$

Se procede a calcular el diámetro mínimo de los pernos

$$\frac{F_{cortec}}{2} = n_{pd} * F_u * \frac{A_{pd}}{\gamma}$$

$$n_{pd} = 4$$

$$A_{pd} = \pi * \frac{D_{pd}^2}{4} \rightarrow D_{pd} = 1,9[mm]$$

El diámetro mínimo de los pernos A307 para el punto B es de 1,9 [mm]

La determinación del tipo de pernos de anclaje a utilizar se basa en la tabla 27, teniendo en cuenta el material base del anclaje.

Figura 113. Características del anclaje



Fuente: http://www.ferreteriaandau.com/pdfs/tacos/01-Fijaciones_Profesionales.pdf

Tabla 28. Dimensiones de pernos de anclaje

Tipo	Artículo nº	Cerificación	Marca en la cabeza	Boca Ø	Profundidad del taladro a través del objeto a fijar	Profundidad mínima de anclaje	Longitud total	Espejo máximo a fijar	Rosca	Ancho de llave	Arandela (diámetro exterior x espesor)	Embalaje
		DITE/CE		d ₀ [mm]	l ₀ [mm]	h ₀ [mm]	l [mm]	l _{fix} [mm]	Ø x Longitud	Ø SW	[mm]	[Ud]
FAZ II 8/10 A4	501396	■	(B)	8	75	45	75	10	M 8 x 21	13	16 x 1,6	50
FZA II 8/10 A4 (1.4571)	501397	■	(B)	8	75	45	75	10	M 8 x 21	13	16 x 1,6	50
FAZ II 8/30 A4	501399	■	(F)	8	95	45	95	30	M 8 x 41	13	16 x 1,6	50
FAZ II 8/50 A4	501401	■	(K)	8	115	45	115	50	M 8 x 61	13	16 x 1,6	50
FAZ II 10/10 A4	501403	■	(B)	10	90	60	95	10	M 10 x 24	17	20 x 2	50
FZA II 10/10 A4 (1.4571)	501404	■	(B)	10	90	60	95	10	M 10 x 24	17	20 x 2	50
FAZ II 10/20 A4	501406	■	(D)	10	100	60	105	20	M 10 x 34	17	20 x 2	50
FAZ II 10/30 A4	501407	■	(F)	10	110	60	115	30	M 10 x 44	17	20 x 2	50
FAZ II 10/50 A4	501409	■	(K)	10	130	60	135	50	M 10 x 64	17	20 x 2	20
FAZ II 10/70 A4	501410	■	(M)	10	150	60	155	70	M 10 x 84	17	20 x 2	20
FAZ II 10/100 A4	501411	■	(P)	10	180	60	185	100	M 10 x 100	17	20 x 2	20
FAZ II 10/160 A4	501412	■	(T)	10	240	60	245	160	M 10 x 100	17	20 x 2	20

Fuente: http://www.ferreteriaandau.com/pdfs/tacos/01-Fijaciones_Profesionales.pdf

Se recomienda buscar el perno de anclaje con la siguiente referencia **3/8" X 4" grado 2**, en el caso que el mercado local no sea muy común las medidas en milímetros para estos elementos.

Tabla 29. Distancia mínima al borde

Diámetro del Perno mm (pulgadas)	Distancia mínima al borde mm
12.7 (1/2")	19.1
15.9 (5/8")	22.2
19.1 (3/4")	25.4
22.2 (7/8")	28.6
25.4 (1")	31.8
28.6 (1 1/8")	38.1
31.8 (1 1/4")	41.3
mayor que 31.8 (1 1/4")	1.25 x d

Fuente: Reglamento Colombiano de construcción sismo resistente. NSR-10

4.5.4.3. Uniones soldadas en el sistema de carga Skip Hoist. Se utilizara la soldadura manual por arco eléctrico (SMAW) que es un proceso versátil y simple para la unión de aceros. Exige requerimientos mínimos de equipamiento, este proceso ha demostrado ser el más convincente, especialmente en el campo de la construcción, gracias a su gran movilidad. Y no obstante con su bajo costo, se logran resultados de alta calidad.

En la estructura de anclaje del diseño planteo, las columnas principales son los elementos sometidos a mayor carga, por tal motivo se realizara el cálculo de ese cordón de soldadura considerado crítico. Las cargas sobre la columna determinadas en el capítulo 4.5.2.1 son transmitidas por la soldadura, como se pueden apreciar en la Figura 114

Figura 114. Cargas sobre el cordón

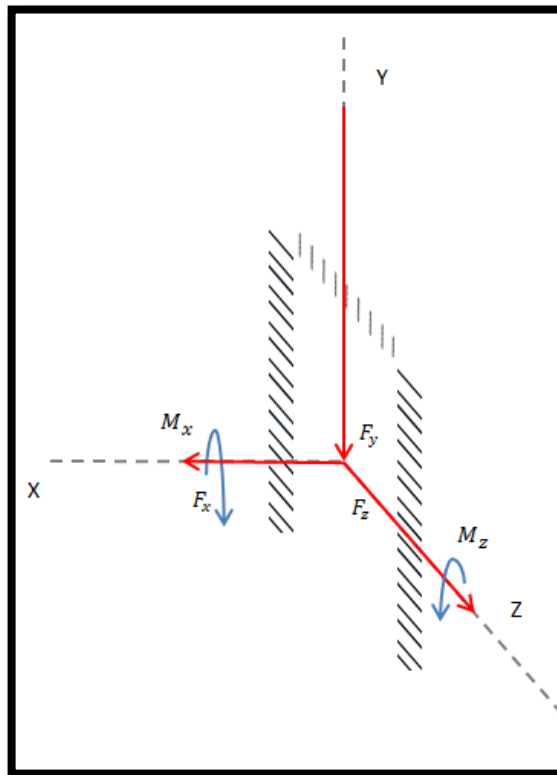
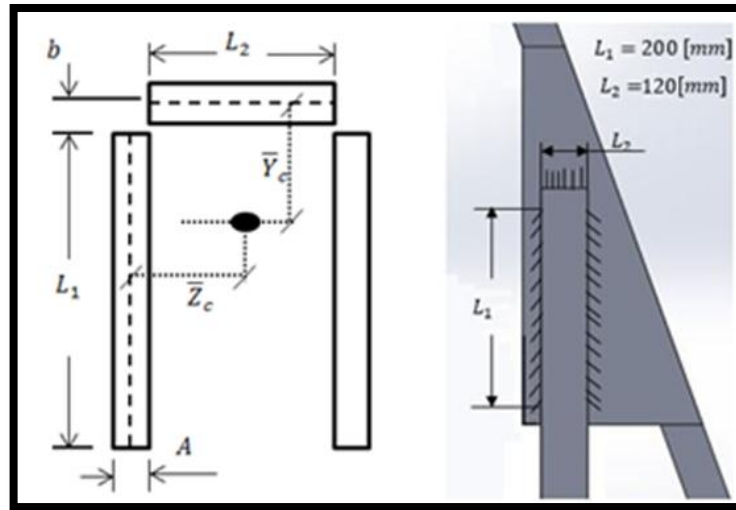


Figura 115. Características del cordón de soldadura



Para el inicio del cálculo de las dimensiones de la soldadura, se asumen las dimensiones de cordón y luego se observa el factor de seguridad que resulta con dichas especificaciones, para de esta forma determinar la viabilidad de la unión.

$$A = 3[mm] \quad L_1 = 200 [mm] \quad L_2 = 120 [mm] \quad b = 100[mm]$$

Se calcula el centroide y momentos de inercia de la soldadura propuesta

$$Area_{total} = 2 * L_1 * A + L_2 * A = 1560 [mm^2]$$

$$\bar{Z}_c = \frac{L_2}{2} = 180[mm] ; \quad \bar{Y}_c = \frac{2 * L_1 * A * \left(\frac{L_1}{2} + b\right)}{A_T} = 153,8[mm]$$

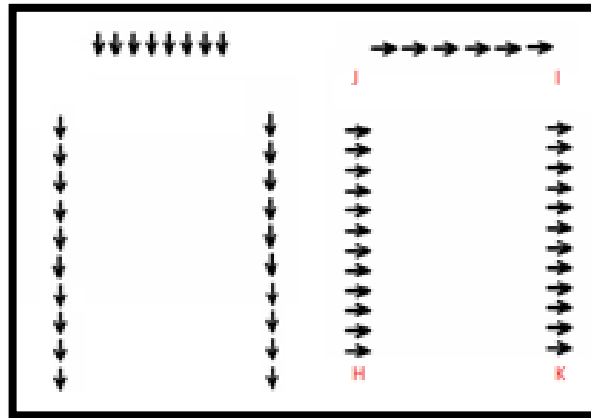
$$I_z = 2 * \left(L_1 * \frac{A^3}{12} + L_1 * A * \left(\frac{L_1}{2} + b - \bar{Y}_c\right)^2 \right) + L_2 * A * \bar{Y}_c^2 = 1,676 \times 10^7 [mm^4]$$

$$I_y = 2 * L_1 * A * \bar{Z}_c^2 + \frac{A * L_2^3}{12} = 3,931 \times 10^7 [mm^4]$$

$$I_p = I_z + I_y = 5,6 \times 10^7 [\text{mm}^4]$$

Se calculan los cortantes que producen cada una de las fuerzas

Figura 116. Reacciones presente en el cordón



$$T_{Vy} = \frac{F_y}{A_T} \approx 4,86 \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right] ; \quad T_{Vz} = \frac{F_z}{A_t} \approx 1,138 \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right]$$

Se determinan las tensiones tangenciales t_n y t_a producidas por los cortantes y el torsor, en cada una de las esquinas J, I, H, K.

Para el punto K

$$T_{KMz} = M_x * \frac{Z_c}{I_p} = 16,63 \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right]$$

$$T_{KMy} = \frac{M_x * (-L1 - b + Y_c)}{I_p} = -13,5 \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right]$$

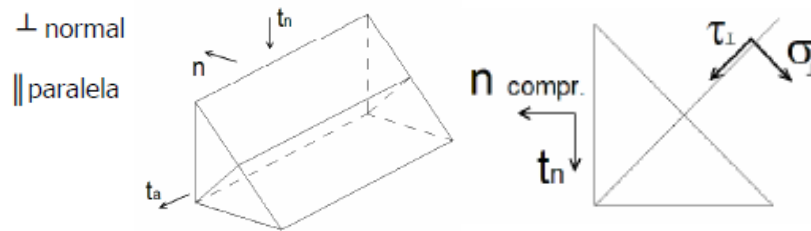
Se realiza lo mismo para el punto J, I, H

$$T_{IMz} = 16,63 \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right] ; \quad T_{IMy} = 14,22 \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right]$$

$$T_{JMz} = -16,63 \left[\frac{N}{mm^2} \right]; \quad T_{JM_y} = -14,22 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$T_{HMz} = -16,63 \left[\frac{N}{mm^2} \right]; \quad T_{HM_y} = -13,5 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Figura 117. Distribución de esfuerzos en el filete



Fuente: <https://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/6080/7/06.pdf>

Ahora se procede a sumar todas las tensiones algebraicamente para cada uno de los puntos

$$T_{NK} = T_{V_y} + T_{KMY} = -8,64 \left[\frac{N}{mm^2} \right]; \quad T_{AK} = T_{V_z} + T_{KMz} = 17,77 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$T_{NI} = T_{v_y} + T_{IMY} = 19,08 \left[\frac{N}{mm^2} \right]; \quad T_{AI} = T_{v_z} + T_{IMz} = 17,77 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$T_{NJ} = -9,35 \left[\frac{N}{mm^2} \right]; \quad T_{AJ} = -15,49 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$T_{NH} = -8,64 \left[\frac{N}{mm^2} \right]; \quad T_{AH} = -15,49 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Con las tensiones tangenciales ya calculadas se procede a determinar el esfuerzo normal, comenzaremos con el cálculo para el vértice *K* y después seguimos con los demás

$$NK = \frac{F_x}{A_T} + M_z * \frac{-L1 - b + Y_c}{I_z} = -15,05$$

$$NI = 16,74 \left[\frac{N}{mm^2} \right]; \quad NJ = 16,74 \left[\frac{N}{mm^2} \right]; \quad NH = -15,05 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Se procede a pasar los esfuerzos al plano de la soldadura como se observa en la figura 117

$$\sigma_{pk} = \frac{1}{\sqrt{2}} * (NK + T_{NK}) = -16,75 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_{pk} = \frac{1}{\sqrt{2}} * (NK + T_{NK}) = -16,75 \left[\frac{N}{mm^2} \right]; \quad \tau_{kpara} = T_{AK} = 17,77 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Ahora se procede a calcular el factor de seguridad mediante la fórmula de esfuerzos de comparación.

$$\sqrt{\sigma_p^2 + 3 * (\tau_p^2 + \tau_{para}^2)} = \frac{F_u}{0,85 * fs}$$

Dónde:

El esfuerzo de rotura del material menos resistente a unir es $F_u = 400 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$

El factor de seguridad es fs

Resolviendo dicha ecuación se obtiene el factor de seguridad que se estaría manejando con las dimensiones del cordón de soldadura y para las condiciones de carga, estos cálculos se repiten para todos los vértices

$$fs_K \approx 10,3; \quad fs_I \approx 8; \quad fs_J \approx 16,3; \quad fs_H \approx 11$$

Los valores tan elevados del factor seguridad de la soldadura se dan debido a que las cargas a las que está sometida la unión son bajas relativamente y exigen pocos requerimientos tanto para el ancho como al largo del cordón de soldadura. En los datos de entrada para la realización del cálculo del cordón, establecimos una longitud moderada del mismo y un ancho pequeño (A o W) en relación con el menor espesor de las partes a soldar; por lo tanto el resultado nos confirma que cumple sobrado los requerimientos de carga, es más con unos puntos de soldadura podría ser óptima la unión, para soportar los esfuerzos a los que será sometido.

Todos los elementos que conforman la estructura estarán unidos por soldadura de chaflán o también conocida como de filete. En la tabla 30 se puede apreciar el electrodo recomendado para uniones en acero estructural A36 y la resistencia de los mismos a diferentes tipos de cargas.

Tabla 30. Electrodo para soldadura en diferentes Aceros estructurales

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

Fuente: L. Mott, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4ta ed. Tabla 20-3. pag.785

Teniendo en cuenta que tanto el electrodo E70 como el E60, se pueden emplear para realizar uniones en el acero A36, nos dirigimos a la tabla 31, donde determinamos de manera específica y ceñidos al estándar, el electrodo a utilizar en las uniones, sabiendo que la el tipo de soldadura es de filete.

Tabla 31. Propiedades de diferentes tipos de electrodos.

Clasificación de la AWS	Tipo de recubrimiento	Capaz de producir soldaduras satisfactorias en las siguientes posiciones ^a	Tipo de corriente ^b
Serie de electrodos E60			
E6010	Alto en celulosa, sodio	F, V, OH, H	CC, polaridad inversa
E6011	Alto en celulosa, potasio	F, V, OH, H	CA o CC, polaridad inversa
E6012	Alto en titanio, sodio	F, V, OH, H	CA o CC, polaridad directa
E6013	Alto en titanio, potasio	F, V, OH, H	CA o CC, cualquier polaridad
E6020		H-filete	CA o CC, polaridad directa
E6022 ^c	Alto en óxido de hierro	F	CA o CC, cualquier polaridad
E6027	Alto en óxido de hierro, hierro en polvo	H-filete, F	CA o CC, polaridad directa
Serie de electrodos E70			
E7014	Hierro en polvo, titanio	F, V, OH, H	CA o CC, cualquier polaridad
E7015	Bajo en hidrógeno, sodio	F, V, OH, H	CC, polaridad inversa
E7016	Bajo en hidrógeno, potasio	F, V, OH, H	CA o CC, polaridad inversa
E7018	Bajo en hidrógeno, potasio, hierro en polvo	F, V, OH, H	CA o CC, polaridad inversa
E7024	Hierro en polvo, titanio	H-filete, F	CA o CC, cualquier polaridad
E7027	Alto en óxido de hierro, hierro en polvo	H-filete, F	CA o CC, polaridad directa
E7028	Bajo en hidrógeno, potasio, hierro en polvo	H-filete, F	CA o CC, polaridad inversa
E7048	Bajo en hidrógeno, potasio, hierro en polvo	F, OH, H, V-abajo	CA o CC, polaridad inversa

F = Plana H = Horizontal H-filetes = Horizontal en filete V-abajo = Vertical hacia abajo V = Vertical OH = Sobrecabeza

Fuente: JEFFUS, Larry. Soldadura: principios y aplicaciones. 5ta Ed. Madrid-España: Paraninfo S.A. p 661

Se seleccionó el electrodo **E7024**, ya que es capaz de producir soldaduras satisfactorias en filete, además se puede utilizar con CA o CC. Este electrodo es especial para soldar acero dulce o al carbono. Posee una velocidad de deposición que duplica la del electrodo convencional y por ello es de una gran economía de trabajo. Tiene excelentes características de arco y fácil soldabilidad. La remoción de escoria es fácil (se desprende sola).

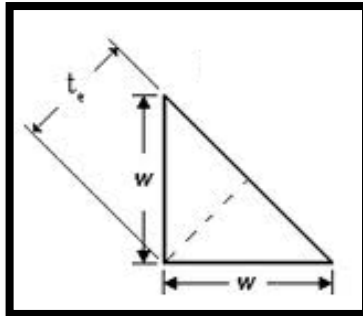
Tabla 32. Datos importantes del electrodo E7024

AMPERAJES RECOMENDADOS											CARACTERÍSTICAS TÍPICAS DEL METAL DEPOSITADO	
Cod. SAP	Ref. AWS	Ref. Prov.	Diam. Electrodo		Long. Electrodo		Amperaje		Electrodo x kg aproximado	Kg/Caja	Limite de Fluencia	Resistencia a la Tracción
			pulg	mm	pulg	mm	min	max				
2000083	E 7024	FACILARC 12	3/32	2,4	12	300	90	120	50	25	477 Mpa	570 Mpa
2000084	E 7024	FACILARC 12	1/8	3,2	14	350	120	150	20	25		
2000085	E 7024	FACILARC 12	5/32	4	14	350	150	230	13	25	24%	
2000086	E 7024	FACILARC 12	3/16	4,8	14	350	230	300	8	25	30 J a 0°C	

Fuente: Soldadura Indura. Catálogo de electrodos para acero al carbono. Disponible en <http://www.cryogas.com.co/_file/file_2558_indura%20facilarc%2012%20E2%80%93%20aws%20e-7024.pdf>

Para determinar las dimensiones del cordón de la soldadura tipo filete, como se aprecia en la figura 118, se tiene en cuenta la tabla 33, donde se especifica los valores máximos recomendados de W para espesores de placas dentro de los rangos mencionados.

Figura 118. Dimensiones efectiva de la garganta para soldadura a filete



Fuente: <http://webdelprofesor.ula.ve/nucleotrujillo/americanab/07-conexionesSoldadas/7-6.html>

Si los espesores de los miembros estructurales a soldar están muy por debajo del valor de los rangos especificados en la tabla 33, entonces se puede proceder de la siguiente manera:

$$W = A = e_{min}$$

$$t_e = 0,707 * A$$

Dónde:

W, A : Tamaño del lado de la soldara

e_{min} : Espesor mínimo entre los miembros a soldar

t_e : Longitud de garganta

Tabla 33. Tamaños de cordón recomendados

Espesor de la placa (pulg)	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg)
$\leq 1/2$	3/16
$> 1/2 - 3/4$	1/4
$> 3/4 - 1\frac{1}{2}$	5/16
$> 1\frac{1}{2} - 2\frac{1}{2}$	3/8
$> 2\frac{1}{2} - 6$	1/2
> 6	5/8

Fuente: L. Mott, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4ta ed. Tabla 20-4. pag.787

4.6. DISEÑO DEL CIRCUITO DE CONTROL Y SELECCIÓN DE COMPONENTES ELÉCTRICOS

El diseño del circuito de control y potencia se realiza a partir de las tareas que necesita desarrollar, a grandes rasgos tenemos las siguientes

Tener control del suministro eléctrico que le llega a motor para que en caso de mantenimiento llevar a cabo las tareas sin ningún tipo de peligro, esto se logra con el disyuntor

Garantizar que cuando se presente un contratiempo o suceda algo fuera de lo normal se pueda detener el contendor desenergizando el sistema de forma rápida para su posterior reinicio, esto se logra con un pulsador para la parada de emergencia

Enviar la orden al motor de que tiene que enrollar o desenrollar para subir o bajar, esto se logra con pulsadores.

Detener el motor una vez el contenedor llega a la zona de carga o descarga de modo automático, además de que cuando se encuentre en la zona de carga y se necesite subir la carga pero se accione de forma accidental el botón de descender el motor no sea energizado, esto se logra con fines de carrera

Realizar memoria de las acciones que se envían desde los pulsadores y la energización de los contactores, se realiza con los contactos auxiliares

Una vez se tienen las tareas, se procede a determinar los equipos de maniobra, control y protección que se utilizarán y su cantidad.

- Un Relé térmico
- Un Guarda motor
- Dos Contactores y contactos auxiliares
- Tres Pulsadores, uno para la subir la carga hasta la zona de descarga, otro para bajar el skip de la zona de carga y otro para la parar de emergencia
- Dos Lámparas de señalización
- Un Final de carrera para la zona de descarga
- Un Final de carrera para la zona de carga

Ya definidos los elementos que se implementarán en el circuito para el control y manejo de la potencia, ahora por medio de la lógica cableada se realizará el circuito de control y potencia simplificados Figura 119 y Figura 123.

Figura 119. Circuito de control simplificado

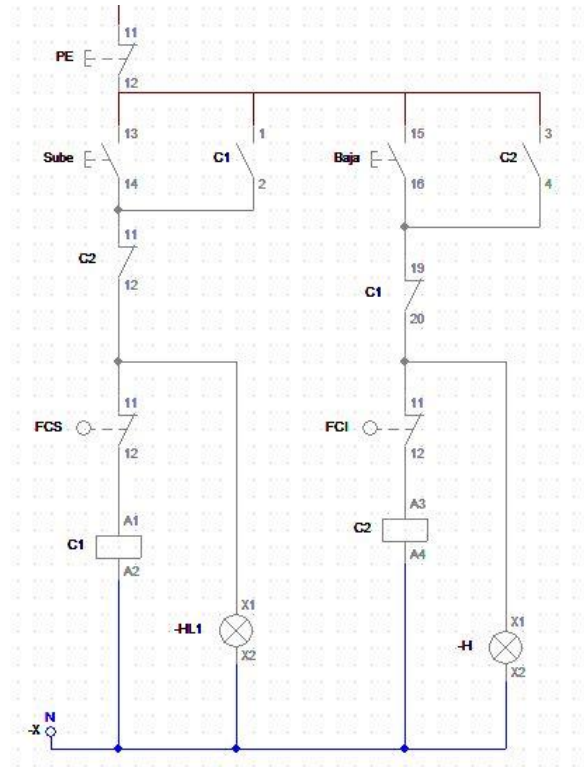


Figura 120. Circuito de control, subida y bajada

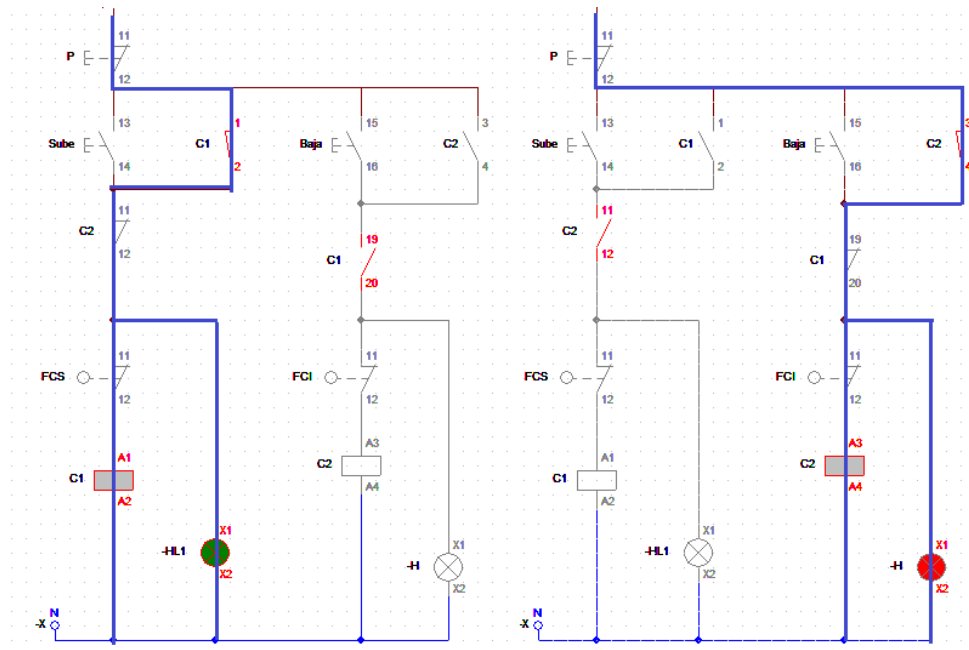
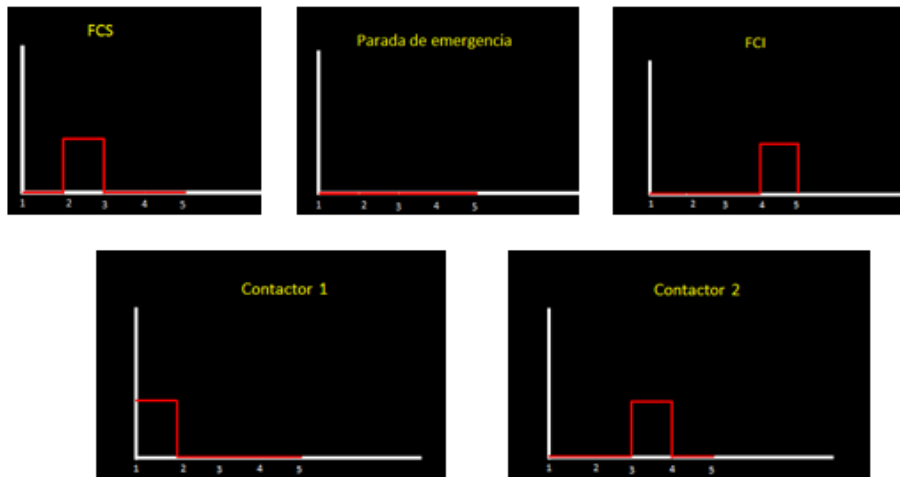


Figura 121. Diagrama de tiempos de los elementos



Funcionamiento normal del sistema de control	
1-2	El contenedor cargado se encuentra desplazándose hacia la zona de descarga
2-3	El contenedor está en la zona de descarga vertiendo la carga
3-4	El contenedor se desplaza hacia la zona de carga
4-5	El contenedor se encuentra en la zona de carga

Figura 122. Motor energizado en los dos sentidos de giro

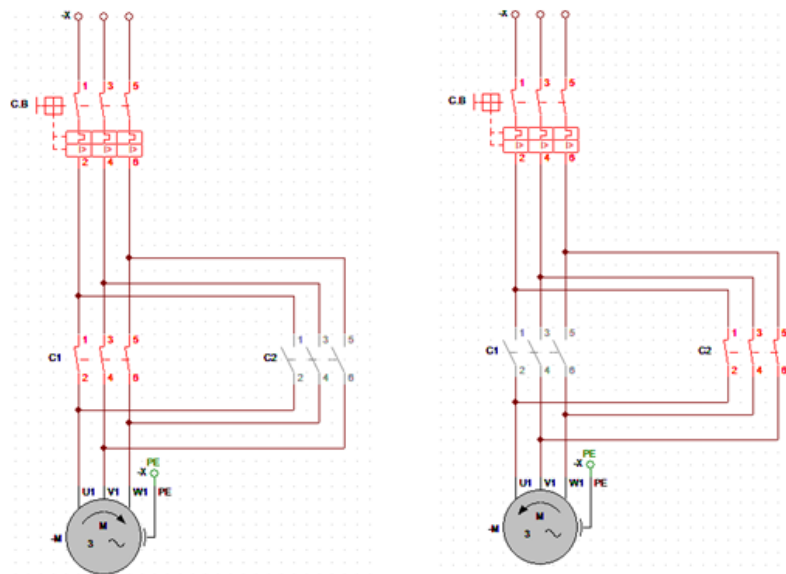
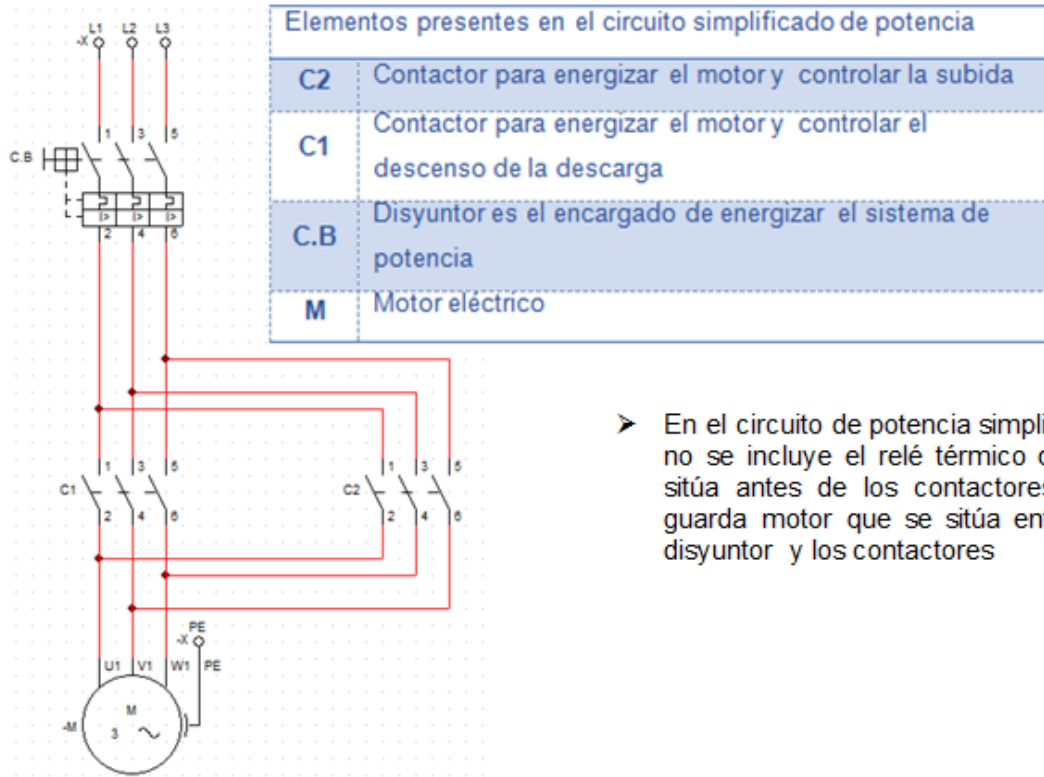



Figura 123. Circuito de potencia simplificado



4.6.1. Selección de los elementos de maniobra, control y protección. La selección de los diferentes componentes se realiza según la recomendación de cada fabricante, teniendo en consideración la corriente que se maneja, potencia, el uso que se le dará y las condiciones medio ambientales.

