ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN ELEVADOR PARA PACIENTES CON PARÁLISIS CEREBRAL PARA LA FUNDACIÓN SAN JUAN DE JERUSALÉN

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

LUIS ALBERTO ORTIZ HARO

luis.ortiz@epn.edu.ec

BYRON MANUEL VILLACRÉS CASTELLANOS

byron_db05@hotmail.com

DIRECTOR: Ing. JOSÉ GALARZA, MBA

jose.galarzag@epn.edu.ec

Quito, Septiembre 2016

DECLARACIÓN

Nosotros, Luis Alberto Ortiz Haro y Byron Manuel Villacrés Castellanos, declaramos que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Luis Alberto Ortiz Haro

Byron Manuel Villacrés Castellanos

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por los señores LUIS ALBERTO ORTIZ HARO y BYRON MANUEL VILLACRES CASTELLANOS bajo mi supervisión.

Ing. José Galarza

DIRECTOR DE PROYECTO

DEDICATORIA

Si la vida fuera fácil perdería su sentido y se volvería una monotonía, caerse y levantarse, sobrellevar las cosas siempre con buen humor y una sonrisa, todo un estilo de vida.

Dedico este trabajo a todas las personas que saben salir adelante con esfuerzo y dedicación, a mis padres, familia y amigos que siempre han estado ahí cuando los he necesitado y que deben saber que yo estaré ahí para ellos cuando me necesiten.

Byron

A mi madre, padre y hermanos: Cristina, Gallardo, Dionisio y Abel.

A mis amigos.

A mis tutores, jefes y futuros colegas.

A la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Poli. Lo mejor que me ha ocurrido.

Porque se aprende de cada tropiezo.

Luis Alberto

AGRADECIMIENTOS

A mis padres Jacqueline Castellanos y Fernando Ramírez, por ser el apoyo incondicional a lo largo de esta gran aventura llamada vida, mismos que han sabido guiarme y compartir sus consejos conmigo impulsándome cada día a lograr mis metas.

A mi compañero de tesis Luis, que me ha demostrado que todo se puede sobrellevar con una sonrisa en el rostro y que me ha apoyado para concluir este trabajo, gracias bro, ¡lo logramos!

A mis queridos amigos y compañeros de universidad que han sabido estar ahí cuando los he necesitado.

A un gran amigo Ing. Oscar Meléndez por su apoyo con sus conocimientos y consejos.

A Andrés Villacrés, Paulina Campoverde por su camaradería y por compartir conmigo sus conocimientos y consejos.

A la empresa NOVACERO, S.A. directamente a los departamentos de Producción e Ingeniera representados por los ingenieros Santiago González y Danilo Espinosa respectivamente, gracias por abrirme las puertas permitiéndome adquirir conocimientos que fueron útiles para mi desarrollo profesional.

A la Ingeniera Anita Tapia, Ing. José Galarza y Ing. Carlos Baldeón, por su apoyo incondicional durante el desarrollo de este proyecto.

Byron.

AGRADECIMIENTOS

A mi mamá quien ha sido el pilar, fuerza y apoyo en los momentos más difíciles, por aquellos consejos que te hacen cada vez más fuerte y a quien quiero con todo el corazón.

A mi papá que ha apoyado y confiado en sus hijos. Un gran hombre y mi ejemplo a seguir.

A mis hermanos, que tienen talento en lo suyo y son mi orgullo.

A mis amigos quienes me apoyaron en las buenas y en las malas, dentro y fuera de la universidad.

A ti mi querido amigo Byron, Pepito, Villacrés. Un claro ejemplo de que cada tropiezo te hace más fuerte. Gracias Pepito, por tu tiempo, paciencia, camaradería y amistad. No dudes en contar conmigo, yo no lo haré.

A Oscar, quien nos regaló un empujón que vale oro.

A todas aquellas hermosas personas que estuvieron, que están y que estarán en algún instante de mi vida, en pequeños y grandes momentos, puliendo mi personalidad. Muchas gracias.

A ti, que siempre me das ánimos. Gracias por tu apoyo, amistad y cariño incondicional. Lo que me has dado y enseñado no tiene precio.

A Anita, por su amistad, buenos deseos y apoyo durante este proyecto.

A los Ingenieros, Carlos Baldeón y José Galarza, por su apoyo y tutoría durante esta encantadora etapa de estudios. Gracias!

A FUNDIRECILAR que es y será la mejor escuela de ingeniería.

A mi familia, nuevamente, porque nunca será suficiente.

Luis Alberto

CONTENIDO

DECLARACIÓN i
CERTIFICACIÓN ii
DEDICATORIA iii
AGRADECIMIENTOS iv
CONTENIDO vi
ÍNDICE DE FIGURAS xvi
ÍNDICE DE TABLAS xxi
RESUMEN xxvi
PRESENTACIÓN xxvii
CAPÍTULO I 1
1. GENERALIDADES 1
1.1 Generalidades 1
1.1.1 Fundación san juan de jerusalén. 1
1.1.1.1 Clasificación de la parálisis cerebral. 1
1.1.1.1.1 Parálisis cerebral espástica. 1
1.1.1.1.2 Parálisis cerebral discinética. 1
1.1.1.1.3 Parálisis cerebral atáxica. 1
1.1.1.1.4 Parálisis cerebral hipotónica. 2
1.1.1.1.5 Parálisis cerebral mixta. 2
1.2 Planteamiento del problema 2
1.3 Elevadores 4
1.3.1 La cabina del elevador. 5
1.3.2 Guías de desplazamiento. 6
1.3.3 El contrapeso. 7
1.3.4 Sistemas de seguridad. 7
1.3.4.1 Sistema de trinquete. 7

1.3.4.2 Reguladores de velocidad. 8
1.3.4.3 Múltiples cables de izaje. 9
1.3.4.4 Sistema de amortiguadores. 9
1.3.5 Tipos de elevadores. 10
1.3.5.1 Elevadores de sistema hidráulico. 11
1.3.5.1.1 Cilindro hidráulico. 11
1.3.5.1.2 Bomba hidráulica. 11
1.3.5.1.3 Tanque de almacenamiento. 12
1.3.5.1.4 Válvulas de control. 12
1.3.5.1.5 Ductos o Mangueras hidráulicas. 12
1.3.5.2 Elevadores de tracción. 14
1.3.5.2.1 Elevador de tracción sin reductor de velocidad. 14
1.3.5.2.2 Elevador de tracción con reductor de velocidad. 15
CAPÍTULO II. 18
2. ESPECIFICACIÓNES TÉCNICAS 18
2.1 Criterios de evaluación de alternativas 18
2.1.1 Especificaciones y requerimientos de diseño 18
2.1.1.1 Carga nominal que deberá transportar el elevador. 19
2.1.1.2 Altura de alcance del elevador 20
2.1.1.3 Área designada para la ubicación del elevador 21
2.1.1.4 Movilidad. 23
2.1.1.5 Voz del usuario. 23
2.1.1.6 Voz del ingeniero. 25
2.1.1.7 La casa de la calidad. 25
2.1.1.8 Resultados obtenidos de la casa de la calidad. 26
2.1.1.9 Conclusiones obtenidas de la casa de la calidad. 26
2.1.1.10 Especificaciones técnicas. 27

2.2 Selección de alternativas.....27
2.2.1 Elevador de sistema hidraulico.....29
2.2.1.1 Elevadores de sistema hidráulico con cilindro bajo el piso. 30
2.2.1.2 Elevador de sistema hidráulico con cilindro sobre el piso.....31
2.2.2 Elevadores a tracción.....32
2.2.2.1 Elevador a tracción sin reductor de velocidad. 32
2.2.2.2 Elevador a tracción con reductor de velocidad. 33
2.2.3 Método ordinal corregido de criterios ponderados.....34
2.2.3.1 Determinación de factores de evaluación de diseño. 35
2.2.3.1.1 Peso. 36
2.2.3.1.2 Capacidad de carga.....36
2.2.3.1.3 Facilidad de montaje.....36
2.2.3.1.4 Mantenimiento. 36
2.2.3.1.5 Precio. 36
2.2.3.1.6 Consumo energético.....36
2.2.3.1.7 Disponibilidad de materiales en el mercado. 37
2.2.3.1.8 Espacio requerido. 37
2.2.3.2 Resultados del método de criterios ponderados.....37
2.2.4 Análisis funcional del elevador. 43
2.2.4.1 Modos de operación principales del elevador.....43
2.2.4.2 Modos de operación ocasionales del elevador.....43
2.2.4.3 Modos de operación de emergencia del elevador. 44
2.2.5 Análisis funcional del bastidor. 44
2.2.6 Determinación de modulos del sistema. 44
2.3 Planteamiento de alternativas para los distintos módulos.....45
2.3.1 Sistema estructural: bastidor con viga principal centrada. 45
2.3.1.1 Funcionamiento y características. 45

2.3.1.2 Ventajas. 46
2.3.1.3 Desventajas. 46
2.3.2 Sistema estructural: bastidor de portico lateral. 47
2.3.2.1 Funcionamiento y características. 47
2.3.2.2 Ventajas. 47
2.3.2.3 Desventajas. 48
2.3.3 Sistema de soporte de pasajeros: cabina panorámica abierta. 48
2.3.3.1 Funcionamiento y características. 48
2.3.3.2 Ventajas. 48
2.3.3.3 Desventajas. 49
2.3.4 Sistema de soporte de pasajeros: cabina panorámica cerrada. 49
2.3.4.1 Funcionamiento y características. 49
2.3.4.2 Ventajas. 49
2.3.4.3 Desventajas. 50
2.3.5 Mecanismo: pistón hidráulico de simple efecto. 50
2.3.5.1 Funcionamiento y características. 50
2.3.5.2 Ventajas. 50
2.3.5.3 Desventajas. 51
2.3.6 Mecanismo: pistón hidráulico de doble efecto. 51
2.3.6.1 Funcionamiento y características. 51
2.3.6.2 Ventajas. 52
2.3.6.3 Desventajas. 52
2.4 Evaluación y selección de solucciones de módulos. 52
2.4.1 Sistema estrcutural. 53
2.4.1.1 Evaluación del peso específico del criterio seguridad. 54
2.4.1.2 Evaluación del peso específico del criterio estética. 54
2.4.1.3 Evaluación del peso específico del criterio versatilidad. 55

2.4.1.4 Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad. 55
2.4.1.5 Evaluación del peso específico del criterio costo. 56
2.4.1.6 Conclusiones de selección del sistema estructural. 56
2.4.2 Sistema de soporte de pasajeros. 57
2.4.2.1 Evaluación del peso específico del criterio seguridad. 57
2.4.2.2 Evaluación del peso específico del criterio estética. 57
2.4.2.3 Evaluación del peso específico del criterio versatilidad. 57
2.4.2.4 Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad. 58
2.4.2.5 Evaluación del peso específico del criterio costo. 59
2.4.2.6 Conclusiones: selección del sistema de soporte de pasajeros. ...59
2.4.3 Sistema de transmisión de movimiento. 60
2.4.3.1 Evaluación del peso específico del criterio seguridad. 60
2.4.3.2 Evaluación del peso específico del criterio estética. 60
2.4.3.3 Evaluación del peso específico del criterio versatilidad. 61
2.4.3.4 Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad. 62
2.4.3.5 Evaluación del peso específico del criterio costo. 62
2.4.3.6 Conclusiones: selección del transmisión de movimiento. 63
2.4.4 Resumen de soluciones para cada los modulos.....64
CAPÍTULO III.....65
3. DISEÑO DEL ELEVADOR 65
3.1 Diseño de componentes del bastidor y cabina 65
3.1.1 Método de análisis por elementos finitos. 65
3.1.1.1 Generación de la malla. 67
3.1.1.2 Presentación de resultados. 67
3.1.2 Esfuerzo de von mises. 68
3.1.3 Factor de diseño y factor de seguridad. 68
3.1.4 Normativa y codigos de construcción. 70

3.1.5 Velocidad nominal de la cabina del elevador. 71
3.1.5.1 Análisis cinemático del elevador. 71
3.1.5.1.1 Análisis del tramo de aceleración. 73
3.1.5.1.2 Análisis del tramo de desaceleración o frenado. 73
3.1.5.1.3 Análisis del tramo de aceleración nula. 74
3.1.5.1.4 Desplazamiento del ascensor. 75
3.1.6 Cabina del elevador. 75
3.1.6.1 Dimensiones internas de la cabina. 75
3.1.6.2 Paredes verticales, puerta y techo. 77
3.1.6.2.1 Simulación de las paredes verticales y puerta. 81
3.1.6.2.2 Simulación del techo. 84
3.1.6.3 Piso de la cabina. 87
3.1.6.3.1 Simulación del piso de la cabina. 89
3.1.6.3.2 Cálculo de uniones soldadas del piso de la cabina. 95
3.1.7 Bastidor del elevador. 109
3.1.7.1 Calculo de las uniones soldadas en el bastidor. 115
3.1.7.1.1 Unión de vigas secundarias “T” a vigas principales. 120
3.1.7.1.2 Unión soldada columnas y vigas principales. 123
3.1.7.1.3 Unión soldada del rigidizador. 128
3.1.7.1.4 Unión viga tipo AISI C6x13 para amarre de cables. 131
3.1.7.1.5 Unión soldada: placa de amarre y viga AISI C6x13. 134
3.1.7.2 Calculo de juntas empernadas. 137
3.1.7.3 Cálculo de juntas empernadas presentes en el bastidor. 141
3.1.7.3.1 Junta empernada vigas principales y secundarias. 142
3.1.8 Apoyos deslizantes sobre las guías. 143
3.1.8.1 Cálculo de junta empernada Apoyo deslizante y el Bastidor. 144
3.2 Diseño y selección de elementos hidraulicos 146

3.2.1 Diseño del cilindro hidráulico. 146
3.2.1.1 Determinación del espesor de la camisa del cilindro. 147
3.2.1.2 Determinación del espesor del fondo del cilindro. 149
3.2.1.3 Cálculo del esfuerzo producido en la camisa del cilindro. 150
3.2.1.3.1 Esfuerzos principales. 150
3.2.1.3.2 Esfuerzo Circunferencial. 150
3.2.1.3.3 Esfuerzo Longitudinal. 151
3.2.2 Diseño del pistón del cilindro. 152
3.2.3 Diseño de la tapa superior. 156
3.2.4 Diseño de la brida superior. 157
3.2.5 Diseño de las soldaduras del cilindro. 158
3.2.6 Simulación del cilindro hidráulico. 160
3.2.7 Determinación de la presión máxima de operación 163
3.2.8 Diseño del vástago del cilindro. 165
3.2.9 Simulación del Vástago. 167
3.2.10 Colunma soporte del cilindro hidráulico. 170
3.3 Selección de la unidad de hidráulica. 170
3.3.1 Diseño del circuito hidráulico. 170
3.3.2 Determinación del caudal requerido por el Cilindro hidráulico. 172
3.3.3 Determinación de potencia del motor eléctrico. 172
3.3.4 Determinación del depósito de aceite. 174
3.3.5 Selección de las uniones del circuito hidráulico. 174
3.3.6 Selección de Sellos. 175
3.3.6.1 Sellos Para el Pistón. 175
3.3.6.1.1 Sello tipo U: Polypak. 175
3.3.6.1.2 Flexible Guide Bearings. 175
3.3.6.2 Sellos Para el Vástago 175

3.3.6.2.1 Sellos de amortiguación para vástagos.....175
3.3.6.2.2 Bandas / guías de desgaste.....176
3.3.6.3 Anillos con tamaños de sellos métricos.....176
3.4 Diseño y dimensionamiento del cabezal.....176
3.4.1 Estructura del cabezal.....177
3.4.2 Polea de tracción.....178
3.4.3 Simulación de la polea de tracción.....179
3.4.4 Eje de acople.....182
3.4.4.1 Cálculo de resistencia a fatiga para el eje de ϕ45 [mm].....184
3.4.5 Simulación del eje de acople.....188
3.4.6 Selección de rodamientos.....190
3.4.6.1 Factor de seguridad contra carga estática.....190
3.4.6.2 Rango de vida del rodamiento.....190
3.4.6.3 Rodamiento esférico simple.....191
3.5 Cables de tracción.....192
3.5.1 Carga de pretensado.....194
3.5.2 Sistema de amarre.....194
3.6 Guías del elevador.....196
3.6.1 Cálculo y Dimensionamiento de las Guías del elevador.....196
3.6.1.1 Esfuerzos de flexión sobre las guías.....198
3.6.1.2 Esfuerzos de pandeo sobre las guías.....203
3.6.1.3 Torsión de la base de la guía.....207
3.6.1.4 Flechas del perfil guía.....208
3.6.2 Fijaciones de la guía a la estructura soporte.....209
3.7 Estructura soporte del ascensor.....211
3.7.1 Cortante basal de diseño.....214
3.7.2 Simulación de la estructura mediante sap 2000.....215

3.7.3 Apoyos de las columnas de la estructura. 220
3.7.3.1 Cálculo de placas de anclaje. 221
3.7.3.2 Cálculo del anclaje del apoyo. 224
3.8 Dispositivos de seguridad 226
3.8.1 Paracaídas. 226
3.8.2 Válvula paracaídas. 228
3.8.3 Amortiguadores. 229
3.9 Dispositivos de control 230
CAPÍTULO IV 233
4. ANÁLISIS DE COSTOS 233
4.1 Introducción 233
4.2 Análisis de costos unitarios 234
4.2.1 Costos unitarios por kilogramo. 234
4.2.2 Costos por conjunto mecánico 237
4.2.2.1 Estructura Soporte. 237
4.2.2.2 Bastidor de la cabina. 238
4.2.2.3 Cabina de pasajeros. 238
4.2.2.4 Cabezal. 238
4.2.2.5 Cilindro hidráulico. 239
4.2.2.6 Dispositivos de suspensión. 239
4.2.2.7 Dispositivos de seguridad. 240
4.2.2.8 Dispositivos de control. 241
4.2.2.9 Unidad Hidráulica. 241
4.2.2.10 Transporte. 242
4.2.3 Costo de fabricación. 243
CAPÍTULO V 244
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 244

5.1 Conclusiones....244
5.2 Recomendaciones....245
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS....247
ANEXOS....251
ANEXO I: CASA DE LA CALIDAD....252
ANEXO II: ENSAYO DE IMPACTO, NORMA UNE EN 81-2....252
ANEXO III: MOMENTOS DE APRIETE DE PERNOS....252
ANEXO IV: ANEXO K NORMA UNE EN 81-2....252
ANEXO V: VÁLVULA PARACAÍDAS....252
ANEXO VI: AMORTIGUADOR DEFORMABLE....252
ANEXO VII: DETALLE DE COSTOS Y COTIZACIONES....252
ANEXO VIII: MÉTODO DE CÁLCULO DE GUÍAS....252
ANEXO IX: GUÍAS PARA ELEVADOR....252
ANEXO X: COMPONENTES DE SEGURIDAD.....252
ANEXO XI: COMPONENTES ELECTRÓNICOS....252
ANEXO XII: PLANOS E INGENIERÍA DE DETALLE....252

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1. Estructura de un bastidor de elevador. 6
Figura 1. 2. Esquema de un trinquete básico 8
Figura 1. 3. Sistema de seguridad con volante de inercia 8
Figura 1. 4. Amortiguador hidráulico. 9
Figura 1. 5. Cilindro hidráulico 11
Figura 1. 6. Tipos de elevadores hidráulicos 13
Figura 1. 7. Mecanismo sin reductor de engranes 15
Figura 1. 8. Reductor de velocidad típico 16
Figura 1. 9. Máquina con reductor de velocidad IGD 30 17
Figura 2. 1. Escalinatas del lugar 19
Figura 2. 2. Recorrido del elevador 20
Figura 2. 3. Esquema del recorrido del elevador 21
Figura 2. 4. Área designada para el elevador 22
Figura 2. 5. Esquema del área designada para el elevador 22
Figura 2. 6. Esquema de elevador con pistón bajo el piso 31
Figura 2. 7. Esquema de un elevador hidráulico con pistón sobre el piso 32
Figura 2. 8. Esquema de elevador sin reductor de velocidad 33
Figura 2. 9. Esquema de elevador con reductor de velocidad 35
Figura 2. 10. Diagrama funcional modo de operación principal 43
Figura 2. 11. Diagrama funcional del sistema estructural 44
Figura 2. 12. Soluciones planteadas para cada módulo 45
Figura 2. 13. Bastidor tipo viga principal centrada 46
Figura 2. 14. Bastidor de pórtico lateral 47
Figura 2. 15. Desviación debido a la longitud en procesos de torneado 48
Figura 2. 16. Cabina panorámica abierta 48
Figura 2. 17. Cabina panorámica cerrada 49
Figura 2. 18. Pistón hidráulico de simple efecto 50
Figura 2. 19. Pistón hidráulico de doble efecto subiendo 51
Figura 2. 20. Pistón hidráulico de doble efecto bajando 52
Figura 2. 21. Soluciones a cada módulo 64

Figura 3. 1 Nodos de un elemento mallado 66
Figura 3. 2. Resultados de simulación de una placa soporte 67
Figura 3. 3. Diagrama de velocidades vs. Tiempo 75
Figura 3. 4. Características del Aluminio 6061-T6 79
Figura 3. 5. Montaje de la cabina 81
Figura 3. 6. Disposición de carga de ensayo sobre la pared vertical 82
Figura 3. 7. Esfuerzos de Von Mises sobre las paredes laterales y puerta 83
Figura 3. 8. Desplazamiento de las paredes laterales y puerta 83
Figura 3. 9. Factor de seguridad de las paredes laterales y puerta 84
Figura 3. 10. Fuerza aplica sobre el techo de la cabina 85
Figura 3. 11. Esfuerzos de Von Mises sobre el techo de la cabina 86
Figura 3. 12. Desplazamiento del techo de la cabina 86
Figura 3. 13. Factor de seguridad del techo de la cabina 87
Figura 3. 14. Base metálica para el piso de la cabina 89
Figura 3. 15. Piso de la cabina en corte 89
Figura 3. 16. Cargas sobre la estructura metálica del piso 92
Figura 3. 17. Esfuerzo de Von Mises del sobre el piso 94
Figura 3. 18. Desplazamiento del piso de la cabina 95
Figura 3. 19. Factor de seguridad del piso de la cabina 95
Figura 3. 20. Convención de signos y análisis infinitesimal de viga 97
Figura 3. 21. Propiedades de soldadura tipo filete en flexión 99
Figura 3. 22. Soldadura de los perfiles del marco del piso 101
Figura 3. 23. Diagrama de cuerpo libre del perfil cuadrado 101
Figura 3. 24. Modelado del perfil cuadrado en SAP2000 103
Figura 3. 25. Resultados de la simulación del perfil cuadrado en SAP2000 103
Figura 3. 26. Montaje de los perfiles tipo “W” al marco del piso 105
Figura 3. 27. Soldadura de los perfiles tipo “W” al marco del piso 105
Figura 3. 28. Diagrama de cuerpo libre del perfil “W” 106
Figura 3. 29. Modelado del perfil “W” en SAP2000 107
Figura 3. 30. Resultados de la simulación del perfil tipo “W” en SAP2000 107
Figura 3. 31. Bastidor de la cabina 109
Figura 3. 32. DCL del bastidor X-Y 111

Figura 3. 33. Esfuerzo de Von Mises en el bastidor 113
Figura 3. 34. Desplazamiento del bastidor 114
Figura 3. 35. Factor de seguridad del bastidor 114
Figura 3. 36. Juntas soldadas en el bastidor 116
Figura 3. 37. Carga aplicada sobre las vigas del bastidor 117
Figura 3. 38. Bastidor modelado en SAP2000 118
Figura 3. 39. Designación de cargas en el bastidor SAP2000.....118
Figura 3. 40. Deformación del bastidor SAP2000 (1:500) 119
Figura 3. 41. Factores de seguridad del bastidor SAP2000.....119
Figura 3. 42. DCL de vigas secundarias.....120
Figura 3. 43. Posición del cordón de soldadura en las vigas secundarias.....121
Figura 3. 44. Modelado en SAP2000 de viga secundaria.....121
Figura 3. 45. Resultado de la simulación de la viga secundaria en SAP2000 122
Figura 3. 46. DCL viga principal 124
Figura 3. 47. Cordón de soldadura en la viga principal.....124
Figura 3. 48. Modelado en SAP2000 de viga principal 124
Figura 3. 49. Fuerza axial en el tramo AB 125
Figura 3. 50. Fuerza cortante y momento flector máximos.....125
Figura 3. 51. DCL elemento rigididazor.....128
Figura 3. 52. Detalle de soldadura y perfil del rigidizador 129
Figura 3. 53. Carga axial en rigidizador SAP2000.....129
Figura 3. 54. Diagrama de fuerzo cortante y momento flector del rigidizador 130
Figura 3. 55. DCL de viga para amarre 132
Figura 3. 56. Junta soldada de viga para amarre 132
Figura 3. 57. Modelado viga amarre SAP2000.....132
Figura 3. 58. Fuerza cortante y momento flector viga amarre SAP2000 133
Figura 3. 59. Cargas actuantes sobre placa de amarre.....134
Figura 3. 60. Junta soldada de placa de amarre 135
Figura 3. 61. Modelado de placa de amarre en SAP2000 135
Figura 3. 62. Fuerza cortante y momento flector sobre placa de amarre.....136
Figura 3. 63. Disposición de agujeros en una junta empernada 138
Figura 3. 64. Perforaciones placa de acople de vigas secundarias 142
Figura 3. 65. Apoyo deslizante.....144

Figura 3. 66. Perforaciones apoyo deslizante.....144
Figura 3. 67. Dimensionamiento del espesor para la camisa del cilindro.....147
Figura 3. 68. Dimensionamiento de fondo plano con brida soldada 149
Figura 3. 69. Distribución de presión de trabajo del cilindro hidráulico 150
Figura 3. 70. Diagrama del pistón sometido a presión.....152
Figura 3. 71. Placas circulares.. 153
Figura 3. 72. Diseño Conceptual del Cilindro hidráulico. 155
Figura 3. 73. Tapa superior del cilindro hidráulico 156
Figura 3. 74. Esquema de la brida de sujeción del cilindro. 158
Figura 3. 75. Disposición de la junta soldada 159
Figura 3. 76. Junta soldada: la camisa del cilindro y la placa de acople 159
Figura 3. 77. Mallado del cilindro hidráulico 161
Figura 3. 78. Distribución del esfuerzo equivalente en el cilindro hidráulico. 162
Figura 3. 79. Distribución de deformaciones en el eje X del cilindro hidráulico...162
Figura 3. 80. Distribución de deformaciones en el eje Y del cilindro hidráulico...163
Figura 3. 81. Distribución del factor de seguridad del cilindro hidráulico. 163
Figura 3. 82. Variación del factor de seguridad y deformación vs presión 165
Figura 3. 83. Columna empotrada y libre por el otro extremo. k=2 165
Figura 3. 84. Mallado del conjunto vástago-pistón 168
Figura 3. 85. Distribución del factor de seguridad del conjunto vástago-pistón ..169
Figura 3. 86. Factor de seguridad mínimo del conjunto vástago-pistón.....169
Figura 3. 87. Diagrama del circuito hidráulico 171
Figura 3. 88. Diagrama de polypack (Sello mecánico para el pistón) 175
Figura 3. 89. Sello tipo flexible guide bearing.....175
Figura 3. 90. Sello de amortiguación para vástagos.....176
Figura 3. 91. Faja de desgaste y de centrado-guía 176
Figura 3. 92. Sello tipo o’ring.....176
Figura 3. 93. Diseño conceptual del cabezal.....177
Figura 3. 94. Estructura soporte del cabezal 178
Figura 3. 95. Polea de tracción 178
Figura 3. 96. Sección de la polea de tracción y canales ranurados para cables.179
Figura 3. 97. Disposición del mallado de la polea y cables de tensión 181
Figura 3. 98. Distribución del factor de seguridad de la polea y cables 181

Figura 3. 99. Factor de seguridad con un único cable de tensión.....182
Figura 3. 100. Diagrama de cuerpo libre del eje de la polea.....183
Figura 3. 101. Resultados de simulación eje a fatiga. 184
Figura 3. 102. Mallado del eje de acople.....189
Figura 3. 103. Distribución del factor de seguridad del eje de acople.....190
Figura 3. 104. Información técnica de rodamientos SKF 191
Figura 3. 105. Dimensiones generales del clevis 195
Figura 3. 106. Disposición correcta de las grapas prensa cables.....196
Figura 3. 107. Perfil de las guías para elevadores 197
Figura 3. 108. Fuerzas aplicadas sobre las guías del elevador 199
Figura 3. 109. Fuerza cortante y momento flector perfil guía por Rx 200
Figura 3. 110. Diagrama de cuerpo libre del bastidor plano Y-Z.....201
Figura 3. 111. Acople entre perfil guía y estructura 210
Figura 3. 112. Diagrama unifilar de la estructura soporte del elevador 212
Figura 3. 113. Esquemas de cargas aplicadas la simulación de la estructura. ...216
Figura 3. 114. Deformaciones del nodo crítico de la estructura 217
Figura 3. 115. Deformaciones y reacciones debidas al estado de cargas. 218
Figura 3. 116. Diseño de la estructura. 220
Figura 3. 117. Esquema de distribución de columnas de la estructura 221
Figura 3. 118. Esquema de placa de anclaje 222
Figura 3. 119. Esquema dimensional placa de anclaje.....222
Figura 3. 120. Distancia entre centroide de columna y línea de centros.....225
Figura 3. 121. Geometría de anclaje 226
Figura 3. 122. Paracaídas Instantáneo PA-1 mm.....227
Figura 3. 123. Funcionamiento del paracaídas instantáneo 228
Figura 3. 124. Dimensiones generales de la válvula paracaídas R10 229
Figura 3. 125. Amortiguador de goma cilíndrico.....230
Figura 3. 126. Diagrama de entradas y salidas básico del elevador.....231
Figura 5. 1. Circuito hidráulico con acumulador.....246

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1. Carga que deberá transportar el elevador 20
Tabla 2. 2. Alcance del elevador 21
Tabla 2. 3. Área designada para el elevador 23
Tabla 2. 4. Resultados de la encuesta al usuario 24
Tabla 2. 5. Especificaciones técnicas del elevador 28
Tabla 2. 6. Evaluación de pesos específicos para cada criterio 38
Tabla 2. 7. Evaluación del criterio “Peso” 38
Tabla 2. 8. Evaluación de la “Capacidad de carga” 39
Tabla 2. 9. Evaluación de la “Facilidad de montaje” 39
Tabla 2. 10. Evaluación del “Mantenimiento” 40
Tabla 2. 11. Evaluación del “Precio” 40
Tabla 2. 12. Evaluación del “Consumo energético” 41
Tabla 2. 13. Evaluación de la “Disponibilidad de materiales” 41
Tabla 2. 14. Evaluación del “Espacio requerido” 42
Tabla 2. 15. Conclusiones de soluciones para el elevador 42
Tabla 2. 16. Evaluación de los módulos 53
Tabla 2. 17. Evaluación de la seguridad de la estructura 54
Tabla 2. 18. Evaluación de estética para la estructura 54
Tabla 2. 19. Evaluación de versatilidad para la estructura 55
Tabla 2. 20. Evaluación de fiabilidad de la estructura 55
Tabla 2. 21. Evaluación del costo para la estructura 56
Tabla 2. 22. Conclusiones para el sistema estructural 56
Tabla 2. 23. Evaluación de la seguridad para el soporte de pasajeros 57
Tabla 2. 24. Evaluación de estética para el soporte de pasajeros 58
Tabla 2. 25. Evaluación de versatilidad para el soporte de pasajeros 58
Tabla 2. 26. Evaluación de fiabilidad para el soporte de pasajeros 58
Tabla 2. 27. Evaluación del costo para el soporte de pasajeros 59
Tabla 2. 28. Conclusiones de para el soporte de pasajeros 60
Tabla 2. 29. Evaluación de seguridad para la trasmisión de movimiento 61
Tabla 2. 30. Evaluación de estética para la trasmisión de movimiento 61
Tabla 2. 31. Evaluación de versatilidad para la trasmisión de movimiento 62
Tabla 2. 32. Evaluación de fiabilidad para la trasmisión de movimiento 62

Tabla 2. 33. Evaluación del costo para la trasmisión de movimiento 63
Tabla 2. 34. Conclusiones para el sistema de transmisión de movimiento 63
Tabla 3. 1. Códigos y normas ecuatorianas utilizadas.....70
Tabla 3. 2. Normas adicionales utilizadas 71
Tabla 3. 3. Datos del tramo de aceleración 73
Tabla 3. 4. Datos del tramo de desaceleración 74
Tabla 3. 5. Datos del tramo de aceleración nula 74
Tabla 3. 6.Dimensiones mínimas NTE INEN 2 299 76
Tabla 3. 7. Dimensiones de la cabina 76
Tabla 3. 8. Dimensiones mínimas del vano de la puerta 76
Tabla 3. 9. Dimensiones del vano de la puerta.....77
Tabla 3. 10. Propiedades mecánicas del aluminio 6061-T6 79
Tabla 3. 11. Planos de taller de paredes y techo de la cabina.....80
Tabla 3. 12. Resultados de la simulación de las paredes verticales 82
Tabla 3. 13. Resultados de simulación sobre el techo de la cabina.....86
Tabla 3. 14. Propiedades mecánicas del acero A36/Grado 250 88
Tabla 3. 15. Plano de conjunto del piso de la cabina 88
Tabla 3. 16. Datos análisis de cargas sobre el piso de la cabina 92
Tabla 3. 17. Resultados de simulación sobre el techo de la cabina.....94
Tabla 3. 18. Propiedades electrodo E71T-1C 96
Tabla 3. 19. Cargas constantes permisibles para soldadura tipo filete 100
Tabla 3. 20. Datos para el cálculo soldadura del marco del piso.....102
Tabla 3. 21. Resultados simulación perfil cuadrado (50x50) 104
Tabla 3. 22. Datos para el cálculo perfil tipo “W” 106
Tabla 3. 23. Resultados simulación perfil “W” 108
Tabla 3. 24. Datos para la soldadura de los ángulos a la base 109
Tabla 3. 25. Planos del bastidor 110
Tabla 3. 26. Datos para cálculo de reacciones en el bastidor.....110
Tabla 3. 27. Resultados de cálculos de reacciones sobre el bastidor.....112
Tabla 3. 28. Resultados de simulación del bastidor 113
Tabla 3. 29. Comparación de métodos de cálculo para el bastidor 115
Tabla 3. 30. Carga aplicada sobre las vigas del bastidor 116
Tabla 3. 31. Datos para cálculo de vigas secundarias.....120

Tabla 3. 32. Resultados: simulación de viga secundaria 122
Tabla 3. 33. Datos para cálculo de vigas principales.....123
Tabla 3. 34. Resultados de la simulación de viga principal en SAP2000.....126
Tabla 3. 35. Datos para el cálculo de rigidizador.....128
Tabla 3. 36. Resultados de simulación de rigidizador.....130
Tabla 3. 37. Datos para cálculo de viga de amarre 131
Tabla 3. 38. Resultados de simulación de viga para amarre 133
Tabla 3. 39. Datos para cálculo de placa de amarre 134
Tabla 3. 40.Resultados de simulación de placa de amarre 136
Tabla 3. 41. Propiedades mecánicas de pernos utilizados.....137
Tabla 3. 42. Datos de junta: vigas secundarias y vigas principales 142
Tabla 3. 43. Resultados de junta empernada: vigas secundarias y principales ..143
Tabla 3. 44. Datos para cálculo de junta empernada apoyo deslizante.....145
Tabla 3. 45. Resultados junta entre vigas soporte deslizante y bastidor 145
Tabla 3. 46. Detalle de masas para el cálculo de carga 146
Tabla 3. 47. Cilindro hidráulico. Dimensionamiento y selección 151
Tabla 3. 48. Coeficientes k y K1 para placas circulares 154
Tabla 3. 49. Datos para determinar el espesor del pistón. 155
Tabla 3. 50. Resumen de dimensionamiento del pistón 156
Tabla 3. 51. Datos para determinar el espesor de la tapa superior del cilindro. .157
Tabla 3. 52. Dimensionamiento de la tapa superior del cilindro hidráulico.....157
Tabla 3. 53. Características del mallado del cilindro hidráulico 160
Tabla 3. 54. Resultados de la simulación del cilindro hidráulico 162
Tabla 3. 55. Variación de la deformación y factor de seguridad vs. presión 164
Tabla 3. 56. Resumen del dimensionamiento del vástago del pistón 167
Tabla 3. 57. Características del mallado del émbolo-pistón.....167
Tabla 3. 58. Resultados de simulación del conjunto vástago-pistón.....168
Tabla 3. 59. Variación del factor de seguridad vs. geometría del vástago.....169
Tabla 3. 60. Datos requeridos para la selección de la unidad hidráulica. 172
Tabla 3. 61. Datos técnicos del motor de arranque de la bomba.....173
Tabla 3. 62. Datos técnicos de los conductores eléctricos requeridos.....173
Tabla 3. 63. Dimensionamiento de la polea de acuerdo al conductor/cable 179
Tabla 3. 64. Resumen de características del mallado de polea y cables.....180

Tabla 3. 65. Resultados de simulación de la polea y el sistema de izaje.....181
Tabla 3. 66. Propiedades Mecánicas Acero AISI 4340 183
Tabla 3. 67. Criterio de selección para el factor de superficie 185
Tabla 3. 68. Factores de corrección para el diseño dinámico.....187
Tabla 3. 69. Resumen de resistencias y esfuerzos calculados a fatiga 187
Tabla 3. 70. Factores de seguridad del eje analizado 188
Tabla 3. 71. Características del mallado del eje de acople.....188
Tabla 3. 72. Resultados de la simulación del eje de acople 189
Tabla 3. 73. Factores de seguridad y vida útil de rodamientos.....192
Tabla 3. 74. Esfuerzo estático y dinámico sobre el cable 193
Tabla 3. 75. Características de clevis según el manual AISC.....195
Tabla 3. 76. Dimensiones de perfil guía 197
Tabla 3. 77. Características mecánicas del perfil guía 197
Tabla 3. 78. Propiedades mecánicas ASTM A 572 198
Tabla 3. 79. Esfuerzos permisibles sobre el perfil guía 198
Tabla 3. 80. Factores de impacto para cálculo de guías 206
Tabla 3. 81. Datos para esfuerzo de pandeo de guías 207
Tabla 3. 82. Datos para soldadura del acople de perfil guía.....210
Tabla 3. 83. Descripción de los perfiles de la estructura 213
Tabla 3. 84. Coeficientes y factores del cortante basal de diseño 215
Tabla 3. 85. Reacciones debido a los diferentes sistemas de carga 219
Tabla 3. 86. Resumen cálculo de placa de anclaje 224
Tabla 3. 87. Resumen de cálculos de área del anclaje 225
Tabla 3. 88. Dispositivos electrónicos del sistema de control 230
Tabla 4. 1. Costo unitario por kilogramo de Acero ASTM A36.....235
Tabla 4. 2. Detalle de costos por kilogramo de acero ASTM A572.....235
Tabla 4. 3. Detalle de costos por kilogramo de materiales no ferrosos.....236
Tabla 4. 4. Costo de la Estructura soporte del elevador 237
Tabla 4. 5. Costo del bastidor de la cabina 238
Tabla 4. 6. Costo de la cabina de pasajeros 238
Tabla 4. 7. Costo del cabezal del mecanismo 239
Tabla 4. 8. Costos del cilindro hidráulico 239
Tabla 4. 9. Costos de los dispositivos de suspensión.....240

Tabla 4. 10. Costo de los dispositivos de seguridad.....240
Tabla 4. 11. Costos de los dispositivos de control y conductores eléctricos 241
Tabla 4. 12. Costo de la unidad hidráulica 242
Tabla 4. 13. Costo del transporte 243
Tabla 4. 14. Costo del elevador hidráulico 243

RESUMEN

Facilitar el movimiento y transporte de personas con capacidades especiales se ha vuelto un tema muy importante en el Ecuador. Los sistemas de transporte dentro de una instalación como fuera de la misma están siendo de manera cotidiana adecuados para satisfacer las necesidades de este grupo de personas, cumpliendo con las distintas normativas tanto de construcción como de ergonomía existente. La selección y posterior diseño del elevador hidráulico se convierte en la solución puntual a la necesidad de los pacientes con parálisis cerebral. Motivados por resolver esta necesidad, el presente trabajo recoge los distintos requerimientos de los usuarios de la fundación, y en combinación con criterios técnicos, se procede a plantear un diseño que se adapte y cumpla con las exigencias de transporte, seguridad y ergonomía planteadas. Para el desarrollo del diseño y comprobación de los parámetros de diseño y solicitaciones mecánicas, se emplean métodos digitales CAD y de simulación de componentes mecánicos basados en análisis de elementos finitos (FEA) que permitieron establecer un dimensionamiento adecuado a las necesidades de la Fundación San Juan De Jerusalén. En conclusión, este proyecto establece el diseño siguiendo todos los estándares de ingeniería de detalle, dimensionamiento y criterios constructivos que cumplen con las normativas vigentes, bajo los códigos y normativas técnicas, nacionales e internacionales, vigentes para precautelar la seguridad de los pacientes y mejorar su estilo de vida con una alternativa accesible para la Fundación.

PRESENTACIÓN

El presente trabajo está orientado a plantear un diseño que logre satisfacer las necesidades de movilización de los pacientes dentro de la fundación San Juan De Jerusalén.

El capítulo 1 establece la situación actual de la Fundación, así como la introducción, problemática y justificación del levantamiento del proyecto. Además, se describen los tipos de elevadores que existen en la actualidad.

El capítulo 2 tiene por objeto la selección del mecanismo más adecuado para el elevador a ser diseñado para la Fundación San Juan De Jerusalén. Este proceso de selección es realizado mediante el método de criterios ponderados con base en los requerimientos del cliente y los criterios técnicos relacionados a los mismos, como resultado de este proceso se establecen las especificaciones técnicas siguiendo el método de la Casa De La Calidad.

El Capítulo 3 describe el diseño conceptual, dimensionamiento y simulación de los componentes mecánicos del elevador con criterios basados en las normativas (NTE INEN 2 299, 2001) para la accesibilidad de las personas con discapacidad y movilidad reducida al medio físico ascensores, (UNE EN 81-2, 2001) para elevadores hidráulicos, entre otras, que tiene compatibilidad de criterios con la normativa ecuatoriana.

El Capítulo 4 presenta los costos de fabricación del elevador siguiendo una metodología de costos directos e indirectos de fabricación, estableciéndose el precio del elevador.

El Capítulo 5 resalta las conclusiones y recomendaciones del proyecto con base a los distintos criterios analizados en los capítulos anteriores. Además, se establecen lineamientos para pruebas y mantenimiento del elevador de acuerdo a lo indicado en las normativas y códigos vigentes.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1 GENERALIDADES

1.1.1 FUNDACIÓN SAN JUAN DE JERUSALÉN.

La Fundación San Juan de Jerusalén es un centro de Educación Motriz ubicado en la Ciudad de Quito, dentro del Distrito Metropolitano. La institución brinda atención especializada y personalizada a pacientes de hasta 14 años de edad que padecen de parálisis cerebral sin deficiencia cognitiva, lleva 24 años atendiendo niños en áreas de integración e inclusión escolar.

La parálisis cerebral es una condición de trastornos en el desarrollo del movimiento causados por un daño en el cerebro cuando se encuentra en su etapa de crecimiento. Puede incluir daños en el sistema sensorial y cognitivo de los infantes. Por lo general, este síndrome se debe a varios factores prenatales, perinatales e incluso, postnatales. Así, la fundación San Juan de Jerusalén cuenta con un equipo multidisciplinario de pediatras, neurólogos y terapeutas que se encuentran en capacidad y condiciones de atender a pacientes infantes diagnosticados dentro de alguno de los tipos y grados de afección del sistema motor del cuerpo por parálisis cerebral.