4.6.1.1. Selección de los contactores y relé térmico Este dispositivo mecánico controlado por un electroimán con una operación on/off, a partir de la corriente nominal y la potencia, puesto que la tabla 26 ya tiene en cuenta la corriente de arranque por la clasificación AC3

Tabla 34. Contactores

Características		Modelo	NC6-06	NC6-09
				
Corriente de servicio nominal (A)	AC-1		20	20
	AC-3/AC-4	380/400V	6	9
		660/690V	3.8	5
Potencias del motor	kW (AC-3)	220V/230V/240V	1.5	2.2
		380/400V	2.2	4
		660/690V	3	4
	hp	240V	-	2
400V		-	3	
600V		-	3	
Ciclos de funcionamiento (operaciones/hora)	Eléctrico	AC-3	1,200	1,200
		AC-4	300	300
	Mecánico		3,600	3,600
Vida eléctrica ($\times 10^3$ operaciones)	AC-3		1,200	1,200
	AC-4		25	25
Vida mecánica ($\times 10^6$ operaciones)			10	10
Fusibles de protección			RT28-32	RT28-32

Especificaciones de las bobinas de corriente alterna

Características		Modelo	NC6-06	NC6-09
Tensión nominal (Vca)			24, 36, 48, 110, 127, 220, 230, 380, 400	
Consumo (VA)	Cierre		30	30
	Retención		4.5	4.5

Modelo	Número de piezas	Cable admisible (mm ²)	Tornillos	Par de apriete (N · m)
NC6-06	1	2.5	M3	0.5
NC6-09	1	2.5	M3	0.5

Fuente: CHINT. Contactores, relés y arrancadores. Disponible en: <<http://www.chintelectrics.es/catalogos-tecnicos.html>>

Los contactores son del tipo NC6 que es trifásico, con capacidad para manejar hasta una potencia de 4 kW, y tiene para integrarle un contacto auxiliar normalmente abierto, estos contactos auxiliares nos permiten garantizar de que cuando el motor sea puesto a funcionar en una dirección mediante la energización de un contactor inhabilitar al otro contactor y evitar un accidente, el contacto auxiliar se selecciona de la tabla 35.

Tabla 35. Contactos auxiliares

Modelo	Contactos auxiliares		
	Referencia del bloque de contactos	Corriente térmica nominal (A)	Potencia admisible
NC6-06	F6-20; F6-02	10	AC-15: 360VA
	F6-11; F6-40		DC-13; 33W
	F6-31; F6-22		
NC6-09	F6-13; F6-04	10	AC-15: 360VA
	F6-20; F6-02		DC-13: 33W
	F6-11; F6-40		
	F6-31; F6-22		
	F6-13; F6-04		



Fuente: CHINT. Contactores, relés y arrancadores. Disponible en: <<http://www.chintelectrics.es/catalogos-tecnicos.html>>

El contacto auxiliar será un F6-11 dado que nuestro contactor es un NC6 y se necesita realizar un enclavamiento y garantizar que no se energicen dos contactores simultáneamente como se explicó anteriormente, ya seleccionado el contactor y el contacto auxiliar se procede a seleccionar el relé térmico recomendado para el contactor seleccionado, siendo estos los encargados de la protección térmica del motor contra sobrecargas, se seleccionan a partir de la tabla 36 con la corriente nominal

Tabla 36. Relé térmico

Contactor	Relés térmicos de sobrecarga			
	Relé térmico	Corriente nominal (A)	Fusible recomendado	
			aM	gG
 NC6-09 NR2-11.5		0.1–0.16	0.25	2
		0.16–0.25	0.5	2
		0.25–0.4	1	2
		0.4–0.63	1	2
		0.63–1	2	4
		1–1.6	2	4
		1.25–2	4	6
		1.6–2.5	4	6
		2.5–4	6	10
		4–6	8	16
		5.5–8	12	20
		7–10	12	20
		9–13	16	25

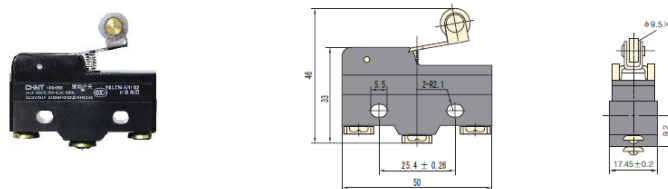
Fuente: CHINT. Contactores, relés y arrancadores. Disponible en: <<http://www.chintelectrics.es/catalogos-tecnicos.html>>

4.6.1.2. Selección de los finales de carrera. Para la selección de los finales de carrera se tiene en cuenta que cumpla con el grado de protección IP en este caso se requiere que sea resistente al polvo y como los finales de carrera no están expuestos a que le caiga agua ya que están bajo techo, en el campo de aplicación se requiere que controle y limite el movimiento de un equipo eléctrico, la tabla 37 y 38 muestra las características del final de carrera seleccionado

Tabla 37. Finales de carrera

Grado de protección	IP52	
Vida mecánica (maniobras)	100×10 ⁴	
Vida eléctrica (maniobras)	30×10 ⁴	
Frecuencia de trabajo (operaciones/minuto)	Mecánica: 240 Eléctrica: 20	
Carga	Corriente admisible normal	380Vca 0.79A 220Vcc 0.14A
	Corriente admisible elevada	CA=660V 1.5A CC=220V 0.45A
Velocidad de operación	0.1mm/s~0.5mm/s	
Resistencia de aislamiento	≥1MΩ	
Resistencia de los contactos	100mΩ	
Temperatura ambiente	-5°C~+40°C	
Humedad relativa	≤90% (20°C)	
Altitud	≤2000m	
Tensión puntual máxima	Entre terminales de la misma polaridad (1140V)	
	Entre componentes metálicos electrificados y tierra (1890V)	
Campo de aplicación	Entre terminales y componentes no electrificados (2500V)	
	Control y limitación de movimiento, protección y bloqueo entre varios equipos mecánicos, maquinaria textil, aparatos eléctricos, etc.	
Norma	UNE60947-5-1	

YBLXW-5/11 G2.



Fuente: CHINT. Finales de carrera, microrruptores y pedales. Disponible en: <<http://www.chintelectrics.es/catalogos-tecnicos.html>>

En la tabla 38 se muestran las características de trabajo según la normativa UNE-EN60947.5.1 del final de carrera seleccionado




Tabla 38. Características de los finales de carrera

Referencia	YBLXW-5/11N YBLXW-5/11N1/F YBLXW-5/11N1/L YBLXW-5/11N1/FL Z-15GW	YBLXW-5/11N2 YBLXW-5/11N2/F YBLXW-5/11N2/L YBLXW-5/11N2/FL Z-15GL	YBLXW-5/11G1 YBLXW-5/11G1/F YBLXW-5/11G1/L YBLXW-5/11G1/FL Z-15GW22	YBLXW-5/11G2 YBLXW-5/11G2/F YBLXW-5/11G2/L YBLXW-5/11G2/FL Z-15GW2	YBLXW-5/11G3 YBLXW-5/11G3/F YBLXW-5/11G3/L YBLXW-5/11G3/FL
OF (max)	6N	7N	6N	7N	6N
RF(Max)	0.15N	0.25N	0.15N	0.25N	0.2N
Error de precisión en repetición	±0.05mm	±0.05mm	±0.05mm	±0.05mm	±0.03mm
PT (Recorrido de trabajo)	≤13mm	≤10mm	≤11mm	≤7mm	≤8.5mm
OT	≥3mm	≥2mm	≥3mm	≥2mm	≥2.5mm

Fuente: CHINT. Finales de carrera, microrruptores y pedales. Disponible en: <http://www.chintelectrics.es/catalogos-tecnicos.html>

4.6.1.3. Selección de la caja y pulsadores. Para la selección de la caja de pulsadores se tiene en cuenta la resistencia al medio en el cual se va a instalar, mientras que para los pulsadores se debe tener en cuenta la categoría de sobre voltaje, la vida en número de ciclos de operación, dado que se necesita un pulsador para subir, uno para bajar y otro para la parada de emergencia la caja que se seleccionó será la NP2-B324 ya que consta con indicaciones fáciles de interpretar para el operador, se muestra en la figura 117

Figura 124. Botonera

PIC	Model
	NP2-B311H29 (Forward, Stop, Reverse)
	NP2-B321H29 (Up, Stop, Down)
	NP2-B324

Fuente: CHINT. Catalogue pushbuttons & indicator lights & buzzers. Disponible en: <http://www.chintelectrics.es/catalogos-tecnicos.html>

Además de las señalizaciones que poseen los pulsadores en la caja se requiere una señalización más visible para alertar que se encuentra en movimiento el contenedor, logrando evitar posibles fuentes de accidentabilidad, esto se logra con las lámparas de señalización incorporadas, las cuales tienen una luz giratoria

Figura 125. Lámparas señalizadores



Fuente: SIEMENS. Pulsadores y lámparas de señalización para todas las aplicaciones. Disponible en: < <https://eb.automation.siemens.com/mall/es/WW/Catalog/Products/8220000> >

Figura 126. Pulsadores

PIC	Model
	NP2-B112
	NP2-B114
	NP2-B132H29
	NP2-B142H29
	NP2-B164H29

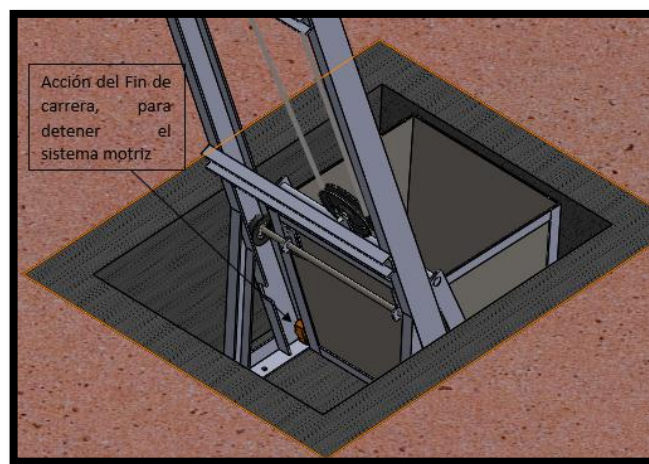
Fuente: CHINT. Catalogue pushbuttons & indicator lights & buzzers. Disponible en: <<http://www.chintelectrics.es/catalogos-tecnicos.html>>

4.7. DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN DEL SISTEMA DE ELEVACION DE CARGA SKIP HOITS.

El sistema de elevación de carga se mueve gracias a un motorreductor eléctrico, el cual es la fuente motriz que entrega la potencia requerida para izar la carga, todo ello con la ayuda de una configuración de polipastos y un sistema de guías inclinadas que garantizan un desplazamiento direccionado y constante del contenedor. El control de estos movimientos se da gracias a un sistema de lógica cableada On-Off, que limita las funciones de carga, descarga y el desplazamiento del contenedor.

Posición de carga: Es el punto donde inicia y finaliza cada ciclo de carga y descarga de material. El contenedor se ubica en la parte inferior del sistema, en un punto llamado foso de carga, a un nivel mucho más bajo que el suelo, esto con el fin de reducir a un mínimo el esfuerzo del obrero al depositar el material en el contenedor (Figura 127). La posición de carga está definida en el control del sistema, por un final de carrera, el cual es accionado mecánicamente por el skip, este reacciona abriendo el circuito eléctrico, lo cual detiene al motor inmediatamente, gracias a la acción del freno magnético de emergencia.

Figura 127. Foso de cargas del material



Desplazamiento sobre las guías principales: El movimiento de la carga sobre las guías se da gracias a un cable de acero que transmite la potencia generada por el moto-reductor al brazo (Figura 128), el cual esta solidario al contenedor. La trayectoria seguida por el recipiente de carga en su desplazamiento, está estrictamente limitada por guías, las cuales sirven de pista para las cuatro ruedas de este, de las cuales las dos delanteras circulan por el interior de las guías y las dos traseras por la parte exterior de las mismas (Figura 129); el diseño se realizó de esta forma, para permitir que en un punto del recorrido, las ruedas tuvieran independencia en la trayectoria a seguir y de esta manera generar el volco del skip y descargar el material.

Las funciones del desplazamiento como subir la carga, descender el contenedor vacío o paradas de emergencia, son ordenadas por el operario, el cual dispone de una botonera con los pulsadores necesarios para llevar a cabo dichas funciones a la perfección.

Figura 128. Acción del polipasto para el desplazamiento del contenedor

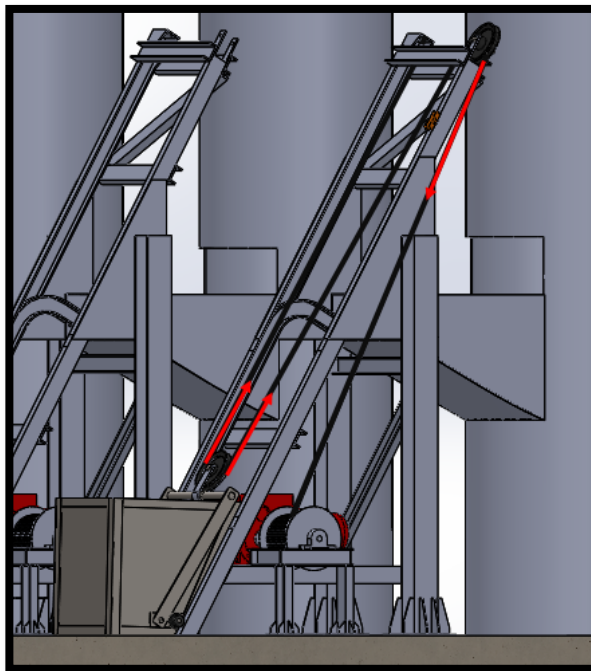
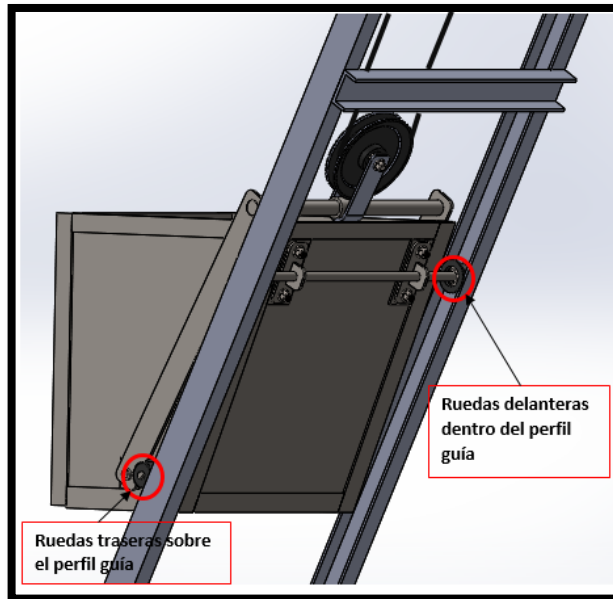


Figura 129. Desplazamiento del contenedor sobre las guías



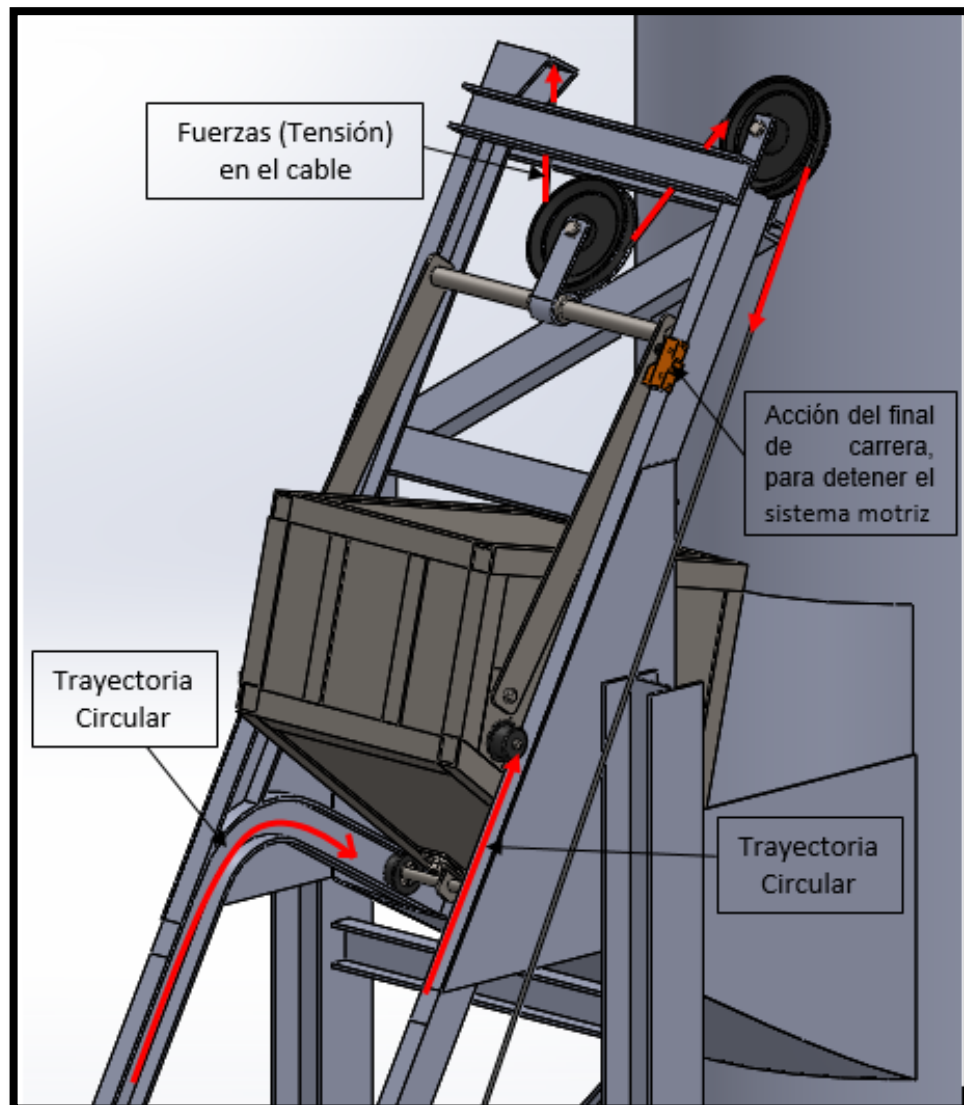
Descarga del material: Para generar la descarga del material en el horno, el contenedor describe un movimiento circular, como especie de un volcamiento que es provocado por la configuración de la guías (Figura 130), las cuales delinear esta trayectoria curvilínea que obliga a las ruedas delanteras a generar ese movimiento en el skip; mientras que la otra sección de las guías con trayectoria rectilínea, es seguida por las ruedas traseras, lo cual hace que ese desplazamiento se desarrolle de manera suave y controlado.

En el momento de la descarga del material, el brazo de sujeción mantiene su posición respecto a las guías, esto se debe primero que todo a la dirección de la tensión y por otro lado a que está montado sobre ejes que le dan ese grado de libertad, mientras el contenedor está rotando.

El movimiento de descarga finaliza cuando el brazo del skip acciona el final de carrera, este sistema corta la circulación de energía al motor, el cual se detiene inmediatamente por la acción del freno magnético de emergencia. Luego de un

tiempo prudente el material se ha descargado por completo, entonces el operario procede a dar la orden al sistema mediante un pulsador, que energiza nuevamente el conjunto motriz y ese gira en sentido contrario permitiendo que el contenedor descienda por acción de su peso, en casos aislados se implementa un contrapeso para lograr el descenso luego de una descarga.

Figura 130. Operación de descarga de material



5. CONCLUSIONES

- Se diseñaron dos sistemas de elevación de carga Skip Hoist para los hornos de fundición de Industrias Lavco Ltda. con una potencia de 2 [Hp] cada uno y con capacidad de elevar 250 [Kg] y 150 [Kg] de chatarra respectivamente, a una altura de 5 [m], desplazándose a una velocidad constante de 0,18 [m/s].
- Se diseñaron dos estructuras de anclaje con perfilería estructural capaz de resistir los requerimientos de carga que exige el sistema, empleando las herramientas de computo “CAE”, como lo son SolidWorks y ANSYS Workbench, para simular el comportamiento de la estructura frente a las máximas condiciones de carga; los resultados obtenidos por cada uno de estos software fueron similares, con lo cual se logró corroborar los cálculos efectuados manualmente y dar un grado de confiabilidad al diseño propuesto.
- Se seleccionaron componentes funcionales del sistema tractor como lo es el moto-reductor sinfín corona de 2 [hp], con una relación de reducción 50:1, un cable acero de $\frac{1}{4}$ de diámetro de configuración 6 X 19, con vida optimizada gracias a la determinación de poleas y tambor de un diámetro mínimo de 16 [cm].
- Se realizó el modelo 3D y los planos de la totalidad de los componentes que conforman el dispositivo de elevación de carga, con ayuda de la herramienta CAD “SolidWorks”, la cual fue un componente fundamental que nos permitió agilizar el proceso de diseño llevado a cabo en el desarrollo de este proyecto, de una manera óptima.
- Se realizó la simulación de la cinemática del sistema de elevación de carga, por medio de la herramienta de gráficos y animación Autodesk 3Ds Max, la cual nos permitió visualizar el comportamiento real que se espera en el sistema operando normalmente.

- Se diseñó el sistema de control ON-OFF a partir de lógica cableada, teniendo en cuenta los requerimientos eléctricos del sistema, con la ayuda de la herramienta CAE “Cade Simu” se comprobó el buen funcionamiento del circuito, frente a las tareas de desplazamiento, parada y descarga del contenedor.
- Se elaboró el manual de usuario donde se consignaron las principales características, el funcionamiento y modo de uso del sistema de elevación de carga Skip hoist.
- Con este trabajo de grado logramos acercarnos al aprendizaje práctico, ya que el contacto directo con la industrial, el personal obrero y administrativo nos permitió adquirir conocimientos del campo laboral, que no se transmiten en la academia, siendo estos de suma importancia para nuestro futuro como ingenieros mecánicos.

6. RECOMENDACIONES

- Seguir las recomendaciones del diseño propuesto, en la adquisición del motorreductor y demás componentes del sistema tractor, garantizando así que la velocidad del desplazamiento del contenedor no exceda el valor máximo de 0,18[m/s].
- El ensamble de los componentes del sistema de carga debe ser óptimo, ya que, de eso depende el adecuado funcionamiento del dispositivo y se evitan fallas prematuras en la máquina.
- El operador del sistema de carga y los obreros en las cercanías del dispositivo en operación, deben utilizar casco como elemento de protección, para evitar lecciones serias provocada por partículas de chatarra, coque o caliza que se puedan caer desde el contenedor ya sea en el desplazamiento o al momento de la descarga del material.
- En lo posible adquirir los elementos de maniobra y control, de una marca específica, y así evitar problemas de compatibilidad al momento del ensamble; sino se utilizan los seleccionados en este proyecto, buscar otros de características similares, que garanticen un buen funcionamiento del sistema de maniobra y control.
- Al momento de llevar a cabo el proceso de construcción del dispositivo de elevación de carga, trabajar de la mano con los planos de ingeniería y tener en cuenta las condiciones reales de la planta física, dado que no se contó con

información detallada de las dimensiones y propiedades de la plataforma de carga.

- Los elementos de sujeción roscados a utilizar en la construcción deberán ser del mismo grado al especificado en el diseño o por defecto un grado superior.
- Leer el manual detenidamente antes de poner en funcionamiento el sistema de transporte y así evitar accidentes potenciales.

7. RESULTADOS ESPERADOS

Con las determinaciones de diseño adoptadas, los parámetros de operación definidos y recomendaciones de mantenibilidad para el dispositivo, se espera que culminado el proceso de construcción de los sistemas de elevación de carga skip hoist para los hornos de cubilote en Industrias Lavco Ltda., la empresa cuente con una herramienta eficaz para la alimentación de los hornos, que funcione de forma adecuada y eficiente, brindando mejoras notables al proceso productivo de la empresa.

Con la puesta en operación de los sistemas de carga en los tres hornos de fusión se logran las siguientes mejoras en el proceso de fundición de hierro:

- Reducir alrededor del 60% el desgaste físico del obrero.
- La mano de obra requerida para dicha labor se reduciría de cuatro a dos personas.
- La labor de preparación se limitaría solo a determinar las masas de las cargas y acondicionar el horno, convirtiéndose en una tarea más del proceso de fundición.
- La producción de camisas alcanzaría un aumento considerable, gracias al trabajo continuo que se desarrollaría en la planta, pues se lograría erradicar gran parte del tiempo de preparación, pero lastimosamente la producción está limitada por la capacidad del área de maquinado.

BIBLIOGRAFÍA

- AMERICAN FOUNDRY MEN`S SOCIETY. El Horno de cubilote y su operación. Ed. Continental S.A., 1985
- BLOG.UTP.Cap. 3. Carga estática simple. P 10. [PDF online] Disponible en <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap3.pdf>
- BLOG.UTP Cap. 4. Carga estáticas combinadas. 61 p. [PDF online] Disponible en <<http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap4.pdf>>
- DEUTSCHMAN, Aaron; MICHLES, Walter; WILSON, Charles. Diseño de máquinas, Teoría y práctica. 2da ed. México: Continental, 1897. P 320-334.
- ERNST, Hellmut. Aparatos de elevación y transporte. Tomo I. Blume 1969
- FERNÁNDEZ, Polo Vinicio y Molina, Germánico. Diseño y construcción de una maquina bloquera adoquinara automatizada y sustentada en un programa de análisis por elementos finitos. Trabajo de grado electromecánico. Latacunga: Escuela Politécnica Del Ejercito. Facultad de ingenierías físico-mecánicas. Escuela de ingeniería Electromecánica, 2010. 305 p.
- HERNÁNDEZ, Dulce María; Ramírez, Juan; Torrijos, Gabriel. Metodología para la determinación de la vida en fatiga de los alabes de un compresor. Trabajo de grado en aeronáutica. México D.F. Instituto Politécnico Nacional. Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. 2008. 114 p

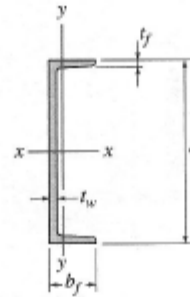
- Hornos de fusión. P 1-4. [PDF online] Disponible en <<http://ferrosos.files.wordpress.com/2010/10/hornos.pdf>>
- LAUBURÚ, Nicolas. Prontuario de máquinas herramientas. 6ta ed. Madrid-España: Culturas S.A, 1994.
- MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquina. 4ta ed. México: Pearson Educación, 2006. P 713-791
- R. C. Hibbeler. Mecánica de materiales. 4ta ed .México: Pearson Educación, 2006. P 423-557.
- UNION SOLDADAS. Comprobacion de la union. 25p. [PDF online] Disponible en <<https://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/6080/7/06.pdf>>

ANEXOS

ANEXO A. Parámetros de operación de dispositivos Skip Hoist

SKIP SIZE	DENSITY	REQ. H.P.	BUCKET TRAVEL F.P.M.
10 CU. FT.	100 lb/Cu. Ft.	1-1/2	27
	150 lb/Cu. Ft.	2	27
20 CU. FT.	100 lb/Cu. Ft.	3	27
	150 lb/Cu. Ft.	3	23
30 CU. FT.	100 lb/Cu. Ft.	3	27
	150 lb/Cu. Ft.	5	27
42 CU. FT.	100 lb/Cu. Ft.	5	27
	150 lb/Cu. Ft.	7-1/2	27
54 CU. FT.	100 lb/Cu. Ft.	7-1/2	33
	150 lb/Cu. Ft.	10	28
81 CU. FT.	100 lb/Cu. Ft.	10	28
	150 lb/Cu. Ft.	10	19
100 CU. FT.	100 lb/Cu. Ft.	10	28
	150 lb/Cu. Ft.	10	19

ANEXO B. Tablas de canales estándar



Canales estándar americanos, o perfiles canal. Unidades SI

Designación	Área A	Peralte d	Espesor del alma		Patín		Eje x-x			Eje y-y		
			t_w	t_f	b_f	t_f	I	S	r	I	S	r
mm × kg/m	mm ²	mm	mm	mm	mm	mm	10 ⁶ mm ⁴	10 ³ mm ³	mm	10 ⁶ mm ⁴	10 ³ mm ³	mm
C380 × 74	9 480	381.0	18.20	94.4	16.50	168	882	133	4.58	61.8	22.0	
C380 × 60	7 610	381.0	13.20	89.4	16.50	145	761	138	3.84	55.1	22.5	
C380 × 50	6 430	381.0	10.20	86.4	16.50	131	688	143	3.38	50.9	22.9	
C310 × 45	5 690	305.0	13.00	80.5	12.70	67.4	442	109	2.14	33.8	19.4	
C310 × 37	4 740	305.0	9.83	77.4	12.70	59.9	393	112	1.86	30.9	19.8	
C310 × 31	3 930	305.0	7.16	74.7	12.70	53.7	352	117	1.61	28.3	20.2	
C250 × 45	5 690	254.0	17.10	77.0	11.10	42.9	338	86.8	1.61	27.1	17.0	
C250 × 37	4 740	254.0	13.40	73.3	11.10	38.0	299	89.5	1.40	24.3	17.2	
C250 × 30	3 790	254.0	9.63	69.6	11.10	32.8	258	93.0	1.17	21.6	17.6	
C250 × 23	2 900	254.0	6.10	66.0	11.10	28.1	221	98.4	0.949	19.0	18.1	
C230 × 30	3 790	229.0	11.40	67.3	10.50	25.3	221	81.7	1.01	19.2	16.3	
C230 × 22	2 850	229.0	7.24	63.1	10.50	21.2	185	86.2	0.803	16.7	16.8	
C230 × 20	2 540	229.0	5.92	61.8	10.50	19.9	174	88.5	0.733	15.8	17.0	
C200 × 28	3 550	203.0	12.40	64.2	9.90	18.3	180	71.8	0.824	16.5	15.2	
C200 × 20	2 610	203.0	7.70	59.5	9.90	15.0	148	75.8	0.637	14.0	15.6	
C200 × 17	2 180	203.0	5.59	57.4	9.90	13.6	134	79.0	0.549	12.8	15.9	
C180 × 22	2 790	178.0	10.60	58.4	9.30	11.3	127	63.6	0.574	12.8	14.3	
C180 × 18	2 320	178.0	7.98	55.7	9.30	10.1	113	66.0	0.487	11.5	14.5	
C180 × 15	1 850	178.0	5.33	53.1	9.30	8.87	99.7	69.2	0.403	10.2	14.8	
C150 × 19	2 470	152.0	11.10	54.8	8.70	7.24	95.3	54.1	0.437	10.5	13.3	
C150 × 16	1 990	152.0	7.98	51.7	8.70	6.33	83.3	56.4	0.360	9.22	13.5	
C150 × 12	1 550	152.0	5.08	48.8	8.70	5.45	71.7	59.3	0.288	8.04	13.6	
C130 × 13	1 700	127.0	8.25	47.9	8.10	3.70	58.3	46.7	0.263	7.35	12.4	
C130 × 10	1 270	127.0	4.83	44.5	8.10	3.12	49.1	49.6	0.199	6.18	12.5	
C100 × 11	1 370	102.0	8.15	43.7	7.50	1.91	37.5	37.3	0.180	5.62	11.5	
C100 × 8	1 030	102.0	4.67	40.2	7.50	1.60	31.4	39.4	0.133	4.65	11.4	
C75 × 9	1 140	76.2	9.04	40.5	6.90	0.862	22.6	27.5	0.127	4.39	10.6	
C75 × 7	948	76.2	6.55	38.0	6.90	0.770	20.2	28.5	0.103	3.83	10.4	
C75 × 6	781	76.2	4.32	35.8	6.90	0.691	18.1	29.8	0.082	3.32	10.2	

Fuente: R. C. Hibbeler. Mecánica de materiales. 4ta ed. Apéndice B, p 821.

ANEXO C. Factores de seguridad recomendado para diseño mecánico

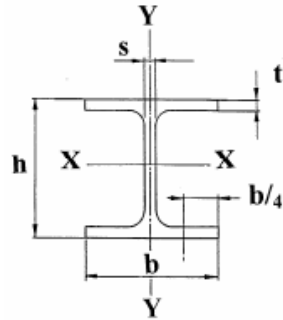
TIPO O CLASE DE CARGA	ACERO, METALES DÚCTILES		HIERRO FUNDIDO, METALES FRÁGILES	MADERA DE CONSTRUCCIÓN
	Basado en la resistencia máxima*	Basado en la resistencia de fluencia**	Basado en la resistencia máxima*	
Carga muerta o Carga variable bajo análisis por fatiga	3 - 4	1.5 - 2	5 - 6	7

Las siguientes recomendaciones **NO** se deben adoptar si se hace análisis por fatiga

Repetida en una dirección, gradual (choque suave)	6	3	7 - 8	10
Repetida invertida, gradual (choque medio)	8	4	10 - 12	15
Choque fuerte	10 - 15	5 - 7	15 - 20	20

Fuente: Cap. 3. Carga estática simple. P 10. [PDF online] Disponible en <<http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap3.pdf>>

ANEXO D. Perfiles HEA de alas anchas y caras paralelas



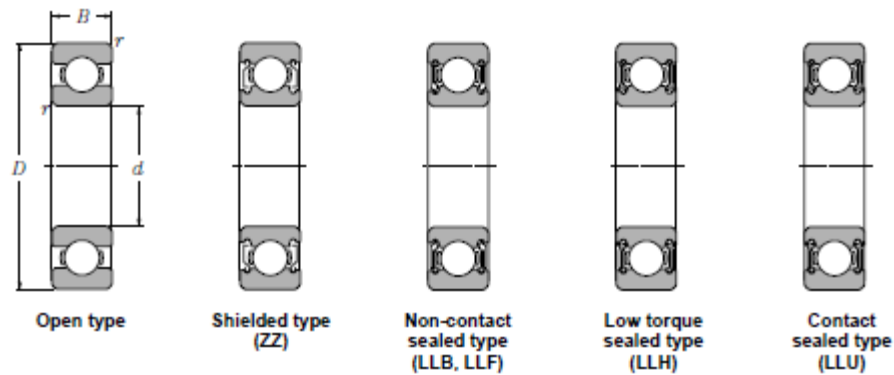
Designación	Medidas en mm					A cm ²	m kg/m	Momento de inercia		Módulo resistente		Radio de giro		m ² /m	m ² /t
	h	b	s	t	r			I _x	I _y	W _x	W _y	i _x	i _y		
HEA 100*	96	100	5	8	12	21,2	16,7	349	134	73	27	4,06	2,51	0,561	33,68
HEB 100*	100	100	6	10	12	26,0	20,4	450	167	90	33	4,16	2,53	0,567	27,76
HEM 100	120	106	12	20	12	53,2	41,8	1 143	399	190	75	4,63	2,74	0,619	14,82
HEA 120*	114	120	5	8	12	25,3	19,9	606	231	106	38	4,89	3,02	0,677	34,06
HEB 120*	120	120	6,5	11	12	34,0	26,7	864	318	144	53	5,04	3,06	0,686	25,71
HEM 120	140	126	12,5	21	12	66,4	52,1	2 018	703	288	112	5,51	3,25	0,738	14,16
HEA 140*	133	140	5,5	8,5	12	31,4	24,7	1 033	389	155	56	5,73	3,52	0,784	32,21
HEB 140*	140	140	7	12	12	43,0	33,7	1 509	550	216	79	5,93	3,58	0,805	23,88
HEM 140	160	146	13	22	12	80,6	63,2	3 291	1 144	411	157	6,39	3,77	0,857	13,56
HEA 160*	152	160	6	9	15	38,8	30,4	1 673	616	220	77	6,57	3,98	0,906	29,78
HEB 160*	160	160	8	13	15	54,3	42,6	2 492	889	311	111	6,78	4,05	0,918	21,56
HEM 160	180	166	14	23	15	97,1	76,2	5 098	1 759	566	212	7,25	4,26	0,97	12,74
HEA 180*	171	180	6	9,5	15	45,3	35,5	2 510	925	294	103	7,45	4,52	1,02	28,83
HEB 180*	180	180	8,5	14	15	65,3	51,2	3 831	1 363	426	151	7,66	4,57	1,04	20,25
HEM 180	200	186	14,5	24	15	113,3	88,9	7 483	2 580	748	277	8,13	4,77	1,09	12,25
HEA 200*	190	200	6,5	10	18	53,8	42,3	3 692	1 336	389	134	8,28	4,98	1,14	26,89
HEB 200*	200	200	9	15	18	78,1	61,3	5 696	2 003	570	200	8,54	5,07	1,15	18,78
HEM 200	220	206	15	25	18	131,1	103	10 642	3 651	967	354	9,00	5,27	1,20	11,67
HEA 220*	210	220	7	11	18	64,3	50,5	5 410	1 955	515	178	9,17	5,51	1,26	24,85
HEB 220*	220	220	9,5	16	18	91,0	71,5	8 091	2 843	736	258	9,43	5,59	1,27	17,77
HEM 220	240	226	15,5	26	18	149,4	117	14 605	5 012	1 220	444	9,89	5,79	1,32	11,27
HEA 240*	230	240	7,5	12	21	76,8	60,3	7 763	2 769	675	231	10,1	6,00	1,37	22,70
HEB 240*	240	240	10	17	21	106,0	83,2	11 259	3 923	938	327	10,3	6,08	1,38	16,63
HEM 240	270	248	18	32	21	199,6	157	24 289	8 153	1 800	657	11,0	6,39	1,46	9,318
HEA 260*	250	260	7,5	12,5	24	86,6	68,2	10 455	3 668	836	228	11,0	6,50	1,48	21,77
HEB 260*	260	260	10	17,5	24	118,4	93,0	14 919	5 135	1 150	395	11,2	6,58	1,50	16,12
HEM 260	290	268	18	32,5	24	219,6	172	31 307	10 449	2 160	780	11,9	6,90	1,57	9,133
HEA 280*	270	280	8	13	24	97,3	76,4	13 673	4 763	1 010	340	11,9	7,00	1,60	20,99
HEB 280*	280	280	10,5	18	24	131,4	103	19 270	6 595	1 380	471	12,1	7,09	1,62	15,69
HEM 280	310	288	18,5	33	24	240,2	189	39 547	13 163	2 500	914	12,8	7,40	1,69	8,984
HEA 300*	290	300	8,5	14	27	112,5	88,3	18 263	6 310	1 260	421	12,7	7,49	1,72	19,43
HEB 300*	300	300	11	19	27	149,1	117	25 166	8 563	1 680	571	13,0	7,58	1,73	14,80
HEM 300	340	310	21	39	27	303,1	238	59 201	19 403	3 480	1 250	14,0	8,00	1,83	7,699
HEA 320*	310	300	9	15,5	27	124,4	97,6	22 928	6 985	1 480	466	13,6	7,49	1,76	17,98
HEB 320*	320	300	11,5	20,5	27	161,3	127	30 823	9 239	1 930	616	13,8	7,57	1,77	13,98
HEM 320	359	309	21	40	27	312,0	245	68 135	19 709	3 800	1 280	14,8	7,95	1,87	7,616
HEA 340	330	300	9,5	16,5	27	133,5	105	27 693	7 436	1 680	496	14,4	7,46	1,79	17,13
HEB 340	340	300	12	21,5	27	170,9	134	36 656	9 890	2 160	646	14,6	7,53	1,81	13,49
HEM 340	377	309	21	40	27	315,8	248	76 372	19 711	4 050	1 280	15,6	7,90	1,90	7,670
HEA 360	350	300	10	17,5	27	142,8	112	33 090	7 887	1 890	526	15,2	7,43	1,83	16,36
HEB 360	360	300	12,5	22,5	27	180,6	142	43 193	10 141	2 400	676	15,5	7,49	1,85	13,04
HEM 360	395	308	21	40	27	318,8	250	84 867	19 522	4 300	1 270	16,3	7,83	1,93	7,73
HEA 400	390	300	11	19	27	159,0	125	45 069	8 564	2 310	571	16,8	7,34	1,91	15,32
HEB 400	400	300	13,5	24	27	197,8	155	57 680	10 819	2 880	721	17,1	7,40	1,93	12,41
HEM 400	432	307	21	40	27	325,8	256	104 19 335	4 820	1 260	1 260	17,9	7,70	2,00	7,835
HEA 450	440	300	11,5	21	27	178,0	140	63 722	9 465	2 900	631	18,9	7,29	2,01	14,39
HEB 450	450	300	14	26	27	218,0	171	79 887	11 721	3 550	781	19,1	7,33	2,03	11,84
HEM 450	478	307	21	40	27	335,4	263	131 484	19 339	5 500	1 260	19,8	7,59	2,10	7,959

* Medidas más comerciales.

Fuente: Perfiles estructurales. 2001. Prontuario UAHE. Tabla 2-1. P 11. [PDF online]

Disponible en <<http://www.hierrossantander.com/descargas/prontuario.pdf>>

ANEXO E. Rodamientos rígidos de bolas catalogo NTN



d	Boundary dimensions				Basic load ratings				Limiting speeds				Bearing numbers				
	mm				kN		kgf		rpm				open type	sealed type	non-contact type	low torque type	contact type
	D	B	r_{ext}	r_{int}	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}	grease open type ZZ	oil open type LLB	LLH	LLU					
10	15	3	0.1	••	0.855	0.435	87	44	10,000	12,000	•	•	6790	•	•	•	•
	19	5	0.3	••	1.83	0.925	187	94	32,000	38,000	••	24,000	6800	ZZ	LLB	••	LLU
	22	6	0.3	0.3	2.7	1.27	275	129	30,000	36,000	••	21,000	6900	ZZ	LLB	••	LLU
	28	8	0.3	••	4.55	1.96	465	200	29,000	34,000	25,000	21,000	6000	ZZ	LLB	LLH	LLU
	30	9	0.6	0.5	5.10	2.39	520	244	25,000	30,000	21,000	18,000	6200	ZZ	LLB	LLH	LLU
35	11	0.6	0.5	8.20	3.50	835	355	23,000	27,000	20,000	16,000	6300	ZZ	LLB	LLH	LLU	
12	18	4	0.2	••	0.930	0.530	95	54	8,300	9,500	•	•	6791	•••	LLF	•	•
	21	5	0.3	••	1.92	1.04	195	106	29,000	35,000	••	20,000	6801	ZZ	LLB	••	LLU
	24	6	0.3	0.3	2.89	1.46	295	149	27,000	32,000	••	19,000	6901	ZZ	LLB	••	LLU
	28	7	0.3	••	5.10	2.39	520	244	26,000	30,000	•	•	16091	•	•	•	•
	28	8	0.3	••	5.10	2.39	520	244	26,000	30,000	21,000	18,000	6001	ZZ	LLB	LLH	LLU
	32	10	0.6	0.5	6.10	2.75	620	280	22,000	26,000	20,000	16,000	6201	ZZ	LLB	LLH	LLU
37	12	1	0.5	9.70	4.20	990	425	20,000	24,000	19,000	15,000	6301	ZZ	LLB	LLH	LLU	
15	21	4	0.2	••	0.940	0.585	96	59	6,800	7,600	•	•	6792	•••	LLF	•	•
	24	5	0.3	••	2.08	1.26	212	128	26,000	31,000	••	17,000	6802	ZZ	LLB	••	LLU
	28	7	0.3	0.3	3.65	2.00	375	204	24,000	28,000	••	16,000	6902	ZZ	LLB	••	LLU
	32	8	0.3	••	5.60	2.83	570	289	22,000	26,000	•	•	16092	•	•	•	•
	32	9	0.3	0.3	5.60	2.83	570	289	22,000	26,000	18,000	15,000	6002	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0.6	0.5	7.75	3.60	790	365	19,000	23,000	18,000	15,000	6202	ZZ	LLB	LLH	LLU
42	13	1	0.5	11.4	5.45	1,170	555	17,000	21,000	15,000	12,000	6302	ZZ	LLB	LLH	LLU	
17	23	4	0.2	••	1.00	0.660	102	67	5,000	6,700	•	•	6793	•••	LLF	•	•
	26	5	0.3	••	2.23	1.46	227	149	24,000	28,000	••	15,000	6803	ZZ	LLB	••	LLU
	30	7	0.3	0.3	4.65	2.58	475	263	22,000	26,000	••	14,000	6903	ZZ	LLB	••	LLU
	35	8	0.3	••	6.80	3.35	695	345	20,000	24,000	•	•	16093	•	•	•	•
	35	10	0.3	0.3	6.80	3.35	695	345	20,000	24,000	16,000	14,000	6003	ZZ	LLB	LLH	LLU
	40	12	0.6	0.5	9.60	4.60	980	465	18,000	21,000	15,000	12,000	6203	ZZ	LLB	LLH	LLU
	47	14	1	0.5	13.5	6.55	1,380	665	16,000	19,000	14,000	11,000	6303	ZZ	LLB	LLH	LLU
62	17	1.1	••	22.7	10.8	2,320	1,100	14,000	16,000	•	•	6493	•	•	•	•	
20	27	4	0.2	••	1.04	0.730	106	74	5,000	5,700	•	•	6794	•••	LLF	•	•
	32	7	0.3	0.3	4.00	2.47	410	252	21,000	25,000	••	13,000	6804	ZZ	LLB	••	LLU
	37	9	0.3	0.3	6.40	3.70	650	375	19,000	23,000	••	12,000	6904	ZZ	LLB	••	LLU
	42	8	0.3	••	7.90	4.50	810	455	18,000	21,000	•	•	16094	•	•	•	•
	42	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	18,000	21,000	13,000	11,000	6004	ZZ	LLB	LLH	LLU
	47	14	1	0.5	12.8	6.65	1,310	680	16,000	18,000	12,000	10,000	6204	ZZ	LLB	LLH	LLU
52	15	1.1	0.5	15.9	7.90	1,620	805	14,000	17,000	12,000	10,000	6304	ZZ	LLB	LLH	LLU	

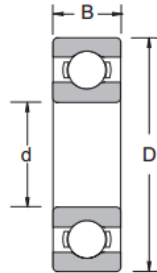
Fuente: NTN, corporation. Catálogo Ball and Roller Bearings No3902/E. pág. B-8

ANEXO F. Rodamientos rígidos de bolas catalogo NSK

NSK NSK NSK NSK NSK NSK NSK

Rodamientos de Bola

Serie R
Hilera Sencilla, Dimensiones en Pulgadas



Opciones Comunes	
V	: Un Sello Sin Contacto
VV	: Dos Sellos Sin Contacto
Z	: Un Escudo
ZZ	: Dos Escudos
NR	: Anillo de Fijación
CO [†]	: Juego Normal
C3	: Juego Mayor a Normal
E	: Bajo Ruido para Motor Eléctrico
†No se muestra en número de parte	

Número Rodmto	Dimensiones Nominales de Rodamiento			Diámetro Preferido Hombro			Capacidad Básica de Carga (lbs)		Velocidades Limitantes (1000 RPM)	Peso Rodmto (Approx.)
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r*</i>	Eje	Alojamnto	<i>C_r</i>	<i>C_{sw}</i>	Grasa	lbs
	pulgada	pulgada	pulgada	pulgada	pulgada	pulgada				
R2	0.1250	0.3750	0.1562	0.012	0.188	0.313	141	49	56	0.003
R2A	0.1250	0.5000	0.1719	0.012	0.188	0.438	143	51	56	0.006
R3	0.1875	0.5000	0.1562	0.012	0.250	0.438	293	108	53	0.005
R3ZZ	0.1875	0.5000	0.1960	0.012	0.250	0.438	293	108	53	0.006
R4B	0.2500	0.6250	0.1960	0.012	0.313	0.563	362	150	38	0.010
R4AA	0.2500	0.7500	0.2188	0.016	0.344	0.656	589	238	36	0.015
R4AAZZ	0.2500	0.7500	0.2812	0.016	0.344	0.656	589	238	36	0.018
R6	0.3750	0.8750	0.2188	0.016	0.469	0.781	750	317	38	0.020
R6ZZVV	0.3750	0.8750	0.2812	0.016	0.469	0.781	750	317	38	0.026
R8	0.5000	1.1250	0.2500	0.016	0.594	1.031	1150	538	30	0.040
R8ZZVV	0.5000	1.1250	0.3125	0.016	0.594	1.031	1150	538	30	0.050
R10	0.6250	1.3750	0.2812	0.031	0.750	1.250	1340	728	24	0.060
R10ZZVV	0.6250	1.3750	0.3438	0.031	0.750	1.250	1340	728	24	0.070
R12	0.7500	1.6250	0.3125	0.031	0.906	1.469	2110	1120	20	0.100
R12ZZVV	0.7500	1.6250	0.4375	0.031	0.906	1.469	2110	1120	20	0.120
R14	0.8750	1.8750	0.3750	0.031	1.031	1.719	2270	1310	18	0.160
R14ZZ	0.8750	1.8750	0.5000	0.031	1.031	1.719	2270	1310	18	0.180
R16	1.0000	2.0000	0.3750	0.031	1.156	1.844	2270	1310	18	0.170
R16ZZ	1.0000	2.0000	0.5000	0.031	1.156	1.844	2270	1310	18	0.190
R18	1.1250	2.1250	0.3750	0.031	1.281	1.969	2980	1860	15	0.190
R18ZZ	1.1250	2.1250	0.5000	0.031	1.281	1.969	2980	1860	15	0.210
R20	1.2500	2.2500	0.3750	0.031	1.406	2.094	2980	1860	15	0.210
R20ZZ	1.2500	2.2500	0.5000	0.031	1.406	2.094	2980	1860	15	0.230
R22	1.3750	2.5000	0.4375	0.031	1.531	2.344	3590	2320	13	0.270
R22ZZ	1.3750	2.5000	0.5625	0.031	1.531	2.344	3590	2320	13	0.290
R24	1.5000	2.6250	0.4375	0.031	1.656	2.469	3770	2600	12	0.300

*Máximo chaflán de eje permitido

C_r = Capacidad Carga Radial Dinámica

C_{sw} = Capacidad Carga Radial Estática

Nota: Las velocidades limitantes pueden ser menores con sellos de Contacto. Para mayor información contacte con un ingeniero de NSK.

Fuente: Motion & Control NSK, Guía de reemplazo de rodamientos. Rodamientos de bolas Serie R. p 12. [PDF online] Disponible en < [http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/na_es/Guia_de_Reemplazo_de_Rodamientos_\(Am7\).pdf](http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/na_es/Guia_de_Reemplazo_de_Rodamientos_(Am7).pdf)>

ANEXO G. CARTAS de certificación y cumplimiento de los objetivos planteados en el proyecto para la empresa INDUSTRIAS LAVCO LTDA.



Bucaramanga, Enero 20 de 2014

Señores
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCUELA DE ING. MECÁNICA

REF: CERTIFICACIÓN DE PRÁCTICAS

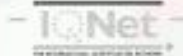
INDUSTRIAS LAVCO LTDA., empresa con NIT: 800.117.272-2, certifica que los estudiantes de Ing. Mecánica de la Universidad Industrial de Santander Jhoiver David Vega De La Rosa y Felipe Carlos Ramírez Suarez con Cod. 2083655 y 2093556 respectivamente, vienen trabajando como practicantes en nuestra empresa, llevando a cabo el desarrollo de un proyecto para el proceso de fundición, el cual consiste en el: **DISEÑO DE INGENIERÍA DE DETALLE Y MODELADO DEL SISTEMA DE CARGA TIPO SKIP HOIST PARA LOS HORNOS DE FUNDICIÓN DE INDUSTRIAS LAVCO LTDA.**

Cualquier información adicional, con gusto la suministraremos.

Cordialmente

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Olga Patricia Vesga Rueda", is written over a horizontal line.

Olga Patricia Vesga Rueda
C.C. 63.310.572
Gerente



INDUSTRIAS LAVCO LTDA.
Km. 4 Autopista Floridablanca - Piedecuesta
Bucaramanga - Colombia
Pbx (57-7) 638 1921
VENTAS (57-7) 639 5139 - 639 7134
FAX (57-7) 638 4993
e-mail: info@lavco.com.co
web: www.lavco.com.co
Línea Gratuita de Atención Nacional:
01 8000 112 853



Bucaramanga, Abril 21 de 2014

Señores

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
Ciudad

REF: CERTIFICACIÓN DE CUMPLIMIENTO DE OBJETIVOS

INDUSTRIAS LAVCO LTDA., empresa con NIT: 800.117.272-2, certifica que los estudiantes de ingeniería mecánica Jhoiver David Vega De La Rosa y Felipe Carlos Ramirez Suarez con códigos 2083655 y 2093556 respectivamente, cumplieron con los objetivos y el cronograma propuesto en el proyecto de grado presentado a nuestra empresa, el cual tiene como titulo: DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE CARGA TIPO SKIP HOIST, PARA LOS HORNOS DE FUNDICIÓN, EN LAS INSTALACIONES DE LAS INDUSTRIAL LAVCO LTDA.

Cualquier información adicional con gusto la suministraremos.

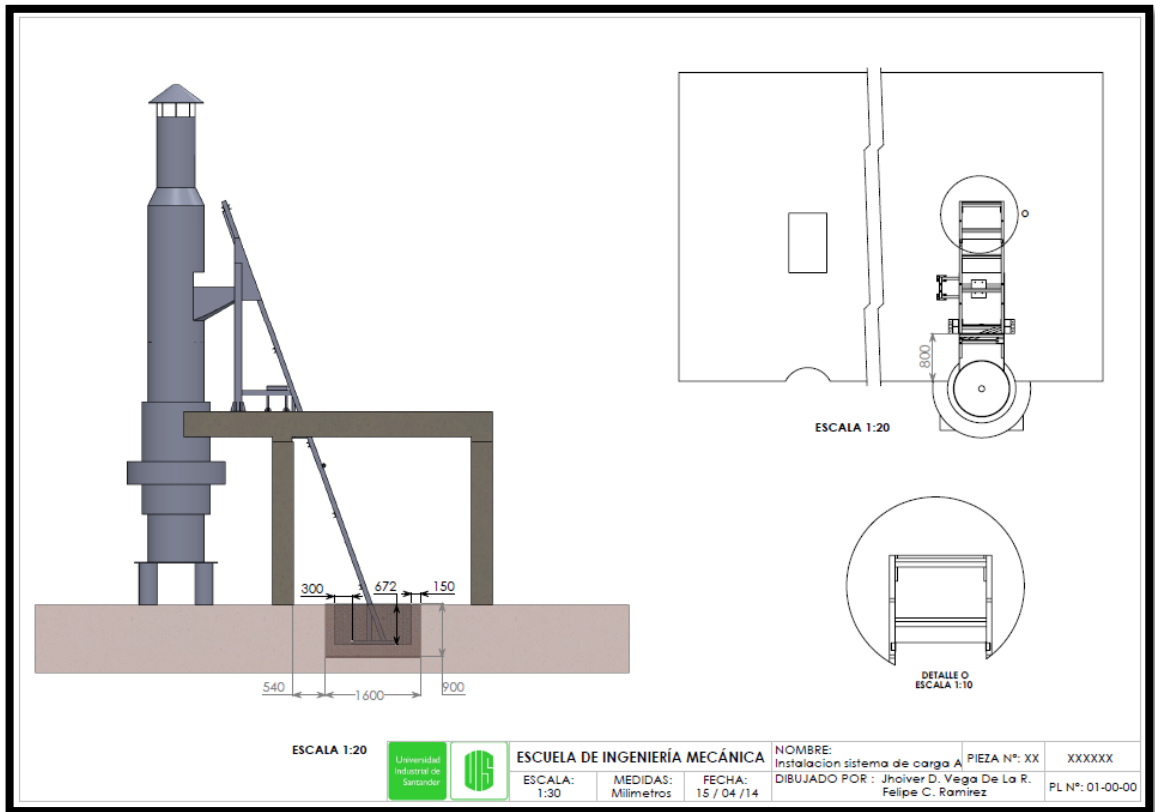
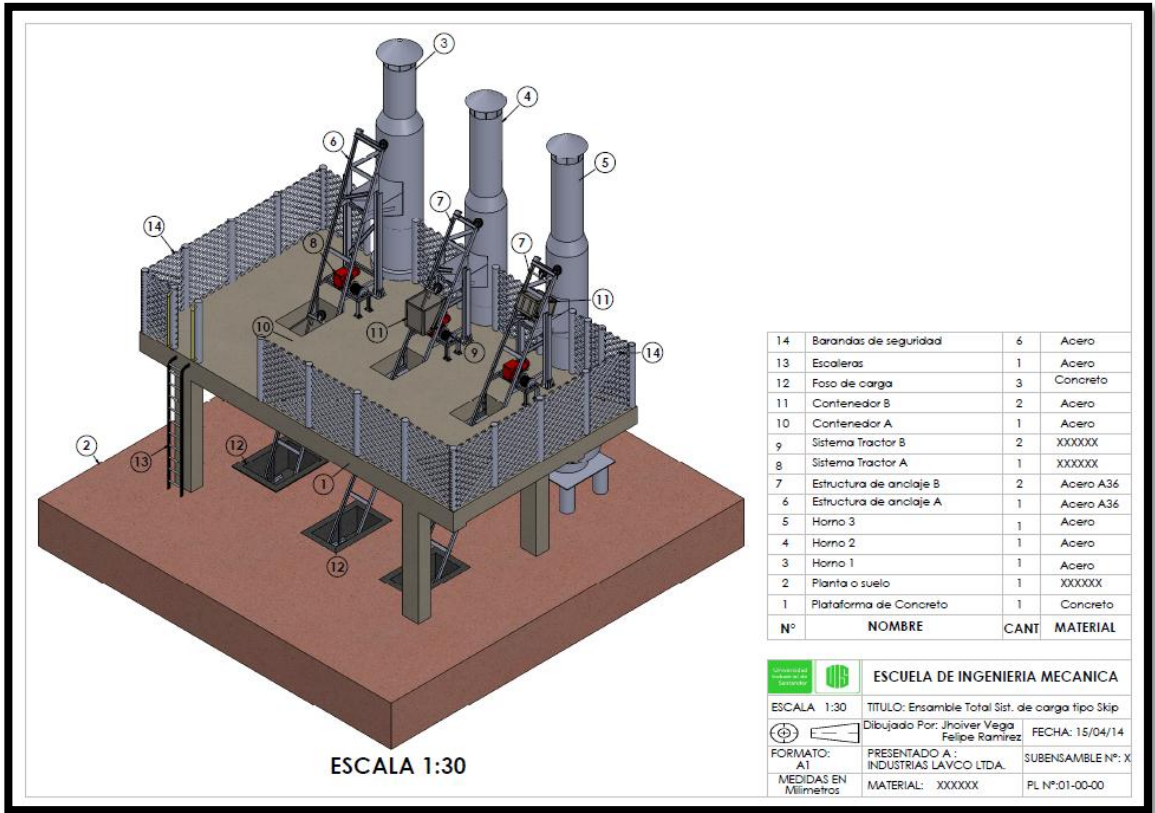
Cordialmente