1.1.1.1 Clasificación de la parálisis cerebral.

1.1.1.1.1 Parálisis cerebral espástica.

El trastorno por parálisis cerebral espástica es el síndrome más común y frecuentemente diagnosticado, puede incluir mal formaciones cerebrales, afección en extremidades inferiores (diplejía) y en extremidades superiores (hemiplejia).

1.1.1.1.2 Parálisis cerebral discinética.

Esta condición se relaciona con movimientos involuntarios. Pacientes con este tipo de parálisis cerebral muestran cambios bruscos en la forma de sus músculos.

1.1.1.1.3 Parálisis cerebral atáxica.

Pacientes diagnosticados con parálisis cerebral atáxica presentan desarrollo incompleto de la masa encefálica y cerebelo, lo que ocasiona descoordinación en el movimiento de las partes del cuerpo.

1.1.1.1.4 Parálisis cerebral hipotónica.

Condición que muestra una severa disminución del tono muscular. La parálisis cerebral hipotónica genera contracción de los músculos del cuerpo que refleja posturas anormales en los pacientes que la padecen.

1.1.1.1.5 Parálisis cerebral mixta.

Por lo general, las afecciones por parálisis cerebral están asociadas a las condiciones anteriormente mencionadas. Es decir, es poco común diagnosticar algún tipo de parálisis cerebral puro. Los pacientes reflejan una combinación de parálisis cerebral espástica, discinética, atáxica e hipotónica. (Sociedad Española de Neurología Pediátrica, 2008).

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La fundación San Juan de Jerusalén es una institución que atiende a niños con parálisis cerebral que asisten a procesos de rehabilitación y terapias. Una de las situaciones que deben afrontar los terapeutas es la movilización de los pacientes desde la planta baja hasta el primer piso para continuar con su tratamiento o para asistir a las zonas de descanso; para lo cual, utilizan sillas de ruedas en los casos que lo permiten, llevándolos en brazos cuando la condición del paciente dificulta el uso de sillas de ruedas o teniendo que cargarlo entre varias personas junto con su silla de ruedas o camilla, ocasionando a los médicos y terapeutas posibles problemas ergonómicos. Mientras que para los pacientes infantes resulta ser una forma peligrosa de movilizarse debido a la dificultad de movilización ante posibles caídas.

Según el Manual ADAAG, (American with Disabilities Act Accessibility Guidelines), que contiene las consideraciones básicas de accesibilidad y movilidad en edificios y facilidades, los elevadores no deben ser usados en edificios que de menos de tres pisos de altura y en aquellos cuya área superficial es igual o menor a 280 m^2 por piso, salvo las instalaciones que presentan los siguientes servicios:

- Centros comerciales.
- Instalaciones de atención medica profesional.
- Estación de transito público o terminales aéreas de pasajeros.
- Instalaciones del gobierno.

Dado que la Fundación San Juan de Jerusalén, se encuentra catalogada como una instalación de atención médica profesional, es propicia para la instalación de un elevador para uso de los pacientes considerando que la movilización de los infantes en tratamiento es un factor fundamental para el traslado entre las áreas de terapia, descanso y relajación.

Los pacientes con parálisis cerebral enfrentan las siguientes situaciones objeto del presente proyecto:

Las áreas del primer y segundo piso se encuentran separadas por una altura de 2750 mm, considerando el espacio de loza, distancia que supone un obstáculo para la movilización tanto para pacientes como para el equipo de atención que deben trasladar a los pacientes que no son capaces de hacerlo por su cuenta.

Situación Inicial:

El paciente se encuentra en la planta baja donde puede acceder a las áreas de:

- Terapia ocupacional
- Terapia de lenguaje
- Terapia física
- Áreas recreacionales
- Patio

Las áreas mencionadas anteriormente suponen el tratamiento de los pacientes. Además, la planta baja cuenta con espacios dispuestos para la recreación de los infantes.

Situación final:

El paciente ha sido trasladado a las instalaciones del nivel superior bajo la supervisión de un terapeuta. La planta superior cuenta con las siguientes áreas:

- Psicología
- Terapia física
- Consultorios
- Biblioteca

Frente a ambas situaciones, se propone diseñar un elevador que brinde una alternativa para solucionar este inconveniente. El elevador será diseñado de

acuerdo a las condiciones de espacio e infraestructura, las normas técnicas de Accesibilidad de las Personas con Discapacidad y Movilidad Reducida al medio Físico. Ascensores., NTE INEN 2 299, y siguiendo todos los requerimientos para la seguridad de los usuarios especificados en la normativa. Además, los componentes críticos del diseño serán simulados en función de las características de instalación que presenta la Fundación San Juan de Jerusalén, solicitaciones mecánicas de la estructura y todos los parámetros suministrados para no causar perturbaciones en zonas cercanas a la ubicación del elevador y mantener un ambiente tranquilo para la recuperación y los tratamientos de rehabilitación.

1.3 ELEVADORES

La necesidad de un transporte vertical ha estado presente en todas las etapas de la humanidad. Fue esta carencia que condujo a Louis XV, en Francia, a desarrollar el primer elevador de contrapeso para uso personal. Posteriormente, se desarrolló el primer elevador conducido por poleas, en una fábrica Inglés, en 1835. Se registran datos de que a principios de siglo XIX, los ascensores de pistón ya se utilizaban en fábricas europeas. El logro más reconocido en elevadores, lo consiguió Otis al considerar la seguridad en los elevadores, en caso de que el cable de izaje principal falle, situación que se convertiría en el punto crítico al momento de diseñar y en el desarrollo y construcción de estas máquinas. Para marzo 23, de 1857, el primer elevador seguro de pasajeros comenzó su servicio en un centro comercial de Broadway en new York. El elevador era accionado por varios ejes y cilindros con una fuerza motriz accionada mediante vapor. A partir de ese momento, los edificios con varios pisos de altura comenzaron a ser requeridos debido al desarrollo de elevadores con sistemas de seguridad adecuados para personas.

Los elevadores son dispositivos utilizados para transportar carga o personas mediante un desplazamiento vertical ascendente o descendente para alcanzar diferentes alturas. Los componentes principales de los elevadores son:

- Una o varias cabinas
- Sistema de contrapesos
- Guías de desplazamiento

- Motor eléctrico que desplaza la cabina verticalmente, incluyendo un sistema de frenos.
- Un sistema de cables y poleas que se desplazan entre la cabina y el motor.
- Varios sistemas de seguridad para mantener la integridad de la carga o de los pasajeros, en caso de que los cables de izaje fallen, y
- Un sistema de control para dirigir el elevador a las diferentes estaciones de servicio.

Un punto crítico en los elevadores es el consumo de energía. Para llevar la cabina hasta una estación elevada, el motor requiere movilizar todo el peso de la carga, incluidos pasajeros y elementos mecánicos, contra la fuerza de la gravedad. En consecuencia, la energía consumida en el proceso se convierte en energía potencial. Es decir, un elevador es un dispositivo que incrementa o disminuye la energía potencial del objeto que moviliza sin la posibilidad de almacenar dicha energía debido a fricción entre los elementos mecánicos, los cables y los sistemas de frenos.

La energía utilizada en un elevador depende directamente del peso del conjunto, de la carga que se movilice y la velocidad de desplazamiento, dicho de otra manera, del tiempo empleado para desplazar dicha carga. Entre menor es el tiempo, mayor será la velocidad de desplazamiento e incrementará la energía consumida. Considerando que un elevador opera las 24 horas del día, los 365 días del año, es importante disminuir el consumo de estas máquinas y convertirlas en mecanismos eficientes, para lograr este propósito, los elevadores cuentan con un sistema de contrapesos que disminuye confiablemente el consumo de energía.

1.3.1 LA CABINA DEL ELEVADOR.

La cabina es un espacio confinado o plataforma sobre la cual viaja la carga o pasajeros. Por tanto, debe asegurar la integridad del objeto que transporta. En el caso de pasajeros, la cabina debe tener las dimensiones necesarias para que la movilización de los usuarios no se vea restringida. Además, su estructura debe ser segura de tal manera que garantice la integridad de los pasajeros. La cabina del elevador contiene también el sistema de control del mecanismo.

La cabina de un elevador está conformado principalmente por dos partes fundamentales para su correcto funcionamiento y para asegurar la integridad de carga o personas: el bastidor y la cabina.

El bastidor, o chasis de la cabina, es una estructura rígida y robusta que soporta las cargas normales y aquellas cargas que puedan producirse y esfuerzos a los que está sometido el elevador cuando se encuentre en funcionamiento. Un diseño adecuado del bastidor resalta su importancia para evitar ruidos en el desplazamiento de la cabina y un adecuado desempeño del elevador. El tipo de chasis utilizado depende de la clase de elevador que se requiera. Un elevador hidráulico puede utilizar bastidores de tipo pórtico o de tipo mochila, como se indica en la siguiente figura.

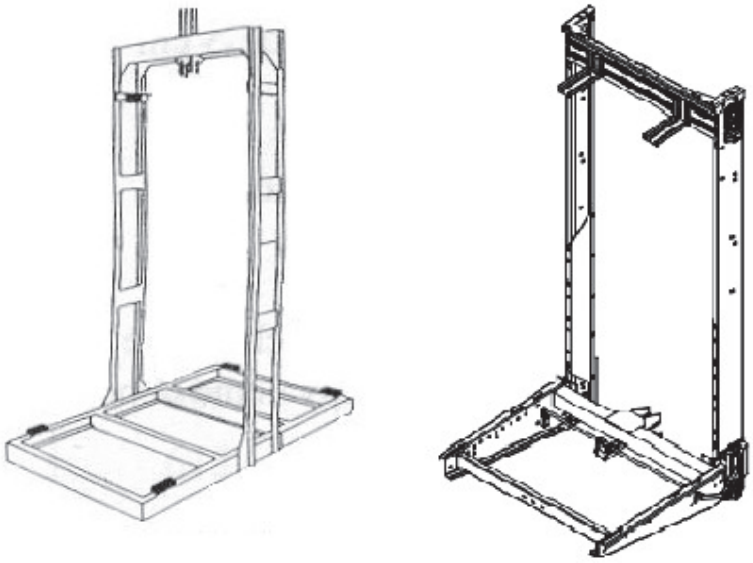


Figura 1. 1. Estructura de un bastidor de elevador. Tipo pórtico (izquierda) y tipo mochila (derecha) (CIP, 2015)

1.3.2 GUÍAS DE DESPLAZAMIENTO.

Las guías de desplazamiento permiten que la cabina y el bastidor se desplacen en la trayectoria establecida para dicho fin. Otra función importante de las guías de desplazamiento es soportar las cargas laterales generadas en caso de rotura de los cables de izaje. El contrapeso también requiere de guías, que al igual que las guías del bastidor, deben estar alineadas para un adecuado desempeño del conjunto mecánico.

1.3.3 EL CONTRAPESO.

El elevador es balanceado mediante un contrapeso comparable al peso de la cabina del elevador y de entre el 40 y 50 % de la carga para la cual la máquina ha sido o será diseñada. Entonces, cuando la cabina suba, el contrapeso descenderá la misma distancia que la cabina se ha desplazado, y viceversa. Tan importante es el contrapeso que colabora en los siguientes aspectos:

- Facilita el trabajo del motor. Al pesar la mitad de la carga, el motor debe aplicar la fuerza necesaria para levantar la diferencia de peso que contiene la cabina. Por tanto, la fuerza empleada por el motor es menor.
- Debido a que la fuerza empleada es menor, los cables son sometidos a esfuerzos de tensión menores a un elevador comparable sin contrapeso.
- El contrapeso reduce significativamente la cantidad de energía consumida. En adición al primer punto, si el elevador utiliza menos fuerza, entonces hará menor trabajo en contra de la fuerza de la gravedad.
- El consumo de energía en los sistemas de frenos es reducido comparablemente si se cuenta con un contrapeso. Sin un sistema de contrapesos, una carga pesada sería dificultosa de levantar. Al descender, la carga se acelerará debido a su propio peso lo cual someterá los frenos a un gran trabajo.

En diseños diferentes, se prescinde del contrapeso al utilizar elevadores de múltiples cabinas, dispuestas en pares, conectadas mediante el mismo sistema de cables y poleas. Esta situación genera un balance efectivo entre cada una de las cabinas sustituyendo el contrapeso.

1.3.4 SISTEMAS DE SEGURIDAD.

Los sistemas de seguridad son mecanismos que previenen la caída del elevador ante una posible falla del cable de izaje. Entre los dispositivos de seguridad, se tienen los siguientes.

1.3.4.1 Sistema de trinquete.

Los sistemas de trinquete están conformados por dientes de engranes cuya evolvente se encuentra dispuesta hacia arriba. Al fallar el cable de izaje, los dientes mencionados prestos en guías laterales a la cabina harán el efecto de trinquete y detendrán la cabina.

La Figura 1.2 muestra un sistema de trinquete básico donde el elemento a es el trinquete que impide el movimiento en un sentido del engrane b.

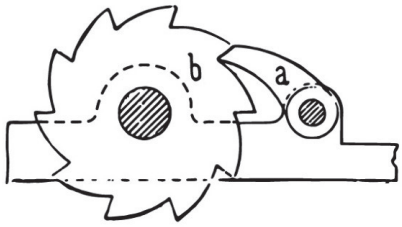


Figura 1. 2. Esquema de un trinquete básico (Bejerano, 2015)

1.3.4.2 Reguladores de velocidad.

Los elevadores actuales contienen volantes de inercia que regulan la velocidad de desplazamiento de la cabina mediante un cable adicional conectado a la cabina y a un volante de inercia. Estos volantes contienen un sistema de resortes anexados a brazos mecánicos. Cuando la cabina del elevador se desplaza rápidamente ocasiona que el volante de inercia gire y los brazos mecánicos tiendan a moverse hacia afuera del centro del volante en dirección radial debido a la fuerza centrífuga generada. Esta situación activa un sistema de frenos adicional sobre el cable adicional y posteriormente sobre el cable principal de izaje. Los componentes de este sistema, se detallan a continuación:

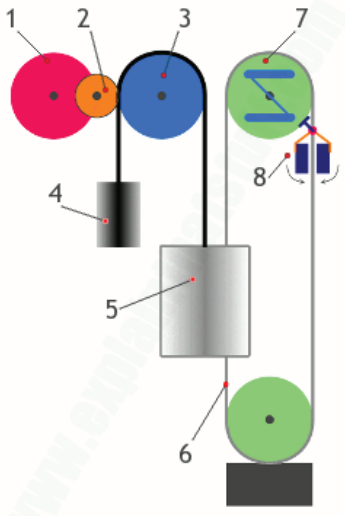


Figura 1. 3. Sistema de seguridad con volante de inercia (Woodford, 2016)

Como se muestra en la Figura 1.3, el motor eléctrico (1) conduce un sistema de engranes (2) que, a su vez, mueve la polea conductora (3). Un sistema balanceado de contrapesos (4) se encuentra unido a la cabina (5) mediante uno o varios cables de izaje. Un cable adicional está conectado a la cabina y al sistema regulador conformado por el volante de inercia con brazos mecánicos (7), accionados por el movimiento centrifugo del volante, y una o varias poleas suplementarias.

1.3.4.3 Múltiples cables de izaje.

Una alternativa para evitar la falla de los cables de izaje es considerar en el diseño varios cables para distribuir los esfuerzos de mejor manera. Al fallar uno de los cables, la cabina del elevador se mantendrá soportada por los cables de izaje restantes. Incluso si todos los cables fallan, ciertos tipos de elevadores tienen un cable adicional que pude sostener la cabina y evitar su caída.

1.3.4.4 Sistema de amortiguadores.

Los amortiguadores son el último sistema de seguridad de los elevadores en caso de que los sistemas anteriormente mencionados fallen. Grandes amortiguadores de gas, hidráulicos o deformables se encuentran ubicados en la parte inferior del elevador, ya sea en la cabina o en la base de la instalación. Estos amortiguadores detendrán la caída de la cabina cuando los cables de izaje y sistemas de seguridad alternativos fallen. La siguiente figura muestra un amortiguador hidráulico con brida para sujeción al pozo del elevador.

Figura 1. 4. Amortiguador hidráulico (Globalsources, 2016).

En el caso de los elevadores hidráulicos, el mismo mecanismo de accionamiento es utilizado como amortiguador al liberar el fluido de trabajo hacia el tanque de almacenamiento.

1.3.5 TIPOS DE ELEVADORES.

Los sistemas utilizados para movimiento vertical, ya sea de personas como de cargas, presentan mecanismos de seguridad especiales en caso de que los módulos de accionamiento del sistema fallen, ya sean estos mecánicos o hidráulicos, los módulos de seguridad como el cable de emergencia o los amortiguadores situados en la base del elevador ayudan a la seguridad y proporcionan un empuje adicional al momento de levantar nuevamente la cabina del elevador.

Los elevadores se clasifican de acuerdo a los siguientes parámetros:

a. Según el tipo de servicio:
    i. Elevadores para transporte de carga
    ii. Elevadores para transporte de personas

Los elevadores de carga poseen mecanismos de alto consumo de energía y son, por lo general, robustos. Se caracterizan por presentar un cuarto de máquinas de grandes dimensiones con un área circundante demasiado ruidosa. Estos elevadores, al igual que las plataformas de levantamiento, presentan varios mecanismos de seguridad para su funcionamiento, como un cable de seguridad adicional que limita o controla la velocidad de desplazamiento del elevador durante el servicio.

Al requerir grandes espacios para sus instalaciones, los cuartos de máquinas son ubicados en la parte superior de la estructura del edificio, en un espacio confinado para evitar el exceso de ruido debido al funcionamiento de los motores y equipos.

Los elevadores residenciales presentan un bajo consumo y un traslado vertical suave y poco ruidoso, suelen ser utilizados en clínicas, edificios de oficinas del gobierno, entre otros. Aprovechan la tecnología de los sistemas hidráulicos que permiten un suave y silencioso desplazamiento vertical. Al no requerir grandes motores para su funcionamiento, su consumo de energía es menor comparado con los elevadores de carga.

b. Según el mecanismo de elevación:
    i. Sistema hidráulico
    ii. Sistema de tracción

1.3.5.1 Elevadores de sistema hidráulico.

Los elevadores hidráulicos son utilizados en edificios con hasta 5 o 6 pisos, accionados por un sistema hidráulico que contienen un circuito hidráulico cuyos componentes principalmente son:

1.3.5.1.1 Cilindro hidráulico.

Un cilindro hidráulico consiste en dos elementos mecánicos, el cilindro y émbolo móvil acoplado a un vástago, montados en ajuste preciso de tal manera que impida fugas del aceite pero que permita movimiento relativo de traslación entre ambas piezas. Así, la principal función del cilindro es contener el fluido de trabajo y la función del émbolo móvil y vástago será la de transmitir la presión sobre el área de trabajo.

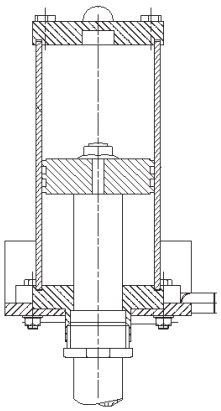


Figura 1. 5. Cilindro hidráulico

En el caso de los cilindros hidráulicos, se pueden considerar dos tipos: de simple y de doble efecto. Para los elevadores hidráulicos, se utilizan con mayor frecuencia los de simple efecto para levantar la cabina de servicio y se libera la presión para hacer que la cabina descienda suavemente.

1.3.5.1.2 Bomba hidráulica.

Una bomba hidráulica es un dispositivo, accionado mediante un motor, que transforma energía mecánica en energía para un fluido incompresible.

1.3.5.1.3 Tanque de almacenamiento.

El tanque de almacenamiento mantiene un reservorio de fluido de trabajo para cuando se requiera. Está constituido por un espacio confinado y varios filtros a la entrada y salida del fluido incompresible para evitar el daño de las superficies del cilindro hidráulico y el mecanismo de la bomba hidráulica.

1.3.5.1.4 Válvulas de control.

Las válvulas de control procuran el suministro de fluido incompresible hacia las diferentes zonas del circuito hidráulico. Por lo general, se instala una válvula de control de paso de varias vías, el número de vías depende del tipo de cilindro hidráulico, es decir, de simple o doble acción.

1.3.5.1.5 Ductos o Mangueras hidráulicas.

Las mangueras hidráulicas son ductos flexibles que permiten el paso del fluido de trabajo desde un elemento a otro y tienen la capacidad de resistir las presiones de trabajo.

Los elementos antes mencionados constituyen los principales componentes de un circuito hidráulico, se pueden incluir los elementos de control de presión como manómetros y válvulas de alivio, que juntos contribuyen al funcionamiento del elevador hidráulico. Este tipo de máquinas pueden alcanzar velocidades de 46 metros por minuto. Actualmente, los avances en los sistemas hidráulicos los convierten en sistemas eficientes y poco ruidosos, característica ventajosa para instalaciones de oficina.

Como característica principal, un motor eléctrico acciona la bomba hidráulica que a su vez bombea el fluido de trabajo, generalmente aceite, hacia un cilindro para mover el pistón que suavemente levanta la cabina del elevador. Para descender, al accionar las válvulas de control se libera la presión del cilindro hidráulico y la cabina desciende ligeramente. Dentro de los sistemas hidráulicos, se puede diferenciar los siguientes mecanismos:

a) Elevadores con cilindro hidráulico bajo tierra

La cabina de pasajeros es movilizada mediante un pistón montado sobre un cilindro hidráulico que se encuentra enterrado a una profundidad igual a la altura que viaja el elevador como se aprecia en la Figura 1.6 (a).

b) Elevadores con cilindro hidráulico sobre el piso

La Figura 1.6 (b) muestra un elevador con cilindro hidráulico sobre el piso, la cabina se encuentra montada sobre cilindros hidráulicos laterales a la misma. El peso de la cabina es distribuido por un sistema de soporte con una viga, como elemento principal.

c) Elevadores con poleas accionados mediante un sistema hidráulico

Estos elevadores, Figura 1.6 (c), cuentan con un sistema de poleas y cables de izaje accionados mediante un pistón y cilindro hidráulico. El funcionamiento de los cables de izaje será explicado más adelante en el apartado de elevadores a tracción.

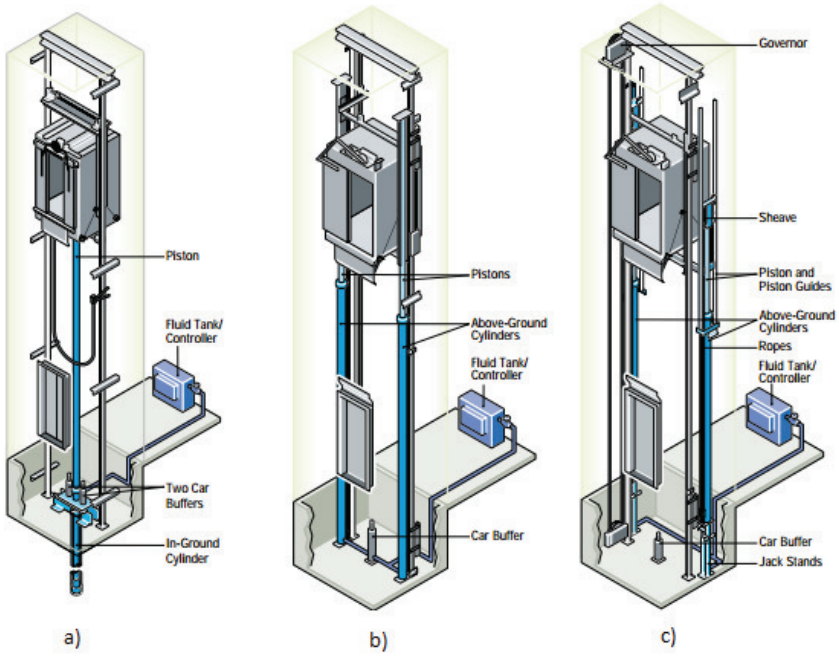


Figura 1. 6. Tipos de elevadores hidráulicos: a. Elevadores con cilindro hidráulico bajo el suelo, b. Elevadores con cilindro hidráulico sobre el piso, c.Elevadores con poleas accionados mediante un sistema hidráulico (About elevators, 2016)

La ventaja de este tipo de mecanismo combinado, entre un sistema hidráulico y un sistema a tracción, es que puede alcanzar alturas de 18 metros sin necesidad de un cilindro hidráulico bajo la cabina del elevador. Además, con los nuevos sistemas

hidráulicos son poco ruidosos y presentan un rendimiento adecuado para su aplicación en edificios residenciales.

1.3.5.2 Elevadores de tracción.

Los elevadores de tracción son accionados por un motor eléctrico conectado a un elemento denominado tractor. Este elemento aprovecha esfuerzos de tracción sobre un elemento flexible para accionar el mecanismo. Utiliza un sistema de contrapesos para elevar la cabina del elevador de tal manera que el consumo de potencia requerida para mover el elevador disminuye notablemente al compararla con otro tipo de mecanismos.

Los elevadores de tracción presentan un sistema de poleas que mantienen el elemento flexible en un estado de tensión adecuado mediante una pre-carga que se logra con un sistema de contrapesos, asegurando el funcionamiento adecuado del cable o cadena y la optimización de la potencia consumida por el mecanismo.

Una característica importante de esta clase de elevadores es la polea con ranuras. Este elemento tiene tales dimensiones, entre 0.6 a 1.2 m de diámetro, que requiere de un motor con suficiente potencia para generar el movimiento rotacional de este elemento mecánico a velocidades de entre 50 a 200 rpm (revoluciones por minuto).

Los elevadores de tracción son clasificados de la siguiente manera:

- Elevadores con reductor de engranes
- Elevadores sin reductor de engranes

1.3.5.2.1 Elevador de tracción sin reductor de velocidad.

El elevador de tracción sin reductor de velocidad es el modelo introducido por OTIS, en el año 1903. Se ha convertido en el diseño estándar en la mayoría de aplicaciones en edificios. Este tipo de elevadores puede ser empleado para edificios de cualquier altura y opera a velocidades superiores que los elevadores de vapor. Alcanzan velocidades de desplazamiento sobre los 500 pies por minuto.

El diseño de estos elevadores es tan apropiado para varias aplicaciones que sólo los sistemas de control son reemplazados por sistemas electrónicos de la actualidad, sin cambiarse el mecanismo a menos que se trate de una actividad de mantenimiento.

El elevador de tracción sin reductor de velocidad de engranes utiliza entre cuatro a ocho cables de tracción, conocidos como cables de izaje. Estos cables se encuentran conectados a la cabina del elevador y envuelven la polea conductora a través de ranuras especiales. El otro extremo de los cables se encuentra anexados al contrapeso. El contrapeso se encuentra en rieles de guía que se desplazan verticalmente a medida que la cabina necesita moverse. El peso de la cabina y el contrapeso presionan los cables contra las ranuras de la polea, fenómeno que asegura la tracción y la fricción necesaria cuando la polea rota. Para reducir la carga sobre el motor, el contrapeso se calcula mediante el emparejamiento del peso de la cabina y la mitad del peso de carga o de los pasajeros. Entonces, a medida que la cabina asciende, el contrapeso desciende. Este efecto reduce el consumo de energía del motor dado que solamente una mitad del peso de la carga o pasajeros será levantada por el motor cada vez que este funcione.

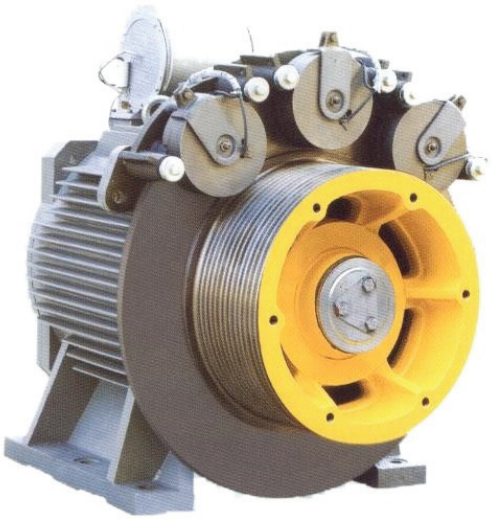


Figura 1. 7. Mecanismo sin reductor de engranes (Fujielevator, 2016)

1.3.5.2.2 Elevador de tracción con reductor de velocidad.

Los elevadores accionados por medio de máquinas con reductor de velocidad mantienen la misma estructura que los anteriores elevadores, con la excepción de que incluyen una unidad de reducción conducida por un motor eléctrico. Este reductor provoca el giro de la polea principal y por consiguiente, el desplazamiento de la cabina.

La ventaja de utilizar un reductor de velocidad es el efecto “multiplicador” de fuerza que se produce en el engranaje. Al inducir el movimiento de un engrane mediante un menor se puede generar un aumento significativo en la velocidad y fuerza, dependiendo de la configuración de los engranes. La eficiencia de la transmisión de fuerza será función del tipo de engranes que el mecanismo utilice. En consecuencia, para una transmisión estable y continua se recomienda los engranajes helicoidales cuyas líneas de contacto permiten un mejor acople entre engranes. La Figura 1.8 muestra un reductor de engranaje helicoidal típico conectado a un motor eléctrico.

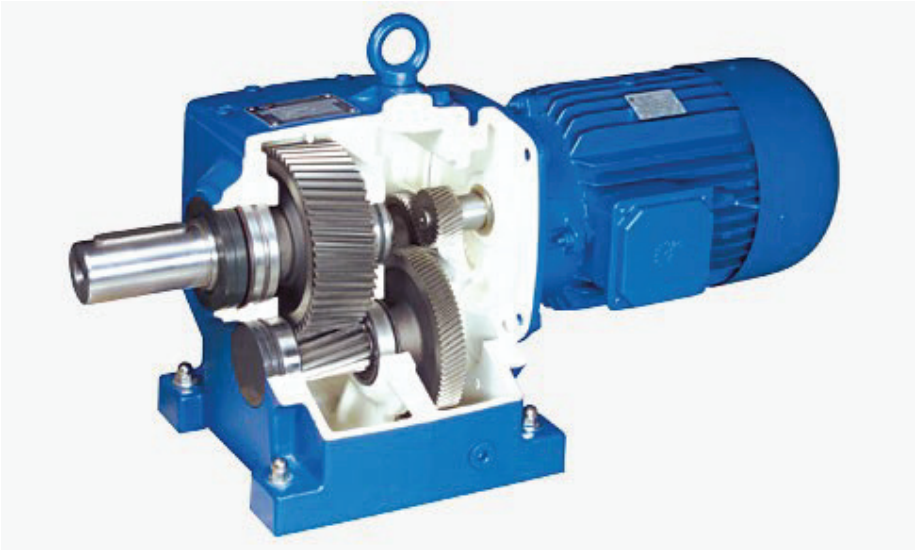


Figura 1. 8. Reductor de velocidad típico (Nord, 2016)

Una consideración importante de este tipo de elevadores se presenta en la velocidad de levantamiento o conducción de la cabina, la velocidad de desplazamiento vertical es menor si se la comparada con una unidad sin reductor de velocidad. Al ser la velocidad menor, el elevador con reductor de velocidad requiere de un motor de menor potencia, situación que lo hace ventajoso frente a otros mecanismos.

Estos elevadores operan a velocidades típicas de entre 38 a 152 metros por minuto y pueden levantar cargas de hasta 13.6 toneladas métricas (30000 lb). Un sistema de frenos controlado por electricidad detiene el elevador. Dicha unidad se encuentra instalada entre el motor y el reductor de velocidad. La Figura 1.8 muestra un motor

con reductor de velocidad y las dimensiones típicas para una unidad de levantamiento de 7500 kg, con un peso aproximado de 860 kg.

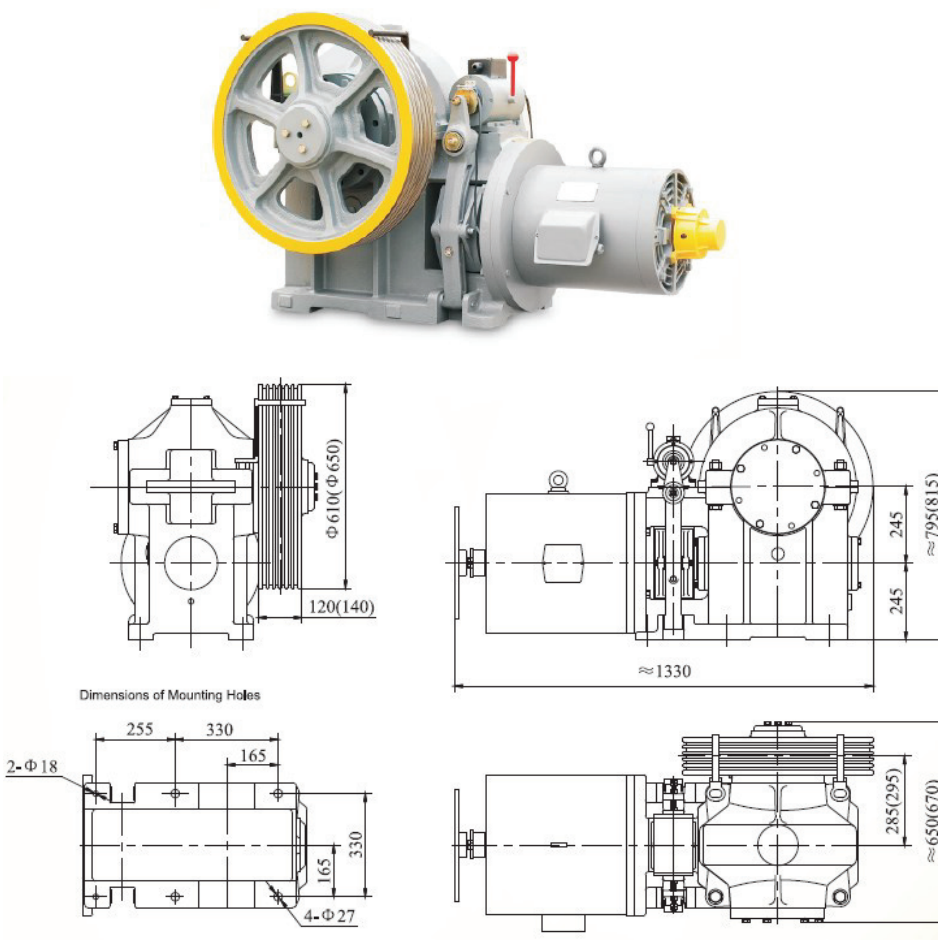


Figura 1. 9. Máquina con reductor de velocidad IGD 30 (Torindriveintl, 2016)

CAPÍTULO II

2. ESPECIFICACIÓNES TÉCNICAS

2.1 CRITERIOS DE EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

En el presente capítulo se proporcionan y analizan posibles soluciones a la problemática planteada, considerando varios de los aspectos que influyen en el diseño, además a partir de estas soluciones se realizará un proceso de selección de alternativas, esta selección se hace en base a los parámetros que se plantea por especificaciones, requerimientos y/o deseos del cliente o usuario, siempre tomando en cuenta la factibilidad de los mismos, disponibilidad de materiales, costo total del proyecto, etc.

Para determinar las especificaciones técnicas del elevador se utilizará el método de “La casa de la calidad” posteriormente se plantearán soluciones acorde a las especificaciones técnicas determinadas y que puedan satisfacer la problemática enumerando sus ventajas y desventajas. Para escoger la solución más óptima se utilizará la herramienta de selección conocida como “El método ordinal corregido de criterios ponderados”.

2.1.1 ESPECIFICACIONES Y REQUERIMIENTOS DE DISEÑO

Como se mencionó anteriormente el Centro de educación motriz San Juan De Jerusalén recibe y atiende a varios niños que debido a casos de parálisis cerebral no han desarrollado la habilidad motriz por lo que deben ser transportados por las personas tratantes a las distintas áreas de actividades que comprende el centro, el problema radica en que algunas de las actividades de rehabilitación de la fundación son llevadas a cabo en la segunda planta del edificio. Hasta el momento el transporte de los pacientes se realiza de forma muy poco conveniente y en cierto grado riesgosa tanto para los pacientes como para las personas que se encargan de los tratamientos, debido que para llevar a cabo algunas de las actividades se debe movilizar a los niños hacia la segunda planta cargándolos en brazos y subiendo por las escalinatas.

Figura 2. 1. Escalinatas del lugar

Debido a esta situación es que la construcción de un ascensor es de gran importancia para la fundación con la finalidad de ofrecer un mejor servicio a los pacientes así como también para optimizar las condiciones de trabajo de los tratantes y reducir los riesgos de trasporte entre las distintas áreas que comprenden el centro de educación motriz.

Para el diseño del elevador y posterior buen desempeño del mismo se deben tener en cuenta criterios básicos propuestos por el usuario, además debido al hecho de que el ascensor será construido para la movilización de personas con capacidades especiales debe estar de acuerdo a la normativa competente de construcción, sea esta la norma ecuatoriana NTE INEN 2 299 “Accesibilidad de las personas con discapacidad y movilidad reducida al medio físico ascensores”.

Los criterios que se deben analizar y tomar en cuenta son los que se tratarán a continuación.

2.1.1.1 Carga nominal que deberá transportar el elevador.

Por carga se deberá entender que el concepto es aplicado para las personas que utilicen el ascensor de manera simultánea, siendo estas cuatro personas más el peso promedio de una silla de ruedas, se debe tener en cuenta que el elevador deberá subir y bajar transportando esta carga, se toma en consideración para el

diseño que ninguna de las personas llevará carga extra y en caso de ser necesario esta carga adicional deberá ser menor al peso promedio de una persona adulta, estos pesos se definen a continuación en la Tabla 2.1.

Tabla 2. 1. *Carga que deberá transportar el elevador*

Item	Concepto	Cantidad	Peso unitario	Peso total
		[unidades]	[kgf]	[kgf]
1	**Persona adulta**	3	80	240
2	**Paciente**	1	80	80
3	**Silla de ruedas**	1	22	22
4	**Carga adicional**	1	80	80
			Carga total	422

Cabe recalcar que hasta aquí solo se está tomando en cuenta la carga que transporta el elevador sin tomar en cuenta el peso de la estructura del mismo.

2.1.1.2 Altura de alcance del elevador

De acuerdo a las necesidades de la institución se debe construir el elevador para trasportar a los pacientes hasta la segunda planta en la Figura 2.3 se muestra un esquema del recorrido que debe cumplir el elevador desde el nivel de la planta baja hasta el nivel del segundo piso.

Figura 2. 2. Recorrido del elevador

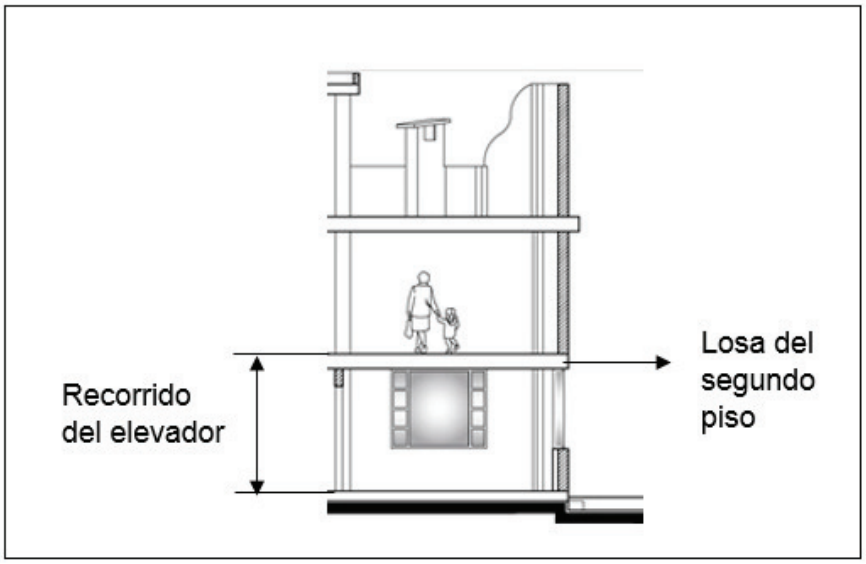


Figura 2. 3. Esquema del recorrido del elevador

En base a la Figura 2.3 se resume el alcance del elevador, según los planos estructurales de la Fundación, en la Tabla 2.2 que se muestra a continuación.

Tabla 2. 2. *Alcance del elevador*

Item	Concepto	Dimensión
		[m]
1	**Distancia entre plantas 1 y 2**	2.45
2	**Espesor de losa (segundo piso)**	0.30
3	**Altura total de alcance del elevador**	2.75

2.1.1.3 Área designada para la ubicación del elevador

El edificio en el cual funciona el centro de educación motriz no fue construido con la finalidad de brindar los servicios que en la actualidad se ofrecen, debido a esta situación nunca se delimito o designo en el diseño estructural un área específica para la implementación de un elevador. Frente a esta realidad un tanto incomoda los directivos de la institución se vieron obligados a designar un área para ser ocupada para la construcción de un elevador que facilite el trasporte de los pacientes y disminuya los riegos de movilización.

El área designada por las autoridades del centro se encuentra dentro de una zona de terapia física. En la Figura 2.5 se muestra un esquema del área que puede ocupar el elevador.

Figura 2. 4. Área designada para el elevador

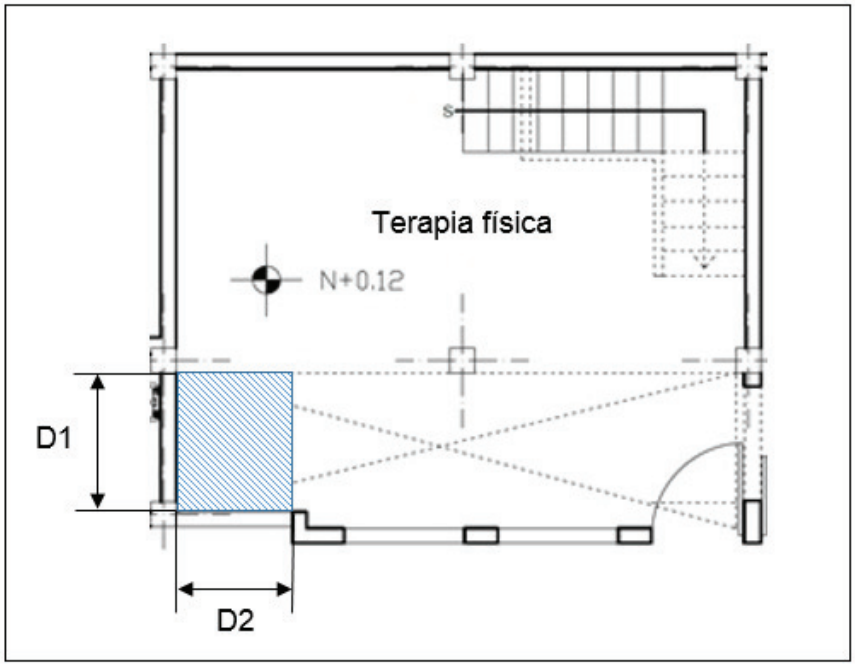


Figura 2. 5. Esquema del área designada para el elevador

En base a la Figura 2.5 se resume el área que puede ocupar el elevador en la Tabla 2.3 que se muestra a continuación.

Tabla 2. 3. *Área designada para el elevador*

Item	Concepto	Dimensión
		[m]
1	**Dimensión 1 (D1)**	1.70
2	**Dimensión 2 (D2)**	1.80
	Área total = 3.06 [m^2]	

2.1.1.4 Movilidad.

En cuanto a la movilidad del elevador, debido al uso que se le dará una vez construido, se limita a un movimiento ascendente o descendente es decir solo necesita de un grado de libertad para su correcto funcionamiento. Posteriormente se determinaran distintos parámetros como la velocidad de movimiento misma que se determinará y fijará en base a las condiciones de diseño junto con los mecanismos que se utilicen, puesto que la norma que regula la construcción del elevador no fija un parámetro de velocidad para el funcionamiento.