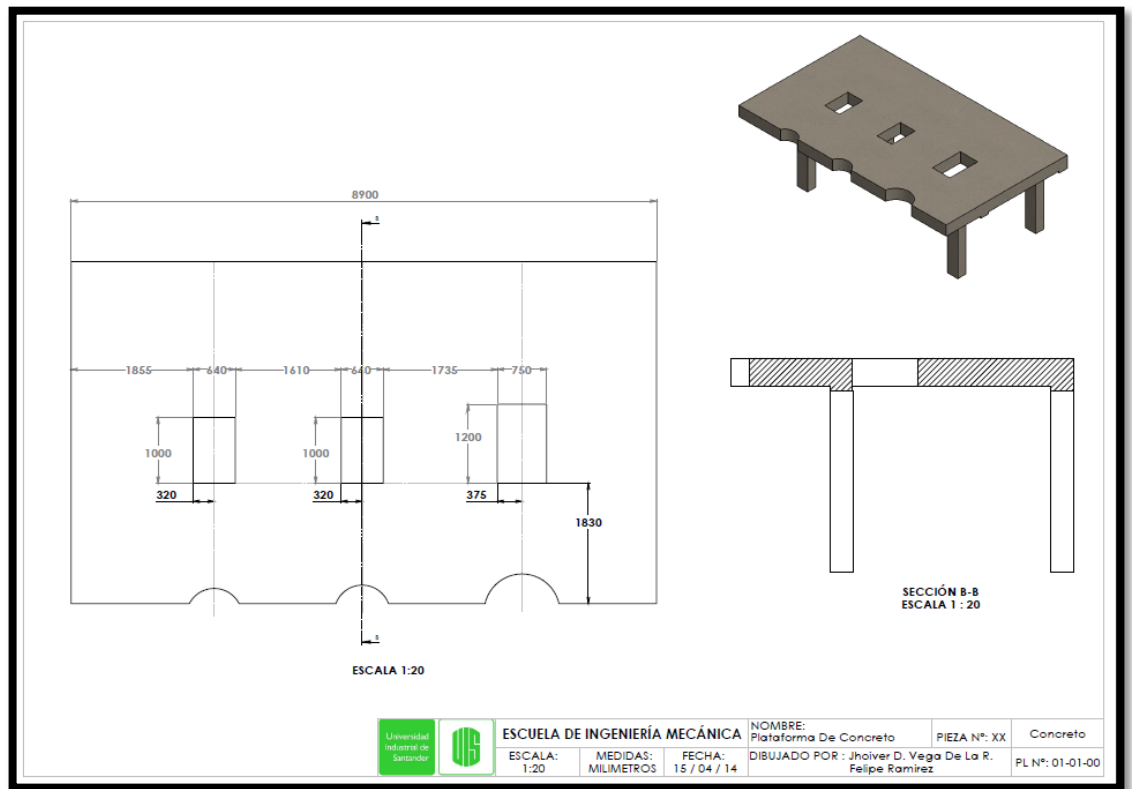
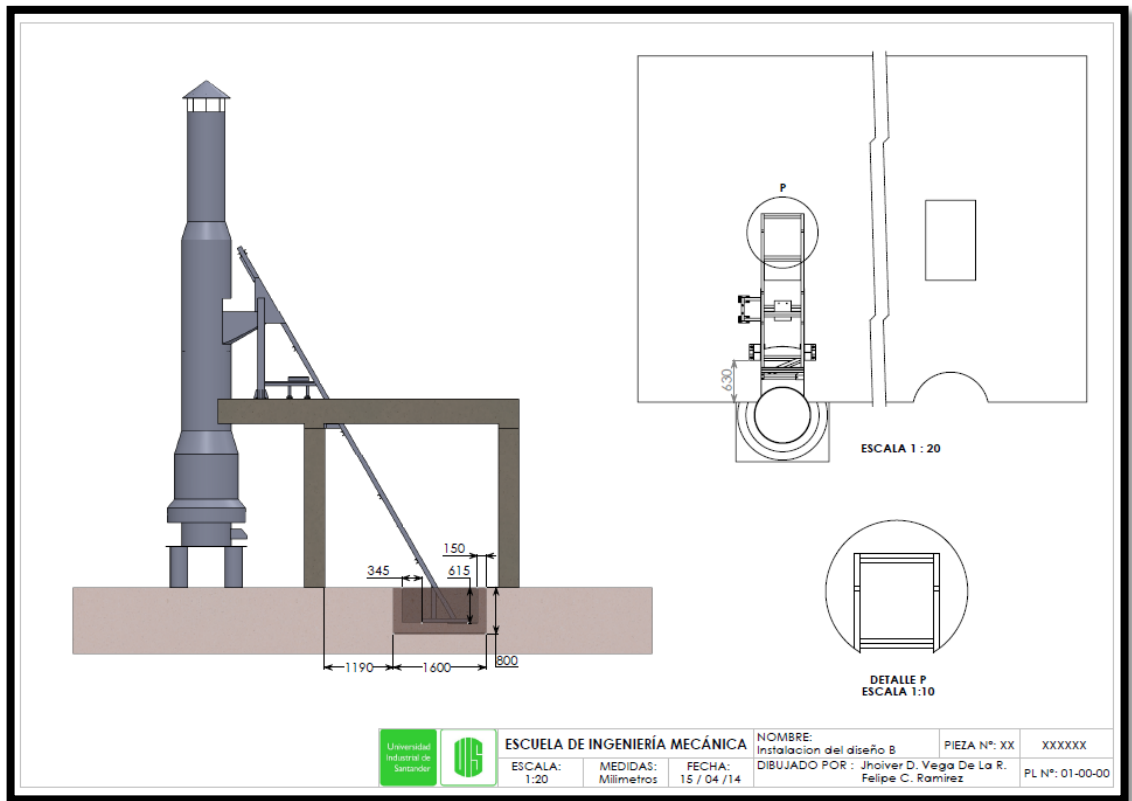

OLGA PATRICIA VESGA RUEDA
C.C. 63.310.572
GERENTE

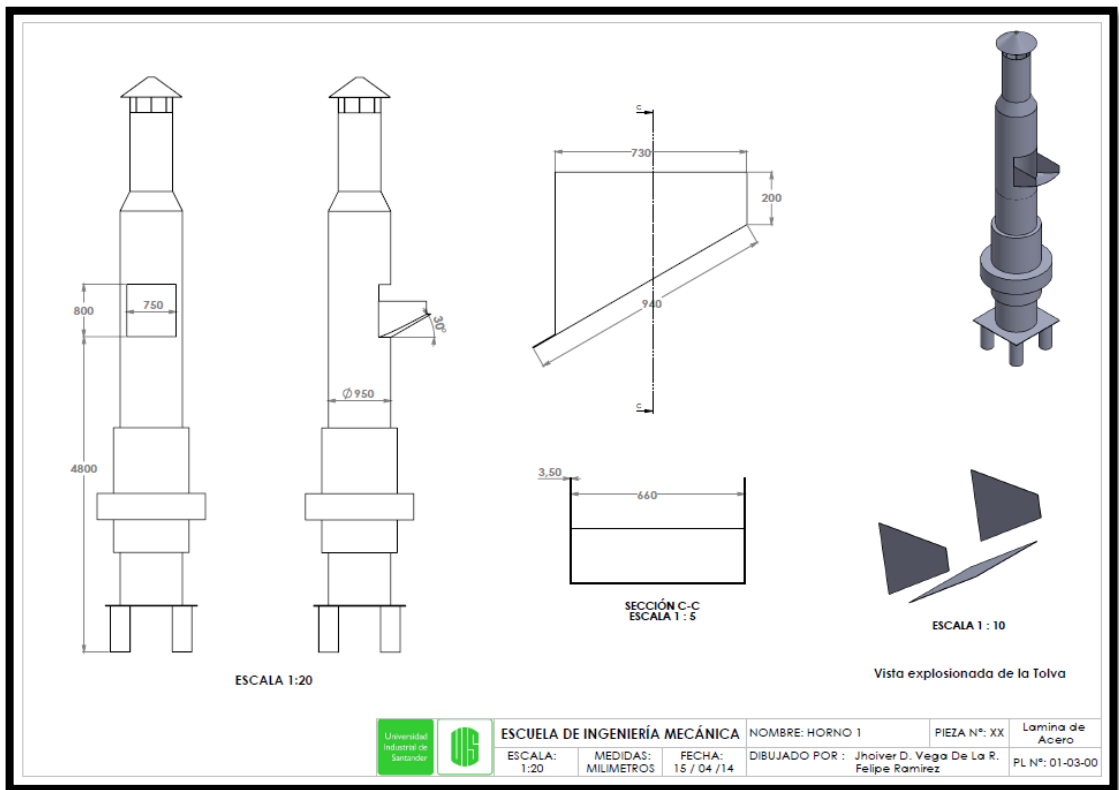
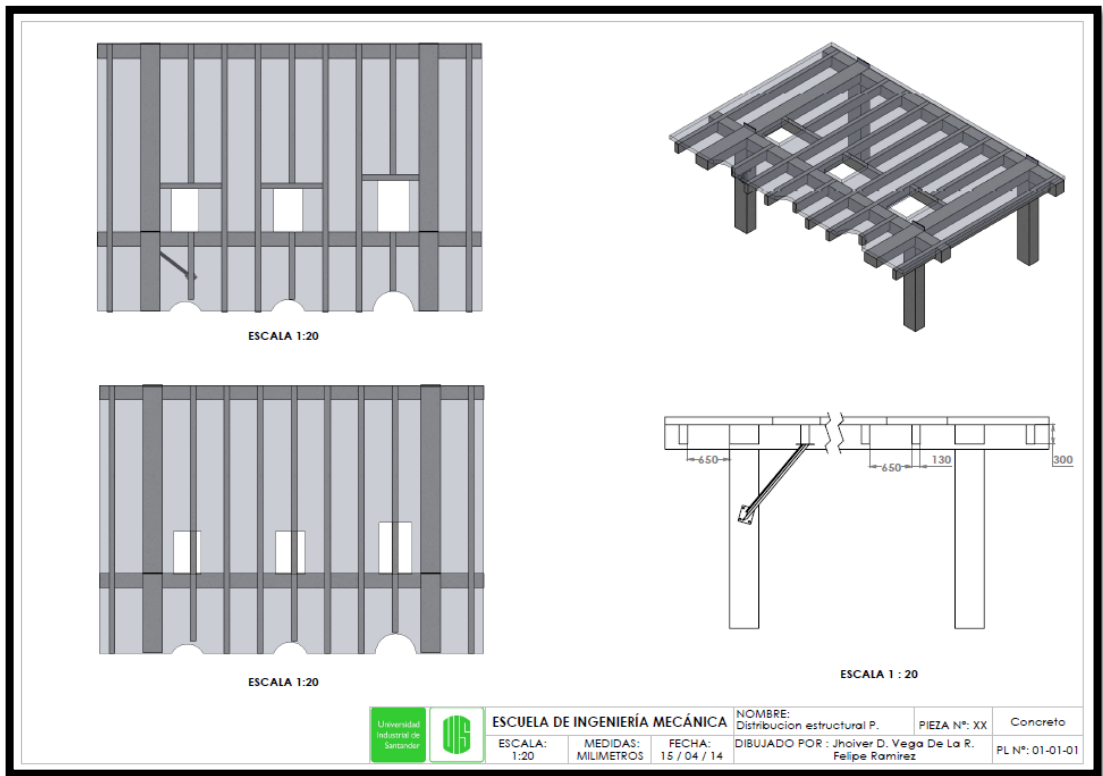


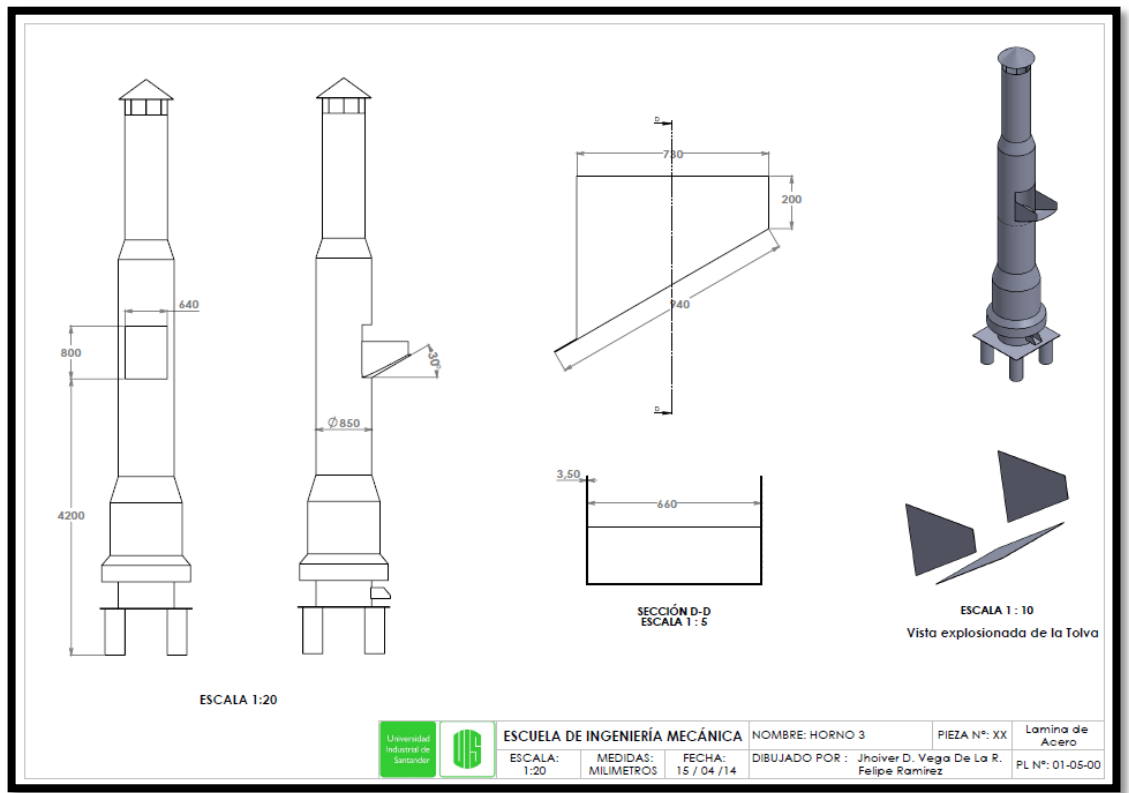
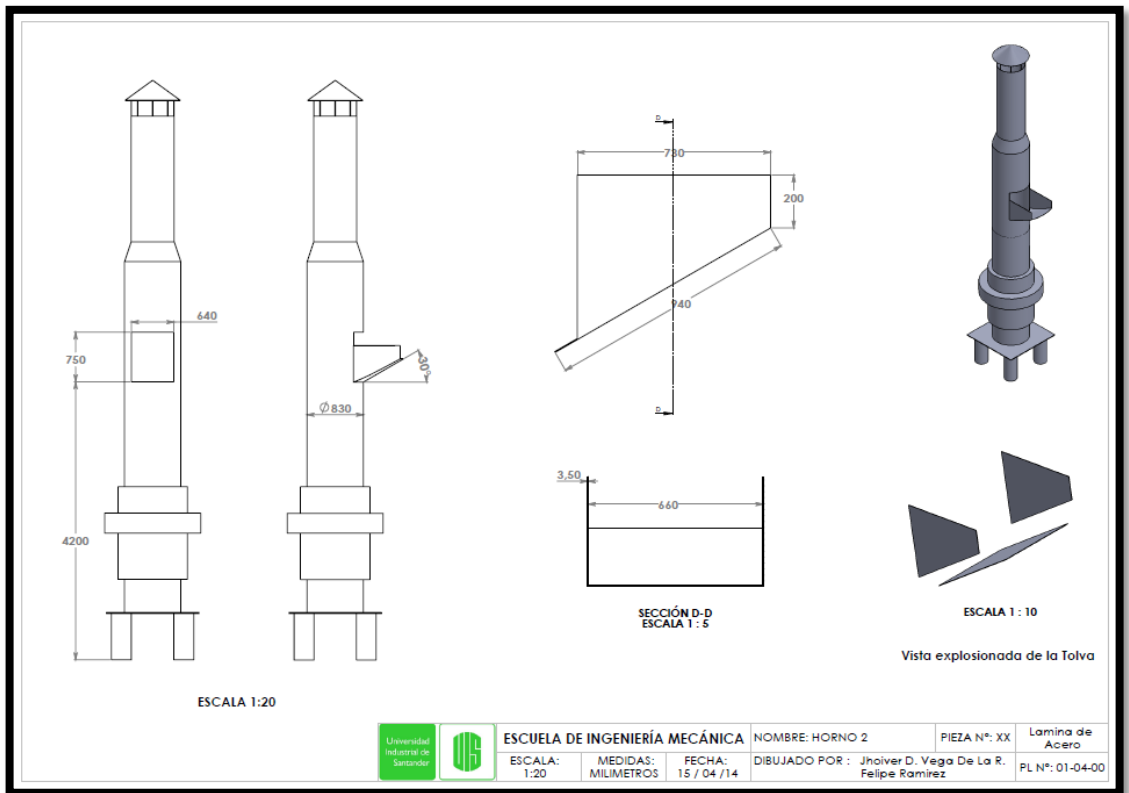
INDUSTRIAS LAVCO LTDA.
Km. 4 Autopista Floridablanca - Piedecuesta
Bucaramanga - Colombia
PBX (57-7) 638 1921
VENTAS (57-7) 639 5139 - 639 7134
FAX(57-7) 638 4993
e-mail: info@lavco.com.co
web: www.lavco.com.co

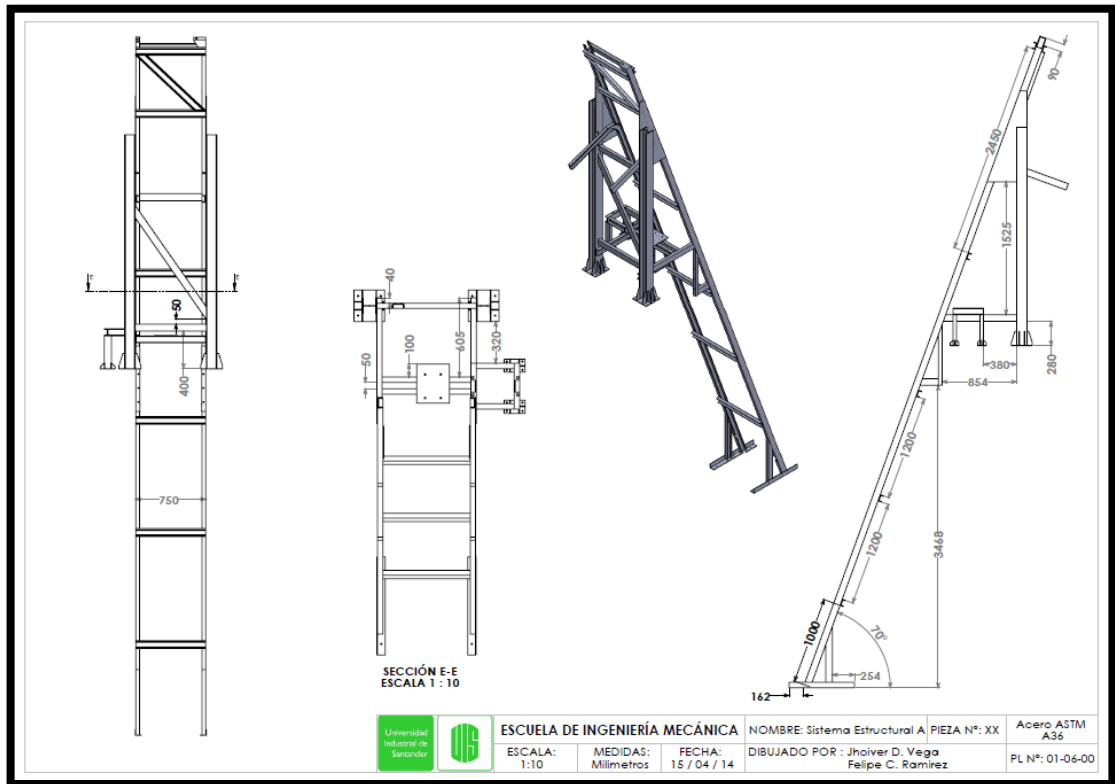
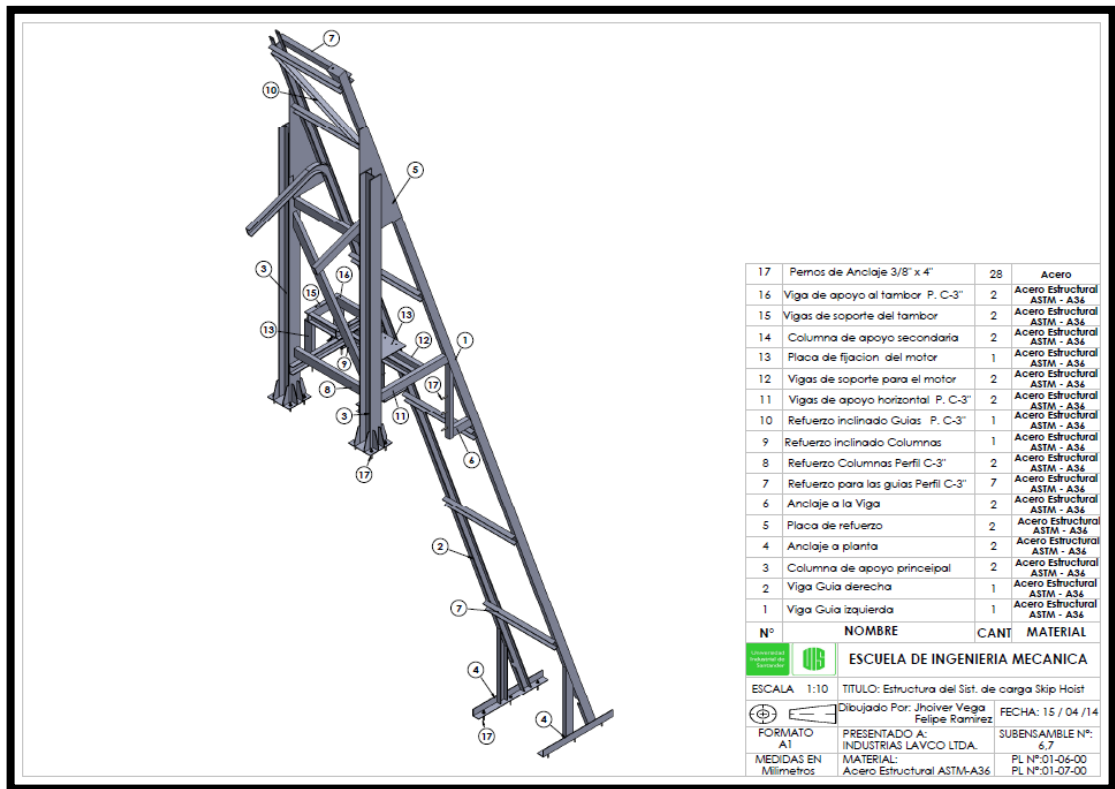
**ANEXO H. Planos detallados de los sistemas de elevación de carga Skip
Hoist
PANOS EN DETALLE PARA LA CONSTRUCCION DEL
SISTEMA DE CARGA Y SUS COMPONENTES**

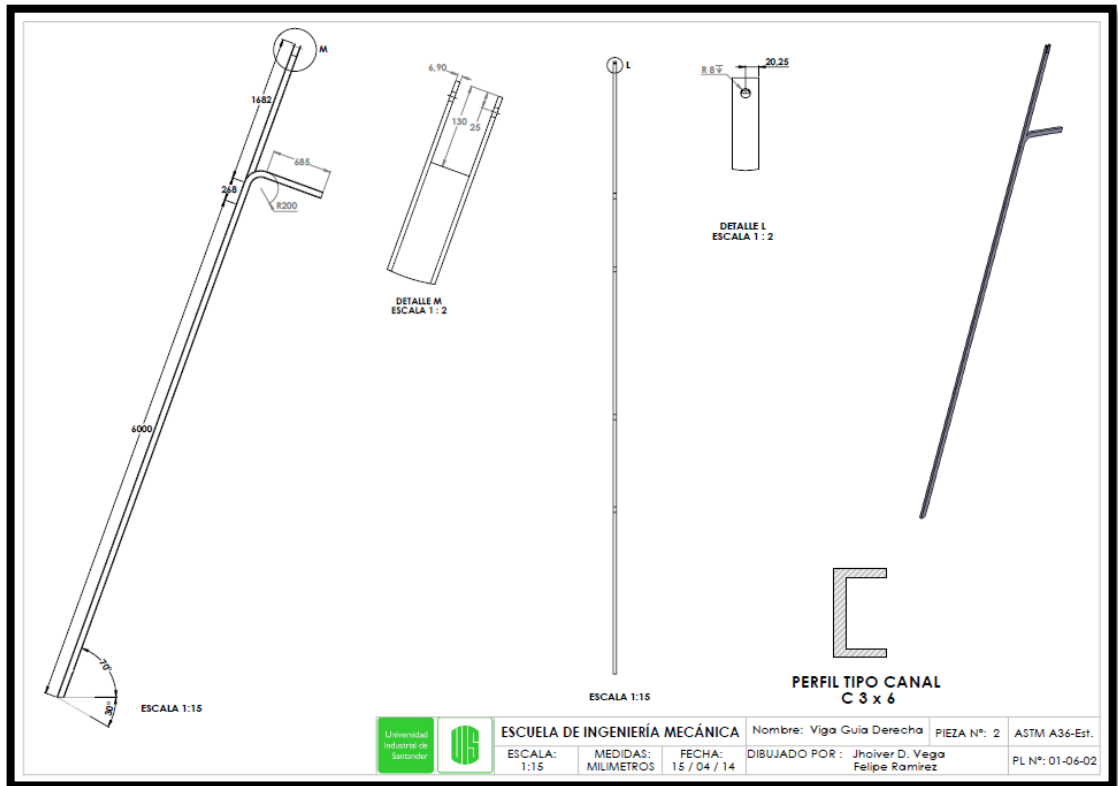
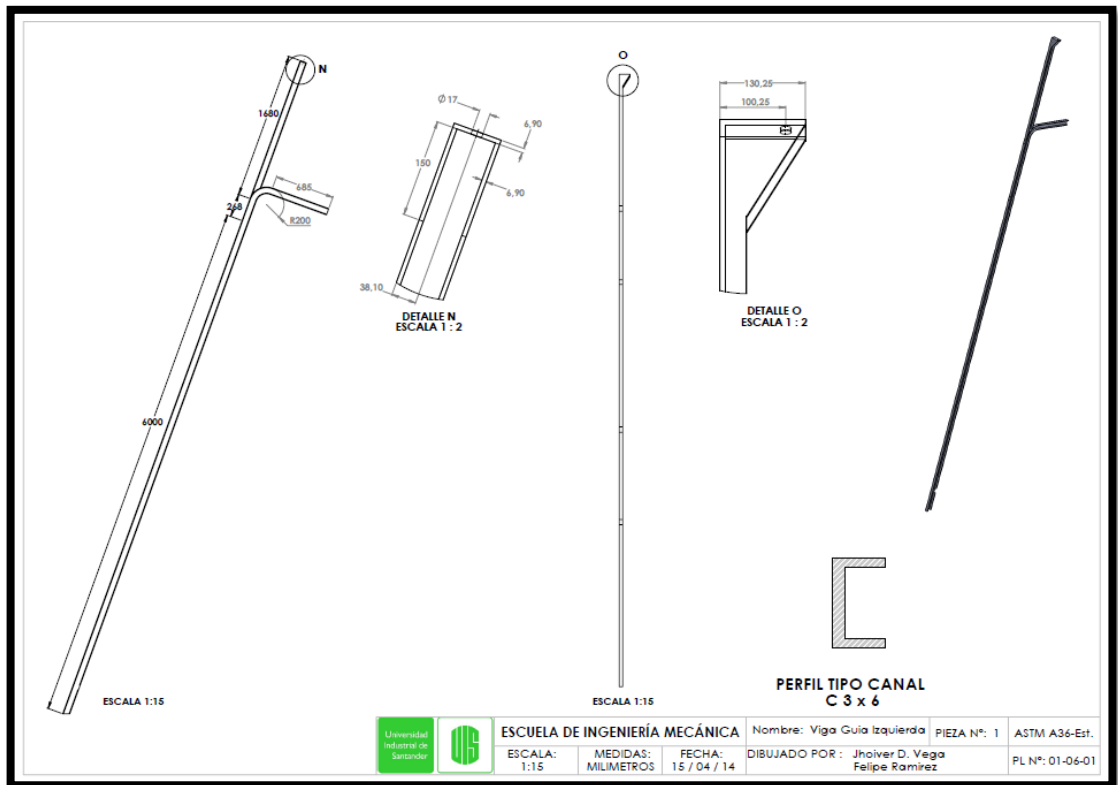


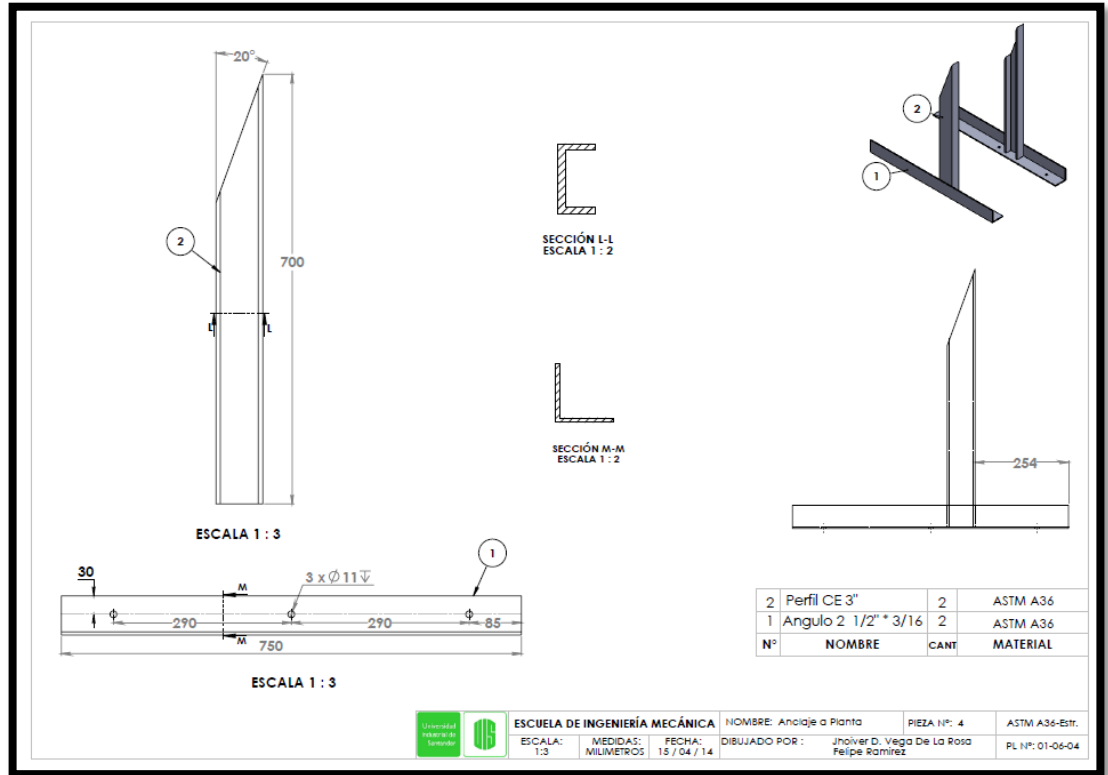
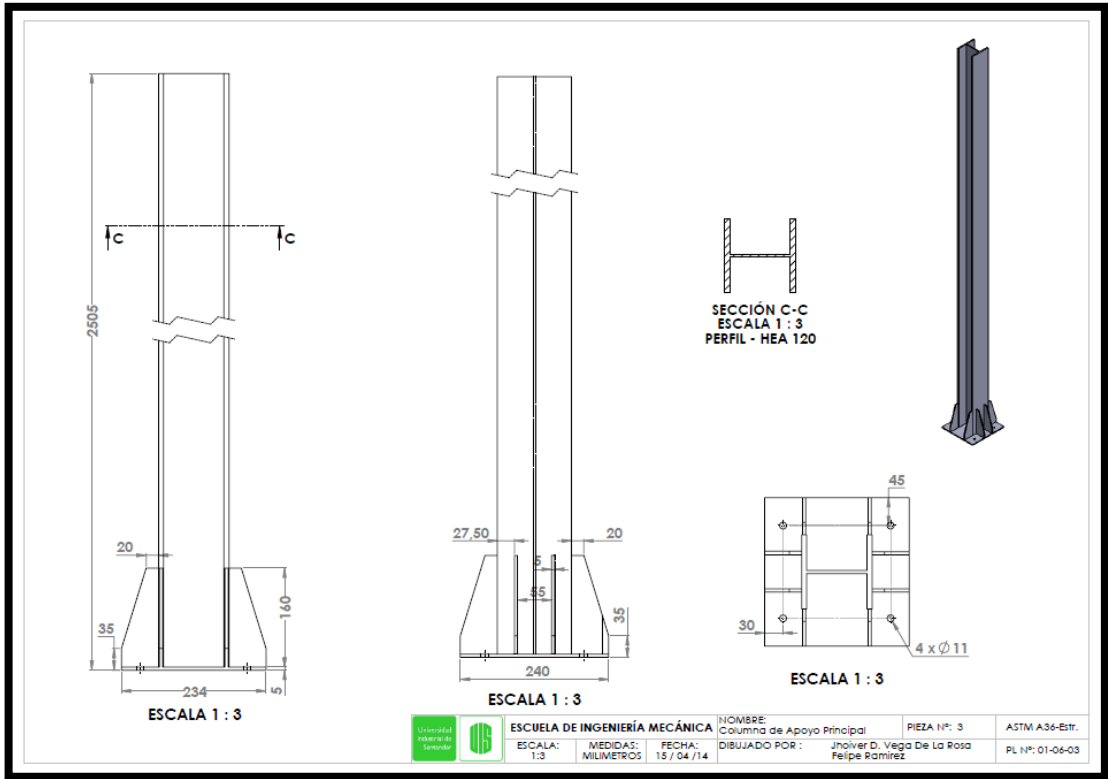


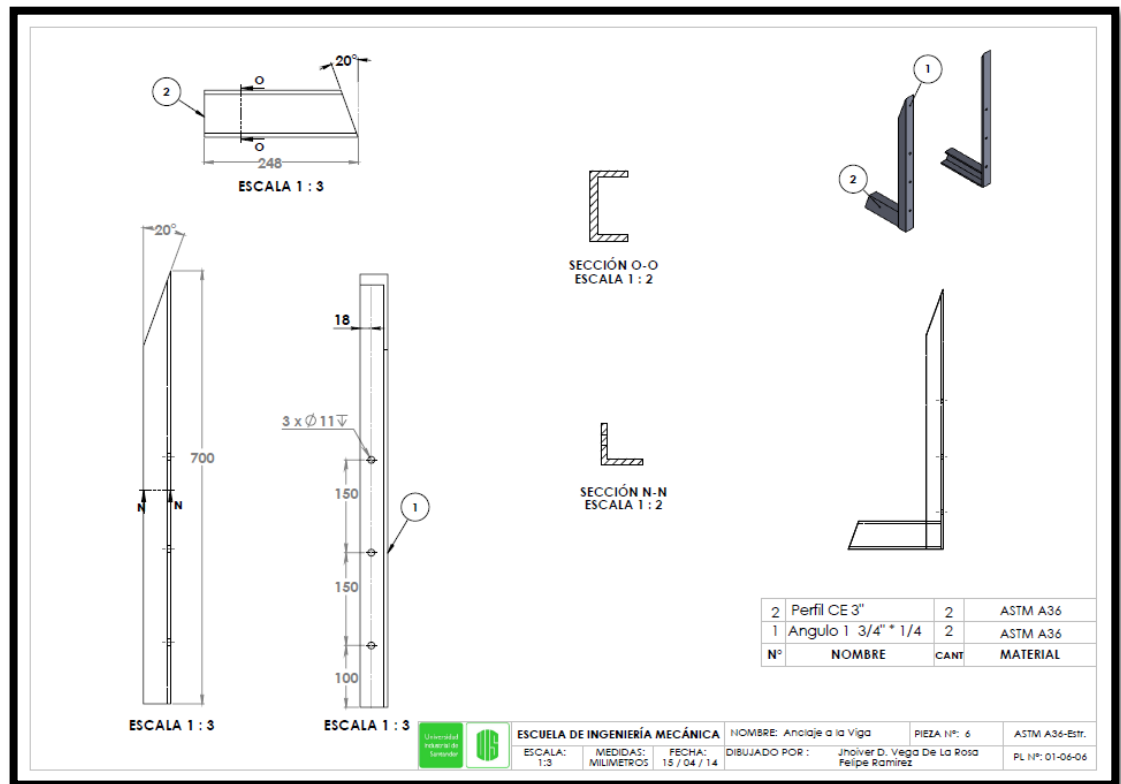
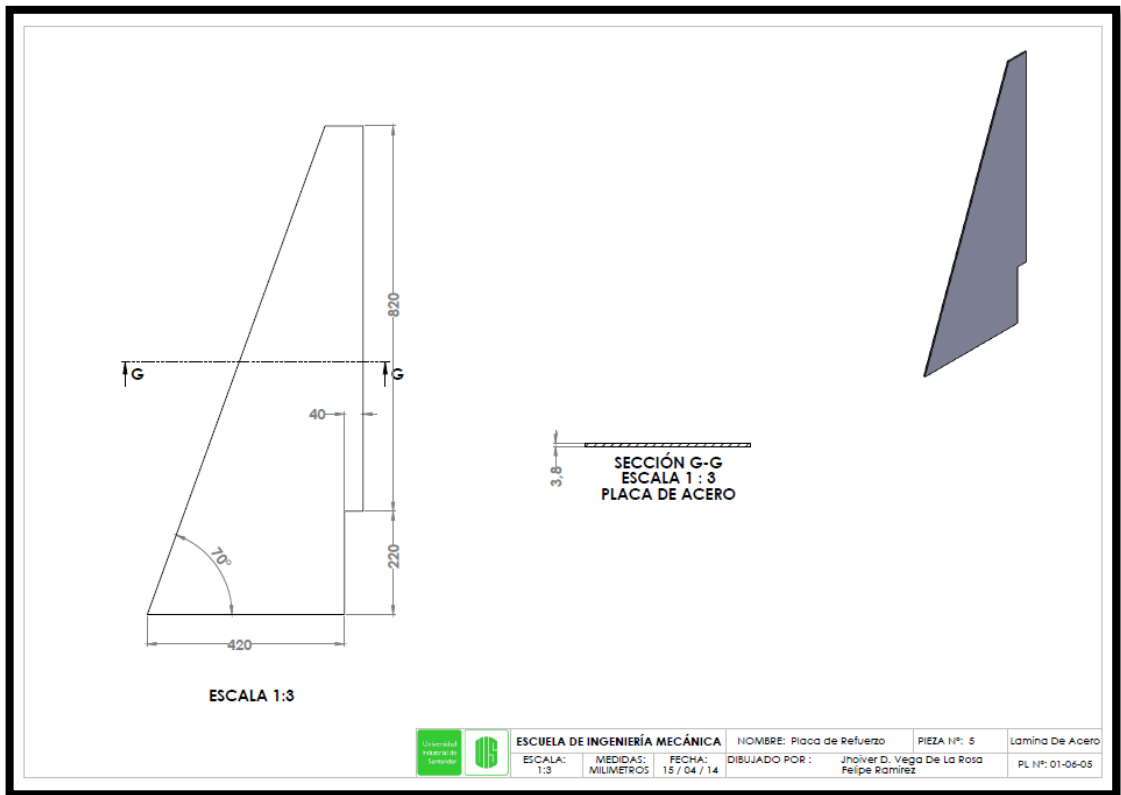


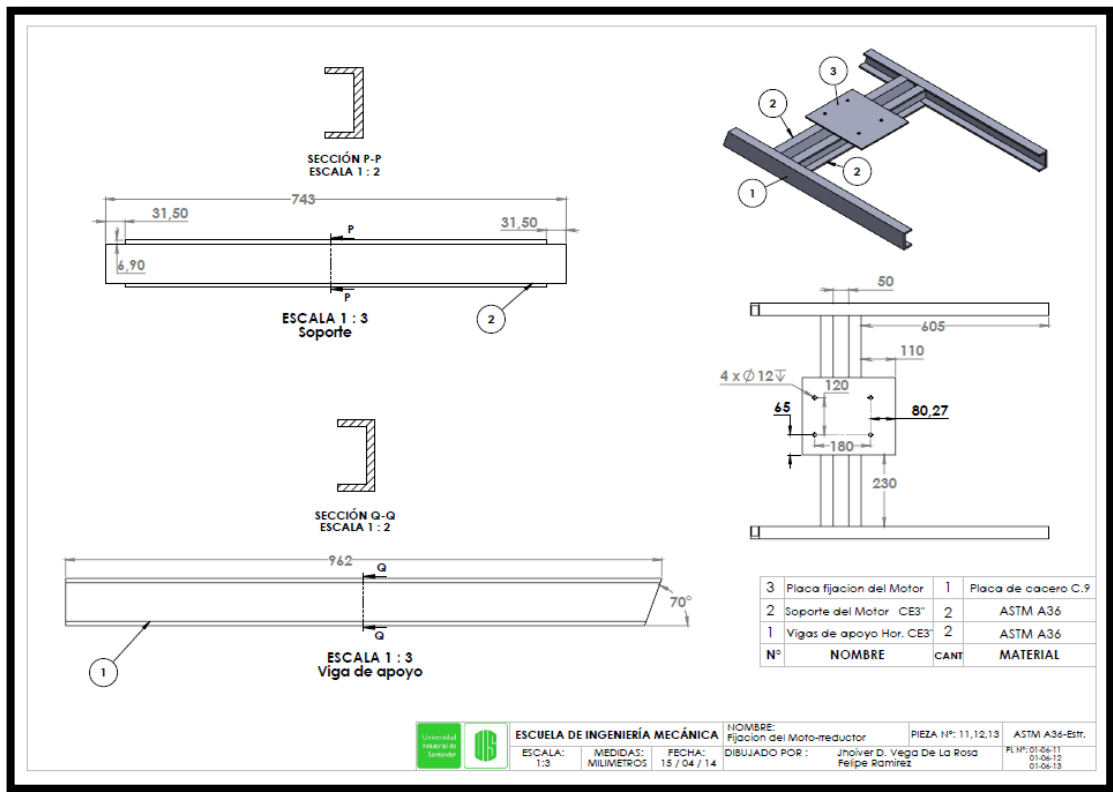
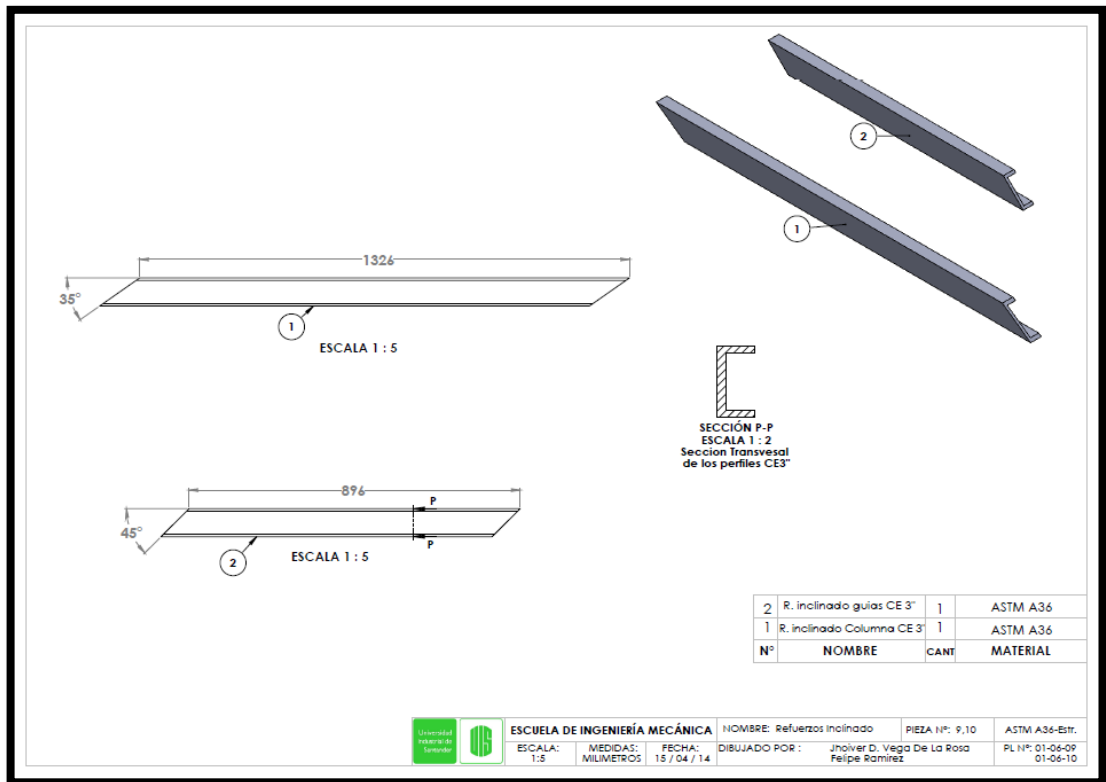


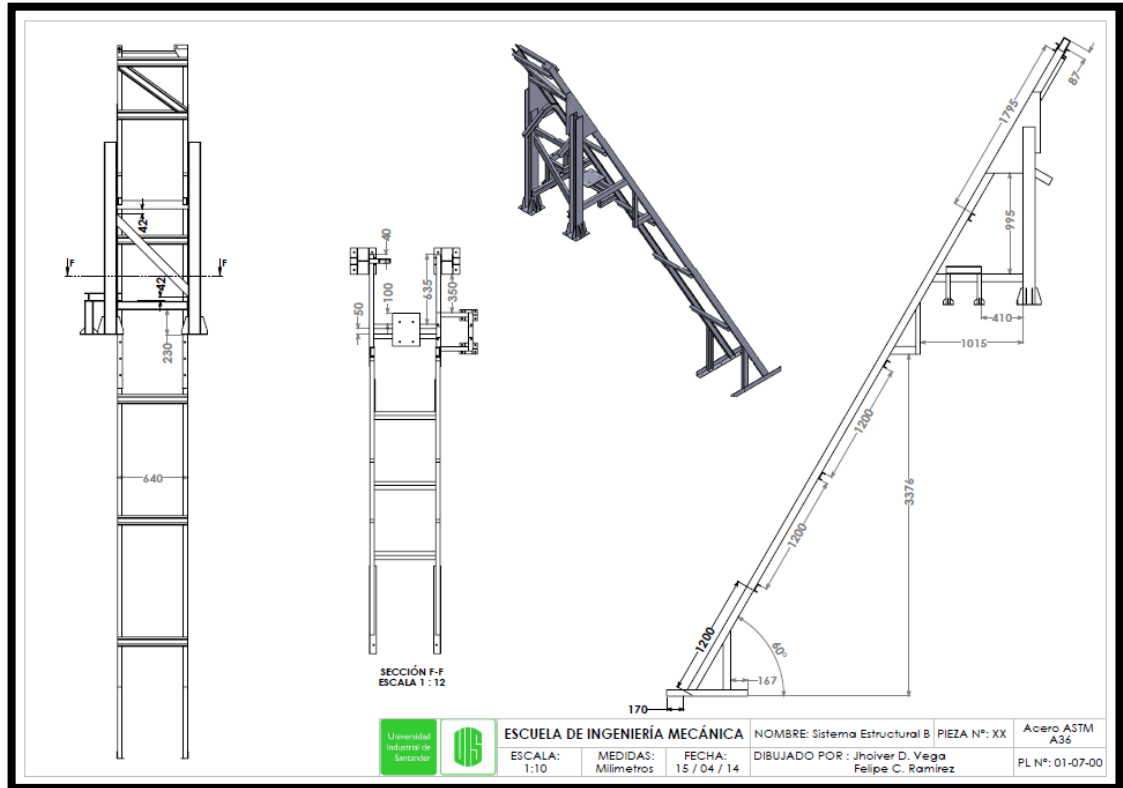
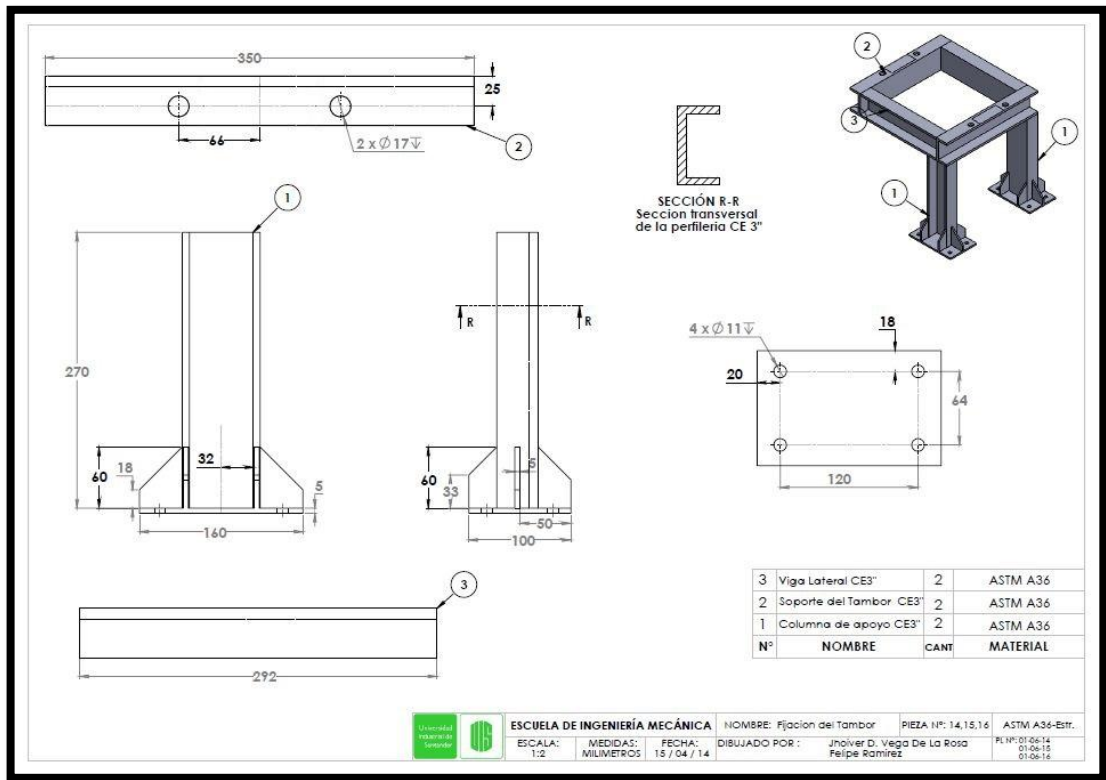


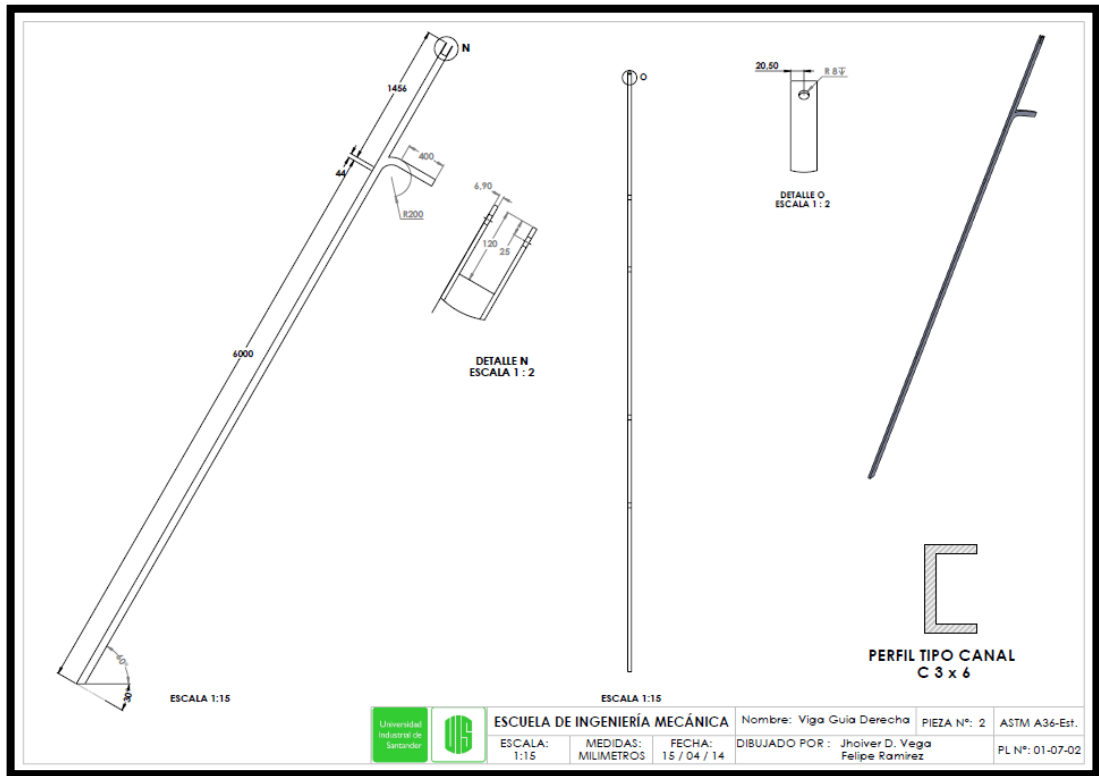
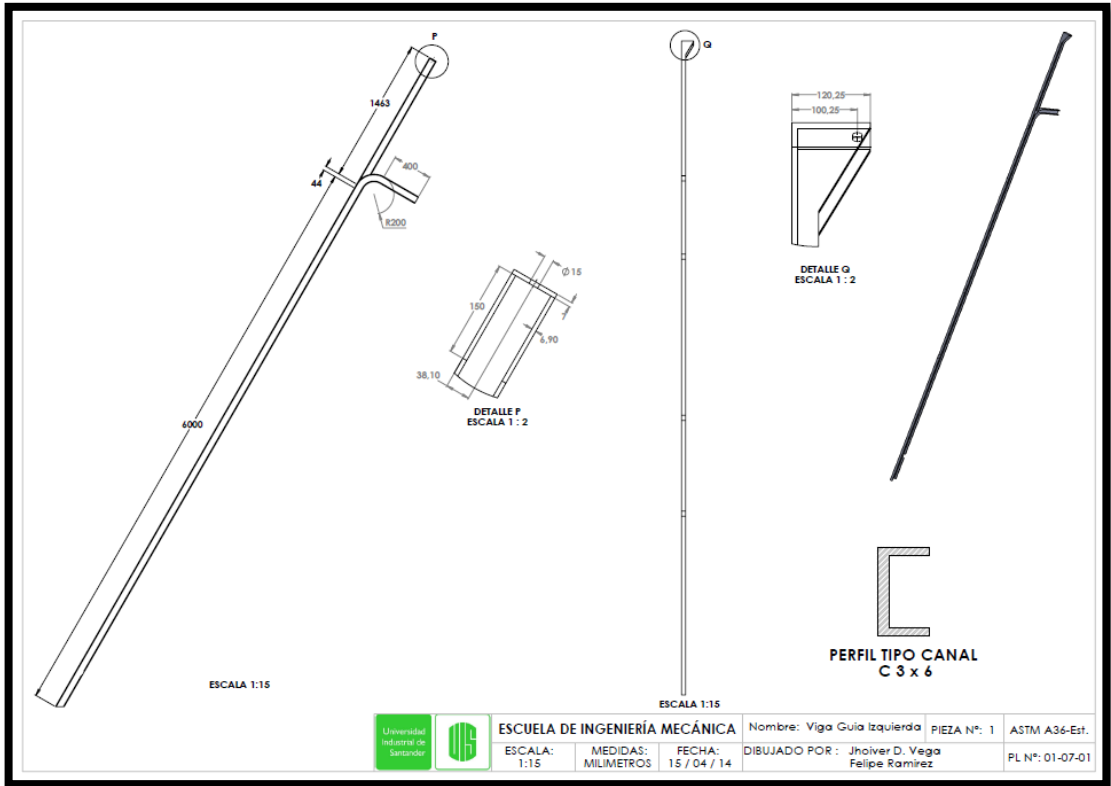


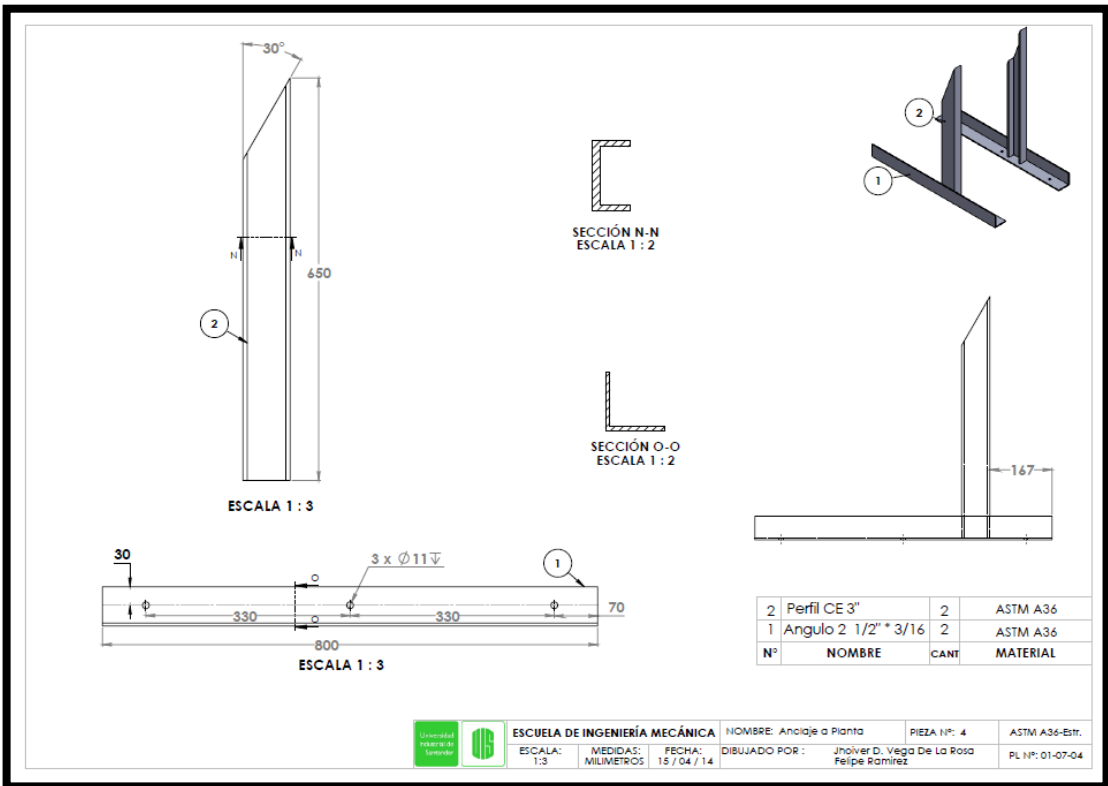
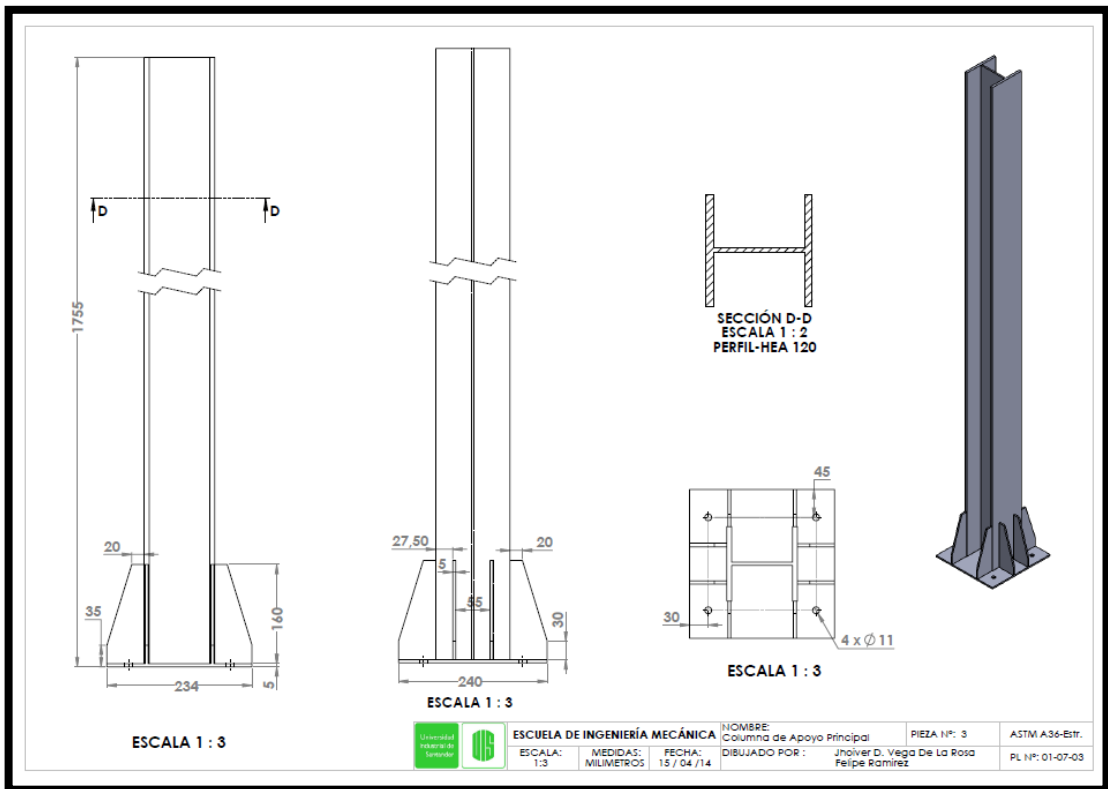