2.1.1.5 Voz del usuario.

En esta sección se hace referencia a los criterios que el usuario desea o necesita que cumpla el elevador para su correcto funcionamiento. Para extraer esta información de manera ordenada y concisa se elaboró una encuesta, misma que se encuentra anexada al presente documento. Como es de esperar, puesto que las personas que trabajan en el centro y que posteriormente emplearan el elevador de manera cotidiana, tienen una idealización del elevador con características que se encuentran en cierta forma sobredimensionadas e incluso en ciertos casos imposibles, esto es evidente puesto que poseen un conocimiento orientado a la parte médica y no tanto a la parte mecánica.

Tabla 2. 4*. Resultados de la encuesta al usuario*

Ítem	Criterio	Descripción	Calificación
1	Seguridad a los usuarios	Entiéndase como usuarios tanto a los pacientes como a los terapistas del centro. En lo referente a seguridades abarca tanto la fiabilidad del elevador así como también elementos de apoyo y sujeción, etc.	5
2	Estética	Referente tanto al aspecto interior como exterior del elevador.	5
3	Fácil Maniobrabilidad	Este criterio hace referencia a la facilidad de operar el elevador.	4
4	Ergonomía/ Comodidad	Referencia a la adaptación del elevador a los usuarios y la comodidad que esto les representa.	5
5	Facilidad de mantenimiento	Referente a la facilidad de realizar acciones de mantenimiento preventivo y/o correctivo al elevador para garantizar su correcto funcionamiento.	4
6	Ruido	Aquí se hace referencia a la importancia del control y regulación de los niveles de ruido que puede generar el elevador en su funcionamiento.	5
7	Capacidad de carga	Entiéndase como carga a las personas y/o objetos que transportara el elevador de manera simultánea. Este criterio hace referencia a la importancia que existe en que el elevador pueda funcionar adecuadamente bajo el nivel de carga que se ha previsto.	5
8	Control del costo de construcción	Criterio que como su nombre lo indica hace referencia al costo de la obra, este criterio se toma en cuenta puesto que la fundación debe ajustarse a un presupuesto.	5
Siendo considerado (1) como “Sin relevancia” y (5) como “Muy importante”			

En la encuesta realizada se seleccionaron los criterios principales que influyen directamente en el diseño y construcción del elevador, la persona encuestada podía

calificar cada uno de los criterios desde “sin relevancia” hasta “muy importante”. Para complementar esta información se recopiló de manera escrita criterios extras que no estuvieron incluidos en la encuesta pero que a decir de los usuarios debían ser tomadas en cuenta, en la Tabla 2.4 se presentan los resultados obtenidos de la encuesta aplicada.

Además se mencionaron ciertas características extras por parte del usuario que no fueron tomadas en cuenta para la encuesta y que se enlistan a continuación.

- La estructura total del elevador debe ser compacta debido al espacio físico destinado por la fundación.
- La estructura que soportará al ascensor debe ser estable.

2.1.1.6 Voz del ingeniero.

Una vez que se ha recopilado los criterios y/o deseos del usuario se procede a traducirlo a un lenguaje técnico de especificaciones o características. Además se incluyen criterios que son necesarios para el correcto funcionamiento del elevador y que el usuario no ha tomado en cuenta, en ciertos casos estos criterios son cualitativos pero muy necesarios para la idealización del producto final.

- Velocidad de movimiento.
- Funcionamiento con energía eléctrica, consumo de energía.
- Diseño ergonómico adecuado a los usuarios y sus necesidades.
- Fiabilidad.
- Seguridades adecuadas para los usuarios.
- Diseño en base a los criterios que se especifican en la norma ecuatoriana
- NTE INEN 2 299 “Accesibilidad de las personas con discapacidad y movilidad reducida al medio físico ascensores”.
- Mantener los niveles de ruido por debajo del límite establecido para actividades de carácter intelectual o de vigilancia establecido en el “Decreto ejecutivo 2393 reglamento de seguridad y salud de los trabajadores y mejoramiento del medio ambiente de trabajo”.

2.1.1.7 La casa de la calidad.

La casa de la calidad es una herramienta de tipo QFD, quality function deployment (Riba, 2002), utilizado con la finalidad de asegurar que en la concepción de un

producto se han tomado en consideración las necesidades y requerimientos del usuario que posteriormente se combinan con el criterio del ingeniero determinando de esta manera requerimientos técnicos de ingeniería que se usaran en cada una de las fases del diseño. Además ayuda a asegurar la calidad del producto, en este caso el elevador, durante todo su ciclo de vida.

2.1.1.8 Resultados obtenidos de la casa de la calidad.

Se debe tener en cuenta que el análisis de la casa de la calidad se ha realizado en base al criterio propuesto por Carles Riba en su publicación “Diseño concurrente” pero debido a la concepción de este análisis se debieron hacer ciertas adecuaciones para adaptar este criterio al presente proyecto y a la problemática que se plantea. De principio se parte colocando una calificación de “1” a la columna en la que se evalúa el actual cumplimiento propio del producto, esto debido a que no se cuenta con ningún producto que se haya elaborado previamente, en segundo lugar no se evalúa la competencia puesto que no existe para el presente proyecto, ya que es un problema propio de la fundación y el diseño debe realizarse únicamente para la misma por lo que no existen soluciones actuales en el mercado para la problemática específica.

Los resultados obtenidos de la casa de casa de la calidad se visualizan en el ANEXO 1.

2.1.1.9 Conclusiones obtenidas de la casa de la calidad.

La casa de la calidad arroja resultados importantes que se deben tomar en cuenta para satisfacer de mejor manera a las demandas de los clientes, se concluye que los requerimientos técnicos más importantes son los que se enlistan a continuación.

- Capacidad de carga. Siendo esta una de las especificaciones técnicas que más relevancia tendrá dentro del diseño siendo un valor estimado de 422 kg como mínimo para cumplir con la demanda del centro.
- Área de la cabina. El área útil de la cabina tiene gran incidencia debido a los factores sobre los que actúa siendo uno de estos la comodidad de los usuarios al transportarse además el valor de la misma no debe ser menor a 1.2 m^2 debido a la normativa que se utilizará.

- Peso del elevador (cabina). El peso del elevador debe ser controlado en gran medida y estar cerca de los 800 kg, ya que si el peso del mismo se eleva se necesita un sistema generador de movimiento de mayor potencia con lo cual los costos de construcción se elevarían.
- Potencia de elevación. Este es un parámetro de gran influencia ya que debe ser controlado por cuestiones de rendimiento, seguridad y costo final del proyecto, además de que influye directamente en la velocidad del elevador.
- Como se puede observar estos parámetros influyen directamente tanto en la comodidad como en el rendimiento y seguridades del elevador, algunos de estas especificaciones técnicas son aproximados y/o deseadas mientras que otras vienen reguladas por la norma NTE INEN 2 299.

De la casa de la calidad, además observando la sección de compromisos técnicos se evidencia que la mayoría de las especificaciones técnicas son independientes entre sí o que tienen poca influencia una con la otra a excepción de tres especificaciones que se encuentran influenciadas de manera fuerte siendo estas el peso del elevador (cabina), la capacidad de carga, la velocidad de movimiento y la potencia del sistema motriz.

2.1.1.10 Especificaciones técnicas.

En la Tabla 2.5 se muestran las especificaciones tecinas obtenidas como resultado del análisis QFD (casa de la calidad).

2.2SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

A continuación se presentan posibles soluciones a la problemática planteada con sus respectivas ventajas y desventajas además de una pequeña explicación del funcionamiento de cada una.

Las posibles soluciones que se manejan son:

- Elevadores con sistema hidráulico.
  - Con cilindro bajo tierra.
  - Con cilindro sobre el piso.
- Elevadores con sistema de tracción.
  - Sin reductor de velocidad.
  - Con reductor de velocidad.

Tabla 2. 5. *Especificaciones técnicas del elevador*

Empresa cliente: Centro de educación motriz San Juan De Jerusalén		**Fecha inicial:** 17/02/2016
Diseñadores: Ortiz Haro Luis Villacrés Castellanos Byron	**Producto:** Elevador	Ultima **Rev.:** 17/06/2016

Especificaciones			
Concepto	**Propone**	**R/D**	**Descripción**
Función	C	R	Transportar pacientes entre dos plantas del edificio.
Seguridad y ergonomía	D	R	Asegurar un espacio suficiente para la maniobrabilidad de las sillas de ruedas.
	D	R	Colocar elementos de seguridad al interior de la cabina para la movilidad de personas.
Movimientos	C + D	R	Movimiento vertical del elevador ascendente y descendente.
Dimensiones	C	R	Capacidad mínima de carga 422 [kg]
	D	R	Altura mínima al interior de la cabina según norma NTE INEN 2 299.
	D	R	Ancho de la cabina según norma NTE INEN 2 299.
	D	R	Largo de la cabina según norma NTE INEN 2 299.
Mantenimiento	C	D	Facilidad de mantenimiento
	C	D	Mantenimiento económico.
Velocidad	D	R	Velocidad de desplazamiento 0.6 [m/s].
Energía	D	D	Energía eléctrica.

Propone: M=Márquetin; C=Cliente; D=Diseño; P= Producción; F=Fabricación; R/D;
R=Requerimiento; D=Deseo; MR=Modific. De requerimiento; NR:Nuevo Requerimiento

2.2.1 ELEVADOR DE SISTEMA HIDRAULICO.

El sistema motor de estos elevadores como su nombre lo indica es un pistón que funciona con aceite hidráulico movilizado por un sistema de bombeo en un circuito cerrado. Estos elevadores tienen una central hidráulica misma que está encargada de generar la presión necesaria para que el aceite hidráulico eleve el pistón, esta central hidráulica está conformada por:

- Motor eléctrico.
- Bomba.
- Bloque de válvulas de control y maniobra.
- Depósito de aceite hidráulico.

Como principales características de estos elevadores se puede mencionar.

- No requieren de un contrapeso por lo que ofrecen mayor seguridad en caso de movimientos sísmicos.
- El propio pistón es un elemento de masa por lo que reduce en gran parte el efecto de las vibraciones del sistema en funcionamiento ya sean estas propias generadas por el equipo motriz o externas.
- Este tipo de elevadores están relacionados con un alto grado de fiabilidad debido al poco desgate de los componentes del sistema, lo cual implica pocas acciones de mantenimiento.
- Poseen mayor facilidad de montaje en comparación a los elevadores que funcionan con tracción.
- El sistema hidráulico que se utiliza en la construcción de estos elevadores no sobrecarga la estructura del edificio, permite que el foso del ascensor no requiera de paredes de hormigón, es decir no necesita encofrado.
- Son perfectos para lugares en los que el espacio que puede ocupar el elevador es reducido debido a que son más compactos, no requieren de un cuarto de máquinas puesto que la maquinaria se encuentra montada dentro de un armario mismo que puede ubicarse en cualquier lugar del edificio, además se aprovecha el foso del ascensor para ubicar la maquinaria hidráulica.
- Presentan mayor suavidad en el movimiento tanto al arranque como al detenerse.

- El consumo energético se limita solo para el trabajo de subida ya que en la bajada se aprovecha la gravedad.
- El aceite hidráulico que es el fluido de trabajo no se consume solo se utiliza, puesto que se mueve dentro de un sistema cerrado.
- Es perfecto para instalaciones de pocas alturas.

2.2.1.1 Elevadores de sistema hidráulico con cilindro bajo el piso.

El cilindro hidráulico en este tipo de elevadores se encuentra ubicado de manera central y bajo la cabina del elevador puesto que empuja al bastidor de la cabina desde la parte inferior, debido a esta situación se debe realizar una excavación para el foso más profunda que la que se requiere para un elevador de sistema hidráulico con pistón sobre el suelo. Esta excavación debe ser lo suficientemente profunda como para permitir que el pistón realice todo su recorrido.

Ventajas que presenta este tipo de instalación.

- Requiere de poco espacio para su montaje.
- Es perfecto para lugares en los que la maniobrabilidad al momento del montaje se vea reducida.
- Son más ligeros debido a su concepción y funcionamiento.
- El movimiento es más suave que los elevadores a tracción.
- Se gasta energía solo al momento de subir ya que al bajar se utiliza la fuerza de gravedad.

Las desventajas presentes de estos elevadores son.

- Requieren de mayor obra civil debido a la profundidad necesaria del foso.
- Mantenimiento constante al sistema hidráulico.
- Obra civil para la cimentación de la estructura metálica que soporta y guía a la cabina.
- Requiere del diseño de una estructura metálica que guíe y soporte el peso de la cabina durante su recorrido.

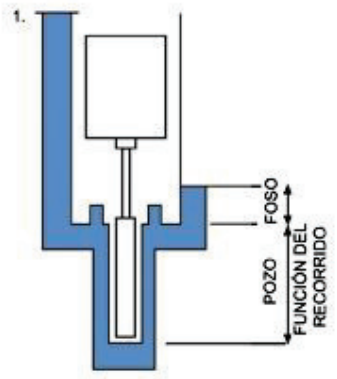


Figura 2. 6. Esquema de elevador con pistón bajo el piso (USAL, 2016)

Se puede aprovechar la excavación del foso para ubicar el armario donde se encuentra montada toda la maquinaria hidráulica.

2.2.1.2 Elevador de sistema hidráulico con cilindro sobre el piso.

En este tipo de elevador el pistón se encuentra apoyado dentro del foso cerca de una da las paredes del mismo, el pistón empuja al bastidor de la cabina de elevador desde la parte superior, este método de instalación representa una gran ventaja en cuanto a que la profundidad del foso del elevador, ya que es menor a la profundidad requerida para una instalación de pistón bajo el piso.

Las principales ventajas que se puede señalar son.

- Se los puede montar en espacios reducidos.
- No requiere un cuarto de máquinas.
- Se gasta energía solo al momento de subir ya que al bajar se utiliza la fuerza de gravedad.
- No se requiere de mucha profundidad en el foso.
- Al ser elevadores más compactos son más ligeros.

Las desventajas que presentan son muy pocas, se mencionan a continuación.

- Requiere del diseño de una estructura metálica que guíe y soporte el peso de la cabina durante su recorrido.
- Se requiere de obra civil para la cimentación de la estructura metálica.
- El mantenimiento a la bomba del sistema hidráulico no puede ser descuidado.

- Se debe controlar la existencia de impurezas o cuerpos extraños en el aceite hidráulico del sistema.

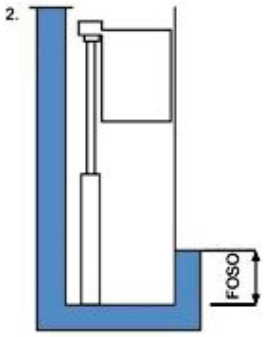


Figura 2. 7. Esquema de un elevador hidráulico con pistón sobre el piso

2.2.2 ELEVADORES A TRACCIÓN.

Los elevadores a tracción su funcionamiento está en base a la combinación de sistemas de poleas, contrapesos y un motor ubicado en la parte superior de la estructura, debido a estas características este tipo de elevadores requieren de una estructura más robusta y mayor espacio.

2.2.2.1 Elevador a tracción sin reductor de velocidad.

En este tipo de elevadores se puede notar las siguientes ventajas.

- Su campo de aplicación es amplio. Pueden ser utilizados en edificios de gran altura.
- Cuentan con un sistema de contrapesos que disminuye la energía consumida para izar la cabina de pasajeros o cabina de carga.
- El sistema motor es menos costoso que un mecanismo convencional con reductor de velocidad.
- Cuentan con sistemas de seguridad que utilizan cables de izaje adicionales.
- Los diseños actuales permiten que el motor de tracción, dependiendo de su aplicación, pueda estar sobre la cabina disminuyendo el espacio ocupado por mecanismos sobre la estructura.

Entre las principales desventajas que presentan están.

- Al igual que los elevadores de tracción con reductor de velocidad, requieren de un sistema de apoyo, polea tractor, en la parte superior de la estructura y de un cuarto de máquinas.

- Demandan de cables y sistemas de anclaje mediante herrajes de soporte y amarre para los cables.
- El bastidor de la cabina debe ser diseñado con una viga principal que soporte los esfuerzos producidos al izar el elevador.
- No son utilizados como elevadores de carga debido a que su consumo de energía puede elevarse drásticamente.

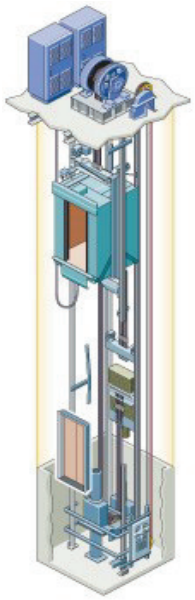


Figura 2. 8. Esquema de elevador sin reductor de velocidad (Otis, 2016)

2.2.2.2 Elevador a tracción con reductor de velocidad.

En estos elevadores, presentados en la figura 2.9, podemos notar las siguientes ventajas:

- Son elevadores cuyo funcionamiento y operación es perfecta para edificios de gran altura, por lo cual tienen un gran campo de aplicación.
- El reductor de velocidad multiplica la fuerza disminuyendo la velocidad del mecanismo. Por lo tanto, la potencia requerida para levantar la cabina es menor.
- Cuentan con un sistema de contrapeso que permite disminuir significativamente el consumo de energía del motor para movilizar la cabina de pasajeros.
- Pueden ser utilizados como elevadores de carga debido al reductor de velocidad.

- Presentan sistemas de seguridad adicionales, como es el caso del cable de vida o de seguridad, independientes del sistema de izar.

Las principales desventajas que presentan son.

- Los elevadores de tracción requieren de un cuarto de máquinas para su funcionamiento. Es decir, el mecanismo de accionamiento demanda de mucho espacio para el motor eléctrico y demás elementos mecánicos. Dicho espacio debe ser dispuesto de tal manera que se encuentre situado en la parte más alta de los edificios.
- El módulo de fraccionamiento de este tipo de máquinas, es ruidoso.
- La estructura de la cabina debe ser diseñada de tal manera que exista una viga principal que soporte el esfuerzo de tracción requerido para levantar la cabina.
- Al ser elevadores de tracción, el mecanismo necesita de cables y anclaje de los mismos para su funcionamiento.
- Los cables requieren de una estructura que soporte toda la carga y que tenga su punto de apoyo, o elemento tractor, en la parte más alta de la estructura.
- Los elevadores de tracción trabajan a gran alturas, por esta razón es necesario instalar sistemas de seguridad adicionales, volviendo costoso el mecanismo.

2.2.3 MÉTODO ORDINAL CORREGIDO DE CRITERIOS PONDERADOS.

Una vez que se han planteado las posibles soluciones mencionando sus características el siguiente paso es la selección de una de estas. Como ya se mencionó con anterioridad para este proceso de selección se empleará el método ordinal corregido de criterios ponderados.

Este método de evaluación y selección está basado en la construcción de tablas en las cuales cada criterio de evaluación se compara con los demás criterios, para las comparaciones se asignan los siguientes valores:

1 Si el criterio o solución de las filas es superior o mejor que el de las columnas

0.5 Si el criterio o solución de las filas es equivalente o igual al de las columnas

0 Si el criterio o solución de las filas es inferior o peor que el de las columnas

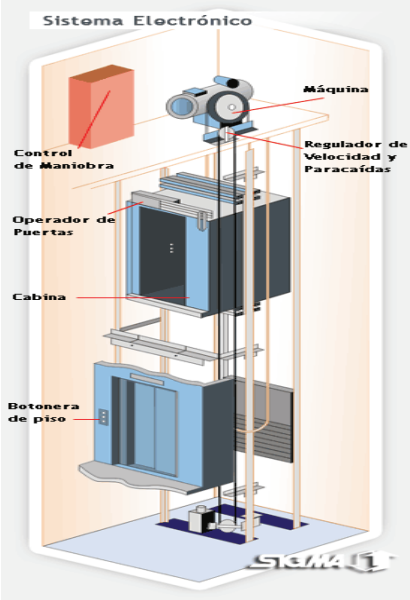


Figura 2. 9. Esquema de elevador con reductor de velocidad (Arkigrafico, 2014)

Una vez realizada esta comparación y asignado los valores correspondientes, estos se suman y se les añade una unidad (1) para evitar de esta forma que el criterio menos favorable obtenga una valoración nula (0), de manera seguida en una columna se calculan los valores ponderados para cada criterio.

La evaluación final para cada una de las soluciones planteadas es el resultado de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.

2.2.3.1 Determinación de factores de evaluación de diseño.

Es muy importante determinar los factores de evaluación de diseño puesto que estos servirán para realizar comparaciones entre soluciones y tomar decisiones más fácilmente. Los criterios que se analizaran son.

2.2.3.1.1 Peso.

Se toma en cuenta que el elevador debe ser lo más ligero posible debido a las condiciones estructurales del edificio para el cual será adaptado, además siendo un peso demasiado grande habría gran incidencia en costos aumentándolos significativamente puesto que se necesitaría diseñar una estructura más robusta para guiar y soportar al elevador en todo su desplazamiento vertical además implica directamente un sistema motor de mayor capacidad.

2.2.3.1.2 Capacidad de carga.

El elevador debe cumplir con la capacidad mínima de carga en simultaneo que es 422 [kg].

2.2.3.1.3 Facilidad de montaje.

Tomando en cuenta que el elevador debe ser instalado dentro de un edificio que ya está construido, es decir será una adaptación, el elevador debe tener facilidad de montaje ya que el espacio destinado para la construcción es limitado y se encuentra rodeado por las demás zonas estructurales del complejo limitando la maniobrabilidad.

2.2.3.1.4 Mantenimiento.

Es una aspecto que se debe tomar en cuenta ya que debe ser fácil de realizarlo y manteniendo los costos al mínimo sin descuidar la. Como se sabe las acciones de mantenimiento son tanto preventivas como correctivas y la estructura del elevador debe permitir realizar estas acciones fácilmente sin tener que desmontar gran parte de la estructura, es decir los elementos del elevador deben ser en lo posible accesibles.

2.2.3.1.5 Precio.

Los costos del elevador deben justificarse durante su vida útil ya que esto es un indicativo de calidad influyendo de gran manera en la satisfacción del cliente.

2.2.3.1.6 Consumo energético.

Como se debe esperar de un buen diseño el consumo energético debe ser optimizado ya que la energía implica un costo que se evidencia a lo largo de la vida útil del producto. SI el costo del consumo energético se justifica el producto puede ser catalogado como bueno.

2.2.3.1.7 Disponibilidad de materiales en el mercado.

La disponibilidad de los materiales de construcción en el mercado marca gran importancia a la hora de generar un buen diseño de un producto, al haber los materiales necesarios disponibles se puede acceder de manera fácil a sus propiedades y seleccionarlos de manera adecuada, evitando de esta manera improvisaciones y/o adaptaciones en los materiales de construcción que a la larga generarán inconvenientes lo que a su vez implica costos de mantenimiento. Cuando un producto no se encuentra disponible en el mercado nacional es necesario recurrir a una importación lo cual implica un costo extra influyendo en el costo final de construcción y montaje.

2.2.3.1.8 Espacio requerido.

Como se mencionó, el espacio que se tiene para el montaje del elevador es reducido y limitado por lo que es de vital importancia que el elevador se adapte a este ya que el diseño estructural del edifico no permite realizar grandes modificaciones sin comprometer las demás áreas y elementos estructurales como columnas y vigas. En conclusión el elevador debe ser lo más compacto posible.

2.2.3.2 Resultados del método de criterios ponderados.

- Solución A: Elevadores de sistema hidráulico con cilindro bajo el piso.
- Solución B: Elevador de sistema hidráulico con cilindro sobre el piso.
- Solución C: Elevador a tracción sin reductor de velocidad.
- Solución D: Elevador a tracción con reductor de velocidad.

Tabla 2. 6. *Evaluación de pesos específicos para cada criterio*

Item	FACTOR	Peso	Capacidad de carga	Facilidad de montaje	Mantenimiento	Precio	Consumo energético	Disponibilidad de materiales	Espacio requerido	Σ+1	PONDERADO
1	**Peso**		1	0	1	1	1	1	0	6	0.167
2	**Capacidad de carga**	0		0	1	1	1	1	0	5	0.139
3	**Facilidad de montaje**	1	1		1	1	1	1	1	8	0.222
4	**Mantenimiento**	0	0	0		0.5	0.5	0	0	2	0.056
5	**Precio**	0	0	0	0.5		0.5	0	0	2	0.056
6	**Consumo energético**	0	0	0	0.5	0.5		0	0	2	0.056
7	**Disponibilidad de materiales**	0	0	0	1	1	1		0	4	0.111
8	**Espacio requerido**	1	1	0	1	1	1	1		7	0.194
									TOTAL	36	1

Facilidad de montaje > Espacio requerido > Peso > Capacidad de carga > Disponibilidad de materiales > Consumo energético = Precio = Mantenimiento

Tabla 2. 7. *Evaluación del criterio "Peso"*

Solución B > Solución A > Solución C = Solución D						
PESO	Solución A	Solución B	Solución C	Solución D	Σ + 1	PONDERADO
Solución A		0	1	1	3	0.3
Solución B	1		1	1	4	0.4
Solución C	0	0		0.5	1.5	0.15
Solución D	0	0	0.5		1.5	0.15
				TOTAL	10	1

Tabla 2. 8. *Evaluación de la "Capacidad de carga"*

Solución C = Solución D > Solución A = Solución B						
CAPACIDAD DE CARGA	Solución A	Solución B	Solución C	Solución D	Σ + 1	PONDERADO
Solución A		0.5	0	0	1.5	0:15
Solución B	0.5		0	0	1.5	0.15
Solución C	1	1		0.5	3.5	0.35
Solución D	1	1	0.5		3.5	0.35
			TOTAL		10	1

Tabla 2. 9. Evaluación de la "Facilidad de montaje"

Solución B > Solución A > Solución C = Solución D						
FACILIDAD DE MONTAJE	Solución A	Solución B	Solución C	Solución D	Σ + 1	PONDERADO
Solución A		0	1	1	3	0.3
Solución B	1		1	1	4	0.4
Solución C	0	0		0.5	1.5	0.15
Solución D	0	0	0.5		1.5	0.15
			TOTAL		10	1

Tabla 2. 10. *Evaluación del "Mantenimiento"*

Solución A = Solución B > Solución C = Solución D						
MANTENIMIENTO	Solución A	Solución B	Solución C	Solución D	Σ + 1	PONDERADO
Solución A		0.5	1	1	3.5	0.35
Solución B	0.5		1	1	3.5	0.35
Solución C	0	0		0.5	1.5	0.15
Solución D	0	0	0.5		1.5	0.15
			TOTAL		10	1

Tabla 2. 11. *Evaluación del "Precio"*

Solución B > Solución A > Solución C > Solución D						
PRECIO	Solución A	Solución B	Solución C	Solución D	Σ + 1	PONDERADO
Solución A		0	1	1	3	0,3
Solución B	1		1	1	4	0,4
Solución C	0	0		1	2	0,2
Solución D	0	0	0		1	0,1
			TOTAL		10	1

Tabla 2. 12. *Evaluación del "Consumo energético"*

Solución A = Solución B > Solución C = Solución D						
CONSUMO ENERGÉTICO	Solución A	Solución B	Solución C	Solución D	Σ + 1	PONDERADO
Solución A		0.5	1	1	3.5	0.35
Solución B	0.5		1	1	3.5	0.35
Solución C	0	0		0.5	1.5	0.15
Solución D	0	0	0.5		1.5	0.15
			TOTAL		10	1

Tabla 2. 13. *Evaluación de la "Disponibilidad de materiales"*

Solución A = Solución B > Solución C = Solución D						
DISPONIBILIDAD DE MATERIALES	Solución A	Solución B	Solución C	Solución D	Σ + 1	PONDERADO
Solución A		0.5	1	1	3.5	0.35
Solución B	0.5		1	1	3.5	0.35
Solución C	0	0		0.5	1.5	0.15
Solución D	0	0	0.5		1.5	0.15
			TOTAL		10	1

Tabla 2. 14. *Evaluación del "Espacio requerido"*

Solución B > Solución A > Solución C = Solución D						
ESPACIO REQUERIDO	Solución A	Solución B	Solución C	Solución D	Σ + 1	PONDERADO
Solución A		0	1	1	3	0.3
Solución B	1		1	1	4	0.4
Solución C	0	0		0.5	1.5	0.15
Solución D	0	0	0.5		1.5	0.15
				TOTAL	10	1

Una vez que se ha realizado el análisis de cada uno de los pesos específicos de los criterios planteados para las distintas soluciones se procede a realizar una traba de conclusiones del método, en la cual se puede enumerar en orden de prioridad.

Tabla 2. 15*. Conclusiones de soluciones para el elevador*

CONCLUSION	Peso	Capacidad de carga	Facilidad de montaje	Mantenimiento	Precio	Consumo energético	Disponibilidad de materiales	Espacio requerido	Σ	PRIORIDAD
Solución A	0.05	0.02	0.07	0.02	0.02	0.02	0.04	0.06	0.29	2
Solución B	0.07	0.02	0.09	0.02	0.02	0.02	0.04	0.08	0.354	1
Solución C	0.03	0.05	0.03	0.01	0.01	0.01	0.02	0.03	0.181	3
Solución D	0.03	0.05	0.03	0.01	0.01	0.01	0.02	0.03	0.175	4

Del análisis de método ordinal corregido de criterios ponderados se puede concluir según la Tabla 2.15 que la solución que satisface de mejor manera todos los

criterios de diseño planteados es la “Solución B” misma que consta de un elevador de sistema hidráulico con cilindro sobre el piso.

2.2.4 ANÁLISIS FUNCIONAL DEL ELEVADOR.

Previo al diseño del elevador se determinan y describen los modos de operación que este tendrá a lo largo de su vida útil, estos modos de operación se pueden clasificar de una manera general en operaciones principales, ocasionales y de emergencia.

2.2.4.1 Modos de operación principales del elevador.

La función principal del elevador consiste en transportar a los usuarios del primer piso del edificio al segundo y viceversa, siendo el alcance total de elevador 2,75 metros. Las funciones principales se enlistan a continuación.

- Recibir a los usuarios en el ascensor
- Trasladar a los usuarios entre las plantas destinadas del edificio.

En la Figura 2.10 se plantea un diagrama funcional del modo de operación principal del elevador.

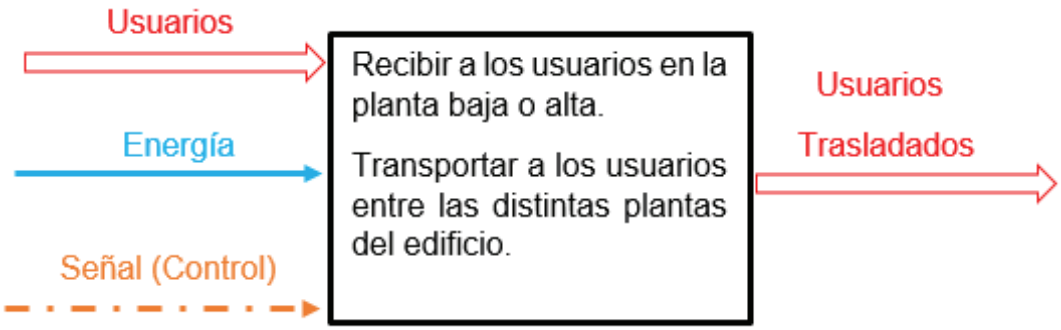


Figura 2. 10. Diagrama funcional modo de operación principal

2.2.4.2 Modos de operación ocasionales del elevador.

Estos modos de operación son realizados para la correcta ejecución de las actividades principales que deberá cumplir el elevador.

- Mantenimiento preventivo del elevador.
- Puesta en marcha del elevador.

2.2.4.3 Modos de operación de emergencia del elevador.

Es un modo de operación que se da de manera fortuita y está relacionado con la seguridad y prevención de los accidentes en la puesta en marcha del elevador.

- Bloqueo del sistema motriz y de potencia del elevador.

2.2.5 ANÁLISIS FUNCIONAL DEL BASTIDOR.

La función principal que está destinado a cumplir el sistema estructural es la de soportar las cargas externas inherentes a la estructura así como también deberá soportar las cargas vivas que se producen debido a los usuarios y el sistema motriz, además la estructura deberá soportar cargas sísmicas por seguridad.

El bastidor es la estructura que soporta la mayor parte de los esfuerzos que el pistón hidráulico ejerce sobre el elevador para provocar el movimiento del mismo. El bastidor cuenta con elementos que soportan las solicitaciones mecánicas, un ejemplo es la viga principal, elemento que mantiene la junta entre el pistón hidráulico y el elevador propiamente dicho.

La función global del sistema estructural del elevador se encuentra representada en la Figura 2.11.

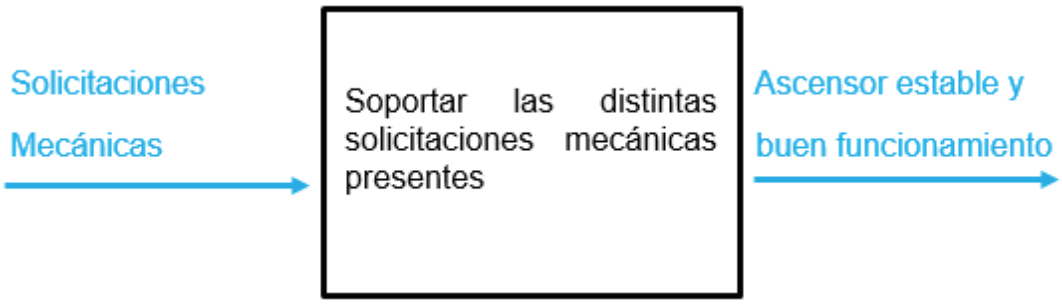


Figura 2. 11. Diagrama funcional del sistema estructural

2.2.6 DETERMINACIÓN DE MODULOS DEL SISTEMA.

Para la definición de los diferentes módulos del sistema se toma en cuenta cada una de las funciones principales que se realizan para el correcto funcionamiento del elevador como un sistema, en base a esta aclaración el sistema está conformado por tres módulos principales que son.

- Sistema estructural (bastidor).
- Sistema de soporte de pasajeros (cabina).

- Sistema de transmisión de movimiento.

2.3 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARA LOS DISTINTOS MÓDULOS

Para cada módulo se presentan dos alternativas, estas se escogieron en función de satisfacer las necesidades planteadas por el usuarios, para cada alternativa se describe brevemente su funcionamiento seguido de sus ventajas y desventajas para tener un fundamento para la selección de la alternativa más conveniente, se utilizará el método ordinal corregido de criterios ponderados. De manera previa se determinó que el ascensor será de sistema hidráulico.

En la Figura 2.12 se muestra un esquema con las distintas soluciones planteadas para cada módulo.

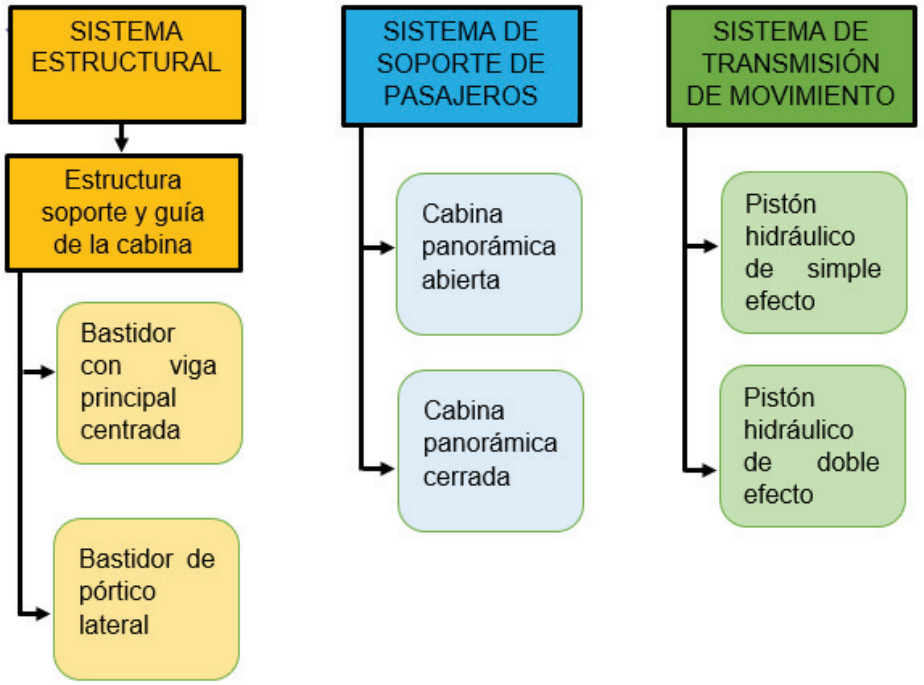


Figura 2. 12. Soluciones planteadas para cada módulo

2.3.1 SISTEMA ESTRUCTURAL: BASTIDOR CON VIGA PRINCIPAL CENTRADA.

2.3.1.1 Funcionamiento y características.

El bastidor con viga principal centrada presenta una estructura de esfuerzos netamente equilibrados debido a que la viga y el pórtico principal se encuentran al

centro de la estructura del bastidor. Este tipo de estructura requiere de impulsión directa (o tracción directa 1:1) para su desplazamiento, esta característica precisa que el pistón hidráulico se encuentre en el centro de la estructura del elevador.

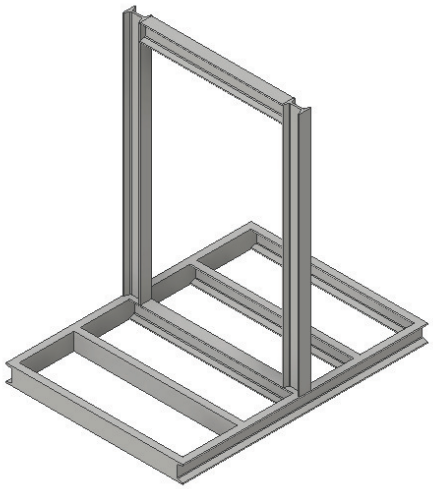


Figura 2. 13. Bastidor tipo viga principal centrada

2.3.1.2 Ventajas.

- La estructura de pórtico centrado desarrolla una distribución de esfuerzos uniforme a lo largo de toda la estructura del bastidor.
- Estructura simétrica y mayor cantidad de puntos de soporte para la cabina del elevador.

2.3.1.3 Desventajas.

- La disposición de la estructura requiere que la Junta pistón-bastidor se ubique en la parte central de la misma, educiendo el espacio para mantenimientos correctivo y preventivo.
- Este tipo de bastidor utiliza impulsión directa, para lo cual es necesario que exista un foso profundo para la instalación del pistón.
- La impulsión directa permite un desplazamiento de igual magnitud del pistón y de la cabina, es decir, por cada recorrido del pistón, la cabina tendrá la misma distancia recorrida.

2.3.2 SISTEMA ESTRUCTURAL: BASTIDOR DE PORTICO LATERAL.

2.3.2.1 Funcionamiento y características.

El batidor de pórtico lateral se desplaza mediante impulsión indirecta 2:1 o diferenciada, esto significa que por cada distancia recorrida por el pistón, la cabina recorrerá el doble, debido a una polea ubicada en la parte superior de la estructura del bastidor. Utiliza un sistema de cables anclados a la base de la estructura y al bastidor de la cabina.

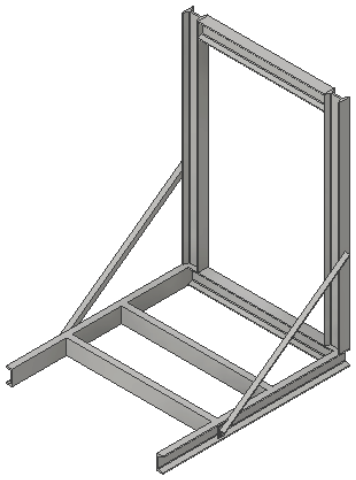


Figura 2. 14. Bastidor de pórtico lateral

2.3.2.2 Ventajas.

- El recorrido del pistón es menor debido al movimiento mediante impulsión diferenciada
- No requiere de un foso profundo.
- El pistón se instala en la parte lateral del foso permitiendo un mayor espacio para mantenimiento preventivo y correctivo, de ser el caso.
- Impulsión diferencial es ideal para largos recorridos.
- Un recorrido menor del pistón facilita la fabricación y tolerancias geométricas del émbolo del pistón. Fabricar un eje de grandes dimensiones supone una desviación lineal con respecto al eje de rotación del eje Además, de vibración en el proceso de fabricación por torno. La Figura 2.15 ilustra de mejor manera este fenómeno.

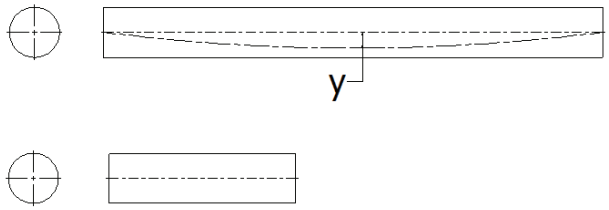


Figura 2. 15. Desviación debido a la longitud en procesos de torneado

2.3.2.3 Desventajas.

- Requiere de un número mayor de componentes, polea y cables, para el movimiento mediante impulsión diferenciada.

2.3.3 SISTEMA DE SOPORTE DE PASAJEROS: CABINA PANORÁMICA ABIERTA.

2.3.3.1 Funcionamiento y características.

Este tipo de cabina como su nombre lo indica es netamente panorámica puesto que la mitad superior no posee estructura cerrada lo cual da a los usuarios una sensación de libertad, su diseño está orientado a satisfacer la parte estética del producto siendo este modelo muy llamativo para los usuarios.

En la Figura 2.16 se muestra un ejemplo de esta cabina adaptada a un ascensor hidráulico.

Figura 2. 16. Cabina panorámica abierta (Uzatech, 2014)

2.3.3.2 Ventajas.

- Se requiere menor cantidad de material para su construcción lo cual implica que sea más ligera en comparación con una cabina cerrada.

- Al ser más ligera se necesita un sistema motriz de menor potencia.
- Tiene grandes cualidades estéticas, lo cual implica mayor satisfacción para el cliente.

2.3.3.3 Desventajas.

- Al ser abierta en la parte superior implica un riesgo puesto que los usuarios serán personas con parálisis cerebral que en su gran mayoría tienen movimientos involuntarios pudiendo golpear o atrapar alguna de sus extremidades en la estructura guía del elevador.

2.3.4 SISTEMA DE SOPORTE DE PASAJEROS: CABINA PANORÁMICA CERRADA.

2.3.4.1 Funcionamiento y características.

La función principal es albergar a los usuarios para ser trasladados de una planta del edificio a otra, esta cabina está cerrada en su totalidad pero con estructura metálica y vidrios reforzados por seguridad.

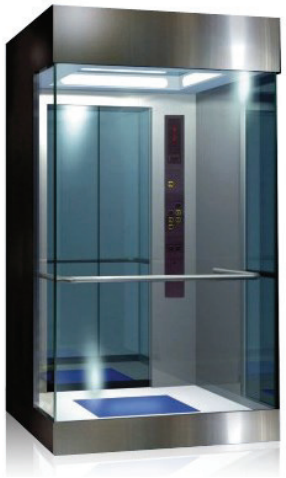


Figura 2. 17. Cabina panorámica cerrada (Mantis, 2012)

2.3.4.2 Ventajas.

- Brinda mayor seguridad para el traslado de los usuarios puesto es que totalmente cerrada.
- Su diseño combina seguridad y estética al tener las paredes de vidrio reforzado.
- Se puede adecuar mayores seguridades para los usuarios.

2.3.4.3 Desventajas.

- Al ser cerrada aumenta su peso por lo que se requiere un sistema motriz de mayor potencia.

2.3.5 MECANISMO: PISTÓN HIDRÁULICO DE SIMPLE EFECTO.

2.3.5.1 Funcionamiento y características.

El pistón será el encargado de trasmitir el movimiento a la cabina del elevador, utilizando para ello la presión de un fluido hidráulico, al ser un pistón de simple efecto se debe ejercer trabajo solo para subir la cabina puesto que el descenso de la misma se realiza por acción de la gravedad, ahorrando de esta manera energía.

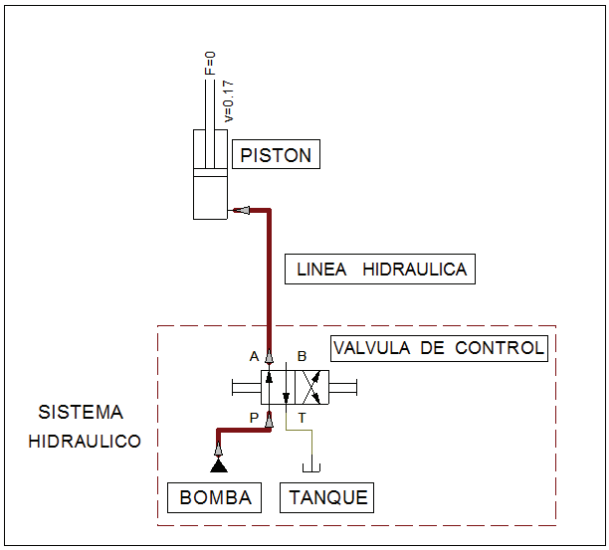


Figura 2. 18. Pistón hidráulico de simple efecto

2.3.5.2 Ventajas.

- Solo se requiere de energía para subir el pistón puesto que al bajar se aprovecha la gravedad y el peso de la cabina, lo cual representa un ahorro de energía.
- Al ser un sistema hidráulico la velocidad de movimiento es más lenta y los cambios de la misma son menos bruscos en comparación a un sistema de tracción.
- Se requieren de menor cantidad de conexiones hidráulicas para controlar el movimiento del pistón.

2.3.5.3 Desventajas.

- La única forma de controlar la velocidad de bajada del pistón es mediante válvulas de estrangulamiento.

2.3.6 MECANISMO: PISTÓN HIDRÁULICO DE DOBLE EFECTO.

2.3.6.1 Funcionamiento y características.

Este tipo de pistón posee dos líneas hidráulicas de alimentación puesto que se puede controlar tanto la subida como la bajada del embolo, el fluido hidráulico es inyectado por la boquilla inferior del cilindro logrando que este se mueva en dirección ascendente, en segunda instancia se inyecta el fluido hidráulico en la segunda boquilla del cilindro ubicada en la parte superior con lo cual se logra que el fluido hidráulico que se mantenía en la cámara, producto del primer movimiento, regrese a su tanque de almacenamiento y el embolo se mueva en dirección descendente. De esta manera mediante válvulas de estrangulamiento, válvulas de control y bombas se manipula la velocidad de movimiento del pistón.

En la Figura 2.19 se observa la carrera ascenderte del pistón al ser accionado el sistema de alimentación.

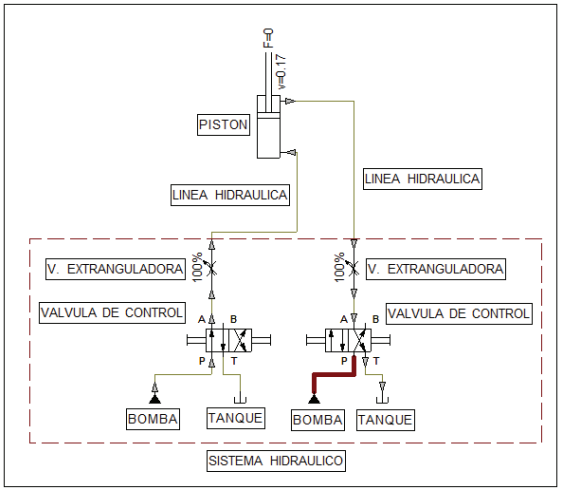


Figura 2. 19. Pistón hidráulico de doble efecto subiendo

En la Figura 2.20 se representa la carreda descendete del piston y evacuacion del fluido hidraulico producto del primer movimiento del embolo al subir.

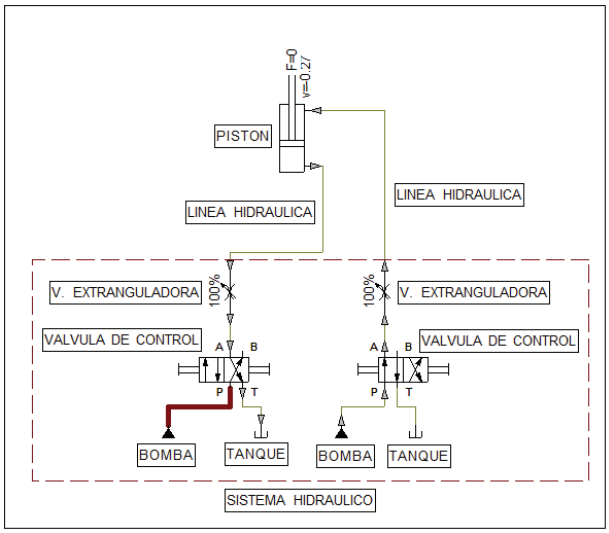


Figura 2. 20. Pistón hidráulico de doble efecto bajando

2.3.6.2 Ventajas.

- Se tiene mayor control de la velocidad del pistón al bajar puesto que se cuenta con dos alimentaciones al pistón.
- Al ser un sistema hidráulico la velocidad de movimiento es más lenta y los cambios de la misma son menos bruscos en comparación a un sistema de tracción.

2.3.6.3 Desventajas.

- La principal desventaja frente a un pistón de simple efecto es que se requiere de una mayor cantidad de energía para lograr el movimiento total, ya que se requiere accionar el sistema de bombeo tanto para subir como para bajar el pistón.

2.4 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE SOLUCCIONES DE MÓDULOS

Para esta selección se vuelve a utilizar el método ordinal corregido de criterios ponderados que se explicó con anterioridad en el presente documento.

Los criterios a analizar para cada solución planteadas son:

- **Seguridad.-** El transporte debe ser totalmente seguro ya que se transportan vidas humanas, además debe implementar seguridades para los pacientes que están destinados a usar el elevador, el diseño debe apegarse a la norma NTE INEN 2 299.

- **Estética.-** El elevador debe ser estético para que ayude a la motivación de los niños así como para la satisfacción de los demás usuarios.
- **Versatilidad.-** El elevador debe ajustarse a los usuarios y el uso diario soportando las cargas que se generan sin causar inconvenientes.
- **Fiabilidad.-** El elevador debe funcionar correctamente durante su vida útil sin presentar inconvenientes para los usuarios.
- **Costo.-** El producto debe estar diseñado de acuerdo a las expectativas del cliente.

La evaluación del peso específico para cada criterio se presenta en la Tabla 2.16.

Tabla 2. 16. *Evaluación de los módulos*

Seguridad > Fiabilidad > Costo > Estética = Versatilidad							
FACTOR	Seguridad	Estética	Versatilidad	Fiabilidad	Costo	Σ+1	Ponderado
Seguridad		1	1	1	1	5	0.333
Estética	0		0.5	0	0	1.5	0.100
Versatilidad	0	0.5		0	0	1.5	0.100
Fiabilidad	0	1	1		1	4	0.267
Costo	0	1	1	0		3	0.200
				TOTAL		15	1.000

2.4.1 SISTEMA ESTRCUTURAL.

Para efectos de simplificar las tablas de análisis se tomara la siguiente nomenclatura:

- Solución A.- Bastidor con viga principal centrada.
- Solución B.- Bastidor de pórtico lateral.

2.4.1.1 Evaluación del peso específico del criterio seguridad.

La evaluación del peso específico del criterio seguridad para las soluciones planteadas en el sistema estructural se presenta en la Tabla 2.17.

Tabla 2. 17. *Evaluación de la seguridad de la estructura*

Solución B > Solución A				
SEGURIDAD	Solución A	Solución B	Σ+1	Ponderado
Solución A		0	1	0.333
Solución B	1		2	0.667
	TOTAL		3	1.000

2.4.1.2 Evaluación del peso específico del criterio estética.

La evaluación del peso específico del criterio estética para las soluciones planteadas en el sistema estructural se presenta en la Tabla 2.18.

Tabla 2. 18. *Evaluación de estética para la estructura*

Solución A = Solución B				
ESTÉTICA	Solución A	Solución B	Σ+1	Ponderado
Solución A		0.5	1.5	0.500
Solución B	0.5		1.5	0.500
	TOTAL		3	1.000

2.4.1.3 Evaluación del peso específico del criterio versatilidad.

La evaluación del peso específico del criterio versatilidad para las soluciones planteadas en el sistema estructural se presenta en la Tabla 2.19.

Tabla 2. 19. *Evaluación de versatilidad para la estructura*

Solución A = Solución B				
VERSATILIDAD	Solución A	Solución B	Σ+1	Ponderado
Solución A		0.5	1.5	0.500
Solución B	0.5		1.5	0.500
	TOTAL		3	1.000

2.4.1.4 Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.

La evaluación del peso específico del criterio fiabilidad para las soluciones planteadas en el sistema estructural se presenta en la Tabla 2.20.

Tabla 2. 20. *Evaluación de fiabilidad de la estructura*

Solución B > Solución A				
FIABILIDAD	Solución A	Solución B	Σ+1	Ponderado
Solución A		1	2	0.667
Solución B	0		1	0.333
	TOTAL		3	1.000

2.4.1.5 Evaluación del peso específico del criterio costo.

La evaluación del peso específico del criterio costo para las soluciones planteadas en el sistema estructural se presenta en la Tabla 2.21.

Tabla 2. 21. *Evaluación del costo para la estructura*

Solución A > Solución B				
COSTO	Solución A	Solución B	Σ+1	Ponderado
Solución A		1	2	0.667
Solución B	0		1	0.333
	TOTAL		3	1.000

2.4.1.6 Conclusiones de selección del sistema estructural.

La Tabla 2.22 presenta las conclusiones del análisis de criterios ponderados para cada una de las soluciones planteadas.

Tabla 2. 22. Conclusiones para el sistema estructural

CONCLUSIONES SISTEMA ESTRUCTURAL	Seguridad	Estética	Versatilidad	Fiabilidad	Costo	Σ	PRIORIDAD
Solución A	0.11	0.05	0.05	0.18	0.13	0.52	2
Solución B	0.22	0.05	0.15	0.09	0.07	0.58	1

De la Tabla 2.22 se concluye que la solución más adecuada para el sistema estructural es la Solución B que consiste en un bastidor de pórtico lateral.

2.4.2 SISTEMA DE SOPORTE DE PASAJEROS.

Para efectos de simplificar las tablas de análisis se tomara la siguiente nomenclatura:

- Solución A.- Cabina panorámica abierta.
- Solución B.- Cabina panorámica cerrada.

2.4.2.1 Evaluación del peso específico del criterio seguridad.

La evaluación del peso específico del criterio seguridad para las soluciones planteadas en el sistema de soporte de pasajeros se presenta en la Tabla 2.23.

Tabla 2. 23. *Evaluación de la seguridad para el soporte de pasajeros*

Solución B > Solución A				
SEGURIDAD	Solución A	Solución B	Σ+1	Ponderado
Solución A		0	1	0.333
Solución B	1		2	0.667
	TOTAL		3	1.000

2.4.2.2 Evaluación del peso específico del criterio estética.

La evaluación del peso específico del criterio estética para las soluciones planteadas en el sistema de soporte de pasajeros se presenta en la Tabla 2.24.

2.4.2.3 Evaluación del peso específico del criterio versatilidad.

La evaluación del peso específico del criterio versatilidad para las soluciones planteadas en el sistema de soporte de pasajeros se presenta en la Tabla 2.25.

Tabla 2. 24. *Evaluación de estética para el soporte de pasajeros*

Solución A = Solución B				
ESTÉTICA	Solución A	Solución B	Σ+1	Ponderado
Solución A		0.5	1.5	0.500
Solución B	0.5		1.5	0.500
	TOTAL		3	1.000

Tabla 2. 25. *Evaluación de versatilidad para el soporte de pasajeros*

Solución B > Solución A				
VERSATILIDAD	Solución A	Solución B	Σ+1	Ponderado
Solución A		0	1	0.333
Solución B	1		2	0.667
	TOTAL		3	1.000

2.4.2.4 Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.

La evaluación del peso específico del criterio fiabilidad para las soluciones planteadas en el sistema de soporte de pasajeros se presenta en la Tabla 2.26.

Tabla 2. 26. *Evaluación de fiabilidad para el soporte de pasajeros*

Solución B > Solución A

FIABILIDAD	Solución A	Solución B	Σ+1	Ponderado
Solución A		0	1	0.333
Solución B	1		2	0.667
	TOTAL		3	1.000

2.4.2.5 Evaluación del peso específico del criterio costo.

La evaluación del peso específico del criterio costo para las soluciones planteadas en el sistema de soporte de pasajeros se presenta en la Tabla 2.27.

Tabla 2. 27. *Evaluación del costo para el soporte de pasajeros*

Solución A > Solución B				
COSTO	Solución A	Solución B	Σ+1	Ponderado
Solución A		1	2	0.667
Solución B	0		1	0.333
	TOTAL		3	1.000

2.4.2.6 Conclusiones: selección de alternativas del sistema de soporte de pasajeros.

La Tabla 2.28 presenta las conclusiones del análisis de criterios ponderados para cada una de las soluciones planteadas.

Tabla 2. 28. *Conclusiones de para el soporte de pasajeros*

CONCLUSIONES SISTEMA DE SOPORTE DE PASAJEROS	Seguridad	Estética	Versatilidad	Fiabilidad	Costo	Σ	PRIORIDAD
Solución A	0.11	0.05	0.03	0.09	0.13	0.42	2
Solución B	0.22	005	0.07	0.18	0.07	0.58	1

De la Tabla 2.28 se concluye que la solución más adecuada para el sistema de soporte de pasajeros es la Solución B que consiste en una cabina panorámica cerrada.

2.4.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO.

Para efectos de simplificar las tablas de análisis se tomara la siguiente nomenclatura:

- Solución A.- Pistón de hidráulico de simple efecto.
- Solución B.- Pistón de hidráulico de doble efecto.

2.4.3.1 Evaluación del peso específico del criterio seguridad.

La evaluación del peso específico del criterio seguridad para las soluciones planteadas en el sistema de transmisión de movimiento se presenta en la Tabla 2.29.

2.4.3.2 Evaluación del peso específico del criterio estética.

La evaluación del peso específico del criterio estética para las soluciones planteadas en el sistema de transmisión de movimiento se presenta en la Tabla 2.30.

Tabla 2. 29. *Evaluación de seguridad para la trasmisión de movimiento*

Solución B > Solución A				
SEGURIDAD	Solución A	Solución B	Σ+1	Ponderado
Solución A		0	1	0.333
Solución B	1		2	0.667
	TOTAL		3	1.000

Tabla 2. 30. *Evaluación de estética para la trasmisión de movimiento*

Solución A = Solución B				
ESTÉTICA	Solución A	Solución B	Σ+1	Ponderado
Solución A		0.5	1.5	0.500
Solución B	0.5		1.5	0.500
	TOTAL		3	1.000

2.4.3.3 Evaluación del peso específico del criterio versatilidad.

La evaluación del peso específico del criterio versatilidad para las soluciones planteadas en el sistema de transmisión de movimiento se presenta en la Tabla 2.31.

Tabla 2. 31. *Evaluación de versatilidad para la trasmisión de movimiento*

Solución B > Solución A				
VERSATILIDAD	Solución A	Solución B	Σ+1	Ponderado
Solución A		0	1	0.333
Solución B	1		2	0.667
	TOTAL		3	1.000

2.4.3.4 Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.

La evaluación del peso específico del criterio fiabilidad para las soluciones planteadas en el sistema de transmisión de movimiento se presenta en la Tabla 2.32.

Tabla 2. 32. *Evaluación de fiabilidad para la trasmisión de movimiento*

Solución A > Solución B				
FIABILIDAD	Solución A	Solución B	Σ+1	Ponderado
Solución A		1	2	0.667
Solución B	0		1	0.333
	TOTAL		3	1,000

2.4.3.5 Evaluación del peso específico del criterio costo.

La evaluación del peso específico del criterio costo para las soluciones planteadas en el sistema de transmisión de movimiento se presenta en la Tabla 2.33.

Tabla 2. 33. *Evaluación del costo para la trasmisión de movimiento*

Solución A > Solución B				
COSTO	Solución A	Solución B	Σ+1	Ponderado
Solución A		1	2	0.667
Solución B	0		1	0.333
	TOTAL		3	1.000

2.4.3.6 Conclusiones: selección del sistema de transmisión de movimiento.

La Tabla 2.34 presenta las conclusiones del análisis de criterios ponderados para cada una de las soluciones planteadas.

Tabla 2. 34. Conclusiones para el sistema de transmisión de movimiento

CONCLUSIONES SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO	Seguridad	Estética	Versatilidad	Fiabilidad	Costo	Σ	PRIORIDAD
Solución A	0.11	0.05	0.03	0.18	0.13	0.51	1
Solución B	0.22	0.05	0.07	0.09	0.07	0.49	2

De la Tabla 2.34 se concluye que la solución más adecuada para el sistema de transmisión de movimiento es la Solución A que consiste en un pistón hidráulico de simple efecto.

2.4.4 RESUMEN DE LAS SOLUCIONES PARA CADA UNO DE LOS MODULOS

En la Figura 2.21 se presenta la integración de las soluciones que se seleccionaron a través del método de criterios ponderados para satisfacer cada módulo del sistema.

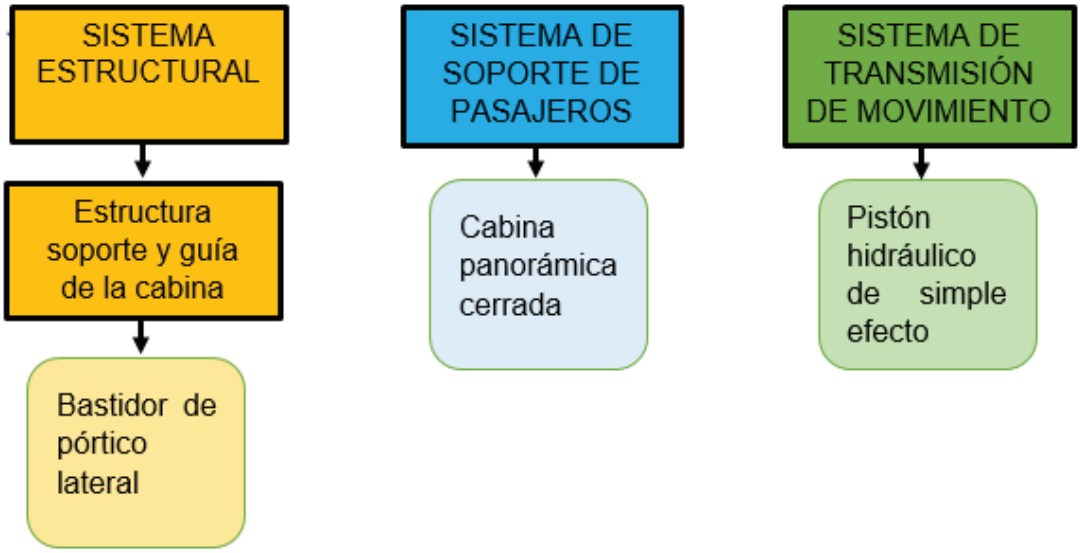


Figura 2. 21. Soluciones a cada módulo

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL ELEVADOR

3.1 DISEÑO DE COMPONENTES DEL BASTIDOR Y CABINA

El presente capítulo detalla el análisis de los elementos mecánicos del elevador hidráulico seleccionado, utilizando herramientas computacionales para facilitar el diseño. Los programas utilizados serán:

Autodesk Inventor. Este programa será utilizado para realizar el diseño 3D de los elementos del elevador. Se aplicará el módulo de simulación de dicho programa para generar los estados de cargas, esfuerzos y deformaciones de los elementos que forman parte del elevador.

SAP 2000. En este programa se realizará el diseño de los perfiles que conforman la estructura del elevador. Se aplicarán estados de carga a los perfiles para simular su comportamiento frente a las solicitaciones mecánicas.

Los programas mencionados se fundamentan en el método de elementos finitos que garantiza el análisis adecuado debido a la subdivisión estructural y ordenada de cada elemento, parámetro conocido como mallado. Cabe destacar que entre mayor es el número de elementos en que es dividido un objeto para su análisis, mayor es la precisión de los resultados; como consecuencia de este efecto, el análisis consume mayores recursos del ordenador.

Este método mostrará los esfuerzos y deformaciones en forma de escalas cromáticas, donde se presentarán los valores máximos y mínimos a los que se somete a la estructura.

3.1.1 MÉTODO DE ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS.

Los elementos mecánicos que poseen forma de barras simples, vigas, discos, etc., se los puede analizar sin problemas por métodos básicos de la mecánica de materiales mismos que proporcionan resultados bastante aproximados. Sin embargo en la realidad estos elementos mecánicos muy pocas veces son tan sencillos y es cuando se vuelve forzada la utilización de métodos y aproximaciones menos eficaces, experimentación o métodos numéricos (Budynas, 2008).

En el diseño mecánico, es muy común la utilización de software de diseño asistido por computadora (CAD, por sus siglas en ingles), estos programas basan su análisis en los métodos numéricos de manera más concreta se basan en el análisis de elementos finitos (FEA, por sus siglas en ingles).

Un elemento mecánico real se conceptualiza como una estructura elástica continua. El análisis de elementos finitos discretiza la estructura del elemento en pequeñas subestructuras de tipo elástico totalmente definidas pero en una cantidad finita. Cuando se emplea funciones polinomiales, en paralelo con operaciones matriciales, el comportamiento elástico continuo de cada elemento se desarrolla en términos que involucran al material y las propiedades geométricas del elemento.

Las cargas que soportará cada elemento para el posterior análisis, pueden ser de distintos tipos como carga por gravedad, dinámica, estática, térmica, eléctrica, etc., y se las puede aplicar directamente en la superficie del elemento o en los diferentes nodos del mismo. Los nodos son partes básicas de gobierno del elemento, en la medida en que el nodo es el punto donde se conecta un elemento con los otros a su alrededor, donde concretamente se establecen las propiedades elásticas de los mismos, donde también se fija las condiciones de borde y por último donde se aplican las cargas.

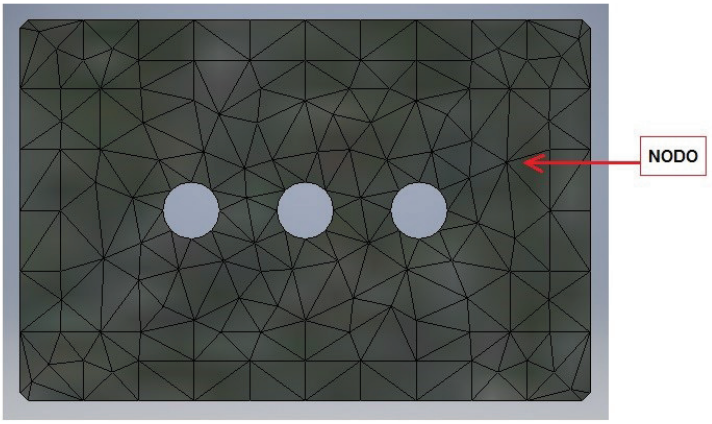


Figura 3. 1 Nodos de un elemento mallado

3.1.1.1 Generación de la malla.

Se denomina como malla a la combinación de elementos y nodos que discretizan una región. La densidad del mallado aumenta a medida que se coloca mayor cantidad de elementos dentro de una región determinada.

El refinamiento de malla se produce cunando se aumenta el número de elementos y nodos entre una simulación y otra del mismo elemento con la finalidad de mejorar los resultados obtenidos del análisis.

De manera general los resultados presentan una mejoría cuando la densidad de malla se incrementa en las zonas de gradiente de esfuerzo alto y/o cuando las zonas en las que existe una transición geométrica se enmallan de manera uniforme. De manera común pero no siempre los resultados del FEA convergen hacia resultados exactos a medida que el enmallado de la región se refina de manera continua.

3.1.1.2 Presentación de resultados.

Los programas de análisis FEA que se utilizaran para el diseño y simulación de los distintos elementos del ascensor, presentan los resultados en escalar de colores que van desde el azul al rojo, siendo el azul el color representativo de las zonas de menor concentración de esfuerzos, menor deformación, factor de seguridad más alto, etc., y el rojo siendo el color que representa la contraparte es decir se marcara en rojo las zonas con mayor concentración de esfuerzos, mayor deformación, menor factor de seguridad, zonas críticas, etc.

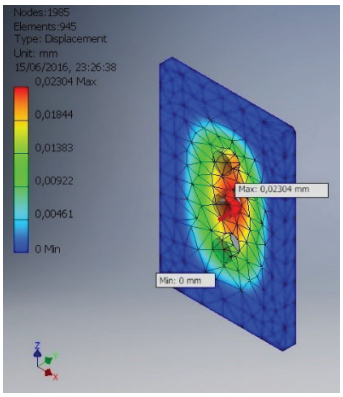


Figura 3. 2. Resultados de simulación de una placa soporte

3.1.2 ESFUERZO DE VON MISES.

Es un criterio que se emplea para determinar el comportamiento de un material dúctil ante las cargas estáticas aplicadas, esta teoría de falla también es conocida como “Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles” y es la que ocupa el programa Inventor para el análisis estático de los elementos en las simulaciones.

Esta teoría predice que “la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material” (Budynas, 2008).

El criterio citado anteriormente se expresa mediante la siguiente ecuación matemática:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} < S_y \qquad (3.\ 1)$$

Donde:

σ': Esfuerzo de Von Mises.

σ_1; σ_2; σ_3: Esfuerzos principales.

S_y: Esfuerzo de fluencia del material.

3.1.3 FACTOR DE DISEÑO Y FACTOR DE SEGURIDAD.

Estos factores son empleados de manera cotidiana como herramientas básicas para la ingeniería de diseño, y cumplen un papel importante en la idealización, dimensionamiento y creación de elementos mecánicos. La diferencia entre estos factores radica en que el factor de diseño es el punto al cual se quiere llegar durante el diseño y el factor de seguridad se lo calcula una vez que se ha terminado el diseño del elemento (Shigley, 1996).

En términos de una ecuación el factor de diseño se expresa de la siguiente manera:

$$F_D = \frac{S_y}{\sigma''} \qquad (3.\ 2)$$

Donde:

F_D: Factor de diseño.

S_y: Esfuerzo de fluencia del material.

σ'': Esfuerzo de diseño.

El factor de seguridad se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$F_S = \frac{S_y}{\sigma_r} \tag{3. 3}$$

Donde:

F_S: Factor de seguridad.

S_y: Limite de fluencia del material.

σ_r: Esfuerzo real.

De la ecuación (3.3) y teniendo en cuenta que el esfuerzo real que se evalúa es el esfuerzo más alto obtenido mediante el criterio de Von Mises expresado en la ecuación (3.1), se tiene que la ecuación para el análisis del factor de seguridad de los elementos dúctiles del elevador sometidos a un diseño estático es:

$$F_S = \frac{S_y}{\sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}} \tag{3. 4}$$

Donde:

F_S: Factor de seguridad.

S_y: Limite de fluencia del material.

σ_1; σ_2; σ_3: Esfuerzos principales.

Los valores mínimos de factores de seguridad que se debe cumplir para cada elemento diseñado están regulados bajo las normativas correspondientes de construcción y se los enunciara previo a cada simulación que se plantee en el presente capitulo.

El cálculo del factor de seguridad de los elementos del elevador, lo realiza de manera automática el programa inventor bajo los criterios anteriormente descritos, y los presenta bajo una escala de colores.

3.1.4 NORMATIVA Y CODIGOS DE CONSTRUCCIÓN.

Para el diseño se deberá cumplir de con los requisitos planteados en los siguientes documentos ecuatorianos que rigen la construcción de ascensores y estructura de soporte del mismo.

Tabla 3. 1. *Códigos y normas ecuatorianas utilizadas*

Item	Nombre	Designación
1	**Accesibilidad de las personas con discapacidad y movilidad reducida al medio físico. Ascensores.**	NTE INEN 2 299
2	**Código de seguridad de ascensores para pasajeros. Requisitos de seguridad.**	CPE INEN 18
3	**Norma ecuatoriana de la construcción.**	NEC 2015

Además para criterios de diseño necesarios y que no se vean especificados en los documentos antes mencionados se empleara como guía las siguientes normativas:

Tabla 3. 2. *Normas adicionales utilizadas*

Item	Nombre	Designación
1	Reglas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores. Parte 2: Ascensores hidráulicos.	UNE-EN 81-2
2	Safety code for existing elevators and scalators.	ANSI/ASME A17.3

3.1.5 VELOCIDAD NOMINAL DE LA CABINA DEL ELEVADOR.

La velocidad nominal o velocidad de régimen de un elevador, se refiere a la velocidad que garantiza el diseñador del aparato en un funcionamiento normal.

El código ecuatoriano CPE INEN 18, no especifica velocidades para el movimiento de elevadores, por lo cual se procede a determinar este valor en base a recomendaciones de textos en conjunto con parámetros planteados por la norma UNE-EN 81-2.

Los elevadores de pistón para estar dentro del alcance de la norma UNE-EN 81-2 deben mantener un rango de velocidades no superior a 1 [m/s].

Las aceleraciones empleadas comúnmente en los elevadores oscilan entre 0.5 [m/s^2] y 1.5 [m/s^2] esta última considerada para los ascensores rápidos. Por cuestiones de comodidad para los usuarios no se recomiendan aceleraciones mayores (Miravete, 2007).

En base a estas recomendaciones se selecciona una aceleración nominal de 0.5 [m/s^2] y una velocidad nominal de 0.6 [m/s].

3.1.5.1 Análisis cinemático del elevador.

El elevador a lo largo de su recorrido posee periodos de aceleración y desaceleración o frenado claramente identificados, en base a datos planteados y a ecuaciones de cinemática se procede al cálculo de los mismos. El análisis se realiza para todo un ciclo de subida del ascensor puesto que el ciclo de bajada es exactamente igual.

Para el análisis y cálculos de los tramos de aceleración y desaceleración, se utilizarán las ecuaciones cinemática de un movimiento rectilíneo uniformemente variado (MRUV), puesto que la aceleración es un valor constante en todo el tramo de análisis. Estas ecuaciones se plantean, en cantidades escalares, de la siguiente manera (Vallejo, 2009):

$$v_f = v_0 \pm (a * t) \tag{3. 5}$$

Donde:

v_f: Velocidad final.

v_0: Velocidad inicial.

a: Aceleración.

t: Periodo de tiempo del movimiento.

$$v_f^2 = v_0^2 \pm (2a * d) \tag{3. 6}$$

Donde:

v_f: Velocidad final.

v_0: Velocidad inicial.

a: Aceleración.

d: Distancia a recorrer.

De manera similar para el tramo en el cual se alcanza la velocidad nominal y se mantiene constante por un periodo de tiempo, se empleará la ecuación del movimiento rectilíneo uniforme (MRU) puesto que la aceleración es nula. Esta ecuación se plantea, en cantidades escalares, de la siguiente manera:

$$d = v * t \tag{3. 7}$$

Donde:

d: Distancia a recorrer.

v: Velocidad.

t: Periodo de tiempo del movimiento.

La distancia total a recorrer por el ascensor es la correspondiente a la altura de un piso, con un valor de 2.75 [m].

3.1.5.1.1 Análisis del tramo de aceleración.

La velocidad final para este tramo es la velocidad nominal, la aceleración se encuentra favor del movimiento, por lo que en las ecuaciones (3.5) y (3.6) se utiliza el signo positivo. Los datos del movimiento son:

Tabla 3. 3. *Datos del tramo de aceleración*

Item	Parámetro	Simb.	Valor	Unid.
1	Aceleración	a	0.5	[m/s^2]
2	Velocidad final (velocidad nominal)	v_f	0.6	[m/s]
3	Velocidad inicial (parte de reposo)	v_0	0	[m/s]

Con estos datos y aplicando las ecuaciones (3.5) y (3.6) se tiene que:

$$t_1 = \frac{v_f}{a} = \frac{0.6\ [\frac{m}{s}]}{0.5\ [\frac{m}{s^2}]}$$

$$t_1 = 1.2\ [s]$$

$$d_1 = \frac{v_f^2}{2a} = \frac{0.36\ [\frac{m^2}{s^2}]}{1\ [\frac{m}{s^2}]}$$

$$d_1 = 0.36\ [m]$$

3.1.5.1.2 Análisis del tramo de desaceleración o frenado.

La velocidad inicial para este tramo es la velocidad nominal, la aceleración está en contra del movimiento, producto de la acción de frenado, por lo que para los cálculos se la toma con signo negativo en las ecuaciones (3.5) y (3.6). Los datos del movimiento son:

Tabla 3. 4. *Datos del tramo de desaceleración*

Item	Parámetro	Simb.	Valor	Unid.
1	Aceleración	a	0.5	[m/s^2]
2	Velocidad final (llega al reposo)	v_f	0	[m/s]
3	Velocidad inicial (velocidad nominal)	v_0	0.6	[m/s]

Con estos datos y aplicando las ecuaciones (3.5) y (3.6) se tiene que:

$$t_3 = \frac{v_0}{a} = \frac{0.6\ [\frac{m}{s}]}{0.5\ [\frac{m}{s^2}]}$$

$$t_3 = 1.2\ [s]$$

$$d_3 = \frac{v_0^2}{2a} = \frac{0.36\ [\frac{m^2}{s^2}]}{1\ [\frac{m}{s^2}]}$$

$$d_3 = 0.36\ [m]$$

3.1.5.1.3 Análisis del tramo de aceleración nula.

Para este tramo se tiene el conocimiento que la distancia total que debe recorrer el elevador es de 2.75 [m].

Tabla 3. 5. *Datos del tramo de aceleración nula*

Item	Parámetro	Simb.	Valor	Unid.
1	Aceleración (nula)	a	0	[m/s^2]
2	Velocidad nominal (constante)	v	0.6	[m/s]
3	Recorrido total (d_1+d_3+d_2)	H	2.75	[m]

Con estos datos se tiene que:

$$d_2 = H - d_1 - d_3 = (2.75 - 0.36 - 0.36)[m]$$

$$d_2 = 2.03\ [m]$$

En base a la ecuación (3.7) se puede calcular el tiempo del recorrido.

$$t_2 = \frac{d_2}{v} = \frac{2.03\ [m]}{0.6\ [\frac{m}{s}]}$$

$$t_2 = 3.4\ [s]$$

3.1.5.1.4 Desplazamiento del ascensor.

El resumen del movimiento del elevador a lo largo de un ciclo de desplazamiento, ya sea subiendo o bajando, se representa en la Figura 3.3.

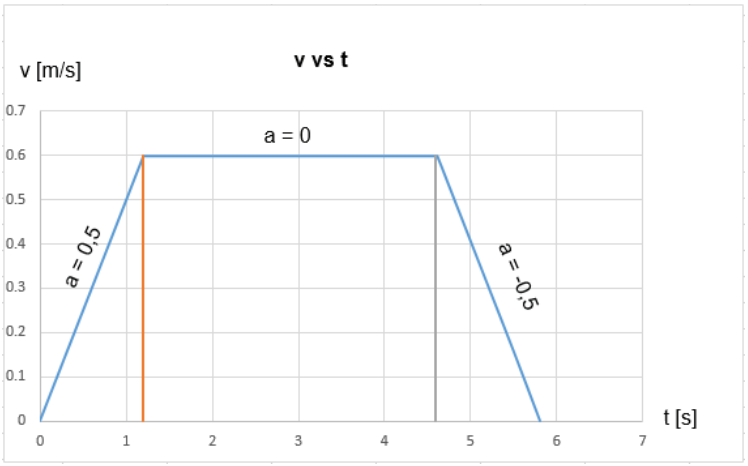


Figura 3. 3. Diagrama de velocidades vs. Tiempo

3.1.6 CABINA DEL ELEVADOR.

3.1.6.1 Dimensiones internas de la cabina.

“Cabina. Cuarto formado por paredes verticales, piso, techo puerta y accesorios” (CPE INEN 18, p. 1).

En relación a la norma obligatoria ecuatoriana NTE INEN 2 299 para la accesibilidad de personas con capacidades especiales a un elevador este debe cumplir con las siguientes dimensiones libres mínimas al interior de la cabina:

Tabla 3. 6.*Dimensiones mínimas NTE INEN 2 299*

Item	Criterio	Dimensión
1	Fondo de la cabina	1.20 [m]
2	Ancho de la cabina	1.00 [m]
3	Área útil de la cabina	1.20 [m^2]

De esta manera se puede asegurar el libre ingreso de una silla de ruedas y un eventual acompañante.

De acuerdo a estos requerimientos y en base a los requisitos planteados por el cliente se procede a sobredimensionar la cabina, teniendo en cuenta que en la misma se deberán transportar en simultáneo dos personas y una silla de ruedas como mínimo, en base a esto se establecen las siguientes medidas para el área útil de la cabina:

Tabla 3. 7. *Dimensiones de la cabina*

Item	Criterio	Dimensión
1	Fondo de la cabina	1.54 [m]
2	Ancho de la cabina	1.44 [m]
3	Área útil de la cabina	2.22 [m^2]

En cuanto a la altura mínima interior de la cabina y el ancho de la puerta de ingreso la norma NTE INEN 2 299 establece como valores mínimos las siguientes dimensiones:

Tabla 3. 8. *Dimensiones mínimas del vano de la puerta (NTE INEN 2 299, 2001)*

Item	Criterio	Dimensión
1	Ancho del vano	0.90 [m]
2	Altura del vano	2.00 [m]

De acuerdo a estas especificaciones de la norma y en base a las dimensiones netas de la cabina se fijan las siguientes medidas para el vano de la puerta, mismas que cumplen a cabalidad con la normativa mencionada.

Tabla 3. 9. *Dimensiones del vano de la puerta*

Item	Criterio	Dimensión
1	Ancho del vano	1.10 [m]
2	Altura del vano	2.37 [m]

3.1.6.2 Paredes verticales, puerta y techo.

Las paredes, puerta y techo deben ser construidas con un material ligero para reducir la carga muerta de la cabina y además que soporte la corrosión por cuestiones de estética y seguridad, se tiene como ventaja que dichos elementos no deben soportar cargas considerables durante el funcionamiento del ascensor solo cumplen la función de albergar a los pasajeros durante el recorrido.

En una breve comparación para el material de construcción de la cabina y en relación a las condiciones citadas en el párrafo anterior se tiene los siguientes materiales como posibles opciones:

Acero Inoxidable:

- Densidad: 7900 [kg/m^3]
- Maquinabilidad: Media.
- Resistencia a la corrosión: Alta.

Acero HSLA:

- Densidad: 7800 [kg/m^3]
- Maquinabilidad: Media.
- Resistencia a la corrosión: Media.

Aluminio serie 6xxx-T6:

- Densidad: 2699 [kg/m^3]
- Maquinabilidad: Alta.
- Resistencia a la corrosión: Alta.

Como se puede observar el aluminio de la serie 6xxx presenta las mejores prestaciones de servicio para cumplir con los requisitos planteados.

En el mercado ecuatoriano empresas como Cedal® comercializan y trabajan aluminio de la serie 6xxx de manera común teniendo gran acogida. Concretamente existen tres opciones de aluminio para aplicaciones estructurales y/o arquitectónicas, estas son:

- Aluminio 6063.
- Aluminio 6061.
- Aluminio 6005.

Entre estos materiales no existe una diferencia considerable en lo referente a sus propiedades mecánicas, mismas que son de interés en el presente diseño. Estas aleaciones presentan como principales ventajas su maquinabilidad, formabilidad, soldabilidad y resistencia a la corrosión además de que debido a la presencia de Mg_2Si poseen alta afinidad a tratamientos térmicos, tal es el caso de la denominación 6xxx-T6 misma que corresponde a un tratamiento térmico de y un envejecido artificial condiciones que ayudan a las mejorar la resistencia a la corrosión.

Al no existir una diferencia considerable en las propiedades mecánicas se recurre a recomendaciones, las cuales muestran que el material más común en temas estructurales es la aleación de aluminio 6061-T6. Teniendo en cuenta estos aspectos se ha seleccionado al aluminio 6061-T6 como material de construcción para los perfiles y planchas metálicas que conformaran las paredes de la cabina, además se empleara con fines estéticos vidrios laminados acoplados en los elementos de aluminio.

Las principales ventajas del aluminio 60601-T6 son:

- Es una aleación dúctil y muy ligera, que presenta una gran resistencia mecánica y excelente acabado superficial.

- Debido a ser un aluminio posee excelente resistencia a la corrosión.
- Facilidad de soldadura.
- Facilidad de maquinado a pesar de su tratamiento de envejecido artificial.
- Resistencia mecánica muy parecida a la del acero.
- Nula toxicidad.

Las propiedades mecánicas de esta aleación de aluminio se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 3. 10. *Propiedades mecánicas del aluminio 6061-T6* (Tecniaceros, 2007)

Aleación	**Tensión**				**Dureza**	**Corte**	**Fatiga**	**Módulo**
	Resistencia [ksi]		Elongación en 2 pulg.		Brinell	Último de corte	Límite de fatiga	Módulo de elasticidad [ksi*10^3]
	Último	Fluencia	1/16" Espesor	½" Diámetro	500 [kg] bola de 10 [mm]	Resistencia [ksi]	[ksi]	
6061-T6	5	40	12	17	95	30	14	10

El aluminio 6061-T6 se encuentra dentro de la biblioteca de materiales del programa inventor que se utilizara para las simulaciones que sean necesarias, la Figura 3.4 indica las propiedades del material en el programa y que a su vez corresponden a las propiedades mecánicas citadas en la Tabla 3.10.

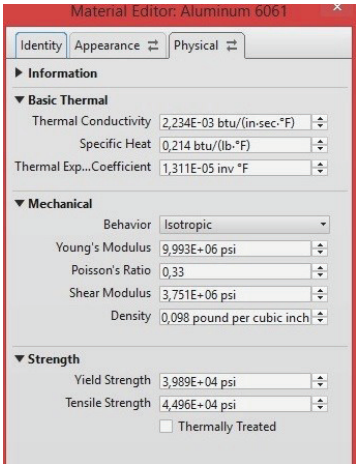


Figura 3. 4. Características del Aluminio 6061-T6

Los vidrios que se ocuparan para la cabina panorámica y que serán montados en las paredes, techo y puerta deben ser laminados y además serán sometidos a un ensayo de impacto perpendicular especificado por la norma UNE 81-2 y que se encuentra en el ANEXO 2 del presente documento.

Como requisitos mínimos de seguridad para las paredes verticales, la puerta y el techo norma UNE 81-2 establece que:

- Las paredes y puerta de ingreso de la cabina, deben ser capaces de soportar una fuerza de 300 [N] aplicada sobre un área de 5 [cm2] cuadrada o redonda, pudiendo tener una deformación elástica no mayor a 15 [mm].
- El techo de la cabina debe soportar una carga de 2000 [N] distribuidos en un área de 0.20x0.20 [m2], teniendo únicamente una deformación elástica no mayor a 15 [mm].
- Si se realizan agujeros de ventilación en el techo de la cabina estos deben tener un área total máxima del 1% de la superficie útil de la cabina, además cada una de estas perforaciones no deben tener un diámetro mayor a 10 [mm].