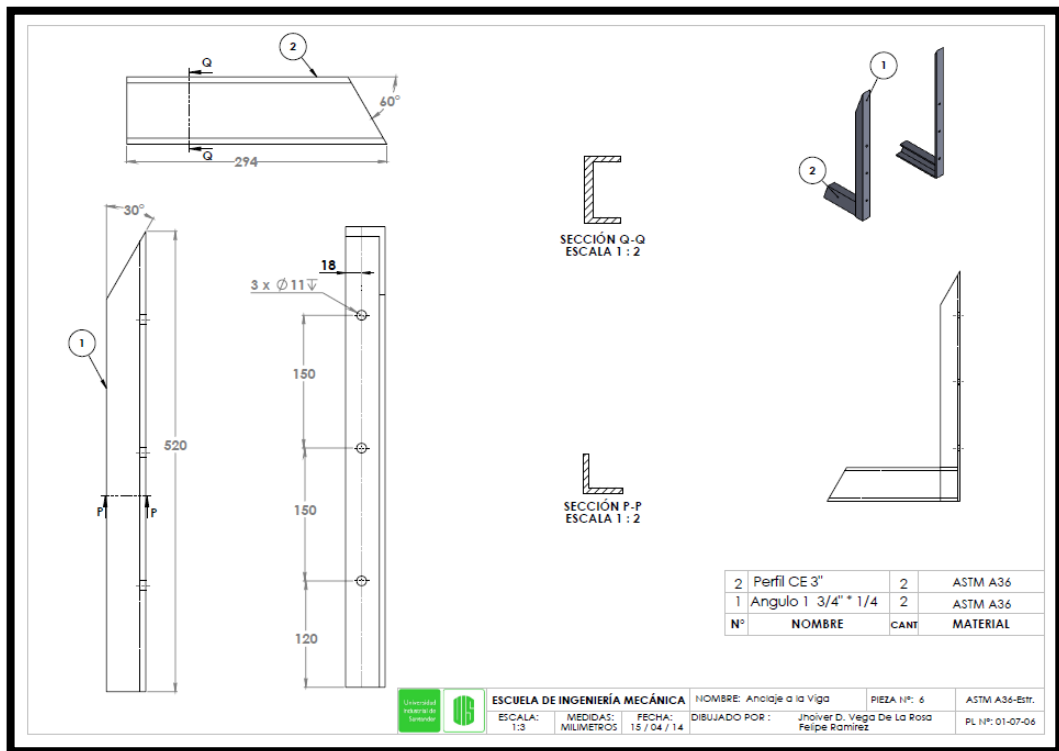
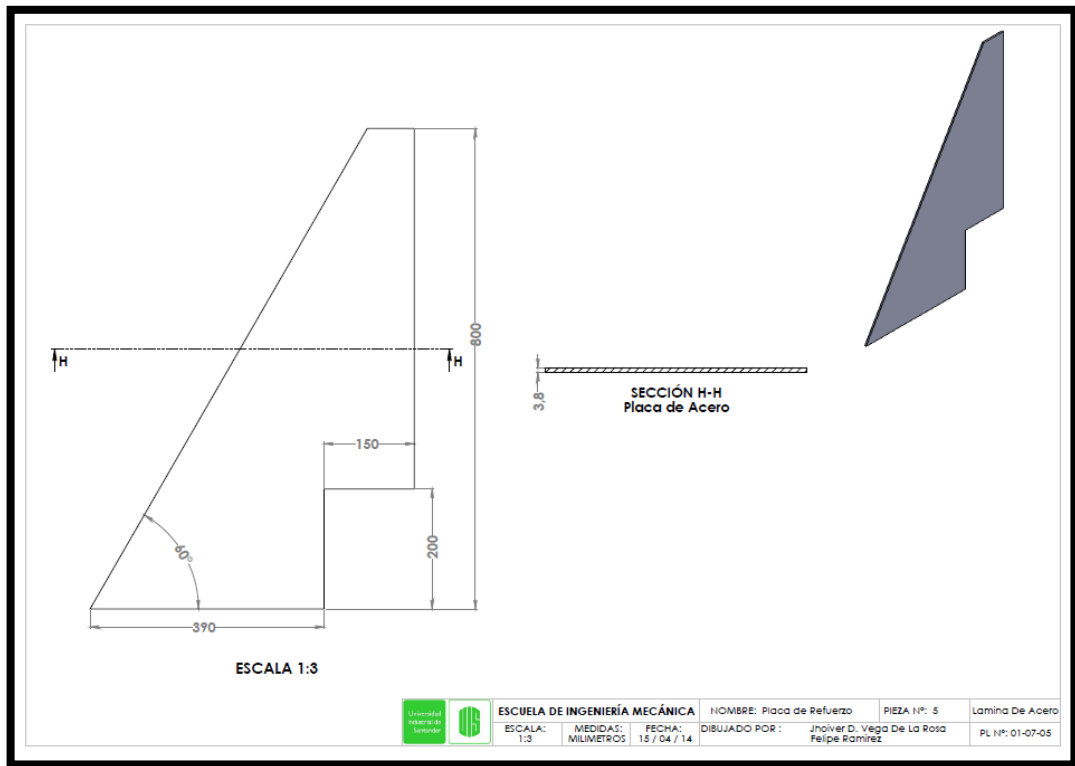


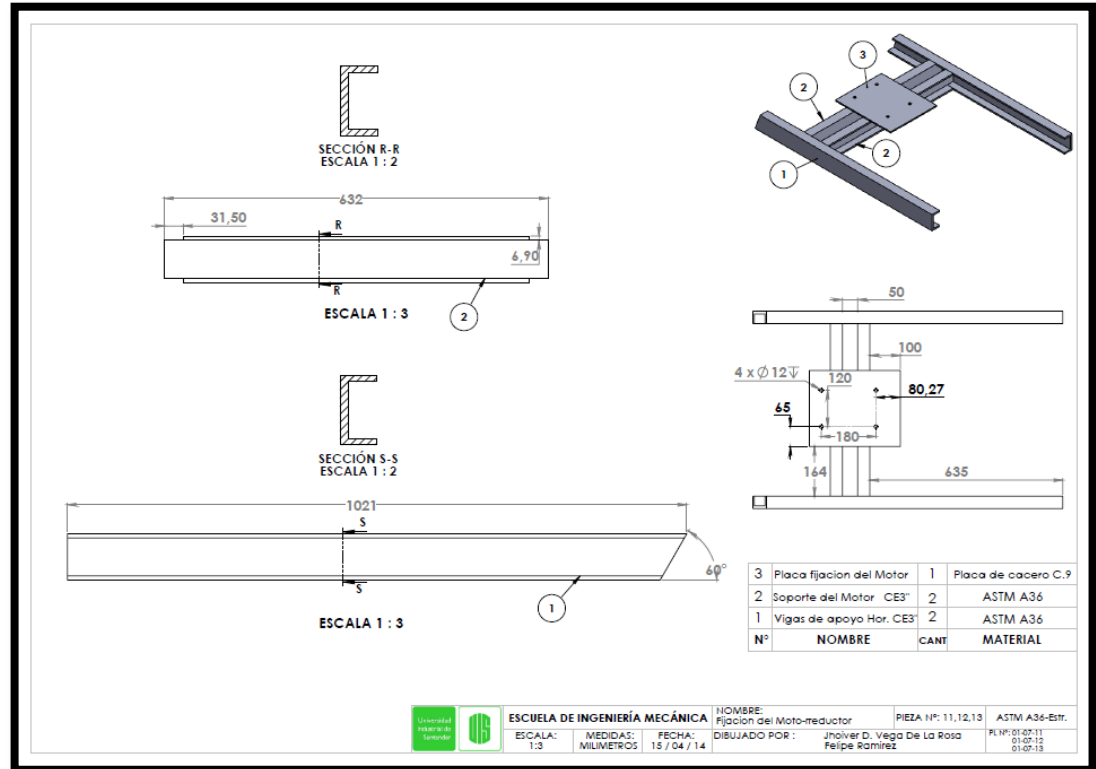
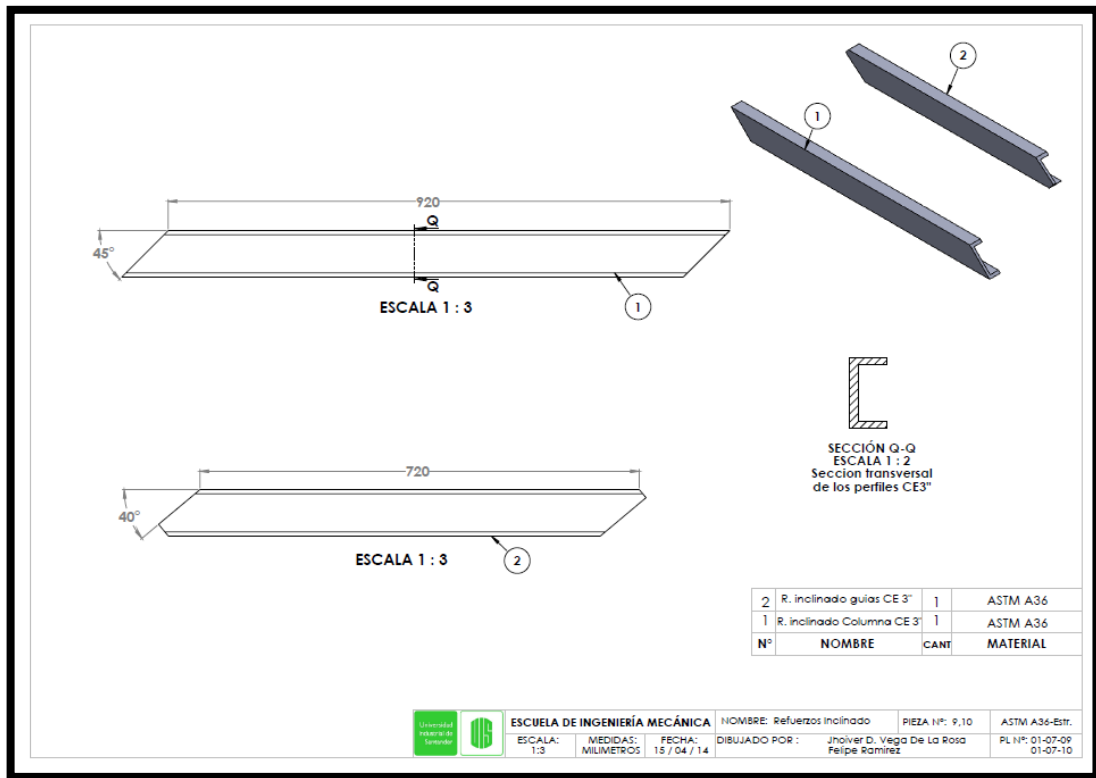


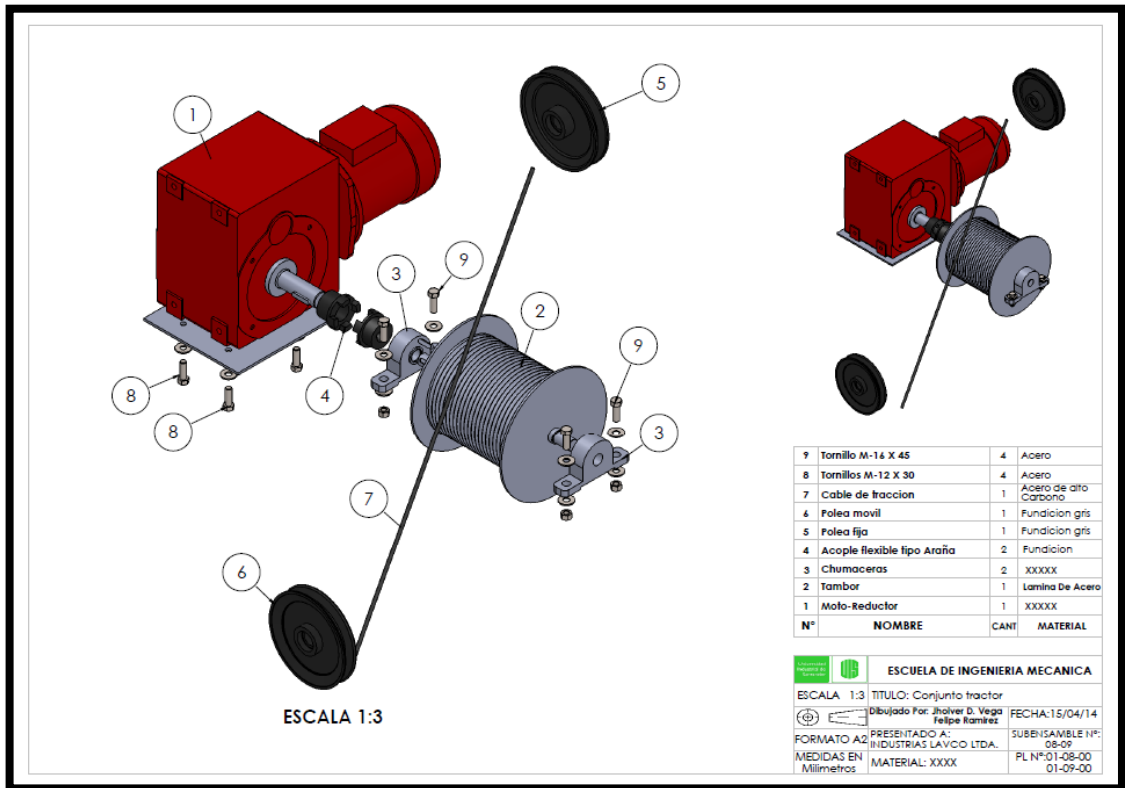
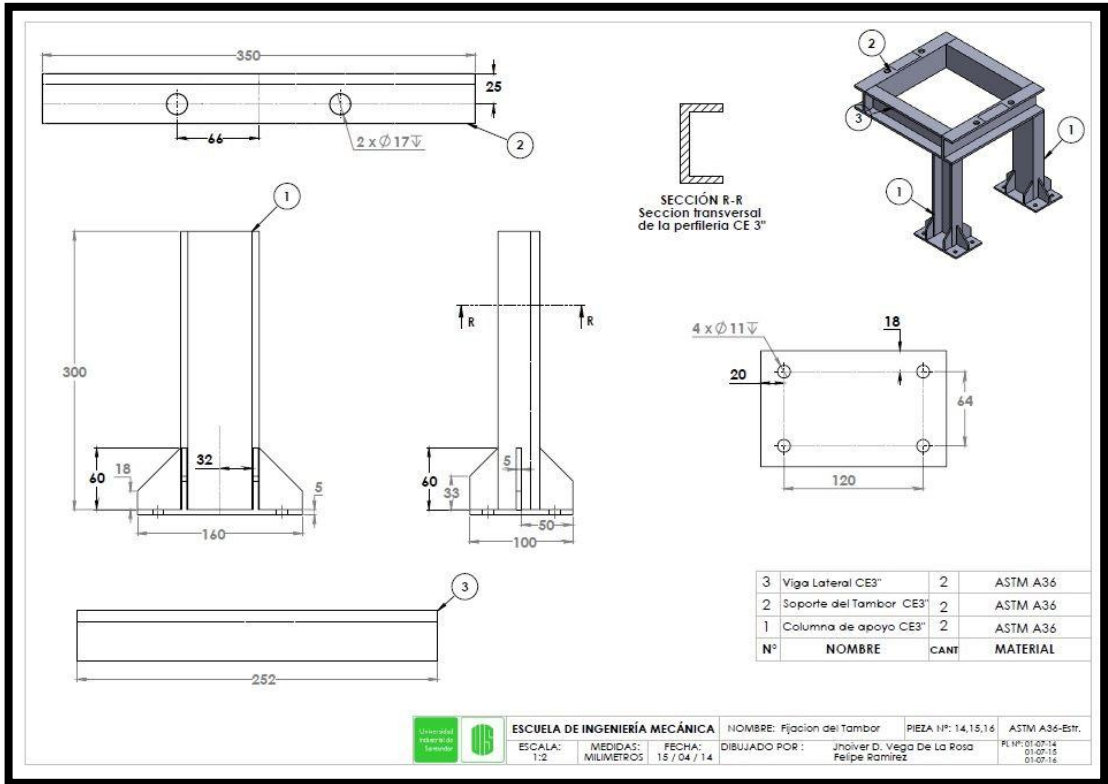


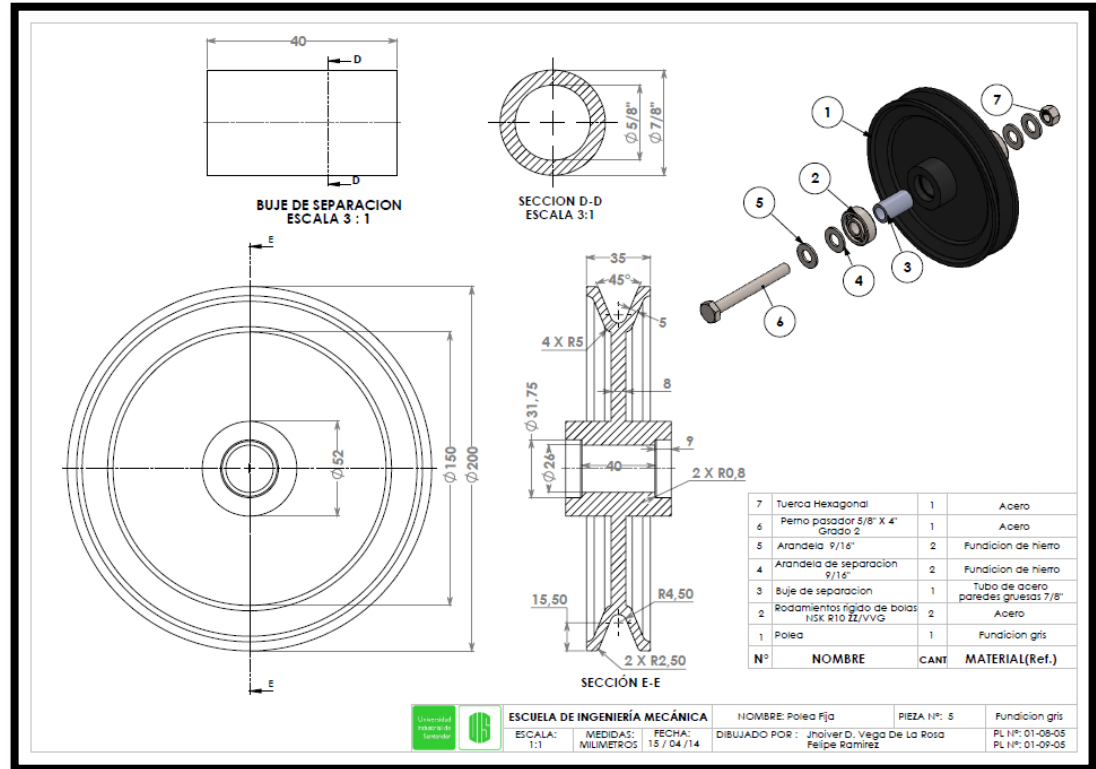
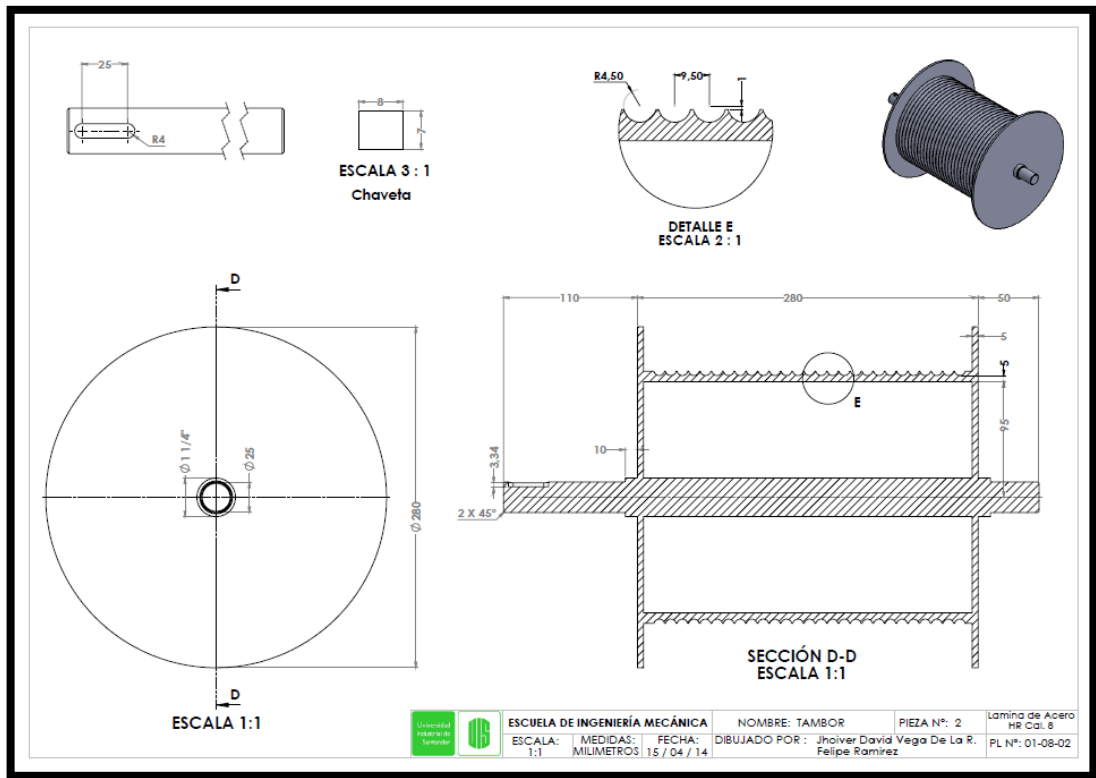


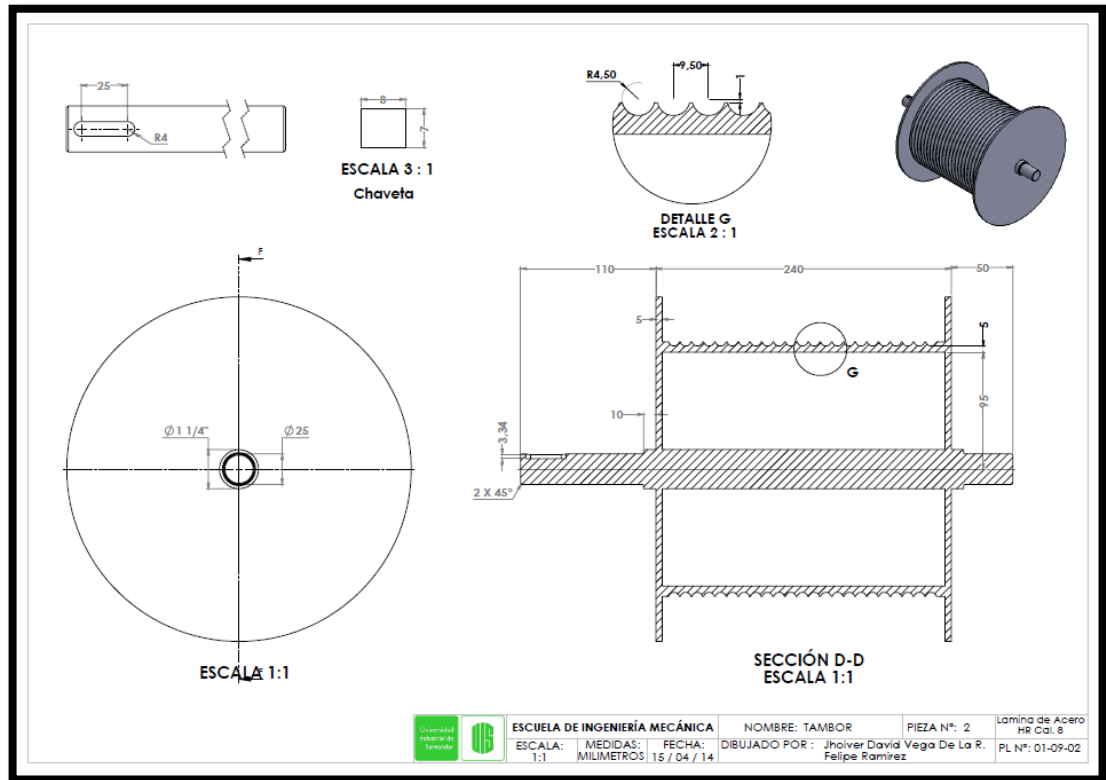
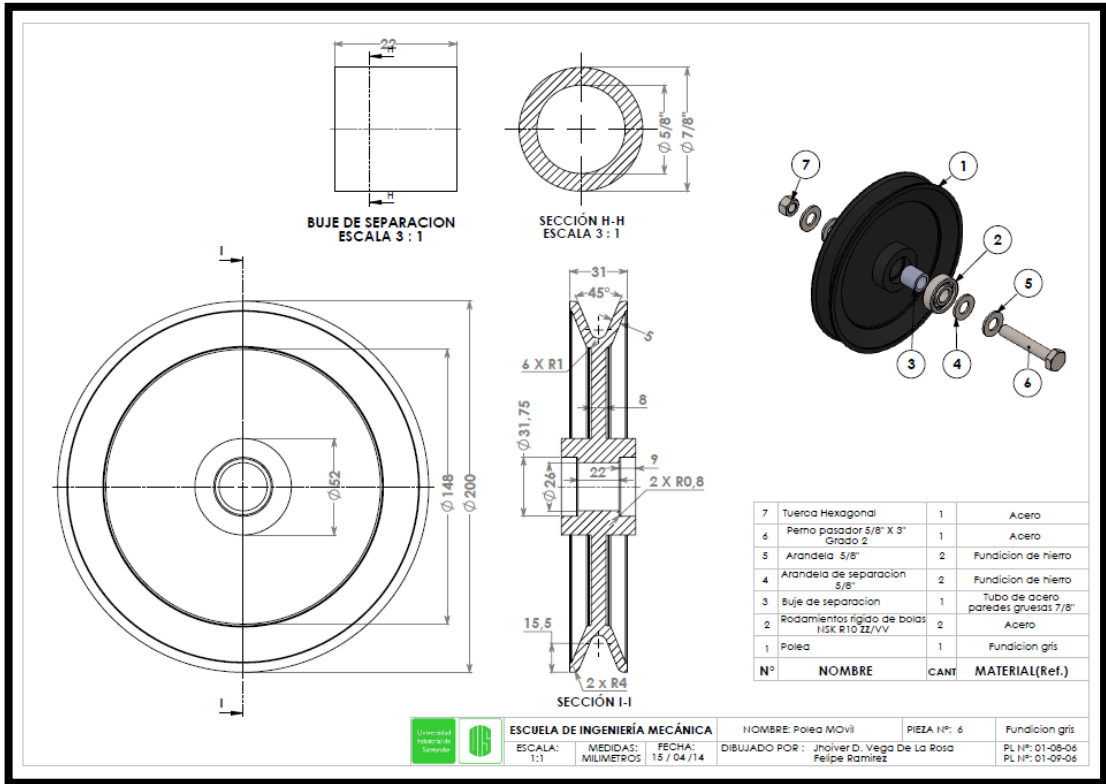












ESCALA 1:2

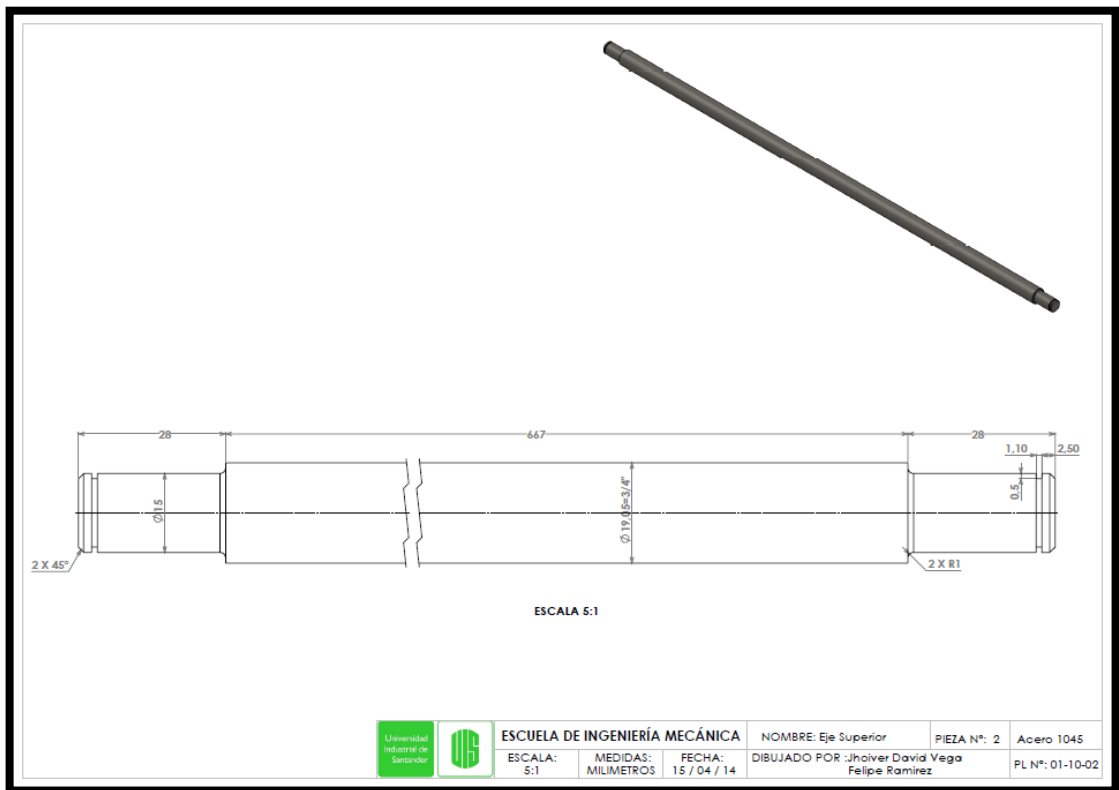
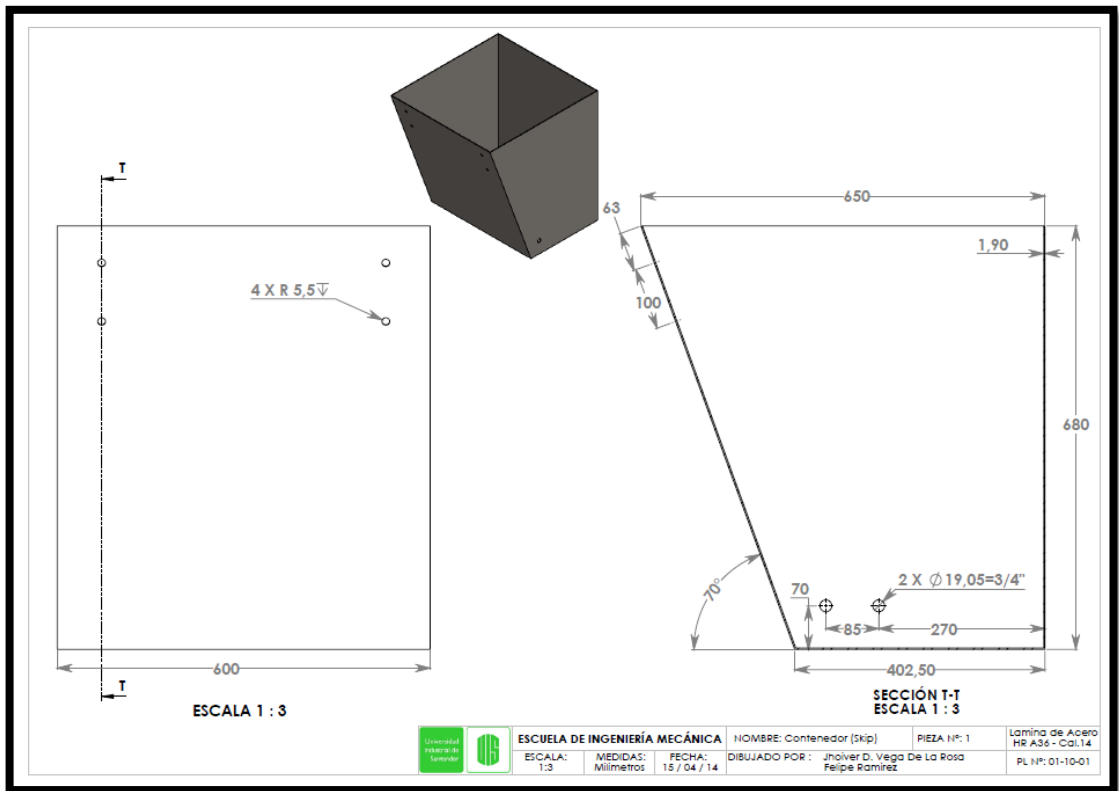
17	Placa de refuerzo interna Cal. 16	4	Acero
16	Tuerca Hexagonal 3/8"	4	Acero
15	Arandela Plana 3/8"	4	Acero
14	Arandela circlip DIN 471 15 [mm]	6	Acero
13	Ruedas	4	Fundición Gris
12	Rodamiento Rígido de bolas NTN6302	4	Acero Aleado
11	Perno de cabeza redonda 3/8" x 2"	4	Acero Grado 2
10	Platina de refuerzo 2"3/16 [Eje inferior]	2	Acero ASTM A36
9	Platina de refuerzo 2"3/16 [Eje superior]	2	Acero ASTM A36
8	Platina de refuerzo 2"3/16	7	Acero ASTM A36
7	Angulos de refuerzo 1 3/4" x 1/8	8	Acero ASTM A36
6	Soporte del eje superior	2	Platina ASTM A36
5	Brazo de transmisión de mov.	1	XXXXXXX
4	Eje del brazo	2	Acero SAE 1045
3	Eje inferior	2	Acero SAE 1045
2	Eje superior	1	Acero SAE 1045
1	Contenedor	1	Acero HR Cal.14

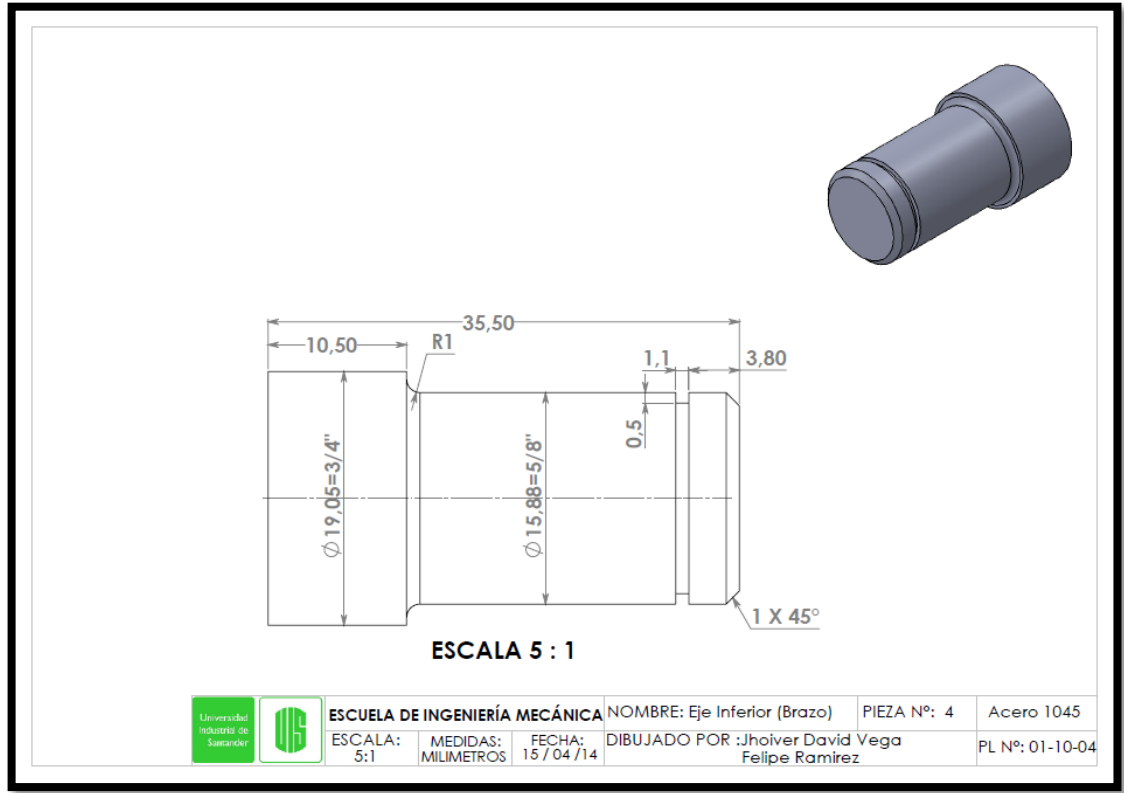
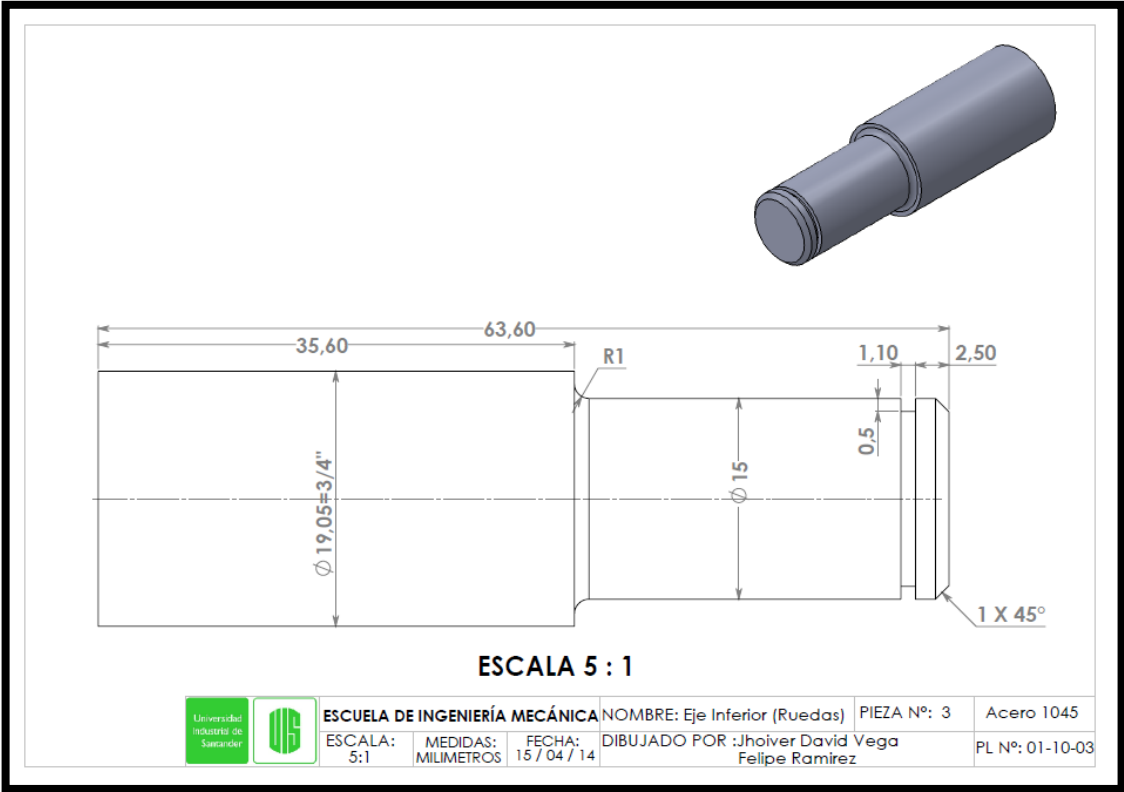
Nº	NOMBRE	CANT.	MATERIAL
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA 1:2			
TÍTULO: Ensamble Completo Del Contenedor			
Dibujado Por: Jhoiver Vega		FECHA: 15 / 04 /14	
Presentado A: Industrias LAVCO LTDA		SUBENSAMBLE Nº: 10.11	
MEDIDAS EN Milímetros		MATERIAL: XXXXX	
		PL Nº: 01-10-00 01-11-00	

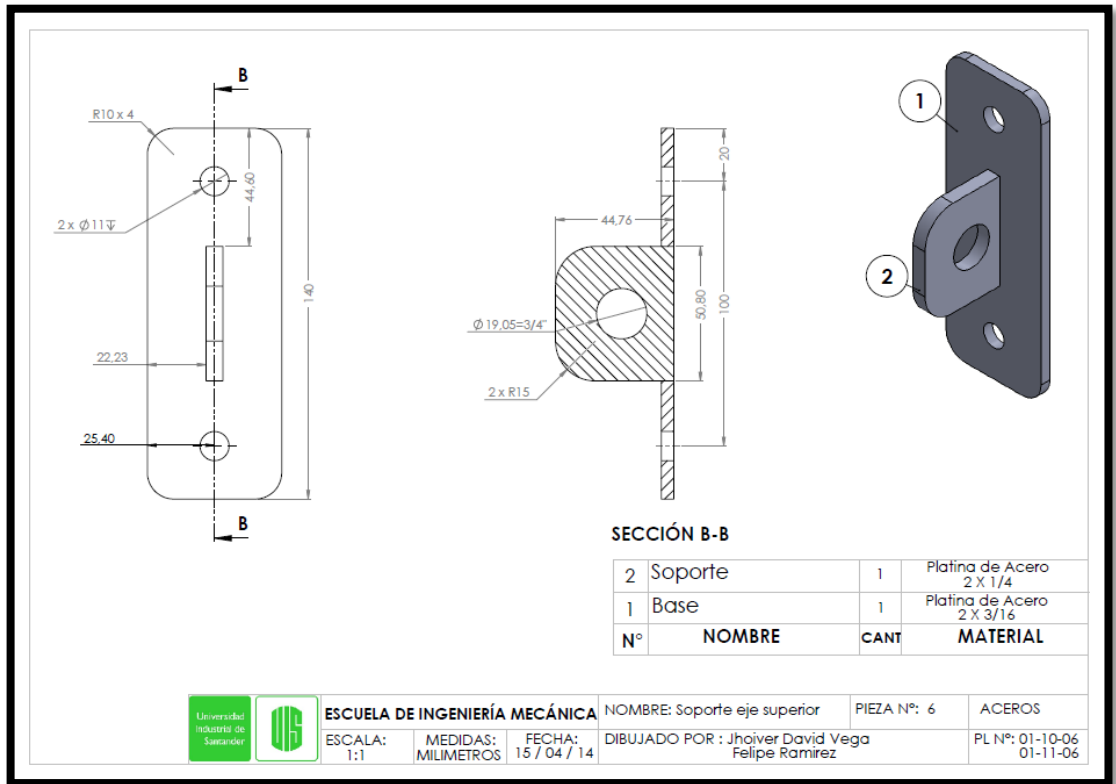
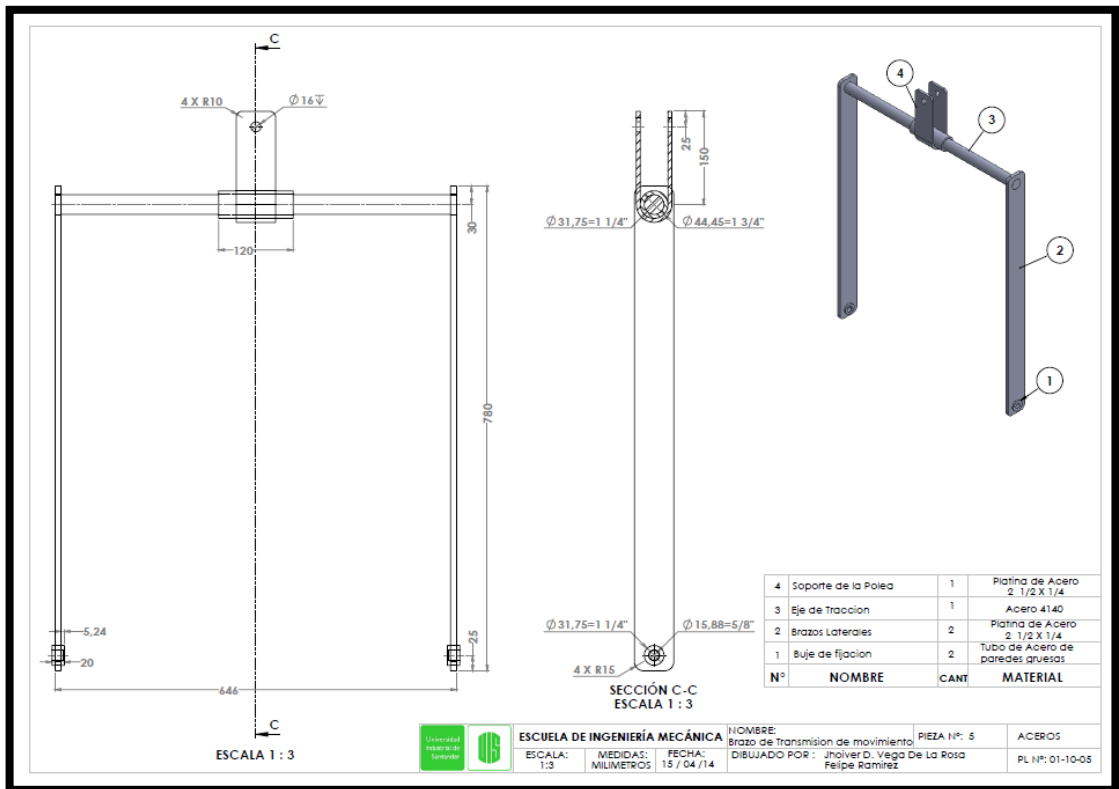
ESCALA 1:3

ESCALA 1:4

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA				NOMBRE:	PIEZA Nº: XX	ACEROS
				Ensamble Total Contenedor		
ESCALA:	MEDIDAS:	FECHA:	DIBUJADO POR : Jhoiver O. Vega De La R. Felipe Ramirez			
1:3	MILIMETROS	15 / 04 /14	PL Nº: 01-10-00			







N	NOMBRE	REFERENCIA
1	Rodamiento rizado de bolas	NTN 6302 ZZ

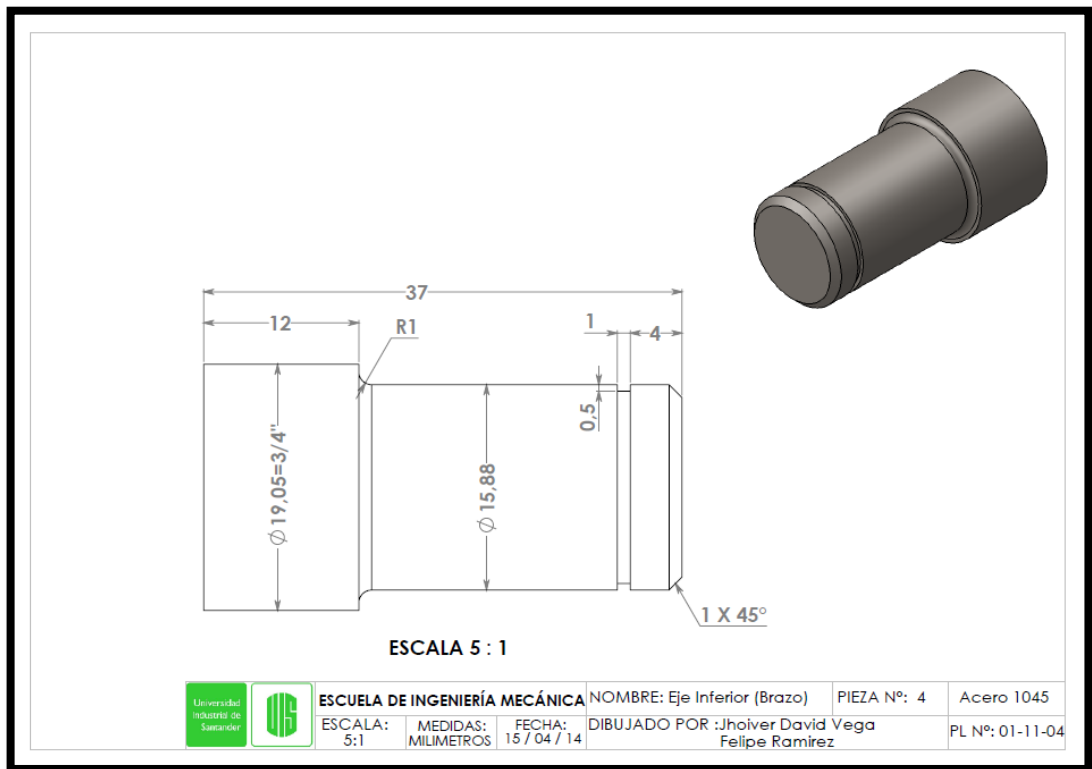
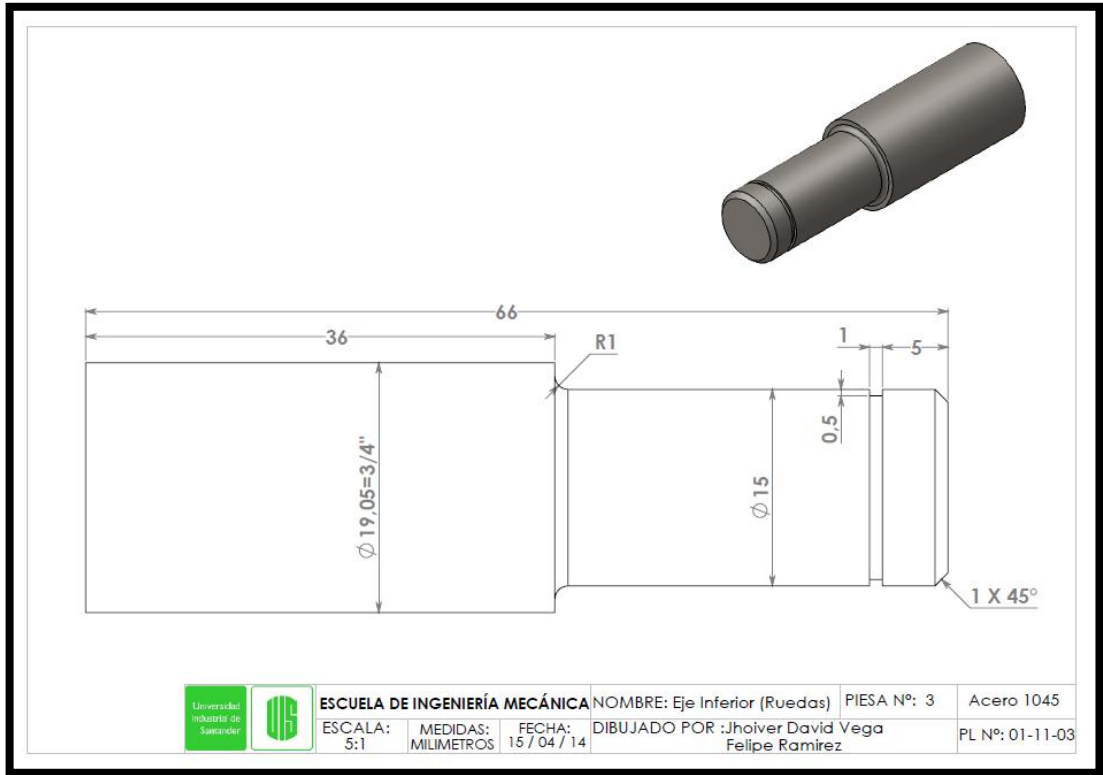
**SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 1**

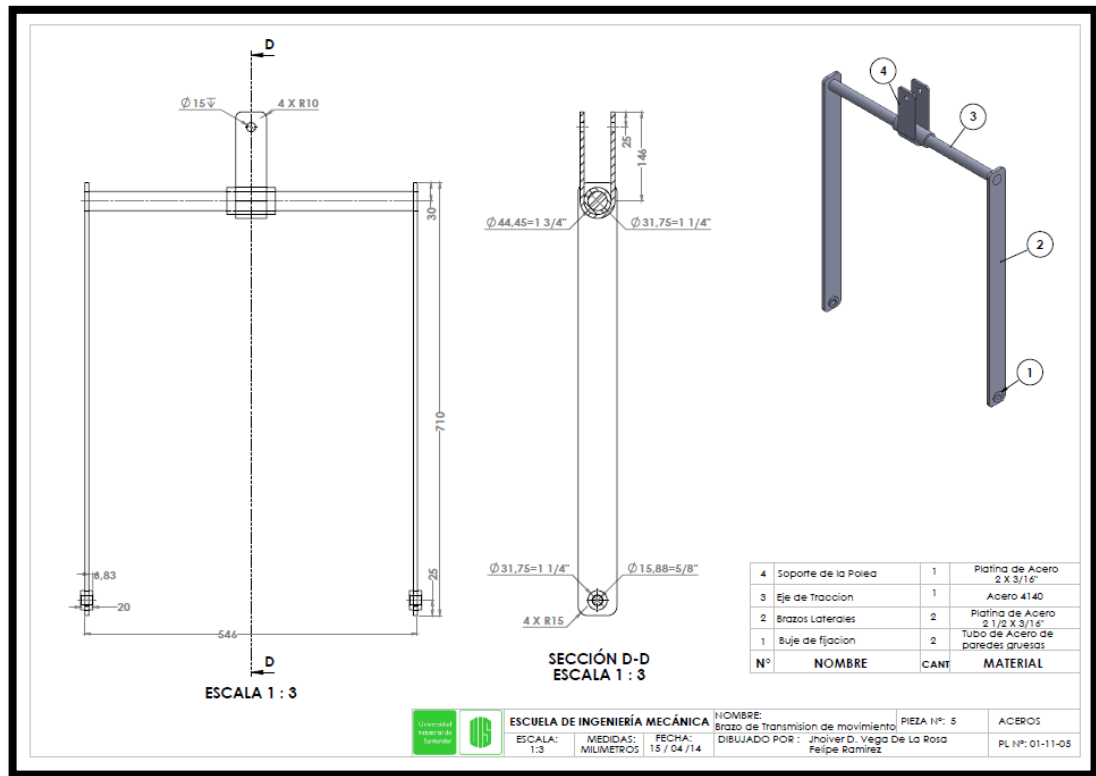
	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			NOMBRE: RUEDAS	PIEZA Nº: 13	Fundicion gris
	ESCALA: 1:1	MEDIDAS: MILIMETROS	FECHA: 15 / 04 / 14	DIBUJADO POR : Jhoiver David Vega Felipe Ramirez		PL Nº: 01-10-13 01-11-13

ESCALA 1:3

ESCALA 1:3

	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			NOMBRE: Ensamble Total Contenedor	PIEZA Nº: XX	ACEROS
	ESCALA: 1:3	MEDIDAS: MILIMETROS	FECHA: 15 / 04 / 14	DIBUJADO POR : Jhoiver D. Vega De La R. Felipe Ramirez		PL Nº: 01-11-00





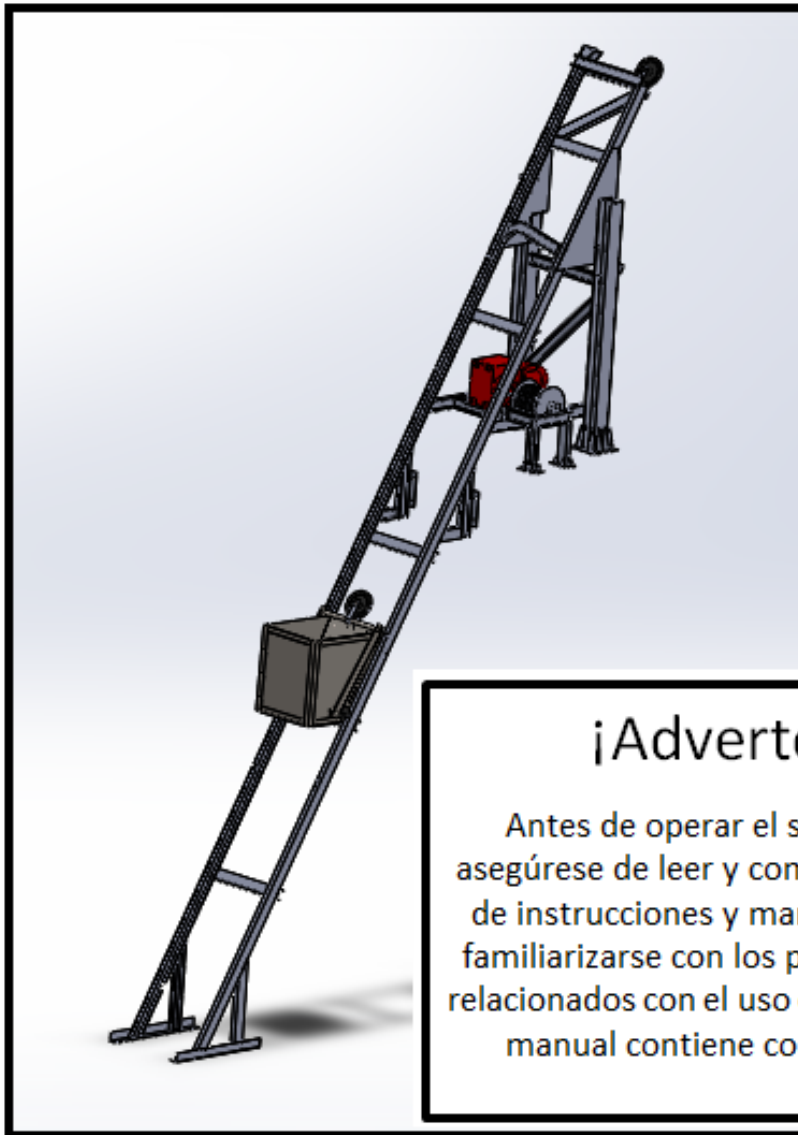
ANEXO I. Costo de los de elementos funcionales, estructurales y otros materiales para la construcción de un sistema de carga Skip Hoist.

Costos de los materiales para el sistema de carga Skip Hoist					
Tipo	Referencia	Dimensión	Cantidad	Precio	Total
Perfileria	CE	3" x 6[m]	6	\$ 99.000,00	\$ 594.000,00
	HEA	120 x 6[m]	1	\$ 290.000,00	\$ 290.000,00
	Angulo	1 3/4" x 1/8 "	1	\$ 55.000,00	\$ 55.000,00
	Angulo	2 1/2" x 3/16"	1	\$ 74.000,00	\$ 74.000,00
	Angulo	1 1/2" x 1/4"	1	\$ 47.000,00	\$ 47.000,00
	Platina	2 1/2" x 3/16"	1	\$ 33.900,00	\$ 33.900,00
	Platina	2 1/2" x 1/4"	1	\$ 46.000,00	\$ 46.000,00
	Platina	2"x3/16"	1	\$ 30.000,00	\$ 30.000,00
Sistema tractor	Moto-reductor	Sinfin corona 2[hp]	1	\$ 2.000.000,00	\$ 2.000.000,00
	Tambor	D16 x 28 [cm]	1	\$ 120.000,00	\$ 120.000,00
	Acople Araña	150	1	\$ 60.000,00	\$ 60.000,00
	Cable de acero	1/4" * 12 [m]	1	\$ 35.000,00	\$ 35.000,00
	Chumaceras	1"	2	\$ 17.600,00	\$ 35.200,00
	Poleas	D16 [cm]	2	\$ 28.000,00	\$ 56.000,00
	Rodamientos	6302 NTN	4	\$ 10.000,00	\$ 40.000,00
	Pernos Chuma.	9/16"x 2"	4	\$ 1.450,00	\$ 5.800,00
	Pernos poleas.	M16*9[cm]	2	\$ 1.700,00	\$ 3.400,00
Contenedor	Cal 14 CR	1.20 x 2.40	1	\$ 120.000,00	\$ 120.000,00
	Cal 10 HR	1.20 x 2.40	1	\$ 220.000,00	\$ 220.000,00
	Barra de acero 1045	3/4 " x 1[m]	1	\$ 10.000,00	\$ 10.000,00
	Barra de acero 4140	1 1/4 " x 1,2 [m]	1	\$ 43.000,00	\$ 43.000,00
	Barra para bujes 1045	1 1/4" * 15 [cm]	1	\$ 7.000,00	\$ 7.000,00
	Barra para bujes 1045	1 3/4" * 15 [cm]	1	\$ 10.000,00	\$ 10.000,00
	Ruedas	2.5"-6,3 [cm]	4	\$ 15.000,00	\$ 60.000,00
	Tornillos C. redonda	3/8" x 1 1/2 "	4	\$ 500,00	\$ 2.000,00
Elementos de fijación	Soldadura 7018	1/8"	6	\$ 12.000,00	\$ 72.000,00
	Pernos de anclaje	3/8" x 3"	30	\$ 600,00	\$ 18.000,00
Dispositivos de maniobra y control	Rele termico	6b-8	2	\$ 22.000,00	\$ 44.000,00
	Contactador NC6, AC-3, 7amperios (Chint)	910	2	\$ 13.000,00	\$ 26.000,00
	Contactos auxiliares (Chint)	F4-22	2	\$ 10.000,00	\$ 20.000,00
	Final de carrera Prot IP52 (Chint)	Rol int	2	\$ 25.000,00	\$ 50.000,00
	Caja de pulsadores con pulsadores(Chint)	3 puntos	1	\$ 26.000,00	\$ 26.000,00
	Interruptor de llave (Chint)		1	\$ 8.000,00	\$ 8.000,00
	Brakers (Chint)	20 Amp	3	\$ 7.000,00	\$ 21.000,00
	Caja de breakers(Chint)	4 puntos	1	\$ 34.000,00	\$ 34.000,00
	Cable conductor	Calibre 10 X 100[m]	1	\$ 130.000,00	\$ 130.000,00
Subtotal					\$ 4.446.300,00
Imprevistos					\$ 533.556,00
Total					\$ 4.979.856,00

ANEXO J. Manual de instrucciones y mantenimiento

**MANUAL DE INSTRUCCIONES Y MANTENIMIENTO
DEL SISTEMA DE CARGA TIPO SKIP HOIST**

MANUAL DE INSTRUCCIONES Y MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE CARGA TIPO SKIP HOIST



¡Advertencia!

Antes de operar el sistema de carga asegúrese de leer y comprender el Manual de instrucciones y mantenimiento. Debe familiarizarse con los peligros potenciales relacionados con el uso de esta unidad, este manual contiene consejos prácticos

1. INTRODUCCION

Con este manual de instrucciones se busca darle a conocer información sobre la seguridad, la utilización y los detalles del sistema de carga skip hoist. Este manual ayuda a evitar peligro, reducir los tiempos muertos y aumentar la fiabilidad.




ES SUMAMENTE IMPORTANTE LEER LAS INSTRUCCIONES OPERATIVAS ANTES DE UTILIZAR EL EQUIPO: DURANTE SU UTILIZACION YA ES ¡DEMASIADO TARDE!