Para las paredes laterales y la puerta se propone perfiles vaciados de aluminio 6061-T6 con un espesor de 5 [mm] y con alturas y anchos que se especifican en los planos de taller respectivos.

Tabla 3. 11. *Planos de taller de paredes y techo de la cabina*

Elemento	**Código**
Pared trasera	LOBV.201
Pared lateral externa	LOBV.202
Pared lateral interna	LOBV.203
Marco de la puerta	LOBV.204
Puerta	LOBV.205
Techo	LOBV.206

En la Figura 3.5 se muestra el ensamble final de la cabina.

3.1.6.2.1 Simulación de las paredes verticales y puerta.

Para la simulación se considera suficiente realizarlo solo sobre una de las paredes puesto que el material de construcción, las dimensiones y los perfiles utilizados son semejantes para la puerta. Se tiene las siguientes condiciones de diseño para las paredes y puerta.

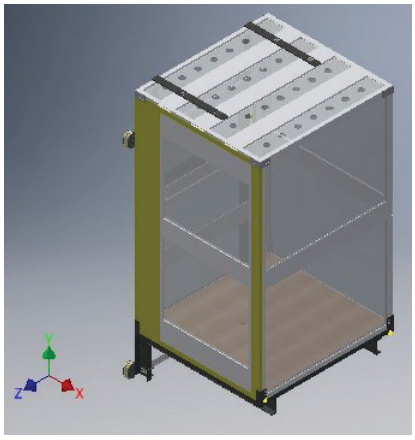


Figura 3. 5. Montaje de la cabina

- Las paredes y puerta de ingreso de la cabina, deben ser capaces de soportar una fuerza de 300 [N] aplicada sobre un área de 5 [cm^2] cuadrada o redonda, pudiendo tener una deformación elástica no mayor a 15 [mm].
- Material de los perfiles: Aluminio 6061-T6.
- Bordes de la pared fijados.
- Carga de 300 [N] perpendicular a la pared y distribuida de manera uniforme sobre el área designada.
- Se simula solo el marco de la pared puesto que los cristales deben cumplir de manera separada los requerimientos mencionados en el ANEXO 2.

En la Figura 3.6 se muestra la magnitud, dirección y posición de la carga de ensayo sobre la pared.

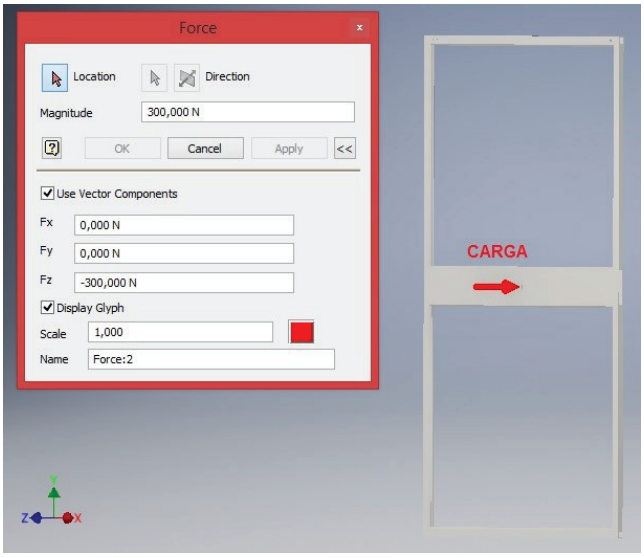


Figura 3. 6. Disposición de carga de ensayo sobre la pared vertical

Con las condiciones de simulación antes mencionadas se procede a utilizar el programa Inventor y correrla. En la Figura 3.7 se muestra los resultados de la simulación de manera concreta se muestra los esfuerzos de Von Mises.

De manera similar en la Figura 3.8 se muestran los desplazamientos provocados en la pared por la carga aplicada y que se obtiene de la simulación.

Tabla 3. 12. *Resultados de la simulación de las paredes verticales*

Item	Descripción	Simb.	Valor	Unid.
1	Material	Al	Aluminio 6061-T6	N/A
2	Carga aplicada	F	300	[N]
3	Esfuerzo de Von Mises (máximo)	σ'_{max}	6.502	[MPa]
4	Esfuerzo de Von Mises (mínimo)	σ'_{min}	0	[MPa]
5	Desplazamiento (máximo)	Δz_{max}	0.29	[mm]
6	Factor de seguridad (mínimo)	F_S	15	N/A

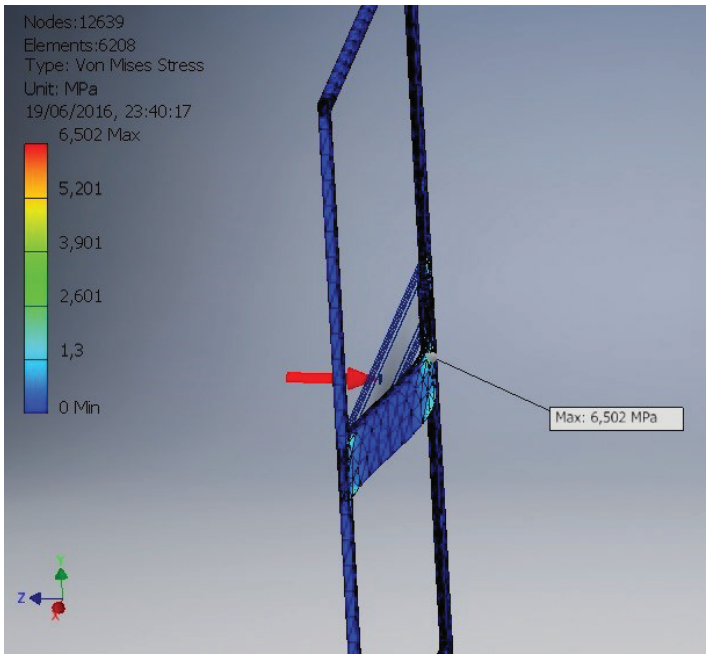


Figura 3. 7. Esfuerzos de Von Mises sobre las paredes laterales y puerta

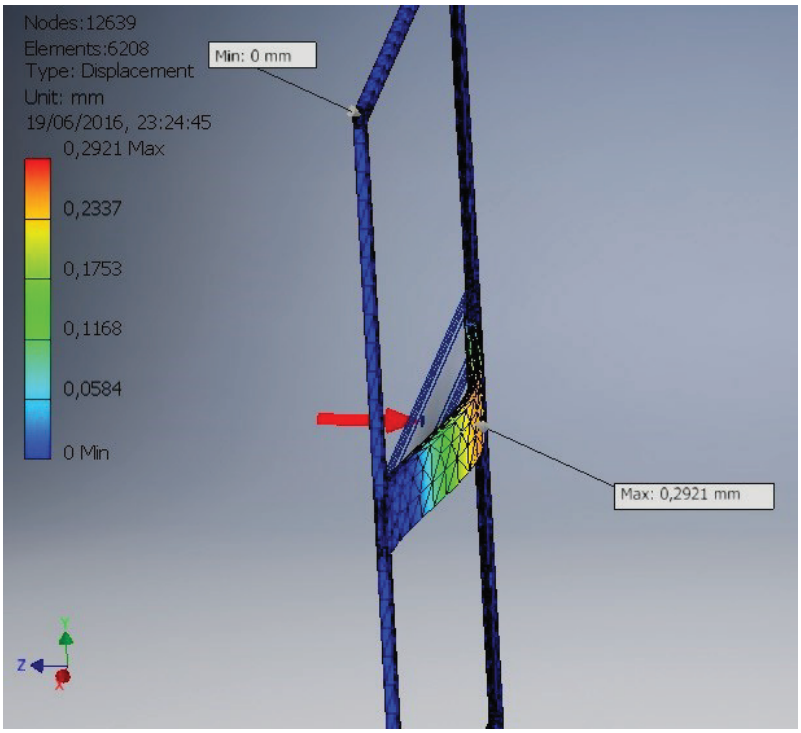


Figura 3. 8. Desplazamiento de las paredes laterales y puerta

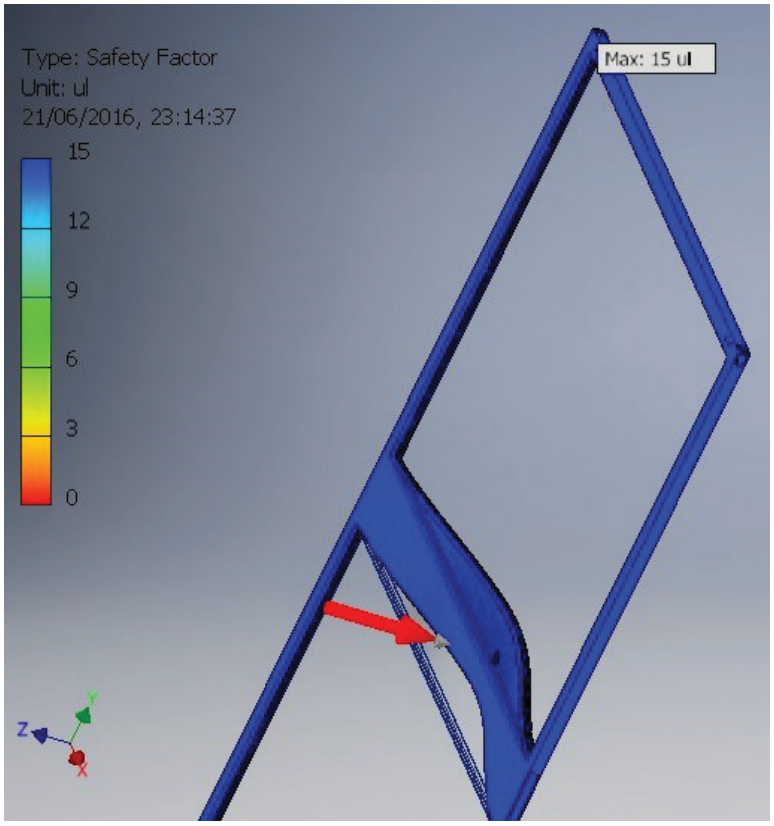


Figura 3. 9. Factor de seguridad de las paredes laterales y puerta

De los resultados anteriormente enlistados en la Tabla 3.12 producto de la simulación se puede concluir que el diseño de los perfiles cumple con las especificaciones de seguridad que se menciona en la normativa correspondiente. Por lo cual las dimensiones y el diseño quedan aprobados.

3.1.6.2.2 Simulación del techo.

Para la simulación se tiene las siguientes condiciones de diseño.

- El techo de la cabina debe tener la capacidad de soportar el peso de dos personas de 1000 [N] cada una, en un área de 0,20 [m] x 0,20 [m].
- Material de los perfiles: Aluminio 6061-T6.

- Bordes del techo estarán fijados, en concordancia de su funcionamiento normal.
- Carga de 2000 [N] perpendicular a la pared y distribuida de manera uniforme sobre el área designada.
- Se simula solo el marco de la pared puesto que los cristales deben cumplir de manera separada los requerimientos mencionados en el ANEXO 2.

En la Figura 3.10 se muestra la magnitud, dirección y posición de la carga de ensayo sobre el techo.

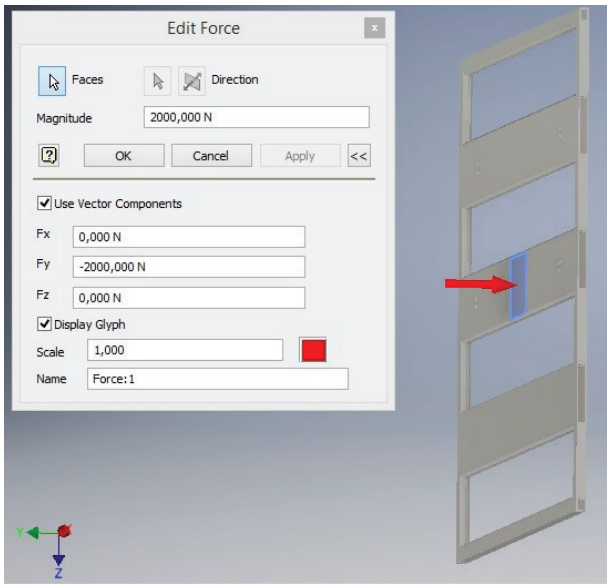


Figura 3. 10. Fuerza aplica sobre el techo de la cabina

Con las condiciones de simulación antes mencionadas se procede a utilizar el programa Inventor y correrla. En la Figura 3.11 se muestra los resultados de la simulación de manera concreta se muestra los esfuerzos de Von Mises.

De manera similar en la Figura 3.12 se muestran los desplazamientos provocados en la pared por la carga aplicada y que se obtiene de la simulación. Cabe recalcar que los desplazamientos se dan en la dirección de la aplicación de la carga es decir en sentido vertical descendente.

Tabla 3. 13. *Resultados de simulación sobre el techo de la cabina*

Item	Descripción	Simb.	Valor	Unid.
1	Material	Al	Aluminio 6061-T6	N/A
2	Carga aplicada	F	2000	[N]
3	Esfuerzo de Von Mises (máximo)	σ'_{max}	26.79	[MPa]
4	Esfuerzo de Von Mises (mínimo)	σ'_{min}	0	[MPa]
5	Desplazamiento (máximo)	Δy_{max}	2.134	[mm]
6	Factor de seguridad (mínimo)	F_S	10.27	N/A

La siguiente figura muestra el resultado de la simulación:

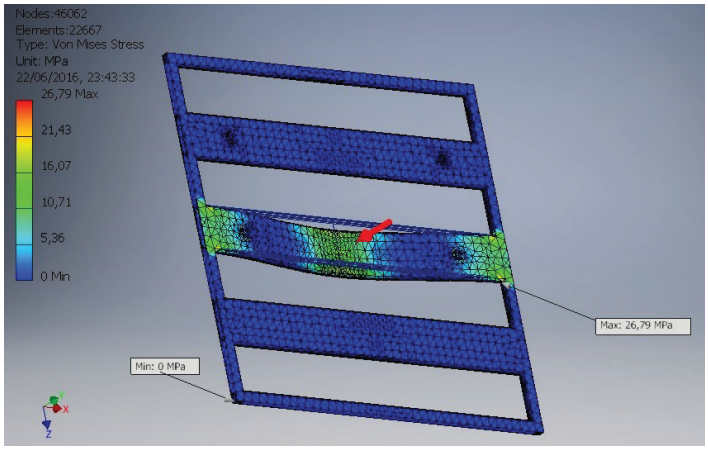


Figura 3. 11. Esfuerzos de Von Mises sobre el techo de la cabina

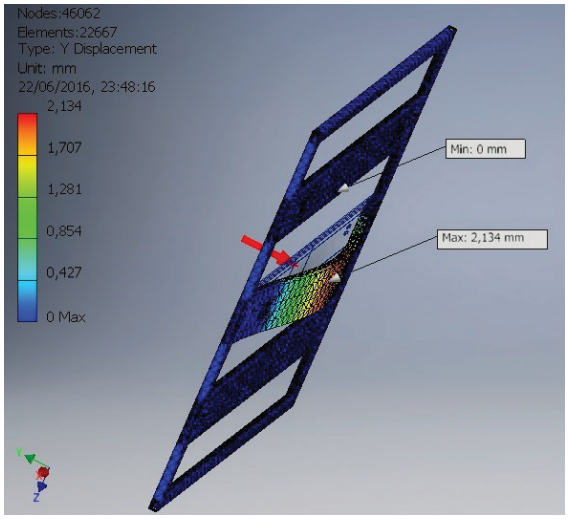


Figura 3. 12. Desplazamiento del techo de la cabina

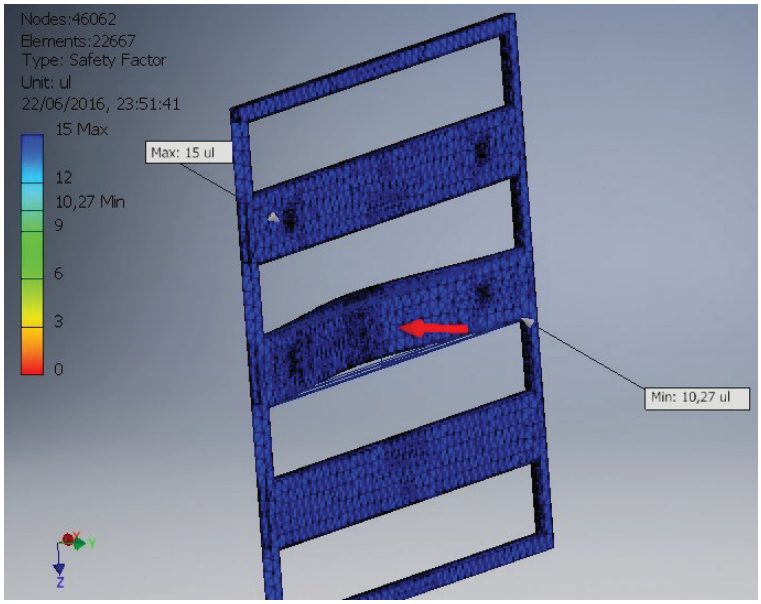


Figura 3. 13. Factor de seguridad del techo de la cabina

De los resultados anteriormente enlistados en la Tabla 3.13., producto de la simulación se puede concluir que el diseño de los perfiles para la construcción del techo cumple con las especificaciones de seguridad que se menciona en la normativa correspondiente. Por lo cual las dimensiones y el diseño quedan aprobados.

3.1.6.3 Piso de la cabina.

Para el piso de la cabina se empleara una base de estructura metálica conformada por vigas tipo “W”, conocidas comercialmente como tipo I, y tubos estructurales de sección cuadrada, para este montaje se empleara juntas soldadas en su totalidad. Adicional sobre esta base metálica se monta una superficie tipo piso falso sobre el cual acoplara una plancha metálica antideslizante con uniones apernadas entre el piso falso y la plancha antideslizante.

- Perfiles “W” (espesor de 5 [mm], patín de 100 [mm] y alma de 40 [mm]).
- Tubo estructural cuadrado (50x50x4).
- Piso falso de área 1540 [mm] x 1440 [mm] de espesor total 45 [mm].
- Plancha antideslizante de acero estructural ASTM A36 de espesor 2 [mm] y dimensiones 1540 [mm] x 1440 [mm].
- Todas las uniones serán soldadas con la finalidad de tener una configuración fija.

- Soldadura de perfiles y accesorios con proceso FCAW y penetración parcial (PJP) que presenta las siguientes características: Procedimiento rápido por alimentación continúa de electrodo.
    - Mayor tasa de depósito de material de aporte.
    - Protección de cordón de soldadura por gas.
    - con mayor penetración en comparación con SMAW y GMAW.
    - Complejidad baja para obtener un cordón adecuado.
    - Precios de consumibles menores en comparación a los procesos GMAW y SMAW.
    - Proceso más aplicado a nivel industrial.

- Perfiles angulares empleados netamente para la unión mecánica entre las paredes verticales y la estructura metálica del piso.
- El material de los perfiles usados es acero estructural A36 o de grado 250 especificado en la norma NTE INEN 2 415, cuyas propiedades mecánicas se especifican en la Tabla 3.14.

Tabla 3. 14. *Propiedades mecánicas del acero A36/Grado 250*

Grado	**Equiv.**	**Límite de fluencia**	**Esfuerzo ultimo**	**Resistencia a la tracción**	**Elongación % Espesor > 2.5mm**
		[MPa] – [ksi]	[MPa] – [ksi]	[MPa] - [ksi]	%
250	A36	250 - 36	500 - 73	330 - 48	22

Las dimensiones totales y accesorios es especifican en el anexo correspondiente a los planos e ingeniería de detalle.

Tabla 3. 15. *Plano de conjunto del piso de la cabina*

Elemento	**Código**
Piso cabina	LOBV.207

En las Figura 3.14., se aprecia la base de estructura metálica.

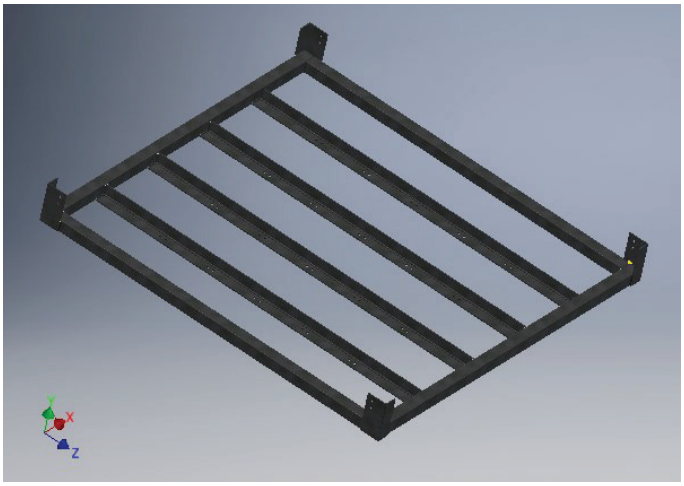


Figura 3. 14. Base metálica para el piso de la cabina

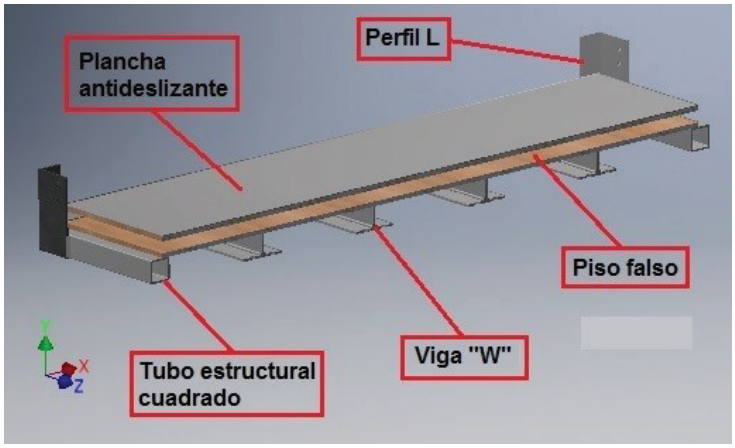


Figura 3. 15. Piso de la cabina en corte

3.1.6.3.1 Simulación del piso de la cabina.

La carga aplicada sobre el piso es la carga nominal más el peso propio de cada uno de los elementos que el piso. Además sobre los perfiles estructurales se encuentra aplicada la carga correspondiente al techo y las paredes verticales de la cabina.

En el momento que el elevador empieza su movimiento la cabina y las personas sufren los efectos de la aceleración nominal, esta aceleración actúa directamente

sobre la masa de la cabina y la masa nominal de diseño referente a los ocupantes en simultaneo, es precisamente en este instante que se genera la carga máxima, y esta corresponde a la carga provocada por la masa de cada elemento más la carga que se produce por el efecto de la aceleración sobre las masas producto del movimiento de la cabina del ascensor.

Para el cálculo del efecto de la aceleración sobre la masa se emplea la ecuación que referencia a la segunda ley de Newton puesto que las cargas máximas que soporta el piso se producirán cuando se haya aplicado la aceleración para iniciar o frenar el movimiento de mismo. Dicha ecuación en cantidades escalares es (Meriam 2007):

$$\sum F = m * a \qquad (3.\ 8)$$

Donde:

ΣF: Fuerza neta (sumatoria de fuerzas).

m: Masa del cuerpo.

a: Aceleración aplicada sobre el cuerpo.

Las masas que deben tomarse en cuenta para el cálculo de la carga que debe soportar la estructura metálica del piso de la cabina está compuesta por la suma de las masas del piso falso, le plancha antideslizante, las paredes verticales y el techo además del 145% de la carga nominal de diseño, esto último se hace para asegurar que el elevador no fallará ante posibles sobrecargas durante su funcionamiento.

De estas cargas mencionadas se encuentran aplicadas de la siguiente manera:

- Carga nominal: aplicada directamente sobre las vigas tipo “W” de la estructura metálica del piso, y distribuida de manera uniforme sobre las cuatro vigas.
- Carga producto del piso falso y la plancha antideslizante: aplicada directamente sobre las vigas tipo “W” de la estructura metálica del piso, y distribuida de manera uniforme sobre las cuatro vigas.

- Carga producto del peso de las paredes y el techo: aplicadas directamente sobre el marco de la estructura metálica del piso, concretamente sobre los perfiles estructurales cuadrados.

El análisis se debe realizará considerando la aceleración producto del movimiento del ascensor, puesto que es ese momento la carga será máxima.

En la Tabla 3.16 se enlistan los valores conocidos de las variables que intervienen en el cálculo de las cargas. Para este cálculo no se toma en cuenta el propio peso de la estructura del piso puesto que esto lo realiza el programa en la simulación por lo que al determinar la carga aplicada este peso se estaría sumando dos veces.

La carga producto del efecto de la gravedad sobre la masa se denomina peso y se la puede calcular en base a la siguiente ecuación (Vallejo, 2009):

$$P = m * g \tag{3. 9}$$

Donde:

P: Peso del elemento.

m: Masa del elemento.

g: Constante de gravedad.

Las ubicaciones de las cargas sobre la estructura metálica del piso se muestran en la Figura 3.16.

Tabla 3. 16. Datos análisis de cargas sobre el piso de la cabina

Item	Item	Simb.	Valor	Unid.
1	Masa nominal	m_N	422	[kgf]
2	Masa de la pared trasera	m_{pt}	66	[kgf]
3	Masa de la pared lateral ext.	m_{pe}	68	[kgf]
4	Masa de la pared lateral int.	m_{pi}	79	[kgf]
5	Masa del marco y la puerta	m_p	87	[kgf]
6	Masa del techo	m_t	55	[kgf]
7	Masa del piso falso	m_{pf}	28	[kgf]
8	Masa de la plancha antides.	m_{pd}	34	[kgf]
9	Aceleración nominal	a	0.5	[m/s^2]
10	Gravedad	g	9.81	[m/s^2]

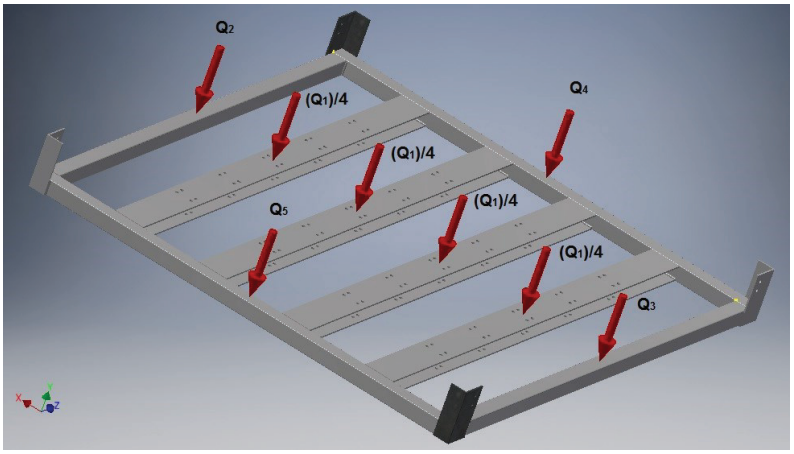


Figura 3. 16. Cargas sobre la estructura metálica del piso

Las cargas que se muestran en la Figura 3.16 se calculan mediante el empleo de las ecuaciones (3.8) y (3.9) debido al efecto combinado de la gravedad y la aceleración.

$$Q_1 = \left[1.45m_N + m_{pd} + m_{pf}\right](a + g) = 674\ [kg] * 10.31\ [\frac{m}{s^2}]$$

$$Q_1 = 6948\ [N]$$

$$Q_2 = \left[m_{pi} + \frac{1}{4}m_t\right](a+g) = 93\ [kg] * 10.31\ [\frac{m}{s^2}]$$

$$Q_2 = 954\ [N]$$

$$Q_3 = \left[m_{pe} + \frac{1}{4}m_t\right](a+g) = 82\ [kg] * 10.31\ [\frac{m}{s^2}]$$

$$Q_3 = 843\ [N]$$

$$Q_4 = \left[m_{pt} + \frac{1}{4}m_t\right](a+g) = 80\ [kg] * 10.31\ [\frac{m}{s^2}]$$

$$Q_4 = 823\ [N]$$

$$Q_5 = \left[m_p + \frac{1}{4}m_t\right](a+g) = 101\ [kg] * 10.31\ [\frac{m}{s^2}]$$

$$Q_5 = 1039\ [N]$$

Una vez que calculadas las cargas que soportará la estructura del piso, se establece las condiciones de simulación y parámetros de aceptación del diseño:

- Vigas tipo “W” fijadas en el patín inferior, en correspondencia al posterior acople que tendrá con el bastidor.
- Cara inferior de los perfiles estructurales cuadrados del marco de la base fijados.
- Propiedades de materiales empleados especificados en las tablas 3.14.
- Factor de seguridad mínimo en la estructura debe ser 5. Este último no se hace referencia en ninguna norma por lo que se ha escogido en base a criterio mínimo de seguridad del diseñador.
- Desplazamiento máximo aceptado 5 [mm].

Los resultados de la simulación se enlistan en la Tabla 3.17.

Tabla 3. 17. *Resultados de simulación sobre el techo de la cabina*

ITEM	Descripción	Simb.	Valor	Unid.
1	Material	A36	Acero A 36	N/A
2	Carga aplicada sobre perfiles H	Q_1	6940	[N]
3	Cargas aplicadas sobre el marco de la estructura metálica del piso de la cabina	Q_2	954	[N]
4		Q_3	843	[N]
5		Q_4	823	[N]
6		Q_5	1039	[N]
7	Esfuerzo de Von Mises (máximo)	σ'_{max}	1.1	[MPa]
8	Esfuerzo de Von Mises (mínimo)	σ'_{min}	0	[MPa]
9	Desplazamiento (máximo)	Δy_{max}	0.0008	[mm]
10	Factor de seguridad (mínimo)	F_S	15	N/A

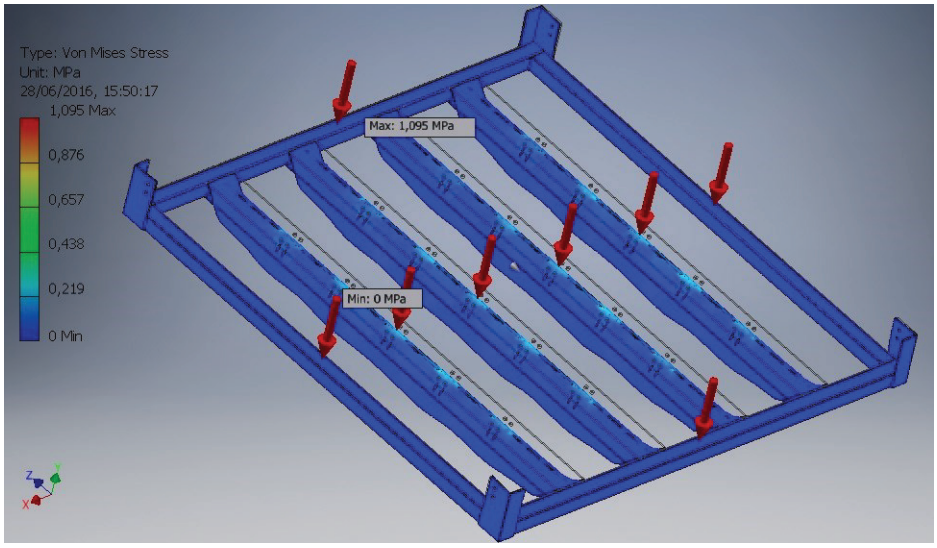


Figura 3. 17. Esfuerzo de Von Mises del sobre el piso

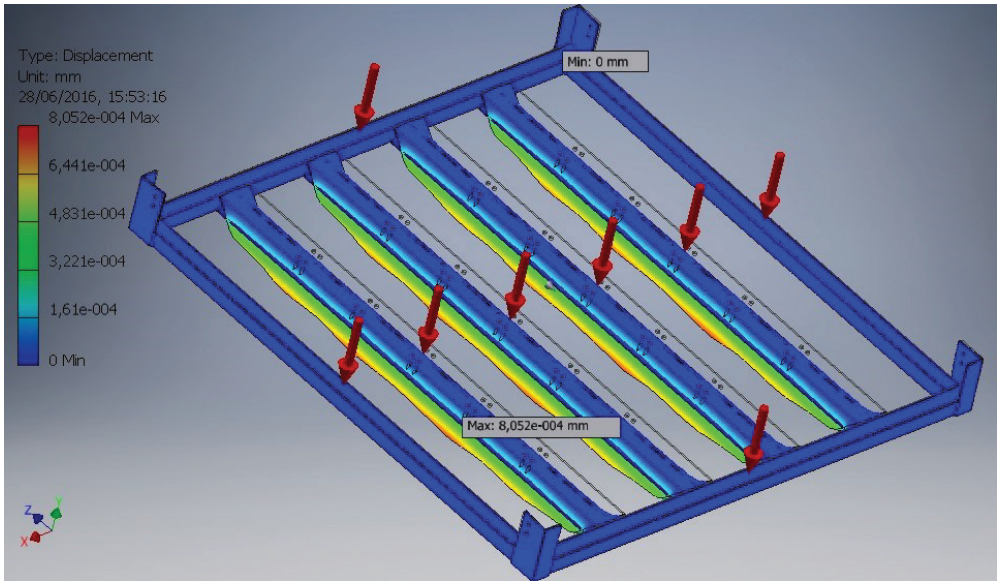


Figura 3. 18. Desplazamiento del piso de la cabina

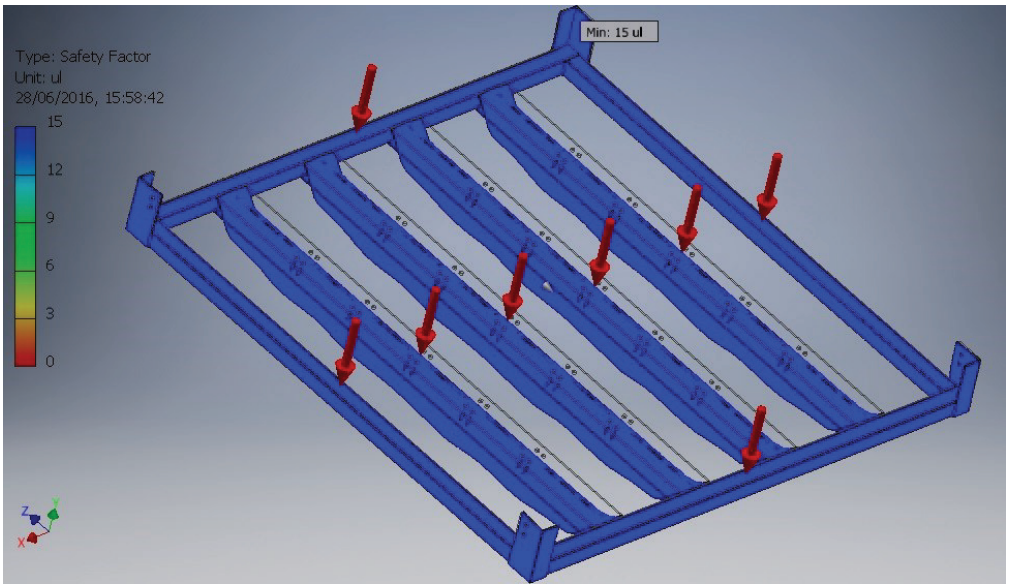


Figura 3. 19. Factor de seguridad del piso de la cabina

En relación a los valores obtenidos de la simulación y a las condiciones de diseño planteadas se observa que el diseño de la estructura metálica cumple con las condiciones. Por lo que es apto para el uso.

3.1.6.3.2 Calculo de las uniones soldadas para el piso de la cabina.

Especificaciones de soldadura:

- Electrodo E71T-1C., proceso FCAW.
- Sin preparación de bisel.
- Gas de protección CO_2.
- Corriente DC.

Las propiedades mecánicas del electrodo empleado se muestran en la Tabla 3.18.

Tabla 3. 18. *Propiedades electrodo E71T-1C* (ANSI/AWS A5.20, 2015)

Clasificación AWS	**Resistencia a la tracción** [ksi] / [MPa]	**Límite de fluencia mínimo** [ksi] / [MPa]	**% de elongación mínimo** %
E71T-1C	70 - 95 / 490 - 467	58 / 390	22

Para el análisis de soldadura bastará con realizar el para las juntas críticas, es decir en las juntas que tengan que soportar la mayor carga. Existen tres tipos distintos de unión para los cuales se debe determinar la junta crítica, estos son:

- Unión soldada del marco metálico del piso de la cabina, unión entre dos perfiles estructurales tipo tubo cuadrado.
- Unión de las vigas tipo “W” al marco metálico del piso.
- Unión de perfiles tipo ángulo para montaje de las paredes de la cabina.

Para los casos mencionados se empleará juntas tipo filete en las cuales la unión soldada estará sujeta a flexión debido a la posición y naturaleza de las cargas. Sobre las juntas existen esfuerzos cortantes y mismos que son producto de fuerzas cortantes y momentos flectores. Para determinar el valor de estos esfuerzos y los efectos sobre la soldadura es menester conocer los valores máximos de fuerza cortante y momento flector que soporta la viga o perfil estructural, para lo cual se empleara los diagramas de momento flector y fuerza cortante.

Para la realizar estos diagramas, se emplea en primer lugar la convención de signos mostrada en la Figura 3.20. En dicha figura se muestra el sentido en el cual el momento flector (M) y la fuerza cortante (V) serán considerados como positivos.

Las ecuaciones que ayudan a la obtención de los diagramas se basan en el análisis de un elemento infinitesimal de viga (dx), tal y como se muestra en la figura a continuación.

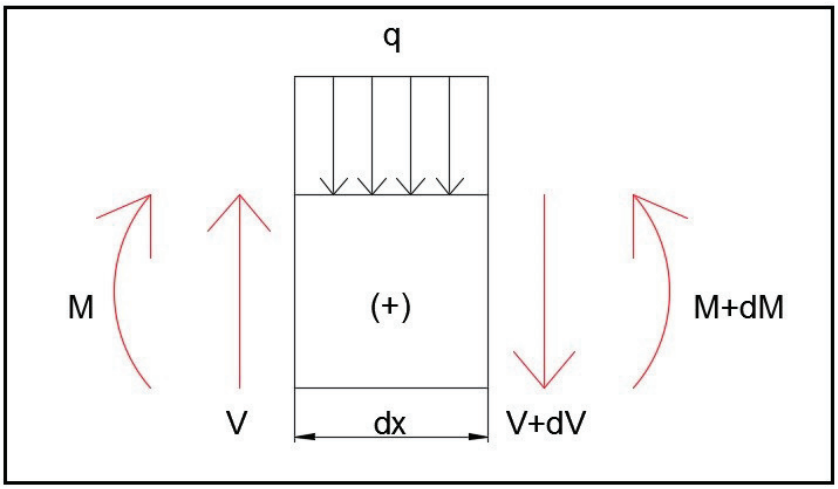


Figura 3. 20. Convención de signos y análisis sobre elemento infinitesimal de viga

En base al diagrama de cuerpo libre de un elemento de viga y a la convención de signos, se plantea las ecuaciones usadas para levantar los diagramas de fuerza cortante y momento flector (Gere, 2016):

$$\frac{dV}{dx} = -q \tag{3. 10}$$

Donde:

dV: Diferencial de la fuerza cortante.

dx: Diferencial de longitud del elemento.

q: Carga distribuida.

$$\frac{dM}{dx} = V \tag{3. 11}$$

Donde:

dM: Diferencial de momento flector.

dx: Diferencial de longitud del elemento.

V: Fuerza cortante.

Una vez calculados los valores máximos de fuerza cortante y momento flector, se debe evaluar los efectos combinados que producen sobre el cordón de soldadura.

La fuerza cortante se encarga de producir un esfuerzo cortante primario sobre el cordón, el valor de este esfuerzo se determina en base a la siguiente ecuación:

$$\tau' = \frac{V}{A} \tag{3. 12}$$

Donde:

τ': Esfuerzo cortante primario.

V: Fuerza cortante.

A: Área total de la garganta del cordón de soldadura.

Por su parte, el momento flector máximo genera un esfuerzo cortante sobre los cordones de soldadura, el valor de este esfuerzo se puede calcular con la siguiente formula:[19]

$$\tau = \frac{Mc}{0.707hI_u} \tag{3. 13}$$

Donde:

τ: Esfuerzo cortante.

M: Momento flector máximo.

c: Sección del perfil.

h: Cateto del cordón de soldadura.

I_u: Segundo momento unitario de área en base al área de la garganta.

El valor de I_u de la ecuación (3.13) depende de la forma en la que se encuentra ubicado el cordón de soldadura, este valor se lo obtiene de tablas, estas tablas se muestran en la Figura 3.21.

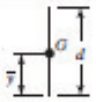
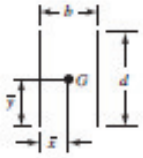
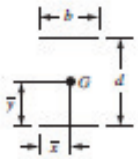
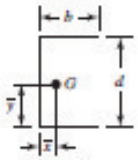
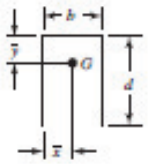
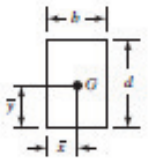
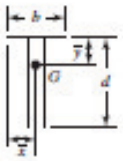
Weld	Throat Area	Location of G	Unit Second Moment of Area
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b+d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b+2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b+2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b+d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b+2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b+2d)\bar{y}^2$

Figura 3. 21. Propiedades de soldadura tipo filete en flexión (Budynas, 2008)

El valor del esfuerzo cortante neto sobre el cordón de soldadura será la suma del esfuerzo cortante primario producto dela fuerza cortante y el esfuerzo cortante producto del momento flector máximo.

$$\tau_N = \tau' + \tau \qquad (3.\ 14)$$

Donde:

τ_N: Esfuerzo cortante neto.

τ': Esfuerzo cortante primario.

τ: Esfuerzo cortante producto del momento flector.

Una vez determinado el esfuerzo cortante neto sobre el cordón de soldadura, se verifica que este sea menor al esfuerzo permisible que soporta el material de aporte. El esfuerzo permisible se obtiene de la Tabla 3.19.

Tabla 3. 19. *Cargas constantes permisibles para soldadura tipo filete*

Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)		
-------	70	80
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial		
$\boldsymbol{\tau} =$	21.0	24.0
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal		
$\boldsymbol{t_f} =$	14.85h	16.97h
Tamaño del cateto h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldadura de filete kip/pulg lineal	
3/8 (10 mm)	5.57	6.36
1/4 (7 mm)	3.71	4.24
1/8 (3 mm)	1.86	2.12

Para el primer caso de junta soldada, unión soldada del marco metálico del piso de la cabina, unión entre dos perfiles estructurales tipo tubo cuadrado, se observa que la junta criticas estarán sobre el perfil que soporta el peso de la puerta y el porcentaje correspondiente del peso del techo, esto debido a la magnitud de las cargas siendo superior a las demás.

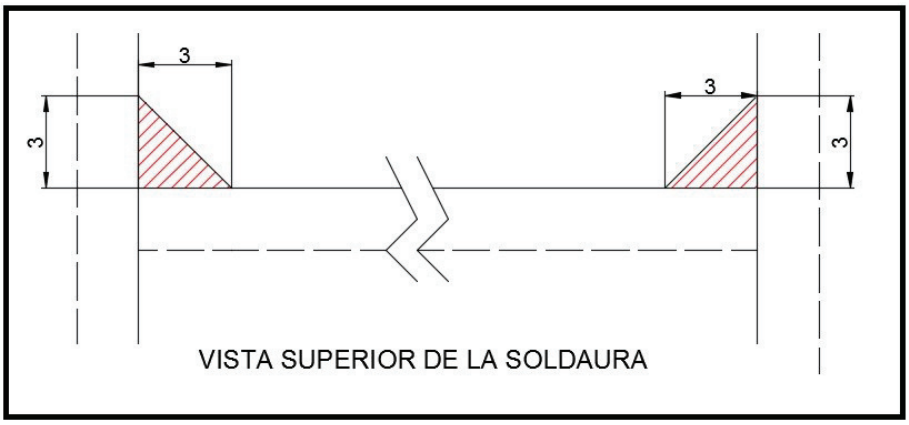


Figura 3. 22. Soldadura de los perfiles del marco del piso

De la figura anterior se observa que es el caso número uno de la Figura 3.21., con una longitud de cordón del ancho del perfil es decir 50 [mm].