1.1 Aviso de uso de las instrucciones operativas

Las ilustraciones están enumeradas consecutivamente

1.2 Aviso de Seguridad y Peligro


A lo largo de esta publicación se utilizan las palabras ADVERTENCIA, PRECAUCION e IMPORTANTE para indicar al operario instrucciones especiales relacionadas con alguna operación que puede ser peligrosa si se realiza en forma incorrecta o sin precaución



	ADVERTENCIA	Peligros o prácticas inseguras que podrían ocasionar daños personales severos o incluso la muerte
	PRECAUCIÓN	Peligros o prácticas inseguras que podrían ocasionar daños personales menores, o daños a la propiedad o al producto
	IMPORTANTE	Indica información o instrucciones necesarias para una operación y mantenimiento adecuados


2. RECOMENDACIONES GENERALES


El manual debe guardarse en las cercanías del sistema de carga, para que el operador y personal de mantenimiento puedan localizarlo y consultarlo rápidamente en cualquier momento.

Cada vez que vaya a utilizar el equipo, revise previamente todas las partes móviles y el cable de alambre para comprobar que se encuentren en condiciones de operación apropiadas


	ADVERTENCIA
<ul style="list-style-type: none"> - LEA Y COMPRENDA LAS INSTRUCCIONES QUE APARECEN EN ESTE MANUAL DE INSTRUCCIONES Y MANTENIMIENTO ANTES REALIZAR EL MANTENIMIENTO A CUALQUIER PARTE DEL SISTEMA DE CARGA - ANTES DE OPERAR EL SISTEMA DE CARGA LEA Y COMPRENDA LAS INSTRUCCIONES - NO PERMITA QUE PERSONAL SIN ENTRENAMIENTO OPERE ESTE SISTEMA DE CARGA 	


	PRECAUCIÓN
	
<p>EL CABLE DE ELEVACION DEBE MANTENERSE SIEMPRE BIEN LUBRICADO</p>	

 **PRECAUCIÓN**





UTILICE ROPA ADECUADA. DEBEN USARSE CASCO, ZAPATOS DE SEGURIDAD Y GANTES COMO PRECAUCIÓN AL OPERAR EL SISTEMA DE CARGA

 **PRECAUCIÓN**



SI EL CABLE ESTA RETORCIDO, DESGASTADO, DAÑADO O CONTIENE ALGO QUE OBSTRUYA SU ROTACIÓN ALREDEDOR DE LAS POLEAS, NO USE EL SISTEMA DE CARGA

 **PRECAUCIÓN**




PONER EN FUNCIONAMIENTO EL SISTEMA DE CARGA EN BUSCA DE RUIDOS Y VIBRACIONES ANORMALES ANTES DE EMPEZAR CON LA JORNADA DE TRABAJO

 **PRECAUCIÓN**



COMPROBAR QUE LOS FRENOS DEL MOTORREDUCTOR ESTEN EN PERFECTO FUNCIONAMIENTO

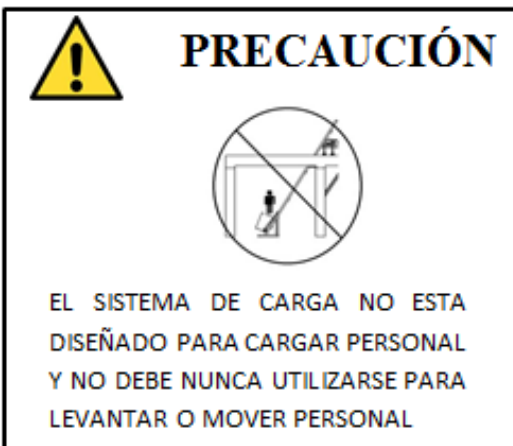
 **PRECAUCIÓN**



COMPROBAR QUE LOS PULSADORES EFECTUEN LA MANIOBRA QUE INDICAN (SUBIR, BAJAR Y PARADA DE EMERGENCIA)

Nota: En caso de encontrar alguna avería en uno de estos procedimientos de revisión pre operacional deberá hacerse la corrección en el menor tiempo posible, para evitar accidentes incapacitantes o fatales.

No debe dar un mal uso a la unidad. Sólo realice las funciones para las cuales está diseñada. Nunca trate de operar este equipo con una capacidad mayor a la recomendada.

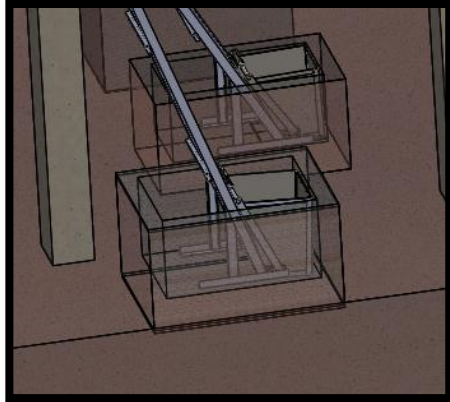


3. PROCEDIMIENTO DE OPERACIÓN

- 1- Energice el sistema en la caja de tacos, y verifique que el contenedor se encuentra en la zona de carga
- 2- Una vez el contenedor este en la zona de carga se procede a depositar el material que se va a llevar a los hornos el cual se ha pesado previamente (No sobre

pasar la capacidad de carga del sistema)

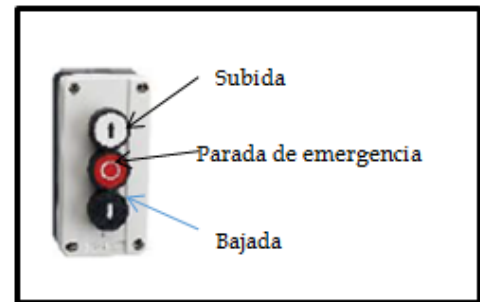
Figura J1. Zona de carga



3- Garantizar que la carga del skip está completa en cada caso, además verificar que no haya quedado material sobresaliendo del skip ya que este puede impedir que el brazo gire con libertad y el contenedor pueda descargar

4- Pulse el botón de subida y observe en busca de anomalías en el procedimiento, en tal caso oprimir el botón de para de emergencia

Figura J2. Caja de pulsadores



5- Una vez llega al punto de descarga el mismo se detendrá gracias al fin de carrera ubicado en la parte superior y volcara

6- Deberá esperar un tiempo prudente mientras descarga el material en el horno

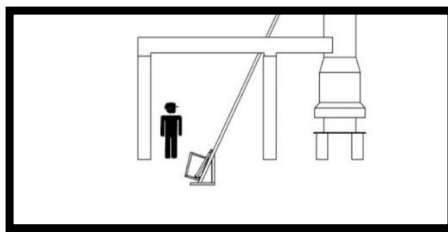
7- Ahora se presiona el botón de descenso y esperar que llegue a la zona de carga donde automáticamente se detiene gracias al fin de carrera inferior

4. MANTENIMIENTO

4.1 NORMAS GENERALES DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE CARGA.

- Colocar el skip o contenedor en la parte inferior o zona de carga para evitar cualquier accidente potencial

Figura J3. Posición inicial del skip



- Si no es posible suspender el suministro eléctrico del sistema de carga, se bloquearan los mandos del skip para que nadie pueda actuar sobre ellos.

Figura J4. Símbolo de peligro de descargas eléctricas



- Asegurar que no haya peligro de una fuente de calor cerca de donde estén haciendo el mantenimiento, en los encargados del mismo o posean un permiso especial.

Figura J5. Peligro de fuente térmica



- El sistema de carga llevara un libro registro en el que se anoten fechas, revisión y averías.

Figura J6. Registro de actividades de mantenimiento



4.2 MANTENIMIENTO ESTRUCTURA Y ACCESORIOS

- Comprobar uniones entre vigas y columnas, además de los presentes en los flanches o anclajes (apriete tornillos, control de soldaduras, etc.)
- Inspeccionar y adicionar grasa a los carriles de rodadura (alineación, desgaste, fijación a vigas)
- Comprobar desgaste de las pestañas de las ruedas [trimestral - semestral]
- Comprobar que no existan grietas capilares en las zonas de rodadura de las ruedas

- Comprobar apriete tornillos y tuercas de fijación de los distintos elementos (motorreductor, topes, etc.).
- Estado de soldaduras
- Efectuar pruebas a plena carga con el grupo elevador instalado levantando la carga del suelo y observando las reacciones del grupo motriz y de la estructura.

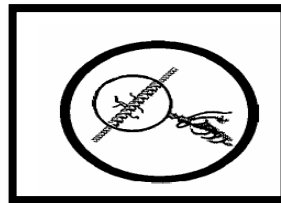
Tabla J1. Mantenimiento de estructuras y accesorios

MANTENIMIENTO ESTRUCTURAL Y ACCESORIOS		
ACTIVIDAD	PERIODICIDAD	RECOMENDACIONES
Comprobar uniones entre vigas y columnas	TRIMESTRAL	
Inspeccionar y adicionar grasa a los carriles de rodadura	MENSUAL	
Comprobar desgaste de las pestañas de las ruedas	TRIMESTRAL	
Busqueda de existencia de grietas capilares que en las zonas de rodadura de las ruedas	SEMESTRAL	
Estado de soldaduras	SEMESTRAL	
Efectuar pruebas a plena carga con el grupo elevador instalado levantando la carga del suelo	SEMESTRAL	
HISTORIAL DE MANTENIMIENTOS CORRECTIVOS REALIZADOS		
DESCRIPCIÓN DEL MANTENIMIENTO		REPUESTOS

4.3 MANTENIMIENTO GRUPOS MOTORES ELEVADORES

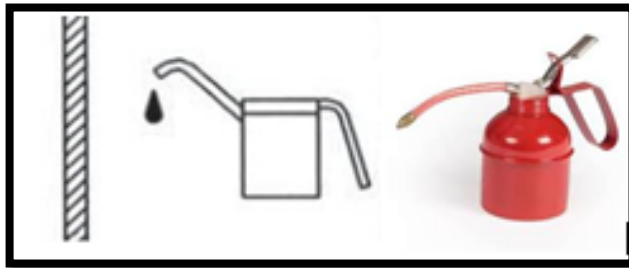
- Comprobar estado del cable elevador.

Figura J7. Revisión de estado del cable



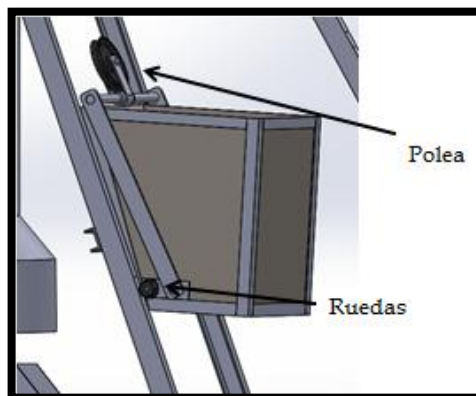
- Verificar niveles de aceite o estado de grasas en el motorreductor
- Verificar la existencia de lubricación en el cable
- Verificar que no exista ningún ruido o vibración anormal
- Comprobar el estado de los componentes eléctricos, sobretodo la caja de pulsadores de mando

Figura J8. Lubricación del cable de acero



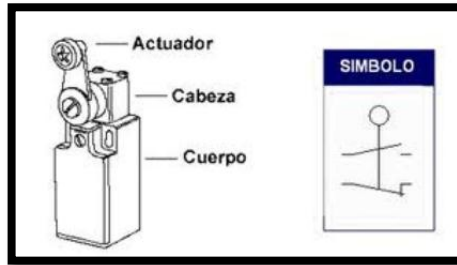
- Estado de los rodamientos y superficie de contacto de las ruedas y poleas

Figura J9. Ubicación de la polea móvil y ruedas traseras



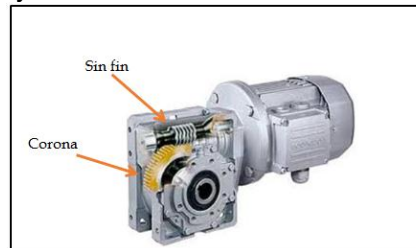
- Comprobar el funcionamiento de los finales de carrera

Figura J10. Representación de final de carrera



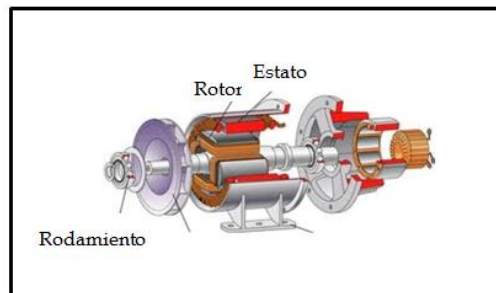
- Desmontar la tapa cárter y comprobar el buen estado de la corona, tornillo sinfín y rodamientos

Figura J11. Tornillo sinfín y corona en un reductor sinfín corona



- Comprobar el estado de la unión entre el cable de elevación y el conjunto tambor de enrollado y el gancho de elevación
- Comprobar estado rotor, estator y rodamientos

Figura J12. Partes principales de un motor trifásico



- Comprobar el estado de los frenos electromagnéticos del motor
- Comprobar el estado del guarda motor
- Comprobar estado de las conexiones en general
- Comprobar que el malacate se encuentre en perfecto funcionamiento por si se presenta algún problema con el sistema de carga skip hoist

Tabla J2. Mantenimiento motor elevador

MANTENIMIENTO GRUPOS MOTORES ELEVADORES		
ACTIVIDAD	PERIODICIDAD	RECOMENDACIONES
Comprobar estado del cable elevador	DIARIA	
Verificar niveles de lubricante en el motorreductor	SEMANAL	
Verificar la existencia de lubricación en el cable	DIARIA	
Estado de los rodamientos y superficie de contacto de las ruedas y poleas	TRIMESTRAL	
Verificar que no exista ningún ruido o vibración anormal	MENSUAL	
Comprobar el funcionamiento de los finales de carrera	MENSUAL	
Comprobar el estado de la unión entre el cable de elevación y el conjunto tambor de enrollado	SEMESTRAL	
Comprobar el estado de los componentes eléctricos, la botonera de mando	SEMESTRAL	
Comprobar estado rotor, estator y rodamientos	TRIMESTRAL	
Comprobar el estado de los frenos electromagnéticos del motor	TRIMESTRAL	
Comprobar el estado del guarda motor	SEMESTRAL	
Comprobar estado de las conexiones en general	SEMESTRAL	
HISTORIAL DE MANTENIMIENTOS CORRECTIVOS REALIZADOS		
DESCRIPCIÓN DEL MANTENIMIENTO		REPUESTOS

4.4 Sistema de control y potencia

Figura J13. Circuito de mando

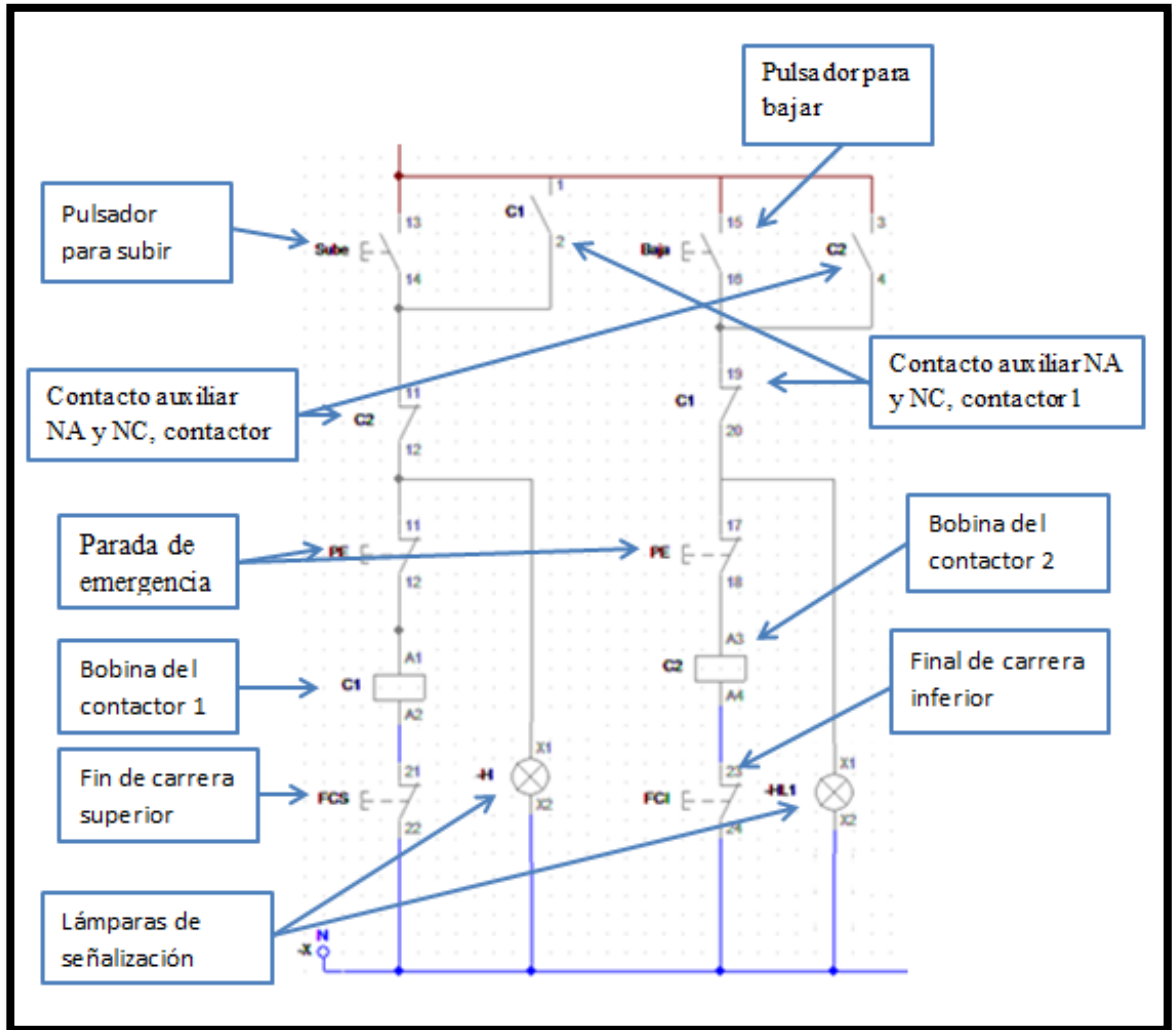
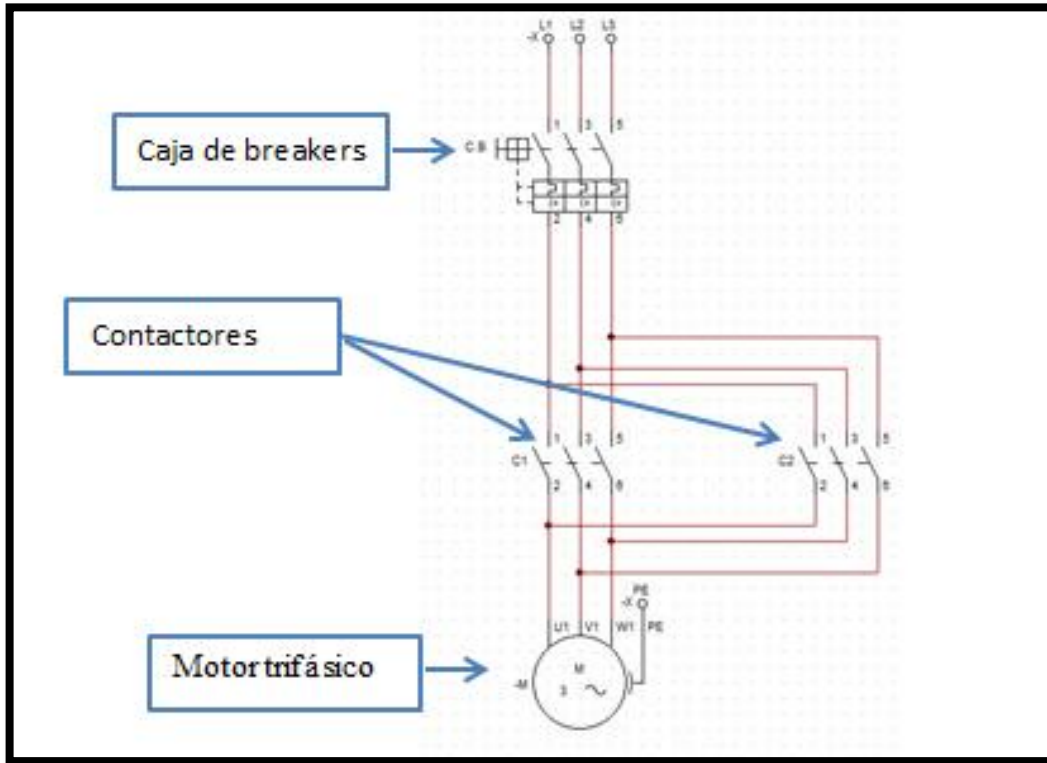


Figura J14. Circuito de potencia



5. PROBLEMAS

Las operaciones sobre las instalaciones eléctricas o sobre las máquinas deben ser realizadas por personal competente y respetando las normas.

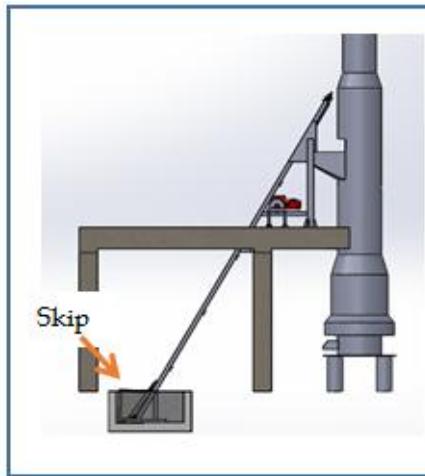
INCONVENIENTE	CAUSA	SOLUCIÓN
El motor hace ruido pero no funciona	El rectificador del freno está averiado	El rectificador del freno funciona a 230V ac y proporciona el freno aprox. 200V dc. Está colocado en la caja de final de carrera.
	Bobina del freno averiada	Comprobar la resistencia
	Rodamientos del motor totalmente dañados	Cambios de los rodamientos del motor para su puesta en marcha nuevamente

El motor se calienta y luego se para	El contacto térmico del motor está bloqueado	Dejar que el motor se enfríe, comprobar el voltaje y la línea de alimentación, se debe revisar si no se encuentra en corto circuito. Después de enfriarse el motor puede volver de nuevo a ser operativo.
El motor no funciona	Falta de energía eléctrica o falla de instalación	Verifique la energía eléctrica, cableado, fusibles, relés, etc.
El skip sube se detiene pero el motor sigue encendido	El fin de carrera superior esta averiado	Presionar la parada de emergencia, revisar funcionamiento del fin de carrera superior, procedimiento completo en la sección 5.9
El skip baja se detiene pero el motor sigue encendido	El fin de carrera inferior esta averiado	Presionar la parada de emergencia, revisar funcionamiento del fin de carrera inferior, procedimiento completo en la sección 5.8
El skip sube, descarga pero no baja	Se encuentra atascado	Realizar el procedimiento que se explica en la sección 5.7
El skip sube normal y baja, pero no descargo completamente	El material se atascó y no puede salir	Realizar el procedimiento que se explica en la sección 5.6

5.2 Procedimiento para desmontar el contenedor

- 1- Llevar el skip a la zona de carga para evitar un accidente grave

Figura J15. Posición del skip para iniciar las tareas de mantenimiento



- 2- Retirar las tuercas y arandelas que sujetan el eje al skip

Figura J16. Ubicación de las tuercas

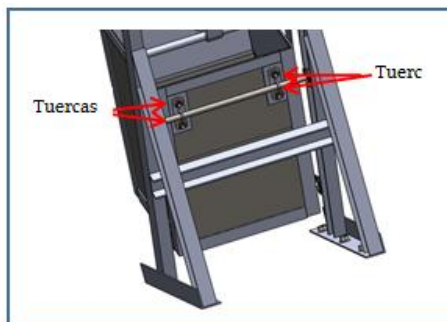
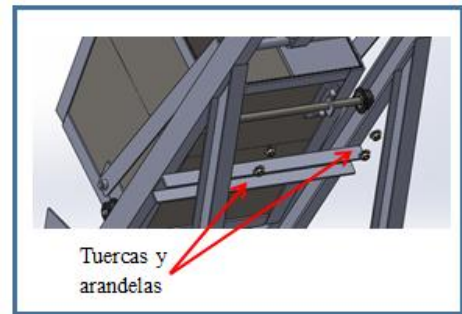
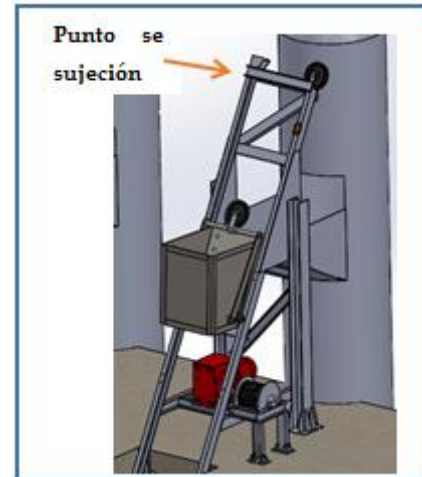


Figura J17. Ubicación de las tuercas



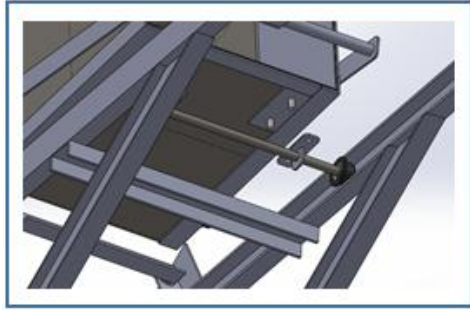
- 3- Soltar el cable metálico en la parte superior ya que este pasa a través de la polea móvil y no va a dejar retirar el contenedor

Figura J18. Sujeción del cable metálico



- 4- Una vez retirado el cable metálico de la polea móvil se procede a desmontar el contenedor para su reparación o cambio.

Figura J19. Desmonte del contenedor



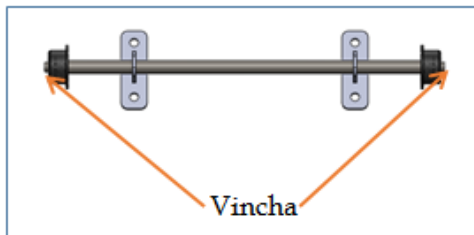
5.3 Cambio de los rodamientos en el eje principal del skip

1- Para realizar el cambio de los rodamientos se siguen los pasos de la sección 5.2, siendo opcional el quitar el cable metálico de su punto de sujeción.

2- Luego de tener el eje libre se lleva a la parte inferior donde se encuentra una abertura para sacarlo de la guía.

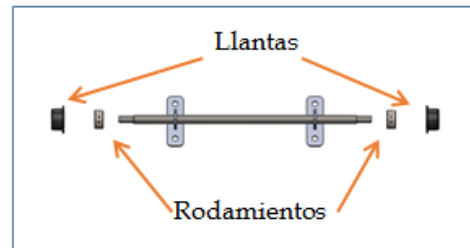
3- Una vez este el eje fuera de las guías se retiran las vinchas

Figura F20. Ubicación de las vinchas



4- Ahora se puede retirar las llantas y los rodamientos.

Figura J21. Desmonte de llantas y rodamientos

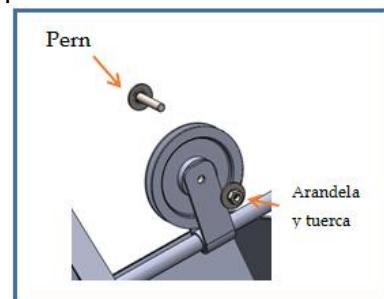


5.4 Desmontaje de poleas

1- Llevar el skip a la zona de carga para evitar un accidente grave (Figura E14)

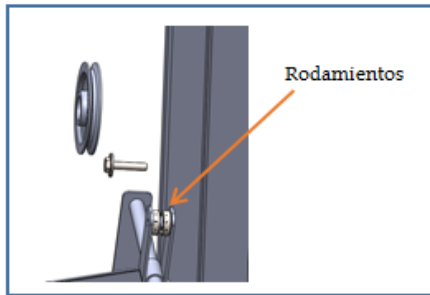
2- Retire la tuerca, arandela y perno.

Figura J22. Desmonte de perno y tuerca en la polea móvil



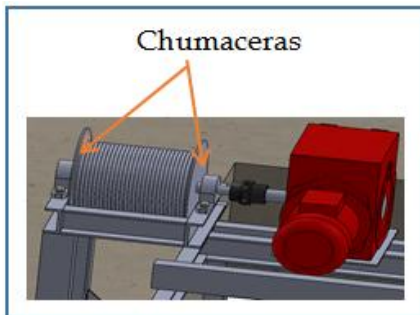
3- Cuando se retire el perno se pueden sacar los rodamientos para ser cambiados.

Figura J23. Ubicación de los rodamientos de la polea móvil



5.5 Engrasar de las chumaceras

Figura J24. Ubicación de las chumaceras del tambor



1. Insertar la grasa a través de la grasera de la chumacera.

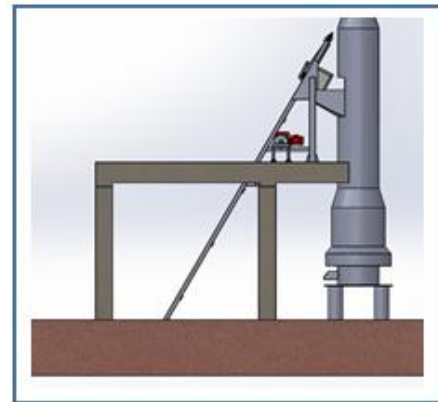
Figura J25. Ubicación de la grasera en la chumacera



5.6 Contenedor no descarga

- 1- El contenedor llega a la zona de descarga.

Figura J26. Contenedor en la zona de descarga



- 2- Se devuelve con parte de la carga atascada en el contenedor, remueva el material y vuelva a llenar con la carga respectiva del horno para garantizar si descargue.

5.7 Skip atascado en la zona de descarga.

El skip se encuentra atascado en la zona de descarga, esto se observa cuando es accionado el mando para bajar, el motor gira pero el skip no desciende, tiene que pulsar la parada de emergencia y a continuación

sujete el skip por la parte inferior con el accesorio para ser alado por el operador

5.8 Fin de carrera inferior averiado

El contendor baja hasta a la zona de descarga pero el motor sigue encendido, lo que se procede a realizar es presionar la parada de emergencia y des energizar todo el circuito desde la caja de breakers, luego inspecciona el final de carrera y repararlo o cambiarlo

5.9 Fin de carrera superior averiado.

La avería de este fin de carrera hace que el motor aumente la corriente lo cual con lleva a que se caliente, si no es pulsado la parada de emergencia a tiempo el relé térmico se encarga de des energizar el circuito, protegiendo al motor de daños graves