Por cuestiones de análisis se presenta el diagrama de cuerpo libre simplificado del perfil estructural cuadrado, teniendo en cuenta que los cordones de soldadura estarán en los extremos.

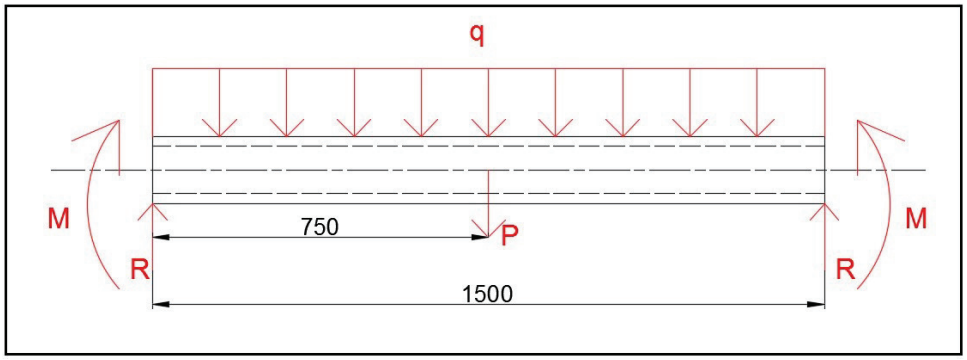


Figura 3. 23. Diagrama de cuerpo libre del perfil cuadrado

Los valores de la carga que deberá soportar el tubo estructural, así como los datos necesarios para el cálculo de reacciones y esfuerzos, se enlistan en la siguiente tabla:

Tabla 3. 20. *Datos para el cálculo soldadura del marco del piso*

Item	Descripción	Simb.	Valor	Unid.
1	Carga aplicada	q	693	[N/m]
2	Peso del perfil	m	84	[N]
3	Longitud del perfil	L	1500	[mm]
4	Metal de aporte	E71T	E71T	N/A
5	Ancho del cateto del cordón	h	3	[mm]

Para el cálculo de reacciones en vigas que no son hiperestáticas se emplea los principios de equilibro estático descrita por la ecuación (3.15) y de equilibrio rotacional descrito por la ecuaciones (3.15) y (3.16) respectivamente:

$$\sum F = 0 \tag{3. 15}$$

Donde:

ΣF: Sumatoria de todas las fuerzas actuantes en una dirección (eje).

$$\sum M = 0 \tag{3. 16}$$

Donde:

ΣF: Sumatoria de todos los momentos actuantes en torno un eje.

Debido a las juntas soldadas de los extremos del perfil cuadrado se tiene una viga hiperestática, lo que implica que no basta con la combinación de las ecuaciones (3.15), (3.16) para determinar las reacciones sobre los apoyos (cordones de soldadura). En respuesta a esto se emplea la simulación del perfil en el programa SAP2000, con la finalidad de hallar el valor de las reacciones, los diagramas de momento flector y fuerza cortante.

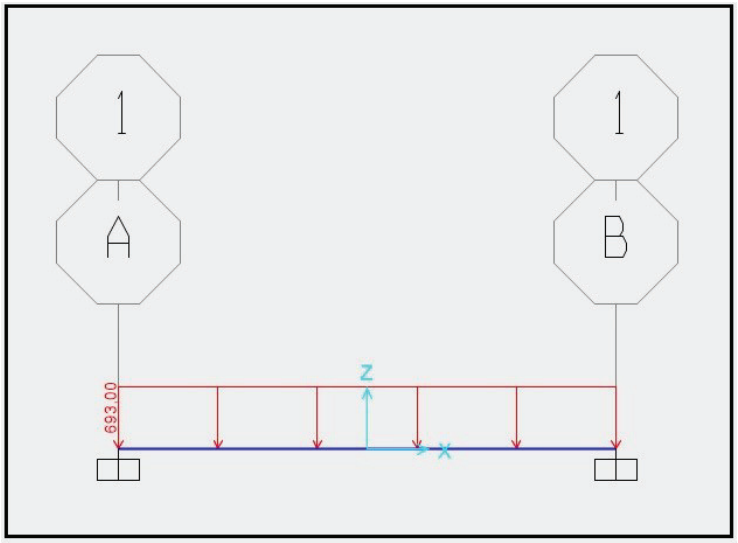


Figura 3. 24. Modelado del perfil cuadrado en SAP2000

Del análisis de la simulación se obtienen los siguientes resultados:

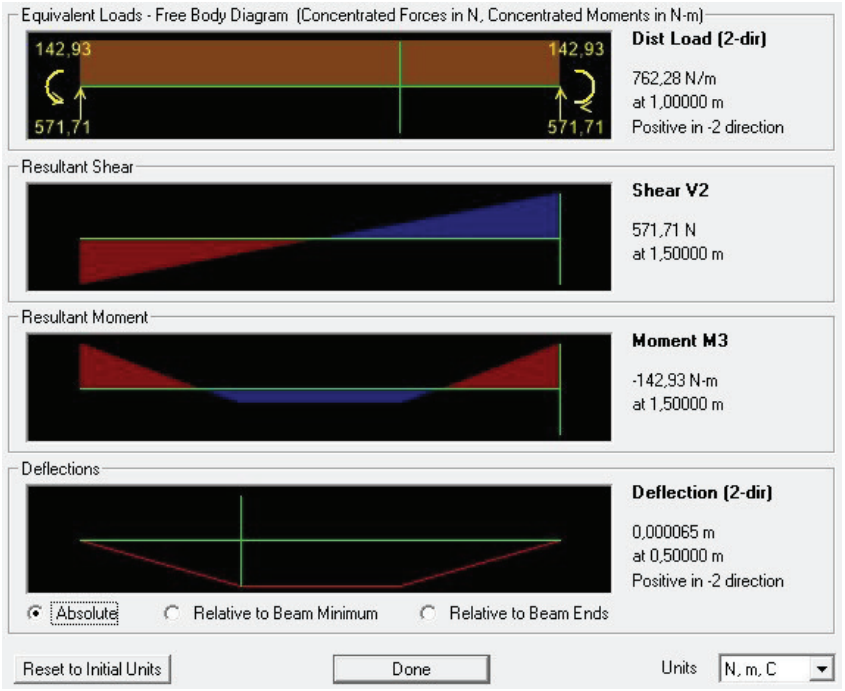


Figura 3. 25. Resultados de la simulación del perfil cuadrado en SAP2000

Tabla 3. 21. *Resultados simulación perfil cuadrado (50x50)*

Item	Descripción	**Simb.**	**Valor**	**Unid.**
1	Reacción en A	R_A	571.71	[N]
2	Reacción en B	R_B	571.71	[N]
3	Momento en A	M_A	142.93	[Nm]
4	Momento en B	M_B	142.93	[Nm]
5	Fuerza cortante max.	V_{max}	571.71	[N]
6	Momento flector max.	M_{max}	142.93	[Nm]
7	Deflexión max.	Δ_{max}	0.065	[mm]

Con los valores de fuerza cortante y momento flector máximos y las ecuaciones (3.12), (3.13) y (3.14) se tiene que:

$$\tau' = \frac{V_{max}}{A} = \frac{V_{max}}{0.707hd} = \frac{571.71\ [N]}{0.707(0.003 * 0.05)[m^2]} = 5.39\ [Mpa] = 0.78\ [ksi]$$

$$I_u = \frac{d^3}{12} = \frac{0.05^3\ [m^3]}{12} = 1.04E^{-5}[m^3]$$

$$\tau = \frac{M_{max}C}{hI_u} = \frac{142.93[Nm] * 0.025[m]}{0.003[m] * 1.04E^{-5}[m^3]} = 114.52[Mpa] = 16.6[ksi]$$

$$\tau_N = \tau' + \tau = 17.38[ksi]$$

De la Tabla 3.19 se obtiene el esfuerzo permisible sobre la garganta de soldadura para un material de aporte tipo E70, con este valor se obtiene el factor de seguridad.

$$F_S = \frac{\tau_{perm}}{\tau_N} \qquad (3.\ 17)$$

$$F_S = \frac{21[ksi]}{17.38[ksi]} = 1.2$$

La soldadura tiene un factor de seguridad aceptable para el diseño planteado.

Para el segundo caso de junta soldada, unión de las vigas tipo “W” al marco metálico del piso, se observa que los cuatro perfiles soportan la misma carga, equivalente al 25% de la combinación de las cargas producto de los elementos del piso de la cabina (piso falso y plancha antideslizante) además de la carga nominal combinados con los efectos de la aceleración. Por lo cual el análisis es el mismo para los cuatro perfiles.

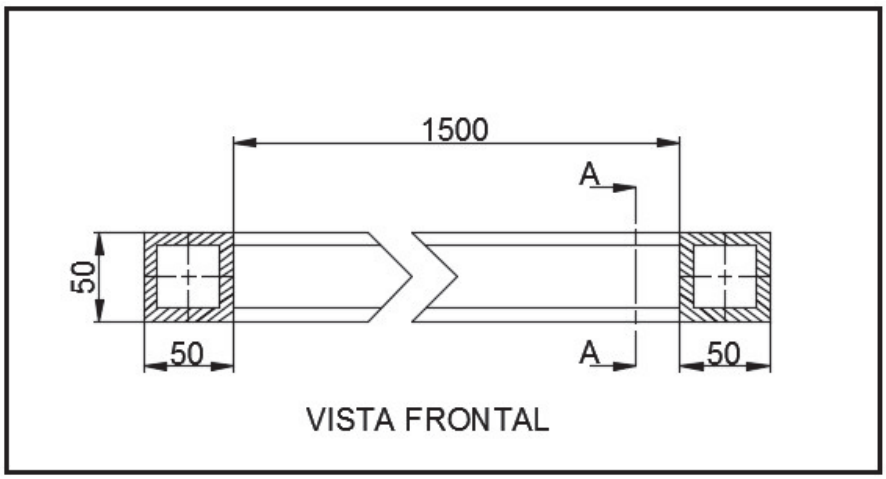


Figura 3. 26. Montaje de los perfiles tipo “W” (Tipo H) al marco del piso

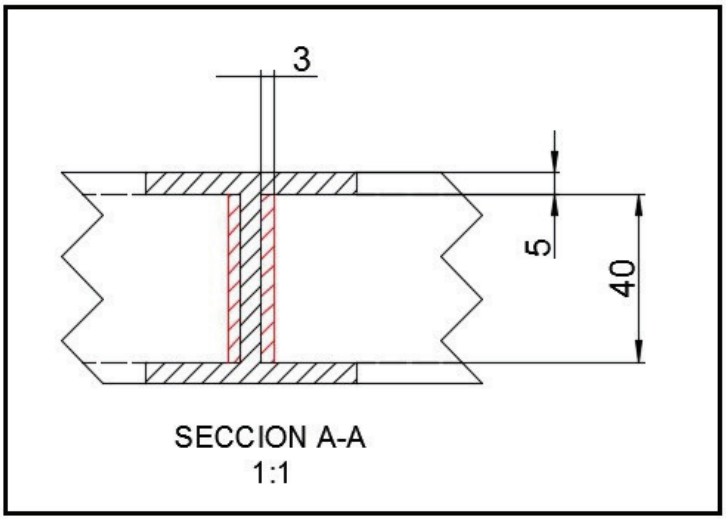


Figura 3. 27. Soldadura de los perfiles tipo “W” al marco del piso

Como se observa de la Figura 3.27., el cordón de soldadura obedece al caso número 2 de la Figura 3.21., donde se observa que la soldadura estará solo a lo largo del alma de la viga.

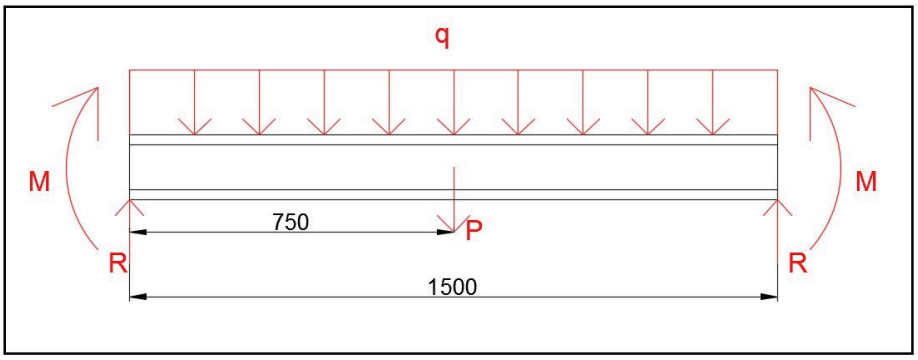


Figura 3. 28. Diagrama de cuerpo libre del perfil "W"

Los valores de la carga que deberá soportar el perfil, así como los datos necesarios para el cálculo de reacciones y esfuerzos, se enlistan en la siguiente tabla:

Tabla 3. 22. *Datos para el cálculo perfil tipo "W"*

Item	**Descripción**	**Simb.**	**Valor**	**Unid.**
1	Carga aplicada	q	299	[N/m]
2	Peso del perfil	m	138	[N]
3	Longitud del perfil	L	1500	[mm]
4	Metal de aporte	E71T	E71T	N/A
5	Ancho del cateto del cordón	h	3	[mm]

Debido a las juntas soldadas de los extremos del perfil tipo "W" se tiene una viga hiperestática, lo que implica que no basta con la combinación de las ecuaciones (3.15), (3.16) para determinar las reacciones sobre los apoyos (cordones de soldadura). En respuesta a esto se emplea la simulación del perfil en el programa SAP2000, con la finalidad de hallar el valor de las reacciones, los diagramas de momento flector y fuerza cortante.

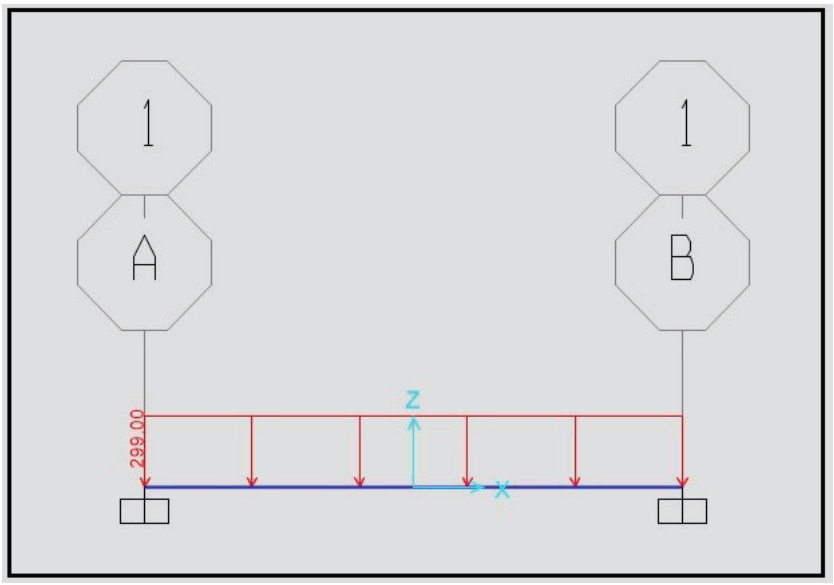


Figura 3. 29. Modelado del perfil “W” en SAP2000

Del análisis de la simulación se obtienen los siguientes resultados:

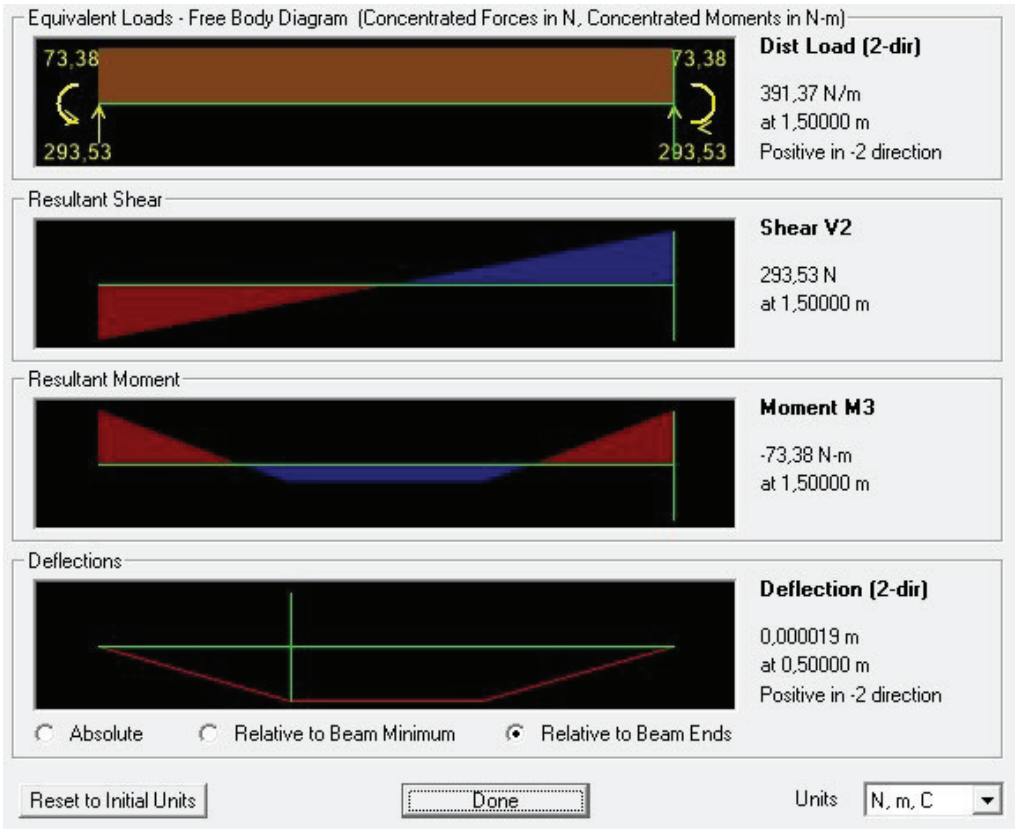


Figura 3. 30. Resultados de la simulación del perfil tipo “W” en SAP2000

Tabla 3. 23. *Resultados simulación perfil "W"*

Item	Descripción	**Simb.**	**Valor**	**Unid.**
1	Reacción en A	R_A	293.53	[N]
2	Reacción en B	R_B	293.53	[N]
3	Momento en A	M_A	73.83	[Nm]
4	Momento en B	M_B	73.83	[Nm]
5	Fuerza cortante max.	V_{max}	293.53	[N]
6	Momento flector max.	M_{max}	73.83	[Nm]
7	Deflexión max.	Δ_{max}	0.019	[mm]

Con los valores de fuerza cortante y momento flector máximos y las ecuaciones (3.12), (3.13) y (3.14) se tiene que:

$$\tau' = \frac{V_{max}}{A} = \frac{V_{max}}{1.414hd} = \frac{293.53\ [N]}{1.414(0.003 * 0.04)[m^2]} = 1.72\ [Mpa] = 0.25\ [ksi]$$

$$I_u = \frac{d^3}{6} = \frac{0.04^3\ [m^3]}{6} = 1.06E^{-5}[m^3]$$

$$\tau = \frac{M_{max}C}{hI_u} = \frac{73.83[Nm] * 0.02[m]}{0.003[m] * 1.06E^{-5}[m^3]} = 46.43[Mpa] = 6.73[ksi]$$

$$\tau_N = \tau' + \tau = 7[ksi]$$

De la Tabla 3.19 se obtiene el esfuerzo permisible sobre la garganta de soldadura para un material de aporte tipo E70, con este valor se obtiene el factor de seguridad.

$$F_S = \frac{21[ksi]}{7[ksi]} = 3$$

La soldadura tiene un factor de seguridad aceptable para el diseño planteado.

Para el tercer y último caso, unión de perfiles tipo ángulo para montaje de las paredes de la cabina. Al ser una unión que netamente servirá de guía para el montaje de las paredes verticales de la cabina no soportará cargas considerables que provoquen efectos de deformación por lo cual el dimensionamiento no necesita ser simulado y se acepta la opción planteada.

Las especificaciones de soldadura para esta unión serán:

Tabla 3. 24*. Datos para la soldadura de los ángulos a la base*

Item	Descripción	Simb.	Valor	Unid.
1	Longitud del cordón	L	50	[mm]
2	Metal de aporte	E71T	E71T	N/A
3	Ancho del cateto del cordón	h	3	[mm]

3.1.7 BASTIDOR DEL ELEVADOR.

Como se mencionó en el capítulo dos del presente documento, la alternativa seleccionada de construcción es un bastidor con de pórtico lateral.

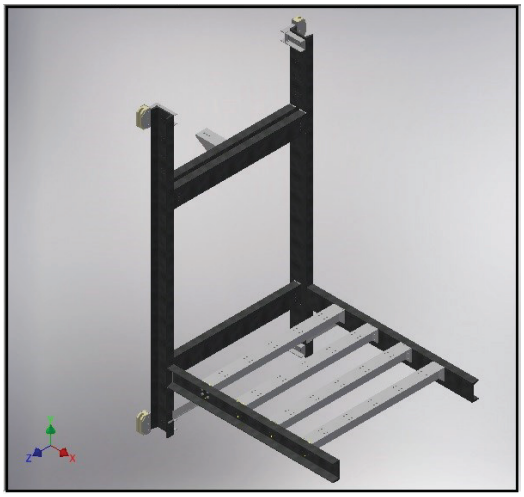


Figura 3. 31. Bastidor de la cabina

Se plantea un modelo de bastidor, para el cual se emplean perfiles metálicos de acero A36 y para las juntas soldadas se emplea el proceso FCAW con electrodo E71T-1C. Para la construcción se emplea los siguientes materiales:

- Perfiles AISC C6x13.
- Perfiles tipo T 100x100x8.
- Placas de acople para junta empernada de 100x108x8.
- Placa para amarre de tensores.
- Rigidizadores.

Demás dimensiones de los elementos y geometría específica de los mismos se encuentra en los distintos planos de taller y montaje del bastidor.

Tabla 3. 25. *Planos del bastidor*

Elemento	**Código**
Bastidor	LOBV.003

En base al diseño digital con la ayuda del programa Inventor, se puede obtener masas aproximadas de los elementos empleados en la construcción. El bastidor debe soportar cargas producto de la masa nominal y masa de los elementos de la cabina, estas cargas generaran reacciones sobre los miembros del bastidor por lo cual este debe responder de manera adecuada y segura a estas solicitaciones.

Se plantea un análisis dinámico del batidor, ya que este estará en movimiento y las cargas máximas que soportará se producirán cuando este bajo el efecto de la aceleración. Para el cálculo de las cargas aplicadas y reacciones se tiene los siguientes datos:

Tabla 3. 26. *Datos para cálculo de reacciones en el bastidor*

Item	**Descripción**	**Simb.**	**Valor**	**Unid.**
1	Masa de la cabina	m_C	511	[kg]
2	Masa del bastidor	m_B	368	[kg]
3	Masa nominal	m_N	422	[kg]
4	Masa total ($m_C + m_B + 1.45m_N$)	m_t	1491	[kg]
5	Aceleración	a	0.5	[m/s^2]
6	Constante de gravedad	g	9.81	[m/s^2]

Se plantea el diagrama de cuerpo libre del bastidor.

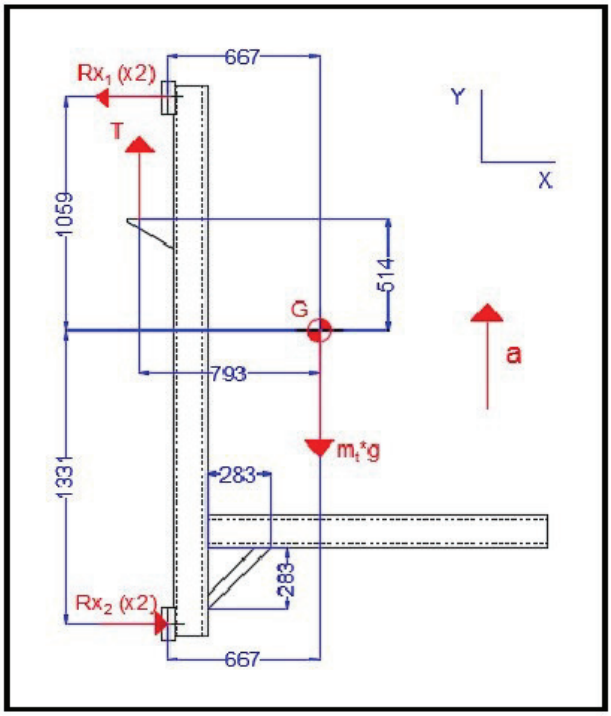


Figura 3. 32. DCL del bastidor X-Y

Se asume que el peso de la estructura del bastidor y la cabina tienen su línea de acción por el centro de gravedad (G).

Empleando la ecuación (3.8), para el cálculo de las reacciones sobre el bastidor debido a que el mismo se encuentra en movimiento producto de la aceleración, en base a estas suposiciones se tiene que:

$$\sum F_y = m_t a \qquad \uparrow (+)$$

$$T = m_t(a + g) = 1491\ [kg] * (0.5 + 9.81)\left[\frac{m}{s^2}\right]$$

$$T = 15.4\ [kN]$$

Para el cálculo de las reacciones horizontales que ejercerán las guías sobre el bastidor se emplea la ecuación (3.15), esto debido a que el bastidor se encuentra en equilibrio trasnacional en la dirección X y Z, es decir la aceleración solo se encuentra en el sentido Y (vertical). Las reacciones horizontales se encuentran en parejas de igual valor debido a la geometría del bastidor y ubicación de las guías.

$$\sum F_x = 0$$

$$2Rx_1 = 2Rx_2$$

$$Rx_1 = Rx_2$$

Además se emplea debido a que el bastidor deberá encontrarse en equilibrio rotacional se emplea la ecuación (3.16), considerando los brazos de fuerza descritos en el diagrama de cuerpo libre, estas medidas se encuentran expresadas en milímetros.

$$\sum M_z = 0 \qquad \circlearrowleft (+)$$

$$T * 793[mm] = 2Rx_1 * 1331[mm] + 2Rx_2 * 1059[mm]$$

$$Rx_1 = Rx_2 = \frac{T * 793[mm]}{2 * 2390[mm]} = \frac{15.4[kN] * 793[mm]}{2 * 2390[mm]}$$

$$Rx_1 = Rx_2 = 2.55\ [kN]$$

Tabla 3. 27. *Resultados de cálculos de reacciones sobre el bastidor*

Item	Descripción	Simb.	Valor	Unid.
1	Tensión sobre la placa de amarre	T	15.4	[kN]
2	Reacciones sobre los apoyos deslizantes inferiores	Rx_2	2.55	[kN]
3	Reacciones sobre los apoyos deslizantes superiores	Rx_1	2.55	[kN]

Parámetros de diseño que debe cumplir el bastidor del ascensor (Miravete, 2007):

- El bastidor debe ser construido de acero, debido a que es el elemento al cual se sujetan los cables de suspensión y el mecanismo de paracaídas.
- El bastidor debe ser tener un diseño robusto con un factor de seguridad mínimo de 5 para resistir condiciones de uso normal.
- Juntas de perfiles soldadas.

En base a estas últimas condiciones de diseño se procede a realizar la simulación en Inventor con las condiciones que se enlistan a continuación:

- Restricción tipo “Fixed” en la placa sobre la cual se realizara el acople de los cables de suspensión.
- Restricción tipo deslizamiento sobre los apoyos superiores e inferiores que estarán en contacto con las guías sobre las cuales se desplazará el bastidor.
- Carga aplicada correspondiente al 145% del peso de la masa nominal más el peso de la cabina del elevador.

  De la simulación se obtiene los siguientes resultados:

Tabla 3. 28. *Resultados de simulación del bastidor*

Item	Descripción	Simb.	Valor	Unid.
1	Material principal	A36	Acero A 36	N/A
2	Carga total aplicada	Q_T	18061	[N]
3	Esfuerzo de Von Mises (máximo)	σ'_{max}	96.7	[MPa]
4	Esfuerzo de Von Mises (mínimo)	σ'_{min}	0	[MPa]
5	Desplazamiento (máximo)	Δy_{max}	2.65	[mm]
6	Factor de seguridad (Bastidor)	F_S	8	N/A

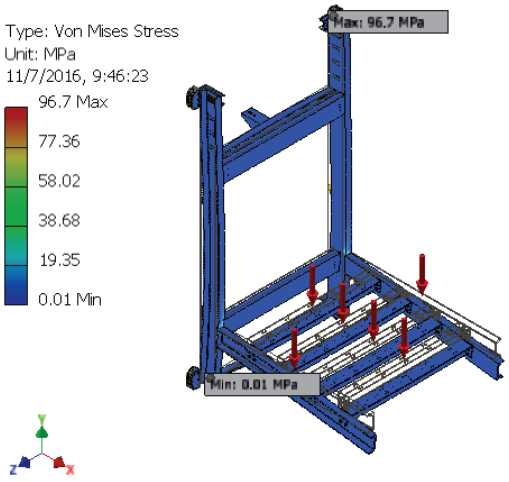


Figura 3. 33. Esfuerzo de Von Mises en el bastidor

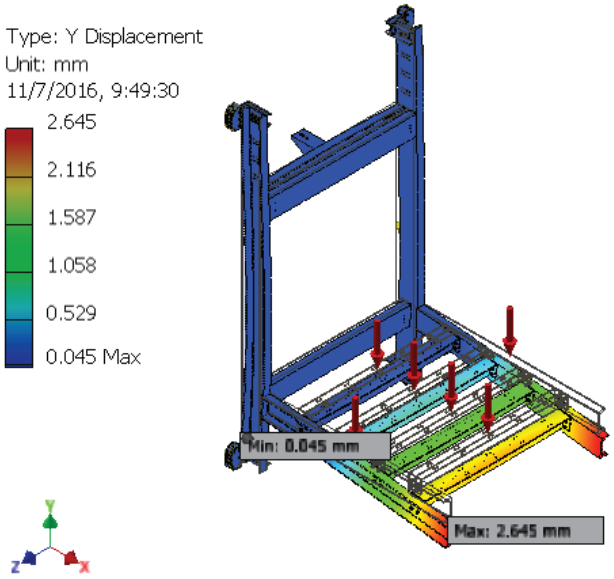


Figura 3. 34. Desplazamiento del bastidor

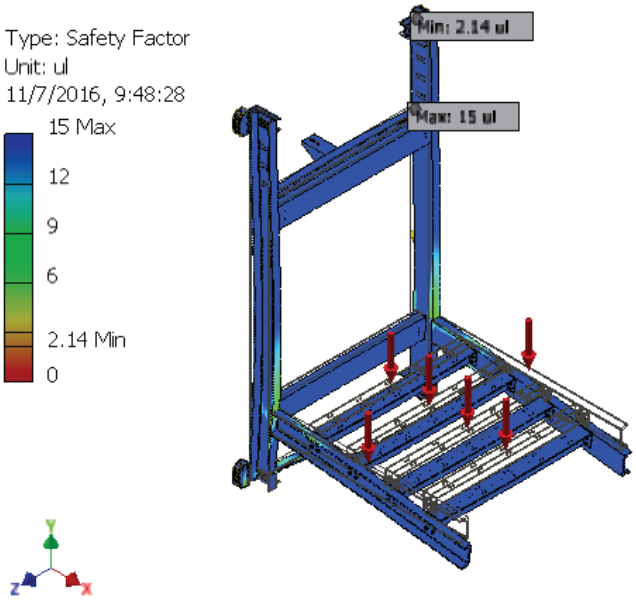


Figura 3. 35. Factor de seguridad del bastidor

Cabe aclarar que el factor de seguridad global del bastidor es de 8, el factor mínimo que se muestra en la Figura 3.35., es el factor correspondiente a la junta soldada

para el brazo propio del deslizante, mismo que se analizará más adelante. En cuanto a la estructura del bastidor cumple con las condiciones de diseño.

Tabla 3. 29. *Comparación de métodos de cálculo para el bastidor*

Item	Reacción	Simb.	Método de cálculo		Error
			Manual	Simulación	
			[kN]	[kN]	%
1	**Tensión**	T	15.4	15.37	0.2
2	**Apoyo superior**	Rx_1	2.55	2.58	1.5
3	**Apoyo inferior**	Rx_2	2.55	2.58	1.2

En base a la comparación entre los dos métodos de cálculo, las reacciones que se tienen son diferentes en un porcentaje menor al 10% por lo cual la simulación y los resultados obtenidos se aceptan como correctos. Cumpliendo además con las condiciones de diseño planteadas para el bastidor.

3.1.7.1 Calculo de las uniones soldadas en el bastidor.

Especificaciones de soldadura:

- Electrodo E71T-1C., proceso FCAW.
- Sin preparación de bisel.
- Gas de protección CO_2.
- Corriente DC.

  Las propiedades mecánicas del electrodo empleado se muestran en la Tabla 3.18.

Para el análisis de soldadura bastará con realizar el para las juntas críticas. Existen cinco tipos distintos de unión para los cuales se debe determinar la junta crítica, estos son:

- Unión de vigas secundarias tipo “T” con placa para junta empernada a las vigas principales.
- Unión soldada entre las columnas del bastidor y las vigas principales, vigas sobre las que se asienta la cabina.

- Unión soldada del rigidizador.
- Unión viga tipo AISI C6x13 para amarre de cables.
- Unión soldada entre placa de amarre de cables y viga AISI C6x13.

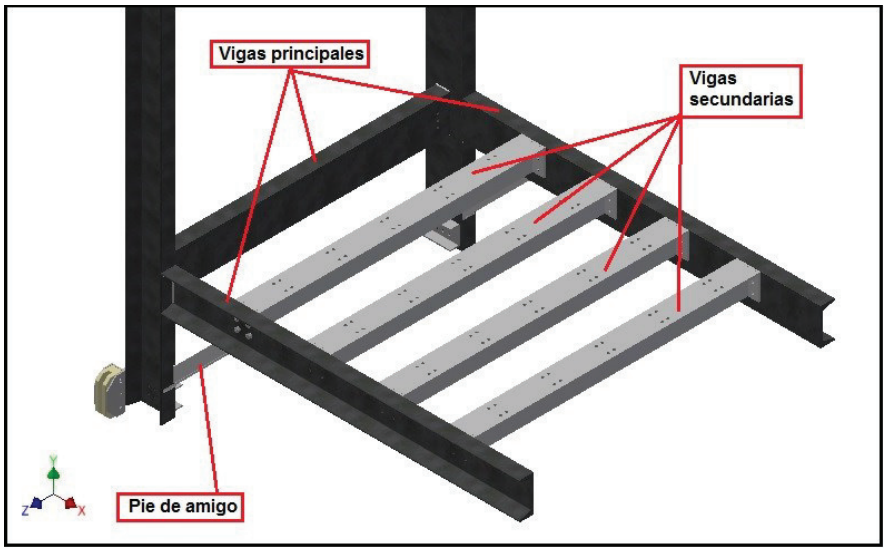


Figura 3. 36. Juntas soldadas en el bastidor

Para los casos mencionados se empleará juntas tipo filete en las cuales la unión soldada estará sujeta a flexión y en ciertas juntas compresión debido a la posición y naturaleza de las cargas.

La carga global que soporta el bastidor posee una distribución uniforme sobre las cuatro vigas secundarias, esto debido a la simetría que la estructura posee.

Tabla 3. 30. *Carga aplicada sobre las vigas del bastidor*

Item	**Simb.**	**Valor**	**Unid.**
Carga sobre el bastidor	Q	11.58	[kN]

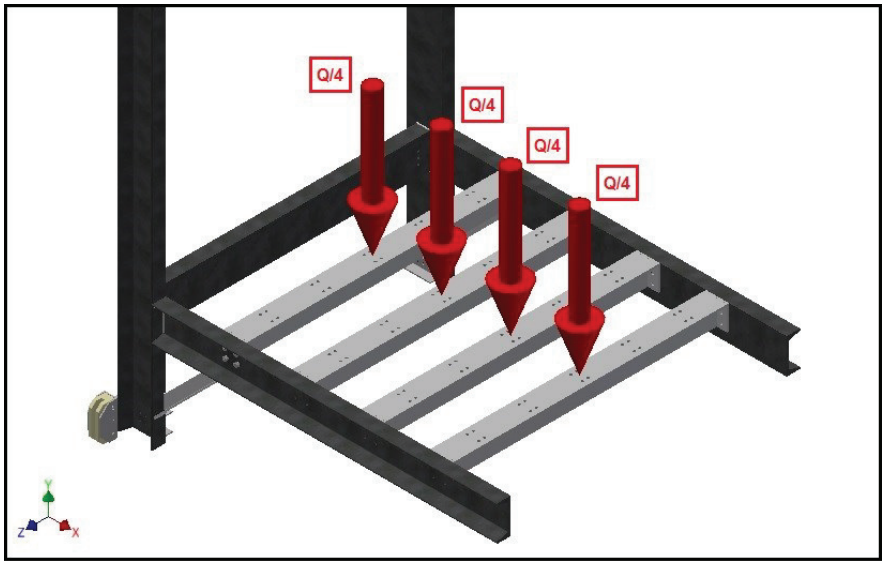


Figura 3. 37. Carga aplicada sobre las vigas del bastidor

El análisis de la estructura del bastidor también se realizará con SAP2000 con la finalidad de obtener una idea más específica del comportamiento de cada uno de los elementos que componen la estructura del mismo.

Para la simulación en SAP2000 se tiene las siguientes consideraciones:

- Carga distribuida sobre las dos vigas principales correspondiente a 3860 [N/m].
- Juntas sin transmisión de momento entre vigas secundarias y vigas principales (junta articulada).
- Vigas principales: Perfil AISC C6x13.
- Vigas secundarias: Perfil T 100x100x8.
- Columnas: Perfil AISC C6x13.
- Rigidizador: Perfil L 50x50x6.

Bajo estas condiciones se tiene que:

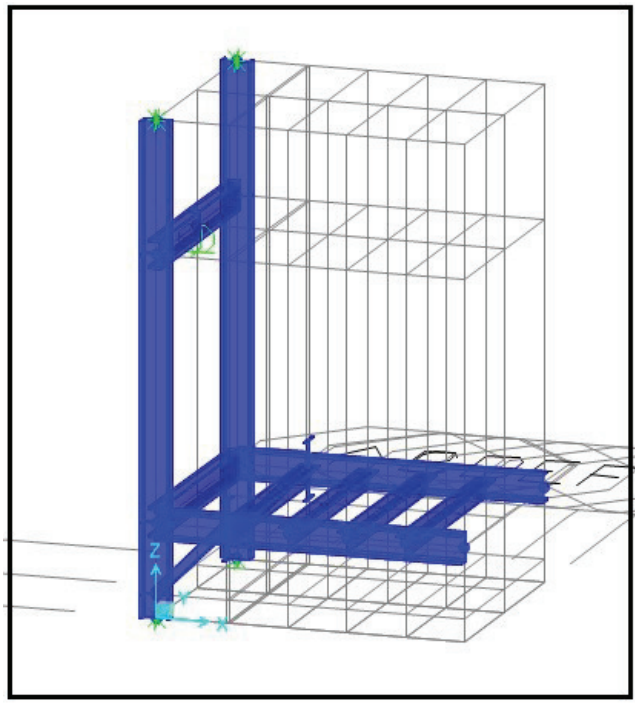


Figura 3. 38. Bastidor modelado en SAP2000

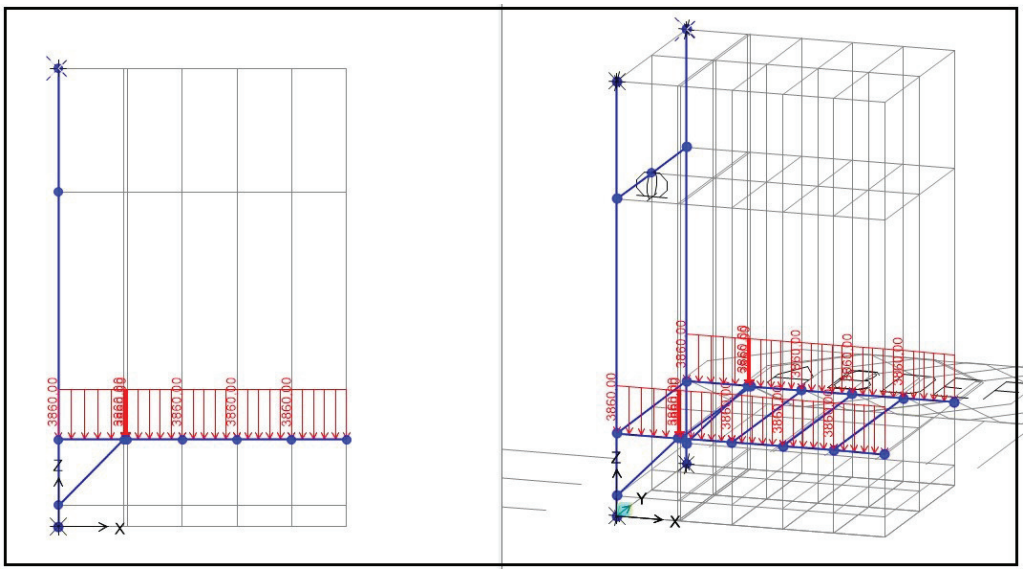


Figura 3. 39. Designación de cargas en el bastidor SAP2000

Una vez que se ha colocado las cargas y restricciones de movimientos absolutos y relativos de los elementos, se procede con la simulación en el programa del cual se puede obtener los diagramas de fuerza cortante y momento flector de cada elemento, además con la ayuda de la herramienta “análisis de diseño” se obtiene

los valores de los factores de seguridad, estos factores van en una escala de colores y una escala numérica de 1 a 0, de esta manera se tiene que el valor 0 indica que el elemento se encuentra sobredimensionado, por lo tanto no fallará, y de manera contraria el valor 1 indica que el elemento esta subdimiensionado por lo cual fallará.

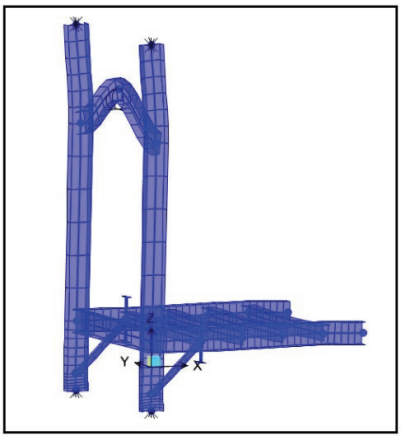


Figura 3. 40. Deformación del bastidor SAP2000 (1:500)

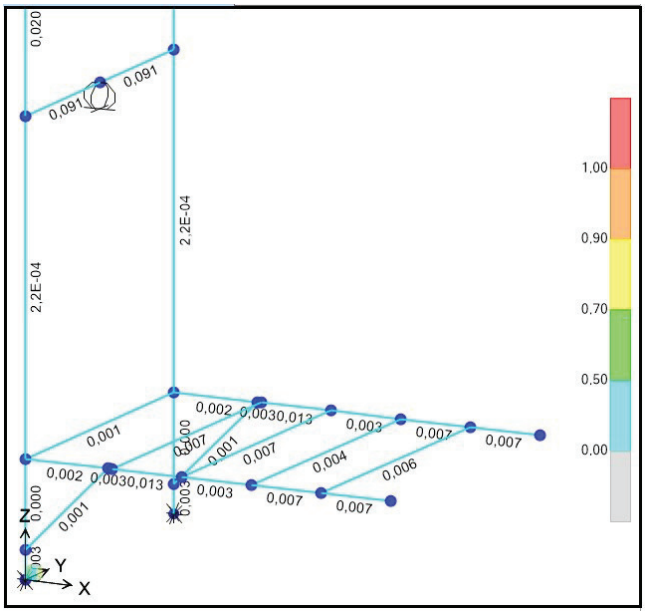


Figura 3. 41. Factores de seguridad del bastidor SAP2000

De la Figura 3.41., se observa que ningún elemento corre el riesgo de fallar ya que todos poseen un factor de seguridad entre 0 y 0,50 lo cual indica que la estructura del bastidor soportará de manera adecuada las solicitaciones producto de la carga aplicada sobre la misma.

3.1.7.1.1 Unión de vigas secundarias tipo "T" a las vigas principales.

Para este cálculo, de junta empernada, se tienen los siguientes datos:

Tabla 3. 31. *Datos para cálculo de vigas secundarias*

Item	Descripción	Simb.	Valor	Unid.
1	Carga (Q/4L)	q	2445	[N/m]
2	Longitud de la viga	L	1184	[mm]
3	Peso de la viga (m*g)	P	145	[N]
4	Ancho del cateto del cordón	h	3	[mm]

Con las cargas sobre las vigas se realiza el diagrama de cuerpo libre de las mismas con el conocimiento de que la soldadura se realizará en el alma del perfil, demás se procede a la simulación de la misma para la obtención de reacciones con la ayuda del programa SAP2000.

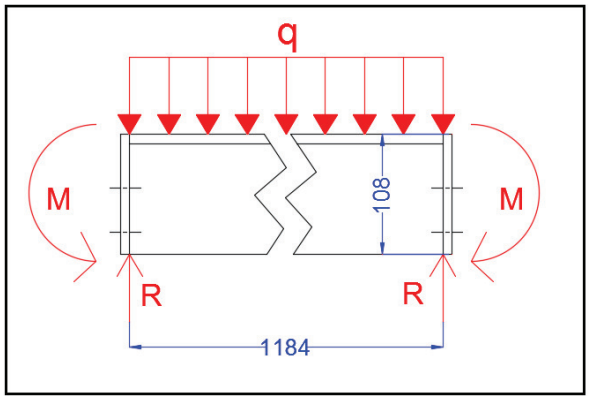


Figura 3. 42. DCL de vigas secundarias

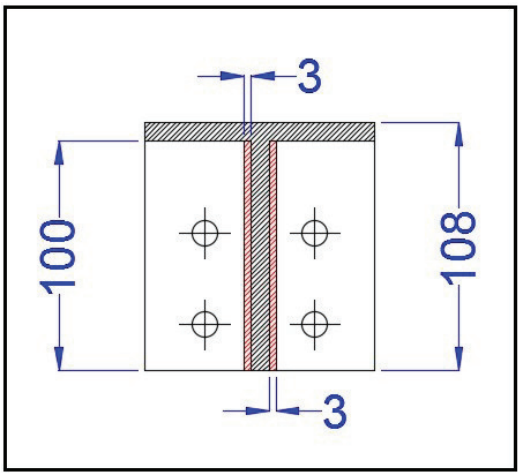


Figura 3. 43. Posición del cordón de soldadura en las vigas secundarias

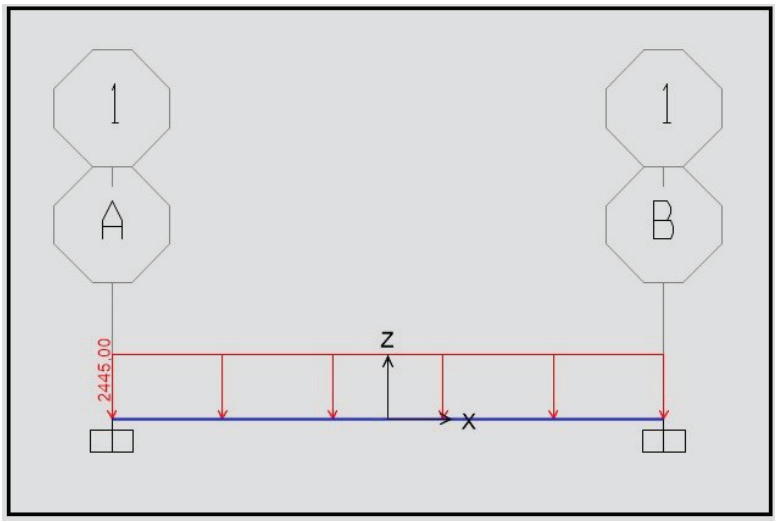


Figura 3. 44. Modelado en SAP2000 de viga secundaria

De la simulación se obtiene tanto las reacciones en los apoyos de la viga que en este caso corresponde a la soldadura con la placa para la junta empernada, además se obtiene el momento flector máximo así como también la fuerza cortante máxima a lo largo de la viga.

Con los datos enlistados en la Tabla 3.31., y las ecuaciones (3.12), (3.13) y (3.14) se obtiene los esfuerzos sobre el cordón de soldadura, en la sección 3.1.6.3.2 se realizó un ejemplo de cálculo, por lo que a partir de ahora solo se mencionará las ecuaciones utilizadas y los datos antes de escribir los resultados.

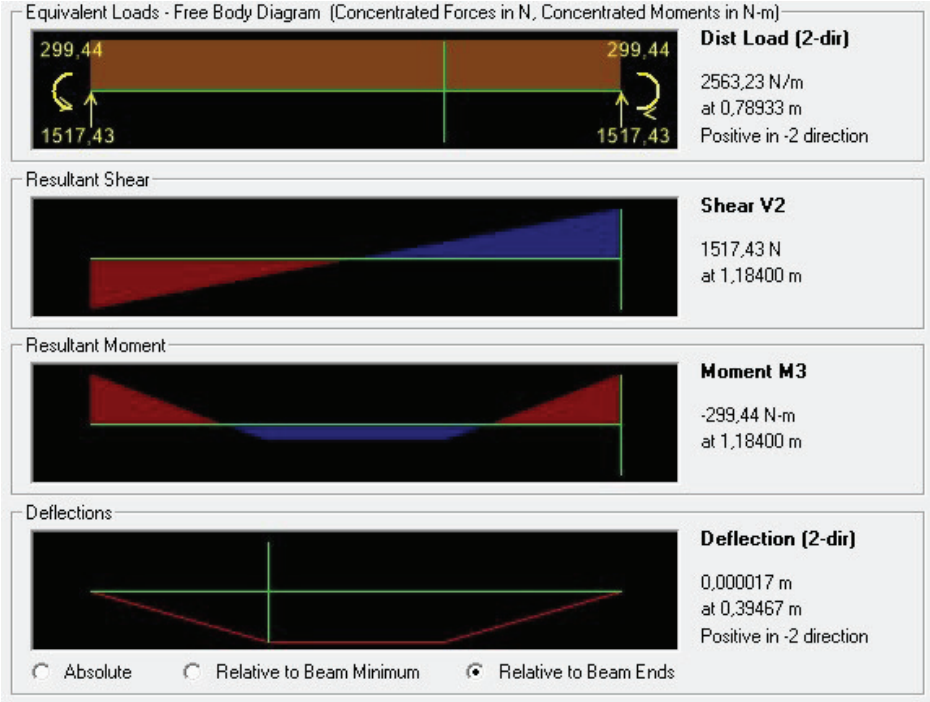


Figura 3. 45. Resultado de la simulación de la viga secundaria en SAP2000

La siguiente tabla muestra los resultados de la simulación:

Tabla 3. 32. *Resultados: simulación de viga secundaria*

Item	Descripción	**Simb.**	**Valor**	**Unid.**
1	Reacción en A	R_A	1517.43	[N]
2	Reacción en B	R_B	1517.43	[N]
3	Momento en A	M_A	299.44	[Nm]
4	Momento en B	M_B	299.44	[Nm]
5	Fuerza cortante max.	V_{max}	1517.43	[N]
6	Momento flector max.	M_{max}	299.44	[Nm]
7	Deflexión max.	Δ_{max}	0.02	[mm]
8	Esfuerzo cortante permisible en el cordón de soldadura	τ_{perm}	21.0	[ksi]
9	Segundo caso de soldadura Figura 3.21			

$$\tau' = \frac{V_{max}}{A} = 3.58\ [Mpa] = 0.52\ [ksi]$$

$$\tau = \frac{M_{max}C}{hI_u} = 22.94\ [Mpa] = 3.32\ [ksi]$$

$$\tau_N = \tau' + \tau = 26.52\ [Mpa] = 3.84\ [ksi]$$

$$F_S = \frac{\tau_{perm}}{\tau_N} = 5.5$$

El cordón de soldadura tiene un factor de seguridad adecuado por los que el diseño es correcto.

3.1.7.1.2 Unión soldada entre las columnas del bastidor y las vigas principales.

Las vigas secundarias debido a la junta empernada o articulada, no transmiten un momento a las vigas principales, es decir la única carga que estas transmiten es la fuerza cortante en los extremos (R_A o R_B). En base a esto se tiene que:

Tabla 3. 33. *Datos para cálculo de vigas principales*

Item	**Simb.**	**Valor**	**Unid.**
Carga transmitida	R	1518	[N/m]
Longitud de la viga	L	1500	[mm]
Peso de la viga (m*g)	P	348	[N]
Ancho del cateto del cordón	h	3	[mm]

Con las cargas sobre la viga se realiza el diagrama de cuerpo libre, con el conocimiento de que la soldadura se realizará como se detalla en la Figura 3.47., además se procede a la simulación de la misma para la obtención de diagramas de fuerza cortante, axial y momento flector con la ayuda del programa SAP2000.

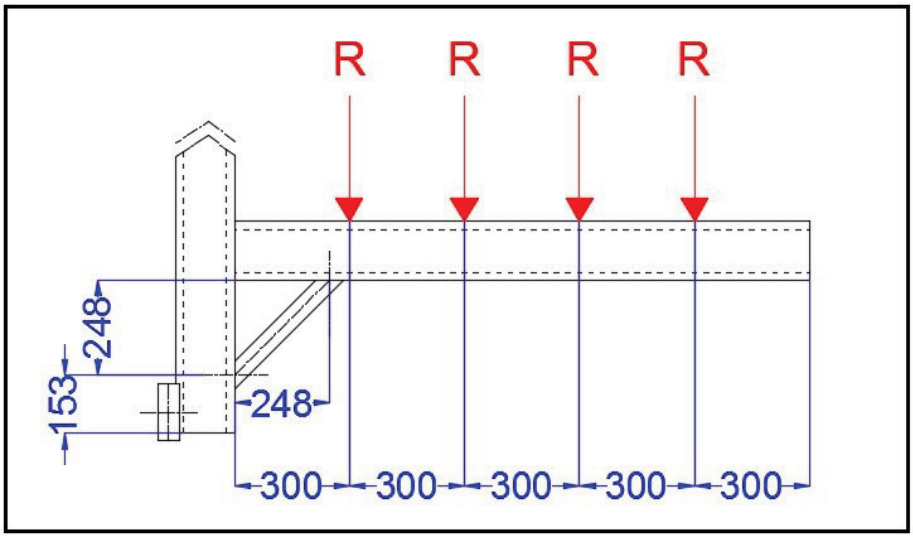


Figura 3. 46. DCL viga principal

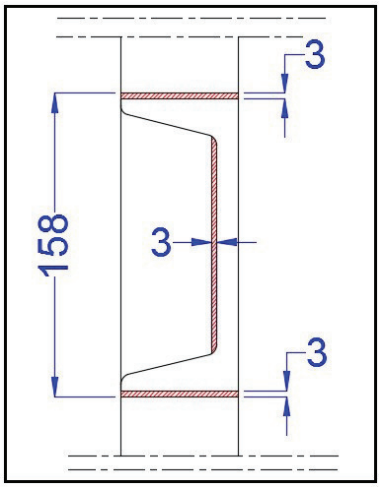


Figura 3. 47. Cordón de soldadura en la viga principal

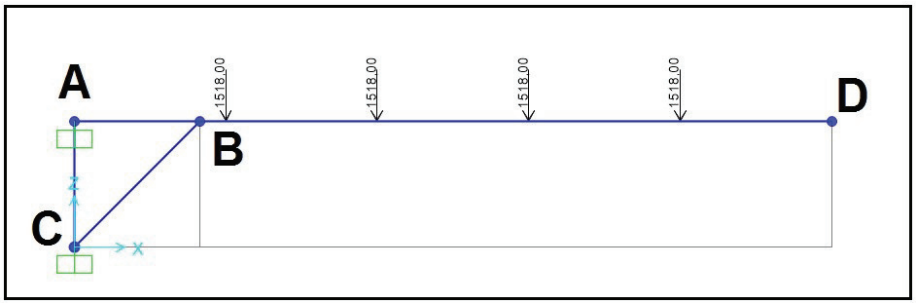


Figura 3. 48. Modelado en SAP2000 de viga principal

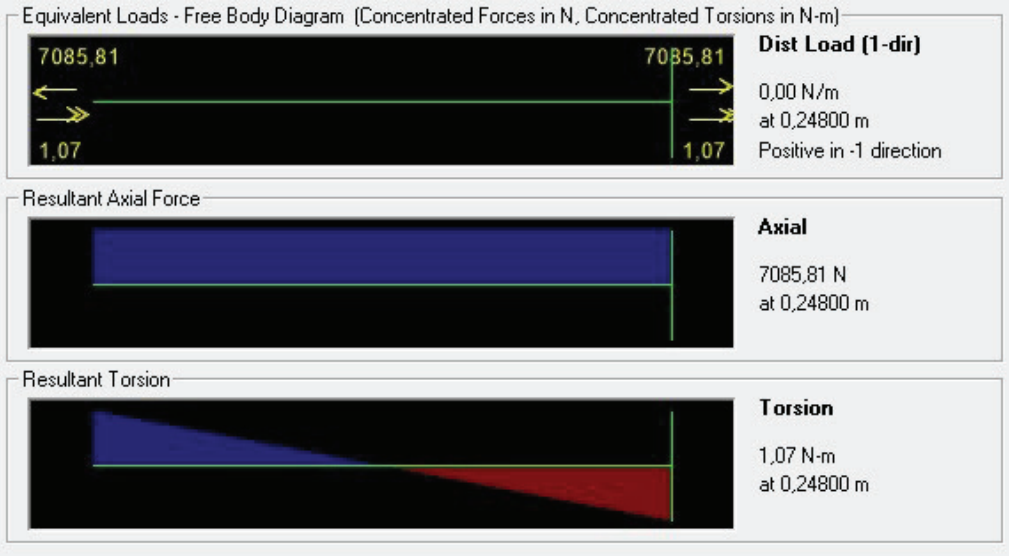


Figura 3. 49. Fuerza axial en el tramo AB

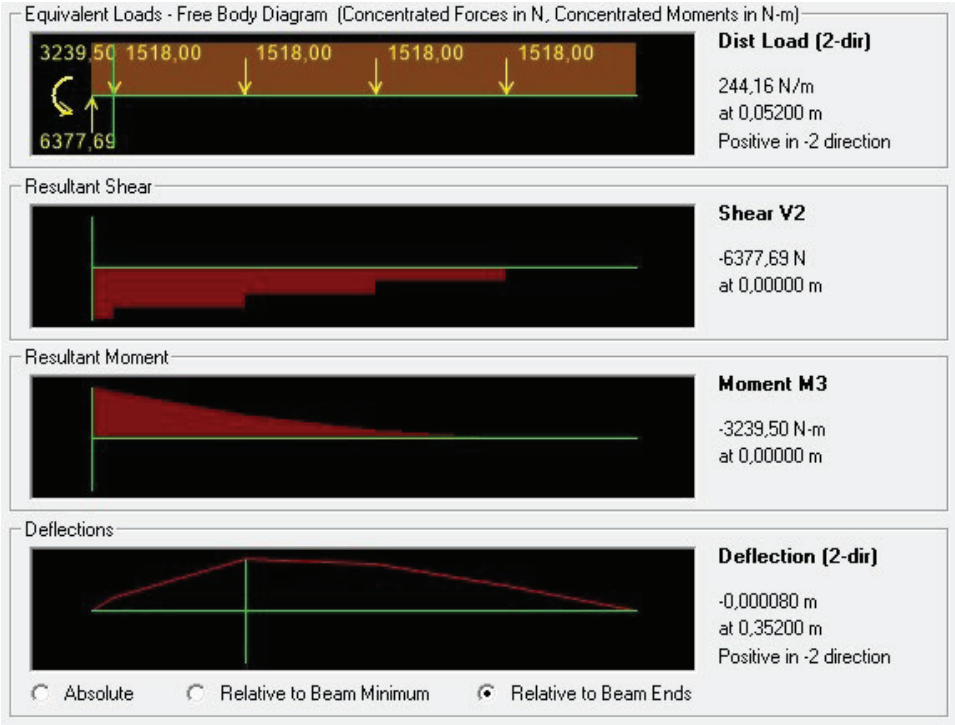


Figura 3. 50. Fuerza cortante y momento flector máximos SAP2000

Con los datos enlistados en la Tabla 3.33., y las ecuaciones (3.12), (3.13) y (3.14) se obtiene los esfuerzos sobre el cordón de soldadura.

Tabla 3. 34. *Resultados de la simulación de viga principal en SAP2000*

Item	Descripción	**Simb.**	**Valor**	**Unid.**
1	**Fuerza cortante max.**	V_{max}	6377,69	[N]
2	**Fuerza axial max (tracción).**	F_{max}	7085.81	[N]
3	**Momento flector max.**	M_{max}	3239.50	[Nm]
4	**Deflexión max.**	Δ_{max}	0.8	[mm]
5	**Límite de fluencia E71T-1C**	S_y	58	[ksi]
6	**Esfuerzo cortante permisible en el cordón de soldadura**	τ_{perm}	21.0	[ksi]
	Cuarto caso de soldadura Figura 3.21.			

$$\tau' = \frac{V_{max}}{A} = 10.37[MPa] = 1.50\ [ksi]$$

$$\tau = \frac{M_{max}C}{hI_u} = 110.79\ [MPa] = 16.08\ [ksi]$$

$$\tau_N = \tau' + \tau = 121.16\ [MPa] = 17.58\ [ksi]$$

Para cargas de tracción/compresión sobre el cordón de soldadura, se tiene un esfuerzo normal y un esfuerzo cortante mismos que se calculan empleando las siguientes ecuaciones (Budynas, 2008):

$$\tau = \frac{F}{hl}(\sin\theta\cos\theta + \sin^2\theta) \quad (3.\ 18)$$

$$\sigma = \frac{F}{hl}(\cos^2\theta + \sin\theta\cos\theta) \quad (3.\ 19)$$

Donde:

τ: Esfuerzo cortante.

F: Fuerza axial (tracción/compresión).

h: Cateto del cordón de soldadura.

l: Longitud del cordón de soldadura.

σ: Esfuerzo normal.

θ: Ángulo de soldadura.

Con los valores de esfuerzos calcados y su resultante total se obtiene un esfuerzo de Von Mises que obedece a la siguiente formula:

$$\sigma' = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{1/2} \leq S_y \quad (3.\ 20)$$

Donde:

σ': Esfuerzo de Von Mises.

σ: Esfuerzo normal.

τ: Esfuerzo cortante.

Empleando las ecuaciones (3.19) y (3.20) se tiene que:

$$\tau = 10.78\ [MPa] = 1.56\ [ksi]$$

$$\sigma = 10.78\ [Mpa] = 1.56\ [ksi]$$

$$\sigma' = 33.18\ [ksi]$$

$$F_S = \frac{S_y}{\sigma'} = 1.74$$

El cordón de soldadura tiene un factor de seguridad adecuado por lo que el diseño es correcto.

3.1.7.1.3 Unión soldada del rigidizador.

Debido a la posición del rigidizador y su función, este elemento estará sometido a cargas de compresión, cortantes y momentos flectores. Estas cargas y momentos son las reacciones que ejerce la viga principal sobre el elemento en cuestión.

Tabla 3. 35. *Datos para el cálculo de rigidizador*

Item	Descripción	Simb.	Valor	Unid.
1	Longitud del rigidizador	L	350	[mm]
2	Peso de la viga (m*g)	P	16	[N]
3	Ancho del cateto del cordón	h	8	[mm]

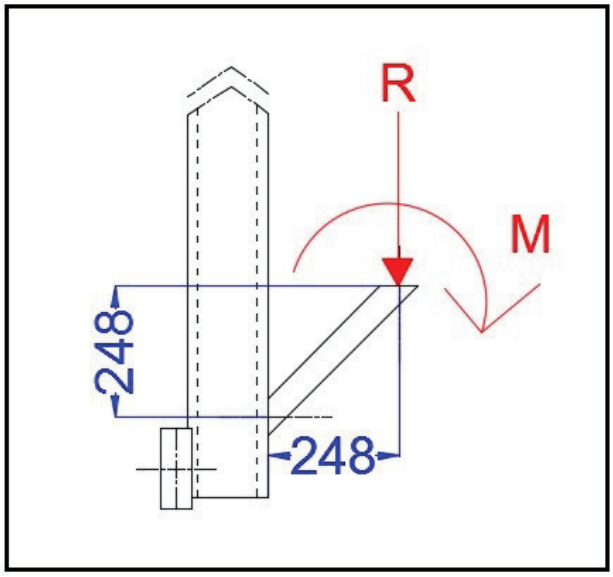


Figura 3. 51. DCL elemento rigididazor

Debido a la inclinación del rigidizador la carga R se descompone en una carga axial y normal al eje del perfil del elemento.

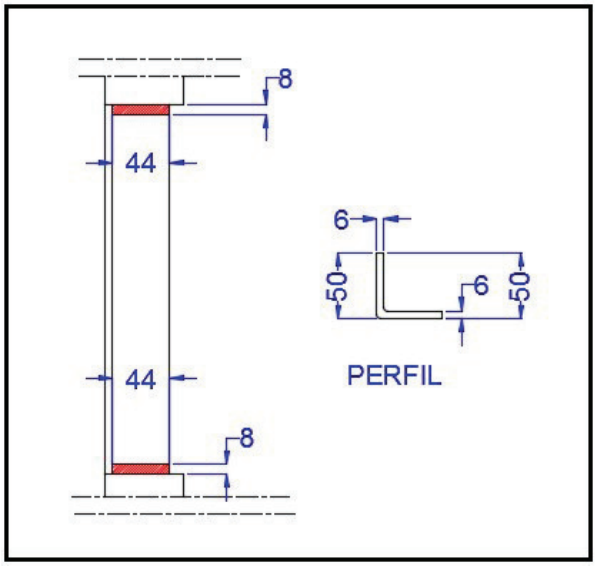


Figura 3. 52. Detalle de soldadura y perfil del rigidizador

El modelado del perfil L50x50 que cumple la función de rigidizador va de acuerdo a la Figura 3.45., siendo este el tramo BC de la figura.

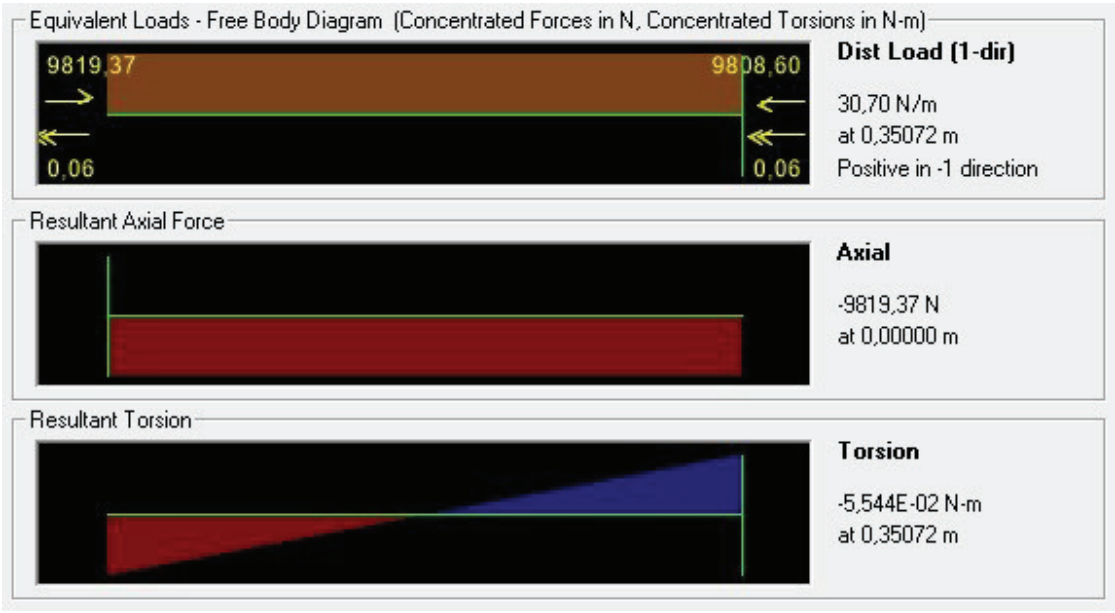


Figura 3. 53. Carga axial en rigidizador SAP2000

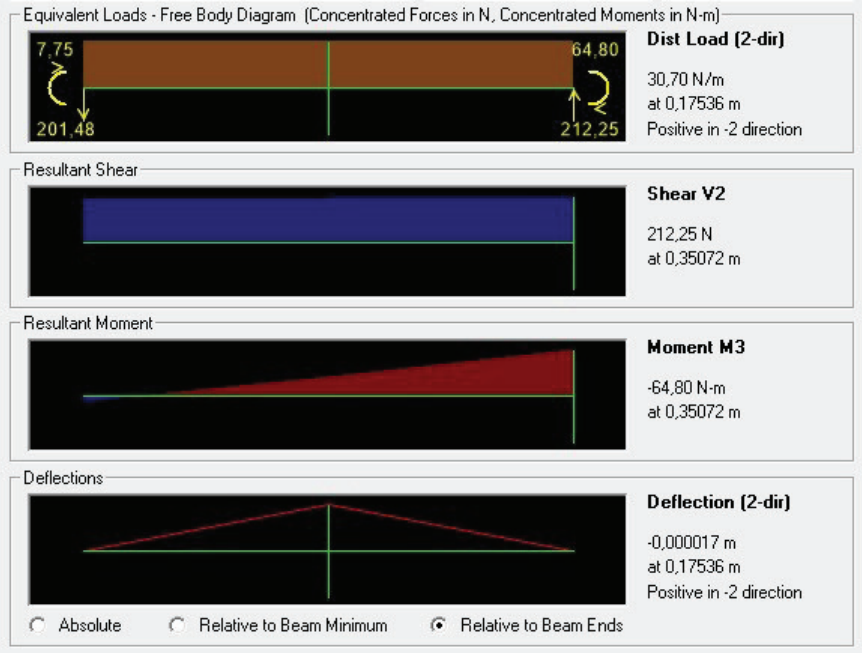


Figura 3. 54. Diagrama de fuerzo cortante y momento flector rigidizador SAP2000

Tabla 3. 36. *Resultados de simulación de rigidizador*

Item	Item	**Simb.**	**Valor**	**Unid.**
1	**Fuerza cortante max.**	V_{max}	212.25	[N]
2	**Fuerza axial max (compresión).**	F_{max}	9820	[N]
3	**Momento flector max.**	M_{max}	64.80	[Nm]
4	**Deflexión max.**	Δ_{max}	0.17	[mm]
5	**Límite de fluencia E71T-1C**	S_y	58	[ksi]
6	**Esfuerzo cortante permisible en el cordón de soldadura**	τ_{perm}	21.0	[ksi]
7	**Primer caso de soldadura Figura 3.21.**			

Con los datos enlistados en la Tabla 3.35., y las ecuaciones (3.12), (3.13), (3.14), (3.15), (3.16) y (3.17) se obtiene los esfuerzos sobre el cordón de soldadura

Debido al momento flector y fuerza cortante se tiene que:

$$\tau' = \frac{V_{max}}{A} = 0.85\ [MPa] = 0.12\ [ksi]$$

$$\tau = \frac{M_{max}C}{hI_u} = 35.64\ [MPa] = 5.17\ [ksi]$$

$$\tau_N = \tau' + \tau = 36.49\ [MPa] = 5.29\ [ksi]$$

Producto de las reacciones axiales (compresión) se tiene que:

$$\tau = 13.94\ [MPa] = 2.02\ [ksi]$$

$$\sigma = 33.75\ [Mpa] = 4.89\ [ksi]$$

$$\sigma' = 13.57\ [ksi]$$

$$F_S = \frac{S_y}{\sigma'} = 4.3$$

El cordón de soldadura tiene un factor de seguridad adecuado por lo que el diseño es aceptable.

3.1.7.1.4 Unión viga tipo AISI C6x13 para amarre de cables.

Esta junta consiste en la unión entre una viga tipo AISI C6x13 y las columnas del bastidor mismas que poseen el mismo material y perfil. La carga que se transmite a la viga es la tensión del cable.

Tabla 3. 37. Datos para cálculo de viga de amarre

Item	Descripción	Simb.	Valor	Unid.
1	Carga aplicada	T	15400	[N]
2	Longitud de la viga	L	1200	[mm]
3	Peso de la viga (m*g)	P	285	[N]
4	Ancho del cateto del cordón	h	8	[mm]

El diagrama de cuerpo libre y los detalles de la junta soldada se muestran a continuación.

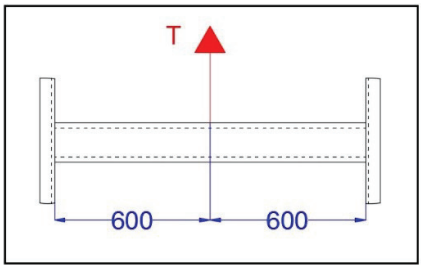


Figura 3. 55. DCL de viga para amarre

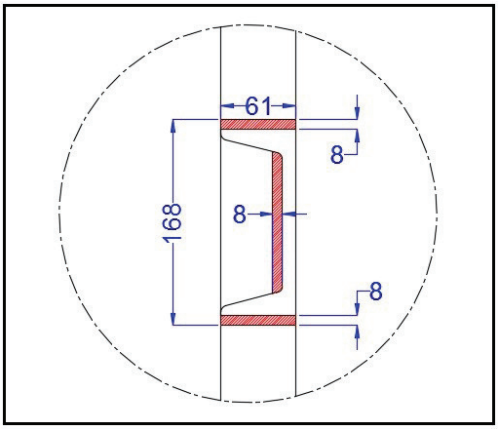


Figura 3. 56. Junta soldada de viga para amarre

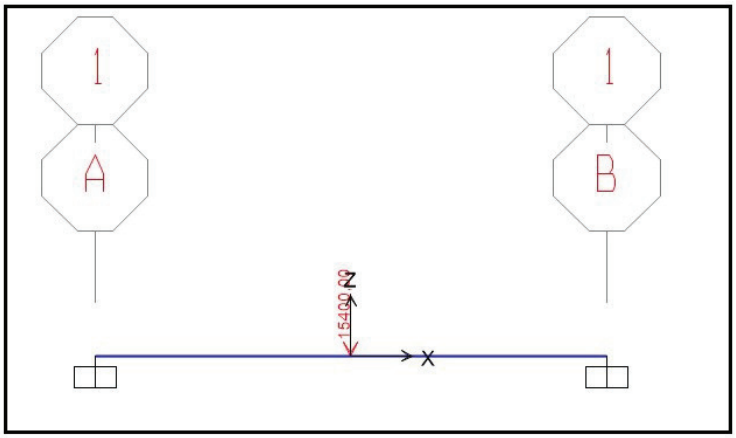


Figura 3. 57. Modelado viga amarre SAP2000

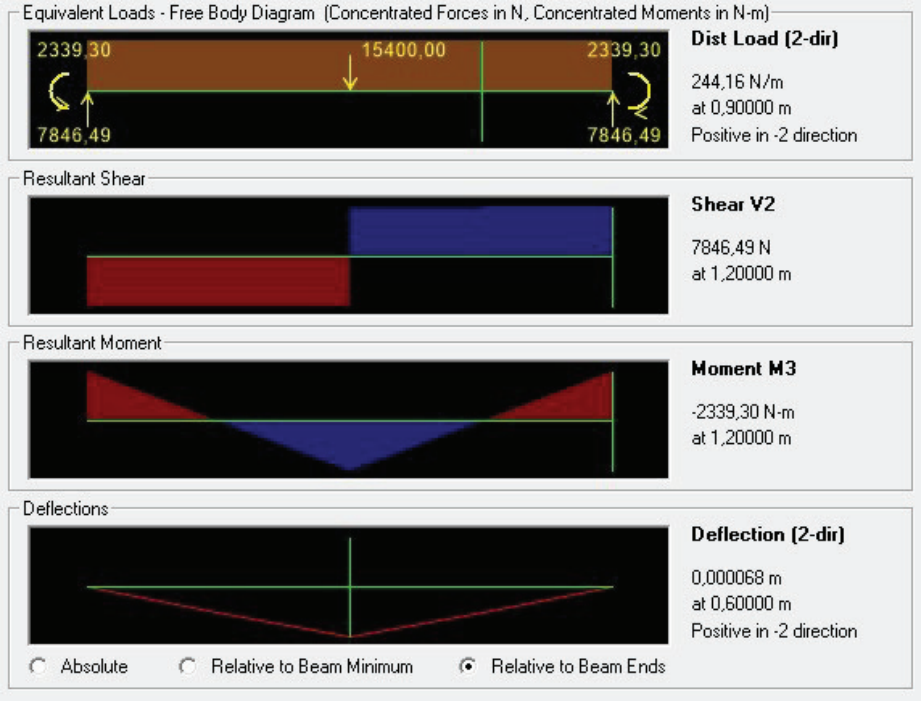


Figura 3. 58. Fuerza cortante y momento flector viga amarre SAP2000

Los resultados de la simulación se enlistan en la siguiente tabla, además se mencionan los datos a considerar para el cálculo de los esfuerzos en el cordón de soldadura.

Tabla 3. 38. *Resultados de simulación de viga para amarre*

Item	Item	**Simb.**	**Valor**	**Unid.**
1	**Fuerza cortante max.**	V_{max}	7846.49	[N]
2	**Momento flector max.**	M_{max}	2339.30	[Nm]
3	**Deflexión max.**	Δ_{max}	0.68	[mm]
4	**Esfuerzo cortante permisible en el cordón de soldadura**	τ_{perm}	21.0	[ksi]
5	**Cuarto caso de soldadura Figura 3.21.**			

Debido al momento flector y fuerza cortante se tiene que:

$$\tau' = \frac{V_{max}}{A} = 5.94\ [MPa] = 0.86\ [ksi]$$

$$\tau = \frac{M_{max}C}{hI_u} = 46.29\ [MPa] = 6.71\ [ksi]$$

$$\tau_N = \tau' + \tau = 52.23\ [MPa] = 7.57\ [ksi]$$

$$F_S = 2.77$$

El cordón de soldadura tiene un factor de seguridad adecuado, por lo tanto el diseño es correcto.

3.1.7.1.5 Unión soldada: placa de amarre y viga AISI C6x13.

Esta junta consiste en la unión entre una viga tipo AISI C6x13 y la placa que soportará directamente la tensión de los cables de amarre.

Tabla 3. 39. *Datos para cálculo de placa de amarre*

Ítem	**Simb.**	**Valor**	**Unid.**
Carga aplicada	T	15400	[N]
Longitud de la viga	L		[mm]
Ancho del cateto del cordón	h	8	[mm]

El diagrama de cuerpo libre y los detalles de la junta soldada se muestran a continuación.

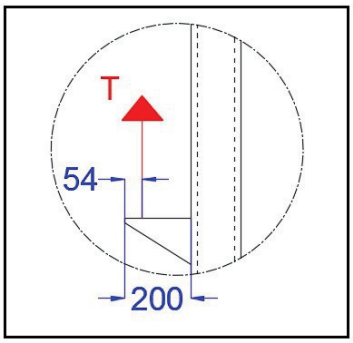


Figura 3. 59. Cargas actuantes sobre placa de amarre

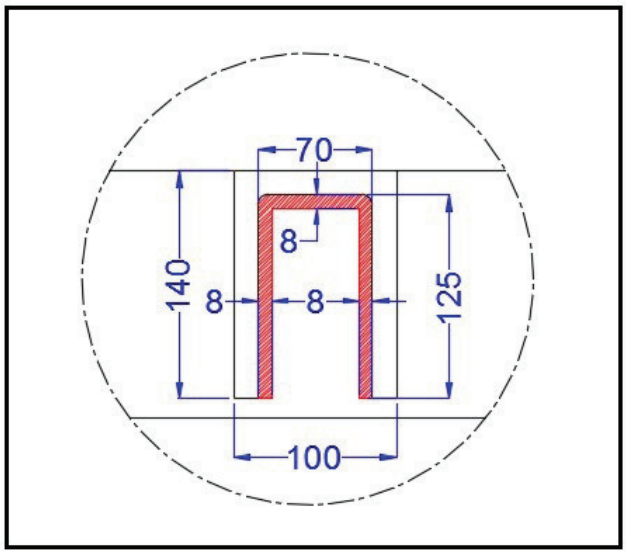


Figura 3. 60. Junta soldada de placa de amarre

Para el análisis de fuerza cortante y momento flector presente en la placa de amarre, producto de la tensión, se empleará un modelo simplificado en SAP2000 con la finalidad de obtener los resultados buscados de manera directa.

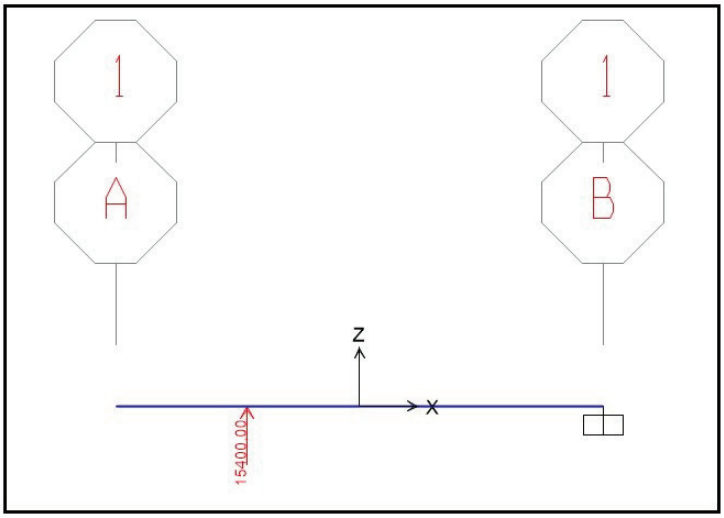


Figura 3. 61. Modelado de placa de amarre en SAP2000

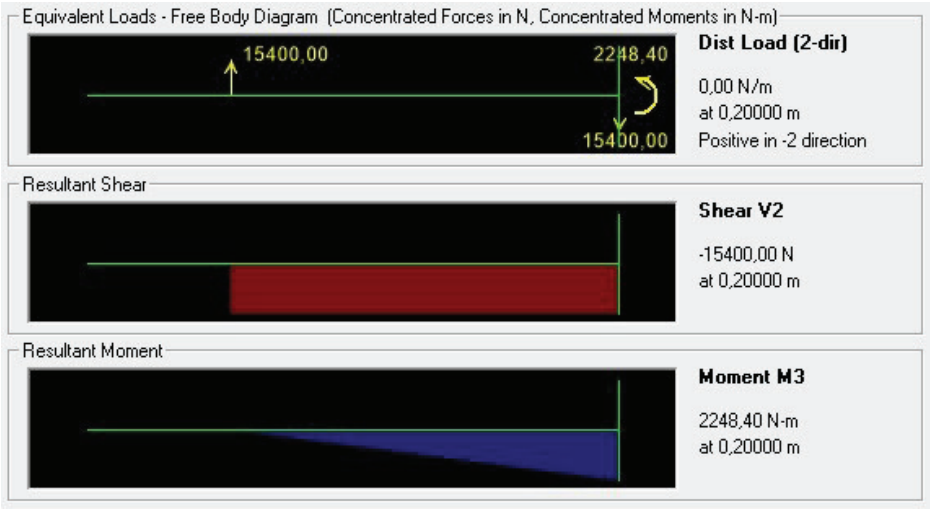


Figura 3. 62. Fuerza cortante y momento flector sobre placa de amarre

Los resultados de la simulación se enlistan en la siguiente tabla, además se mencionan los datos a considerar para el cálculo de los esfuerzos en el cordón de soldadura.

Tabla 3. 40.*Resultados de simulación de placa de amarre*

Item	Item	**Simb.**	**Valor**	**Unid.**
1	Fuerza cortante max.	V_{max}	15400	[N]
2	Momento flector max.	M_{max}	2248.40	[Nm]
3	Esfuerzo cortante permisible en el cordón de soldadura	τ_{perm}	21.0	[ksi]
	Quinto caso de soldadura Figura 3.21.			

Debido al momento flector y fuerza cortante se tiene que:

$$\tau' = \frac{V_{max}}{A} = 8.56\ [MPa] = 1.24\ [ksi]$$

$$\tau = \frac{M_{max}C}{hI_u} = 46.84\ [MPa] = 6.79\ [ksi]$$

$$\tau_N = \tau' + \tau = 55.40\ [MPa] = 8.03\ [ksi]$$

$$F_S = 2.61$$

El cordón de soldadura tiene un factor de seguridad adecuado, por lo tanto el diseño es correcto.

3.1.7.2 Calculo de juntas empernadas.

Todas las uniones empernadas deben tener una resistencia calculada tal que la estructura una vez montada tenga un comportamiento satisfactorio frente a las solicitaciones mecánicas que soportará (Rodriguez, 2016).

Los pernos que se emplearán en el presente trabajo serán preferentemente de grado 8.8 o 10.9, mismos que son denominados como pernos de alta resistencia.

En la tabla que se presenta a continuación se especifica las propiedades de estos elementos.

Tabla 3. 41. *Propiedades mecánicas de pernos utilizados*

Valores nominales del límite elástico f_{yb} y de esfuerzo último f_{ub} de pernos		
Tipo de perno (grado)	8.8	10.9
f_{yb} (N/mm^2)	640	900
f_{ub} (N/mm^2)	800	1000

Para el cálculo de las juntas empernadas que se desarrollaran a los largo del presente capitulo se empleará el siguiente factor de seguridad.

$$Y_{mb} = 1.25$$

Donde:

Y_{mb}: Coeficiente de seguridad del perno.

Los agujeros para alojar los pernos en las juntas, se realizaran con taladros, la disposición de estos agujeros con respecto a las cargas que soportan y las

dimensiones de los mismos juegan un papel muy importante en la resistencia de la junta, por esta razón se toman las siguientes consideraciones:

Las dimensiones del diámetro de los agujeros serán en cada caso igual a la dimensión del vástago del perno más:

- 1 [mm] para pernos de diámetro menor a 14 [mm].
- 1 [mm] o 2 [mm] para pernos de diámetro entre 16 [mm] a 24 [mm].
- 2 [mm] o 3 [mm] para pernos de diámetro mayor a 27 [mm].

En la Figura 3.63., las dimensiones mostradas como recomendación se rigen en base a las siguientes consideraciones:

$$e_1 \geq 1.2d_0$$

$$e_2 \geq 1.5d_0$$

$$P_1 \geq 2.2d_0$$

$$P_2 \geq 3d_0$$

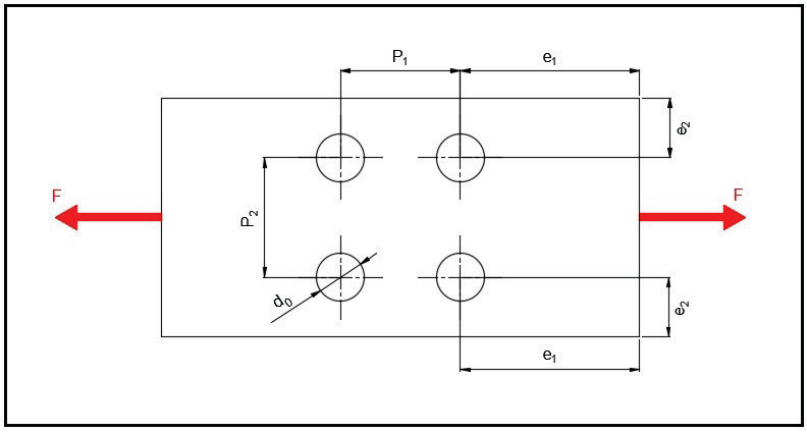


Figura 3. 63. Disposición de agujeros en una junta empernada

Los pernos que de la juntas que se emplean en el diseño del ascensor se encontraran trabajando a cortante y compresión, debido a que se emplearán pernos de grado 8.8 o 10.9, no será necesario que las superficies en contacto estén preparadas de manera especial.

Los pernos deben cumplir con las siguientes recomendaciones tomando como referencia el menor valor.

$$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd} \quad (3.\ 21)$$

Donde:

$F_{v,Ed}$: Fuerza cortante perpendicular al eje del perno.

$F_{v,Rd}$: Resistencia a fuerza cortante del perno.

$$F_{v.Ed} \leq F_{b,Rd} \quad (3.\ 22)$$

Donde:

$F_{v,Ed}$: Fuerza cortante perpendicular al eje del perno.

$F_{b,Rd}$: Resistencia a aplastamiento de la pieza en la zona contigua al perno.

El cálculo de la resistencia a fuerza cortante del perno depende en gran parte si el plano de corte pasa sobre el segmento roscado o no.

Para el caso en que el plano de corte pasa sobre la zona roscada se tiene que:

- Pernos de grado 8.8.

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 * f_{ub} * A_s}{Y_{Mb}} \quad (3.\ 23)$$

Donde:

$F_{v,Rd}$: Resistencia a fuerza cortante del perno.

f_{ub}: Esfuerzo último del perno.

A_s: Área del perno resistente al corte.

Y_{Mb}: Factor de seguridad del perno.

- Pernos de grado 10.9.

$$F_{v,Rd} = \frac{0.5 * f_{ub} * A_s}{Y_{Mb}} \quad (3.\ 24)$$

Donde:

$F_{v,Rd}$: Resistencia a fuerza cortante del perno.

f_{ub}: Esfuerzo último del perno.

A_s: Área del perno resistente al corte.

Y_{Mb}: Factor de seguridad del perno.

En el caso de que el plano de corte atraviese la zona no roscada del perno, tanto para elementos de grado 8.8 como 10.9, se tiene que:

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 * f_{ub} * A}{Y_{Mb}} \quad (3.\ 25)$$

Donde:

$F_{v,Rd}$: Resistencia a fuerza cortante del perno.

f_{ub}: Esfuerzo último del perno.

A: Área de la sección transversal del perno resistente al corte.

Y_{Mb}: Factor de seguridad del perno.

Por otro lado la resistencia al aplastamiento de la pieza en la zona contigua al perno, se obtiene en base a la ecuación que se plantea a continuación.

$$F_{b,Rd} = \frac{2.5 * \propto * f_{ut} * d * t_c}{Y_{Mb}} \quad (3.\ 26)$$

Donde:

$F_{b,Rd}$: Resistencia al aplastamiento de la pieza en la zona contigua al perno.

α: Factor adimensional.

f_{ut}: Esfuerzo último del material de la chapa.

d: Diámetro de la perforación.

t_c: Espesor de la chapa metálica.

Y_{Mb}: Factor de seguridad del perno.

El valor del factor α (alpha) se determina de las siguientes ecuaciones, tomando para el cálculo de la ecuación (3.27) el menor valor obtenido.

$$\propto = \frac{e_1}{3d_0} \quad (3.\ 27)$$

$$\propto = \frac{P_1}{3d_0} - \frac{1}{4} \quad (3.\ 28)$$

$$\propto = \frac{f_{ub}}{f_{ut}} \quad (3.\ 29)$$

$$\propto = 1 \quad (3.\ 30)$$

Donde:

e_1; P_1: Dimensiones de posicionamiento de perforaciones. (Ver Figura 3.60)

f_{ub}: Esfuerzo último del perno.

f_{ut}: Esfuerzo último del material de la chapa.

d_0: Diámetro de la perforación en la chapa metálica.

De manera conjunta para finalizar con el cálculo de la junta empernada se determina el valor del par de apriete, este último valor es importante puesto que en este tipo de uniones se transmiten los esfuerzos por contacto entre las superficies.

La selección del valor del par de apriete se realiza en base al tipo de materiales que intervienen en la junta y el grado del perno utilizado, los valores planteados para cada caso se toman de la tabla mostrada en el ANEXO 3.

Por último cabe mencionar que las uniones realizadas con pernos de alta resistencia presentan las siguientes ventajas:

- Son más rígidas.
- Son menos deformables.
- Poseen mejor comportamiento en estado límite de servicio (ELS).

3.1.7.3 Cálculo de juntas empernadas presentes en el bastidor.

En el bastidor se tiene dos juntas críticas que deben ser analizadas, estas son:

- Junta empernada entre vigas principales y vigas secundarias.
- Junta empernada entre soporte deslizante y columna del bastidor.

Para esta última junta mencionada el análisis se planteará más adelante en el presente documento.

3.1.7.3.1 Junta empernada entre vigas principales y vigas secundarias.

Para el cálculo de esta junta se analiza con la chapa que posee las dimensiones menores, siendo esta la que esta soldada a las vigas secundarias, ya que las vigas principales son más robustas. La disposición de las perforaciones para la junta se muestra a detalle en la Figura 3.64.

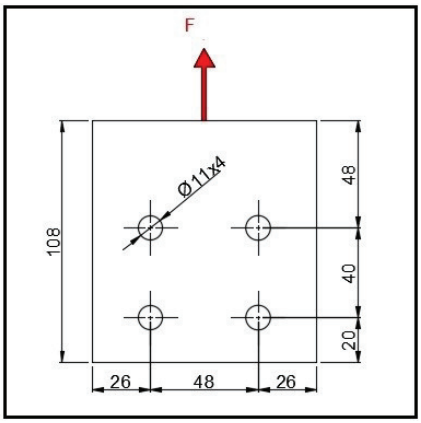


Figura 3. 64. Perforaciones placa de acople de vigas secundarias

Tabla 3. 42. *Datos de junta: vigas secundarias y vigas principales*

Item	DATOS DE LA JUNTA EMPERNADA			
1	Fuerza cortante	F	1517.43	[N]
2	Fuerza cortante en cada perno	$F_{v,Ed}$	380.00	[N]
3	Grado de perno		8.8	
4	Diámetro perno	d	10.00	[mm]
5	Espesor de chapa	t_c	8.00	[mm]
6	Dimensión 1	e_1	48.00	[mm]
7	Dimensión 2	e_2	26.00	[mm]
8	Diámetro del agujero	d_0	11.00	[mm]
9	Separación 1	P_1	40.00	[mm]

10	Separación 2	P_2	48.00	[mm]
11	Área resistente	A	78.54	[mm^2]
12	Esf. Ultimo perno	f_{ub}	800.00	[N/mm^2]
13	Esf. Ultimo chapa	f_{ut}	500.00	[N/mm^2]
14	Factor de seguridad	Y_{Mb}	1.25	

En base a las ecuaciones mencionadas en el apartado 3.1.7.2, y los datos de la Tabla 3.42., se tiene los siguientes resultados.

Tabla 3. 43. *Resultados de junta empernada: vigas secundarias y principales*

RESULTADOS DE CÁLCULO Y COMPROBACIÓN DE JUNTA EMPERNADA						
$F_{v,Ed}$	$F_{v,Rd}$	α	$F_{b,Rd}$	$F_{v,Ed} < F_{v,Rd}$	$F_{v,Ed} < F_{b,Rd}$	Par de apriete
[N]	[N]		[N]			[kgf-m]
380	30159.29	1,45 0,96 1,60 1,00	84666.67	SI	SI	4

La junta empernada soportará adecuadamente las solicitaciones mecánicas.

3.1.8 APOYOS DESLIZANTES SOBRE LAS GUÍAS.

Los apoyos deslizantes se los utiliza normalmente en elevadores que posean velocidades de desplazamiento menores a los 2 [m/s]. El material de los apoyos deslizantes debe ser acero y el material de los elementos que entran en contacto con las guías debe tener un bajo coeficiente de fricción, comúnmente se utiliza elementos como teflón o nylon. Las superficies en contacto necesariamente deben ir lubricadas para evitar desgaste excesivo por fricción, la lubricación se realiza con grasa o aceites pesados.

Estos apoyos en conjunto con las guías son los encargados de hacer que la cabina realice una trayectoria recta. La carga que soportan estos elementos no es muy alta debido a que las solicitaciones mecánicas que sobre estos se producen son

netamente producto de excentricidades y posibles errores de alineamiento de la cabina en el montaje.

La carga que soportará el apoyo es netamente producto de excentricidades como se demostró en el apartado 3.1.7., y tendrá su línea de acción en el plano transversal a las superficies de contacto.

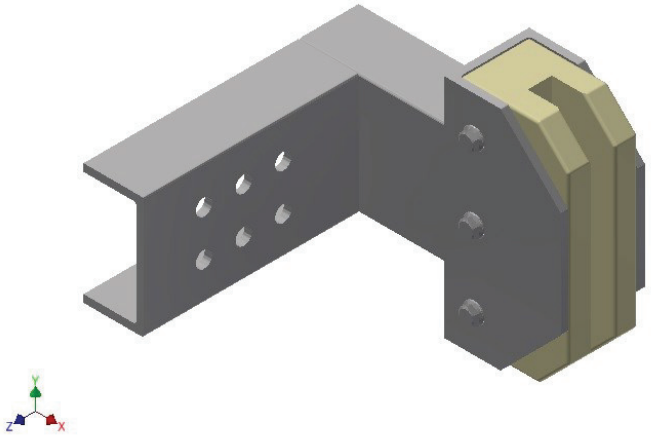


Figura 3. 65. Apoyo deslizante

3.1.8.1 Cálculo de junta empernada entre apoyo deslizante y el bastidor.

Para el cálculo de esta junta se analiza con la chapa metálica que posee las dimensiones menores, siendo esta la que esta soldada a las columnas del bastidor, ya que estas columnas poseen un espesor mayor. La disposición de las perforaciones para la junta se muestra a detalle en la Figura 3.66.

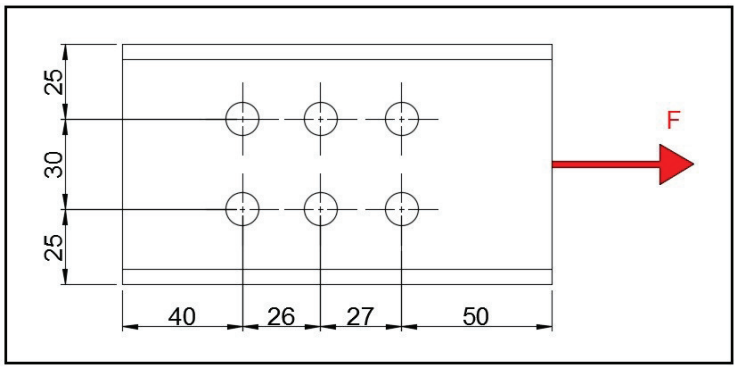


Figura 3. 66. Perforaciones apoyo deslizante

En la siguiente tabla, se muestran los datos para el cálculo de la junta del apoyo deslizante.

Tabla 3. 44. Datos para cálculo de junta empernada apoyo deslizante

Item	DATOS DE LA JUNTA EMPERNADA			
1	**Fuerza cortante**	F	2600.00	[N]
2	**Fuerza cortante en cada perno**	$F_{v,Ed}$	434.00	[N]
3	**Grado de perno**		8.8	
4	**Diámetro perno**	d	10.00	[mm]
5	**Espesor de chapa**	t_c	5.00	[mm]
6	**Dimensión 1**	e_1	50.00	[mm]
7	**Dimensión 2**	e_2	25.00	[mm]
8	**Diámetro del agujero**	d_0	11.00	[mm]
9	**Separación 1**	P_1	27.00	[mm]
10	**Separación 2**	P_2	30.00	[mm]
11	**Área resistente**	A	78.54	[mm^2]
12	**Esf. Ultimo perno**	f_{ub}	800.00	[N/mm^2]
13	**Esf. Ultimo chapa**	f_{ut}	500.00	[N/mm^2]
14	**Factor de seguridad**	Y_{Mb}	1.25	

En base a las ecuaciones mencionadas en el apartado 3.1.7.2, y los datos de la Tabla 3.44., se tiene los siguientes resultados.

Tabla 3. 45. *Resultados junta entre vigas soporte deslizante y bastidor*

RESULTADOS DE CÁLCULO Y COMPROBACIÓN DE JUNTA EMPERNADA						
$F_{v,Ed}$	**$F_{v,Rd}$**	**α**	**$F_{b,Rd}$**	**$F_{v,Ed} < F_{v,Rd}$**	**$F_{v,Ed} < F_{b,Rd}$**	**Par de apriete**
[N]	**[N]**		**[N]**			**[kgf-m]**
434	30159.29	1.52 0.57 1.60 1.00	31250.00	SI	SI	4

La junta empernada soportará adecuadamente las solicitaciones mecánicas.

3.2 DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS HIDRAULICOS

3.2.1 DISEÑO DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

El diseño de la unidad hidráulica se realiza en base a la carga que debe trasladar el émbolo-pistón mediante la presión interna transmitida por el fluido de trabajo. La siguiente tabla indica la magnitud total de la carga:

Tabla 3. 46. *Detalle de masas para el cálculo de carga*

Item	Descripción	Masa [kg]
1	Cabezal	62
2	Polea	36
3	Eje	2.7
4	Chaveta	0.1
5	Apoyos deslizantes	6
6	Vástago	63
7	Pistón	7.9
8	Cables (3 cables, 8000 mm)	9.36
	Total	187.06

La magnitud de la carga relacionada a la unidad hidráulica, sistema de cables y acople de la polea de tracción es de 187.06 [kg]. Un instante antes de descender, se presenta el mayor valor de aceleración, igual a 10.06 [m/s^2]. Este valor ya incluye la aceleración de la gravedad, por tanto la carga equivale a 1882 [N]. Adicionalmente, se debe incluir la fuerza necesaria para trasladar el bastidor, la cabina y la carga nominal. Dando una carga total de 32.6 [kN], equivalentes a 3.2 toneladas. La camisa del cilindro se diseña como elemento de pared delgada sometido esfuerzos según las siguientes condiciones conjuntamente con las siguientes ecuaciones, calculamos (Mott, 2006):

$$P = \frac{F}{A} \tag{3. 31}$$

$$A = \frac{\pi * D_i^2}{4} \quad (3.\ 32)$$

Dónde:

P: Presión de trabajo

F: Fuerza a ser transmitida

A: Área efectiva de aplicación de presión

D_i: 130 [mm]

Este diámetro interno, D_i, corresponde al diámetro interno de la tubería de 5 pulgadas con espesor de pared de 6.55 [mm], tubería sin costura comercializada por DIPAC MANTA, las propiedades de este material se presentan en la tabla 3.11.

La presión de trabajo para el cilindro hidráulico es de 356.18 [psi], considerando una eficiencia del 90% debido a pérdidas de presión, la presión alcanza un valor de 395.5 [psi]. Este valor es la presión a plena carga y en el piso más alto. En consecuencia, el valor de presión que se utilizará para el diseño de los componentes será 1.77 veces el valor de presión a plena carga debido a pérdidas y picos de presión. Es decir, la presión de diseño de los elementos del sistema hidráulico será de 700 [psi].

3.2.1.1 Determinación del espesor de la camisa del cilindro.

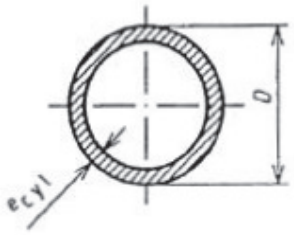


Figura 3. 67. Dimensionamiento del espesor para la camisa del cilindro hidráulico

Para determinar el espesor de la camisa del cilindro y fondo del cilindro, los cálculos se deben realizar de acuerdo al ANEXO K de la norma UNE-EN-81-2:

$$e_{cil} \geq \frac{2.3 \times 1.7 \times p}{R_{p0.2}} \times \frac{D}{2} + e_0 \quad (3.\ 33)$$

Donde:

D: Diámetro externo del cilindro.

e_{cil}: Espesor de la pared del cilindro.

e_0: 1 [mm] para las paredes y fondos de los cilindros y las canalizaciones rígidas entre el cilindro y la válvula / e0= 0.5 [mm] para émbolo.

2.3: Coeficiente de seguridad por fricción (1.15) y picos de presión (2);

1.7: Coeficiente de seguridad con relación al límite convencional de elasticidad.

P: Presión a plena carga.

$R_{p0.2}$: Límite convencional de elasticidad (0.7 veces la resistencia a la tracción del material)

Sustituyendo los valores en la ecuación:

Para el cilindro:

$$e_{cil} \geq 4.11\ [mm]$$

Para el émbolo:

$$e_{cil} \geq 3.61\ [mm]$$

El espesor de la tubería seleccionada es mayor que el resultado obtenido. Por tanto, la tubería de 5 pulgadas de cédula 40 es adecuada para esta aplicación.

3.2.1.2 Determinación del espesor del fondo del cilindro.

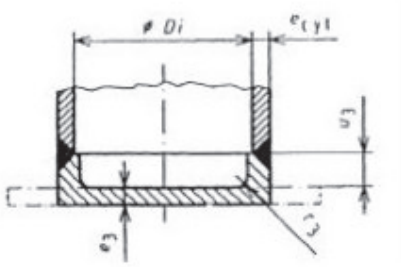


Figura 3. 68. Dimensionamiento de fondo plano con brida soldada

Para determinar el espesor del fondo del cilindro, este se analiza como un fondo plano con brida soldada, de acuerdo a la normativa al ANEXO K de la norma UNE-EN-81-2, el espesor del fondo está dado por la siguiente ecuación:

$$e \geq 0.4 \times D_i \times \sqrt{\frac{2.3 \times 1.7 \times p}{R_{p0.2}}} + e_0 \qquad (3.\ 34)$$

Dónde:

D_i: Diámetro interno del cilindro.

e: Espesor de la pared del fondo del cilindro.

e_0: 1 [mm] para las paredes y fondos de los cilindros y las canalizaciones rígidas entre el cilindro y la válvula / e_0= 0.5 [mm] para émbolo.

2.3: Coeficiente de seguridad por fricción (1.15) y picos de presión (2);

1.7: Coeficiente de seguridad con relación al límite convencional de elasticidad.

p: Presión a plena carga.

$R_{p0.2}$: Límite convencional de elasticidad (0.7 veces la resistencia a la tracción del material)

Obteniéndose que:

Sustituyendo los valores en la ecuación:

Para el cilindro:

$$e \geq 12.5 \ [mm]$$

3.2.1.3 Cálculo del esfuerzo producido en la camisa del cilindro.

Como se indicó anteriormente, el cálculo y dimensionamiento de la camisa del pistón se realizó mediante el análisis de un cilindro de pared delgada. Para este caso se presentan esfuerzos longitudinales y transversales, ó circunferenciales, al cilindro, como se indica en la figura.

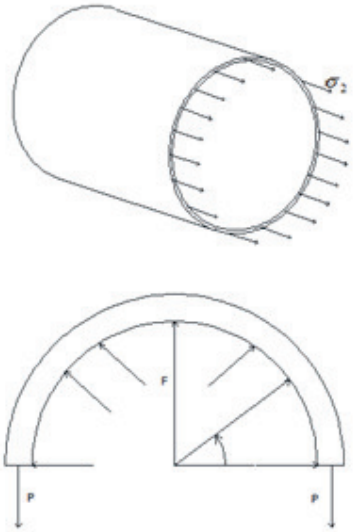


Figura 3. 69. Diagrama de distribución de presión en las superficies de trabajo del cilindro hidráulico

A continuación se presenta el cálculo de los esfuerzos generados por la presión de diseño:

3.2.1.3.1 Esfuerzos principales.

La tubería seleccionada es de acero estructural ASTM A36, las propiedades de este material se detallan en la tabla 3.14. Los esfuerzos principales se calcularán de acuerdo a la presión de diseño de 700 [psi] (Fitzgerald, 2007).

3.2.1.3.2 Esfuerzo Circunferencial.

$$\sigma_1 = \frac{P_{dis} * D_i}{2t} \tag{3. 35}$$

$$\sigma_1 = 6946.56[psi] = \sigma_{MAX}$$

Este valor es el esfuerzo máximo generado en el cilindro de presión.

3.2.1.3.3 Esfuerzo Longitudinal.

$$\sigma_2 = \frac{P_{dis} * D_i}{4t} \tag{3. 36}$$

$$\sigma_2 = 3473.28[psi]$$

El esfuerzo máximo calculado es menor que el límite de fluencia del material. En consecuencia, el material escogido es adecuado. El Factor de seguridad para la presión de diseño, 700 [psi] es el siguiente:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} \tag{3. 37}$$

$$\eta = 5.18$$

El factor de seguridad es mayor al recomendado y mayor al demandado por la norma UNE-EN-81-2. Por tanto, el diseño es aceptable. Además destacamos que los valores de presión utilizados para el diseño son mayores que los requeridos por el mecanismo. La siguiente tabla muestra el resumen de la selección realizada de acuerdo a las condiciones de diseño indicadas anteriormente.

Tabla 3. 47. *Cilindro hidráulico. Dimensionamiento y selección*

Cilindro Hidráulico (Camisa)	
Material	Acero ASTM A53 Grado A
Diámetro nominal	5 [in]
Diámetro externo del cilindro	141.12 [mm]
Longitud del cilindro	1530 [mm]

3.2.2 DISEÑO DEL PISTÓN DEL CILINDRO.

El pistón se diseña como una placa circular con un orificio circular concéntrico, como se indica en la figura. La disposición del montaje permite que se establezcan los apoyos de tipo articulado justo en sitio de montaje con su émbolo.

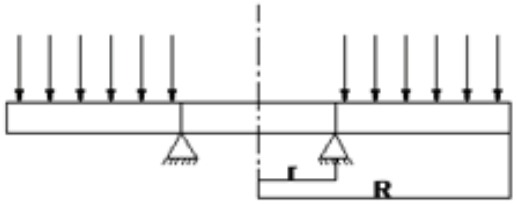


Figura 3. 70. Diagrama del pistón sometido a presión

Para un correcto diseño del pistón, se toman en consideración las siguientes condiciones:

Se considerará al pistón como una placa circular plana de espesor medio para lo cual es importante tener en cuenta que:

- La deflexión máxima es baja respecto del espesor de la placa. Para este fin, se tendrá en consideración la siguiente relación:

$$y \leq 0.4\ t \tag{3. 38}$$

Donde:

y: Deflexión máxima de la placa.

t: Espesor de la placa circular.

Para el presente caso de estudio, se establece que la deformación máxima no será mayor a 0.001 veces el espesor de la placa.

La carga será aplicada uniformemente a lo largo de la superficie de la placa. Para dicho fin, se escoge la presión de diseño, 700 [psi].

Los casos de estudio se analizarán de acuerdo a la siguiente figura:

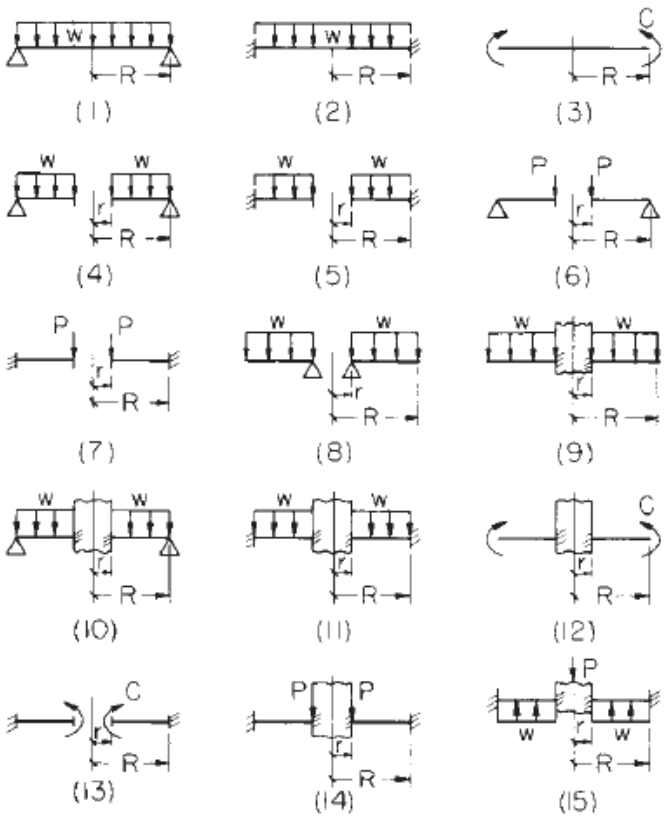


Figura 3. 71. Placas circulares. Casos 4, 5, 6, 7, 8, y 13tienen orificio concéntrico de radio r; los casos 9, 10, 11, 12, 14, y 15 tienen pistón de radio r acoplado a la placa circular.

Los factores k y k_1, referentes al comportamiento de la placa y sus solicitaciones mecánicas, serán escogidos de en función de la relación entre los diámetros acuerdo a la tabla 3.48 (Baumeister, 2007).

La deflexión máxima está dada por la siguiente relación:

$$y_M = k_1 \frac{w \times R^4}{E \times t^3} \qquad (3.\ 39)$$

Dónde:

y_M : Deflexión máxima

w: Carga uniforme [psi]

R: Radio externo del pistón

k_1: Factor al comportamiento de la placa circular.

E: Módulo de resistencia elástica del material, 210000 [MPa] $(30.5 \times 10^6\ [psi])$

Tabla 3. 48. *Coeficientes k y K1 para placas circulares*

	R/r			
	2		3	
Caso	k	k_1	k	k_1
4	1.44	0.664	1.88	0.824
5	0.481	0.057	0.654	0.13
6	1.48	0.672	1.88	0.734
7	0.455	0.081	0.67	0.171
8	2.04	0.902	3.34	1.11
9	1.04	0.094	2.15	0.293
10	0.74	0.125	1.21	0.291

De las consideraciones 1 y 5, inferimos que el espesor del pistón tendrá el siguiente modelo matemático:

$$t \geq \sqrt[4]{k_1 \frac{\mathrm{w} \times \mathrm{R}^4}{E \times 0.001}} \qquad (3.\ 40)$$

Para el cálculo del espesor del pistón, se emplearán las condiciones actuales de la concepción del diseño. Adicionalmente, se aplicará el valor del diámetro para el análisis del mismo. Esta consideración genera un margen de seguridad adicional para el espesor de las placas analizadas. La siguiente figura muestra las dimensiones de los radios del pistón y embolo necesarias para el presente análisis.

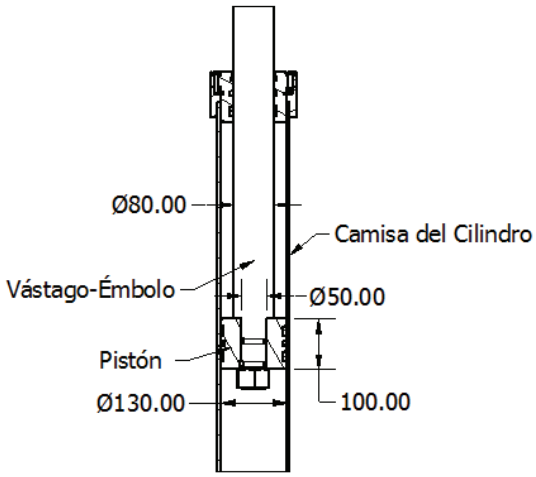


Figura 3. 72. Diseño Conceptual del Cilindro hidráulico. Dimensiones y componentes.

La siguiente tabla muestra las condiciones para el dimensionamiento del pistón:

Tabla 3. 49. *Datos para determinar el espesor del pistón.*

Datos			**Resultado**			**Observación**
	Valor	[unidad]		Valor	[unidad]	
R	130	mm	R/r	2.6	-	Se aproxima a 3
r	50	Mm				
Caso	9	-	k	2.15	-	
			k_1	0.293	-	

Reemplazando los datos correspondientes, el espesor tiene el siguiente comportamiento:

$$t \geq 37.22\ [mm]$$

El diseño conceptual estableció un espesor para el pistón de 100 [mm] como se indica en la figura de dimensiones y componentes del cilindro. Esta dimensión es aceptable debido a que el pistón tiene sellos de tipo guía y un sello hidráulico que

permiten el funcionamiento correcto de la unidad hidráulica. A continuación, se presenta el resumen del proceso de dimensionamiento del pistón.

Tabla 3. 50. *Resumen de dimensionamiento del pistón*

Pistón	
Material	Acero estructural ASTM A36
Diámetro exterior	130 [mm]
Diámetro interno	50 [mm]
Espesor	100 [mm]

3.2.3 DISEÑO DE LA TAPA SUPERIOR.

La tapa superior del cilindro es libre de solicitaciones mecánicas debido al mecanismo de cilindro de simple efecto. Es decir, este elemento soportará la carga de la presión a plena carga en una eventual falla del control de aplicación de la presión. Por tal razón, será diseñada considerando el caso 5, de la figura 3. Dicho cálculo se realiza de acuerdo siguiendo la misma metodología del pistón hidráulico. La siguiente figura ilustra de mejor manera el caso seleccionado.

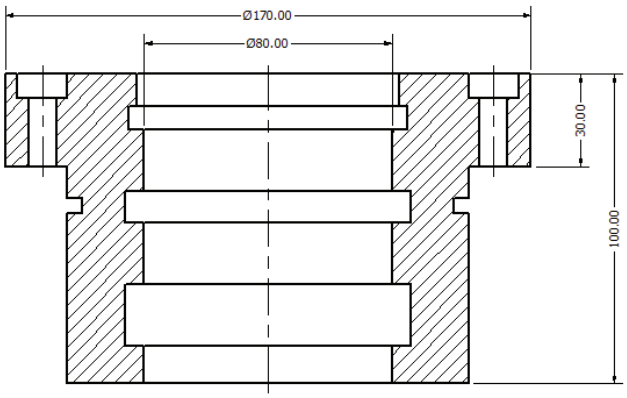


Figura 3. 73. Tapa superior del cilindro hidráulico

Al tratarse de una placa con espesor variable, se considerará el espesor que contiene los alojamientos para los pernos para el diseño de la misma. La siguiente tabla muestra los datos requeridos para el análisis.

Tabla 3. 51. *Datos para determinar el espesor de la tapa superior del cilindro.*

Datos			Resultado			Observación
	Valor	[unidad]		Valor	[unidad]	
R	170	mm	R/r	2.12	-	Se aproxima a 2
r	80	mm				
Caso	5	-	k	0.481	-	
			k_1	0.057	-	

Reemplazando los datos correspondientes, tenemos:

$$t \geq 24.72\ [mm]$$

El espesor de la tapa superior es de 30 [mm]. En consecuencia, el dimensionamiento es aceptable para esta aplicación. La siguiente tabla muestra el resumen del dimensionamiento de la tapa superior del cilindro hidráulico. Destacamos que la tapa superior contiene los sellos hidráulicos y sellos de tipo guía para asegurar el correcto funcionamiento de la unidad hidráulica.

Tabla 3. 52. Dimensionamiento de la tapa superior del cilindro hidráulico.

Tapa superior	
Material	Acero estructural ASTM A36
Diámetro exterior	170 [mm]
Espesor	mm]

3.2.4 DISEÑO DE LA BRIDA SUPERIOR.

La brida para la sujeción de la tapa superior y la camisa del cilindro ha sido concebida con una disposición de 3 pernos con un arreglo polar de 4 unidades. Como se indica en la figura. El espesor de la misma, se analizó en el apartado anterior.

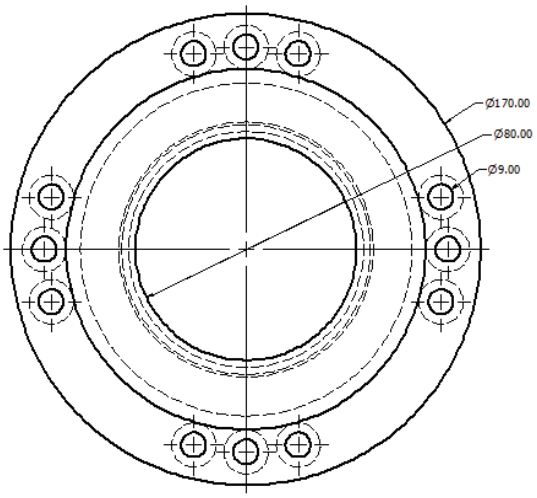


Figura 3. 74. Esquema de la brida de sujeción del cilindro.

Para la determinación de las dimensiones de la brida, los pernos necesarios para la brida superior del cilindro y el diámetro de centro para los pernos, se tendrá en cuenta los siguientes criterios:

- La brida debe mantener un sello y hermeticidad entre las dos partes.
- La disposición de los pernos no debe interferir con la ubicación del acople para las respectivas mangueras. Al tratarse de un cilindro de efecto simple, esta debe asegurar la toma de aire necesaria para evitar que se genere una presión negativa en el momento de recorrer la carrera en sentido opuesto.
- Si la tuerca y el tornillo son del mismo material, el perno será estudiado como el elemento más crítico de la junta.
- Los pernos serán analizados únicamente en tracción, comportamiento adecuado para su aplicación en la junta analizada.

3.2.5 DISEÑO DE LAS SOLDADURAS DEL CILINDRO.

La unión soldada de la camisa del cilindro con la placa de acople debe presentar. La Figura 3.75., muestra la disposición de la junta soldada entre la placa de acople y la camisa del cilindro hidráulico.

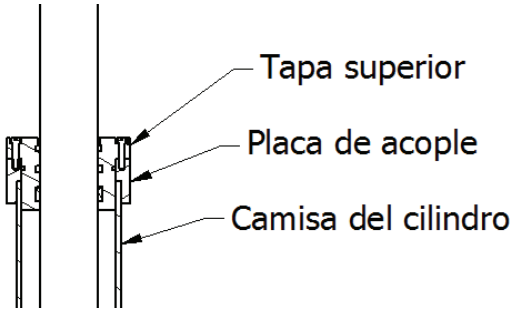


Figura 3. 75. Disposición de la junta soldada

El dimensionamiento y diseño de la junta soldada tendrá la misma validez para la junta de la brida inferior y la camisa del cilindro. En general, La junta soldada tendrá la siguiente preparación:

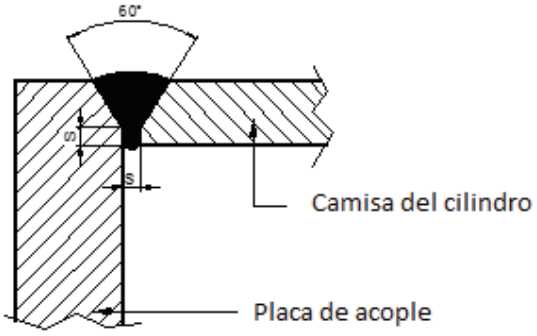


Figura 3. 76. Junta soldada: la camisa del cilindro y la placa de acople

El proceso para soldadura seleccionado es el MIG, soldadura con atmosfera protectora de gas inerte. Esta se caracteriza porque el material de aporte utilizado es continuo. Se considera un alambre de soldadura con resistencia a la tracción de 70 000 [psi], equivalentes a 482.6 [N/mm^2]. La junta se diseña mediante el siguiente procedimiento (LARBURU, 2001):

$$F = (C * Xs) * r_e \tag{3. 41}$$

$$Xs = (Lc - 2) * C \tag{3. 42}$$

Donde:

F: Fuerza [N].

C: Espesor de la costura del electrodo [mm].

Xs: Longitud de soldadura de soporte [mm].

re: Resistencia del electrodo [N/mm^2]

Lc: Longitud total del cordón [mm].

$$Lc = \pi * D$$

$$Lc = 444.2[mm]$$

$$C = 6[mm]$$

$$F_{max} = 7683\ [kN]$$

Las solicitaciones mecánicas producidas en el interior de dicha junta son menores a la fuerza máxima calculada. Por tanto el diseño y dimensiones del cordón son aceptables y cumplen los requerimientos de diseño.

3.2.6 SIMULACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

La camisa hidráulica será simulada como un cilindro con carga normal a las superficies de trabajo donde se aplicará la presión del fluido hidráulico. Para efectos del diseño, se considera la aplicación de 700 [psi]. A continuación, se describen las condiciones para la simulación:

- Material de la camisa del cilindro: Acero Estructural ASTM A36
- Material del fondo del cilindro: Acero Estructural ASTM A36
- Material de la tapa del cilindro: Acero Estructural ASTM A36
- Material de aporte de la soldadura entre el fondo del cilindro y su camisa: Electrodo E71T-1C., proceso FCAW con preparación de bisel y gas de protección CO_2. Las características del proceso de soldadura se describen en la tabla 3.18.
- Presión de diseño: 700 [psi]
- Los apoyos del fondo del cilindro hidráulico serán fijados mediante una junta empernada (Brida).

Las características del mallado se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 3. 53. Características del mallado del cilindro hidráulico

Características del Mallado	
Pieza	Fondo del cilindro
Tipo de mallado	Libre (Free)
Tamaño del elemento min.	20.88 [mm]
Transición	Suave
Pieza	Tapa superior
Tipo de mallado	Libre (Free)
Tamaño del elemento min.	20.88 [mm]
Transición	Suave
Pieza	Brida superior
Tipo de mallado	Libre (Free)
Tamaño del elemento min.	20.88 [mm]
Transición	Suave
Pieza	Camisa del cilindro
Tipo de mallado	Organizado (Mapped)
Tamaño del elemento min.	10 [mm]
Transición	Suave
Resultados del Mallado	
Número de elementos	11003
Número de nodos	56485

La siguiente imagen muestra la disposición de la malla del cilindro hidráulico:

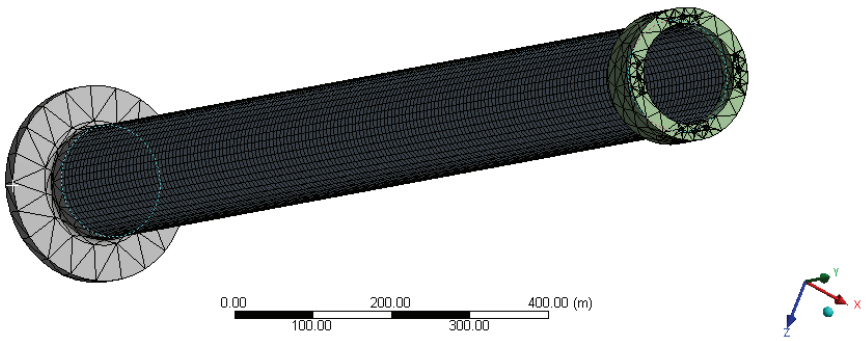


Figura 3. 77. Mallado del cilindro hidráulico

Los resultados de la simulación se presentan a continuación:

Tabla 3. 54. *Resultados de la simulación del cilindro hidráulico*

ITEM	Simb.	Valor	Unid.
Material	A36	Acero A 36	N/A
Presión aplicada	P_{dis}	700	[psi]
Esfuerzo de Von Mises (máximo)	σ'_{max}	55.35	[MPa]
Esfuerzo de Von Mises (mínimo)	σ'_{min}	4.40	[kPa]
Desplazamiento (máximo)	ΔX_{max}	0.017	[m]
Desplazamiento (máximo)	ΔY_{max}	0.0017	[m]
Factor de seguridad (mínimo)	F_S	4.85	N/A

Los campos de distribución de los resultados presentados en la tabla 6, se muestran en las siguientes figuras.

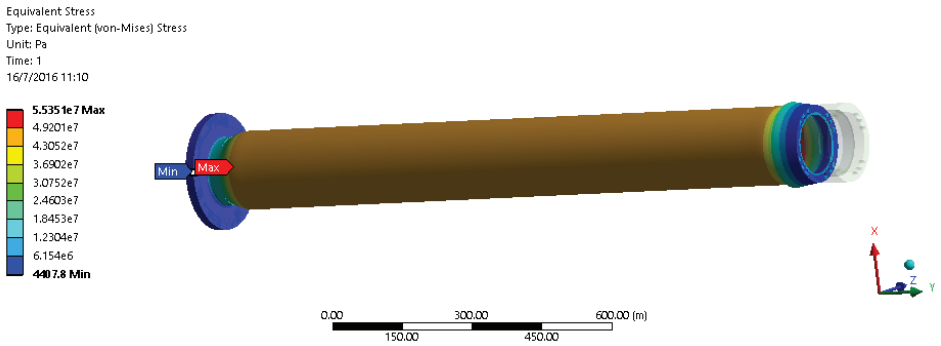


Figura 3. 78. Campo de distribución del esfuerzo equivalente en el cilindro hidráulico.

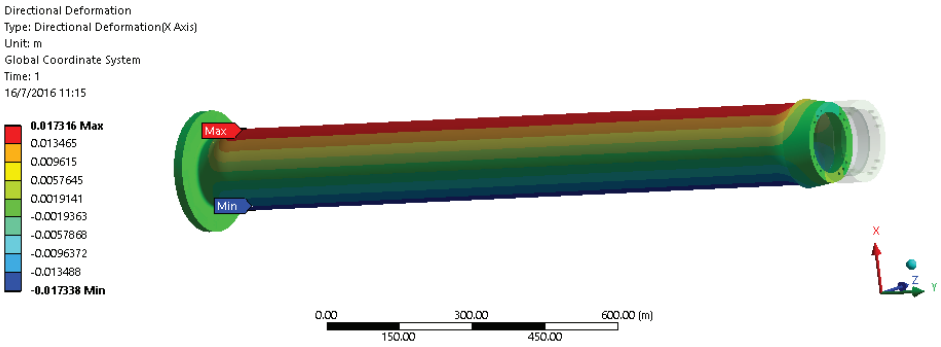


Figura 3. 79. Campo de distribución de las deformaciones en el eje X del cilindro hidráulico

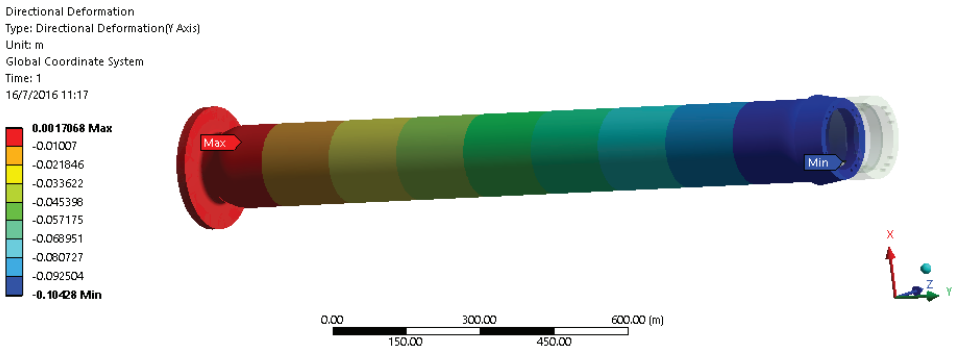


Figura 3. 80. Campo de distribución de las deformaciones en el eje Y del cilindro hidráulico

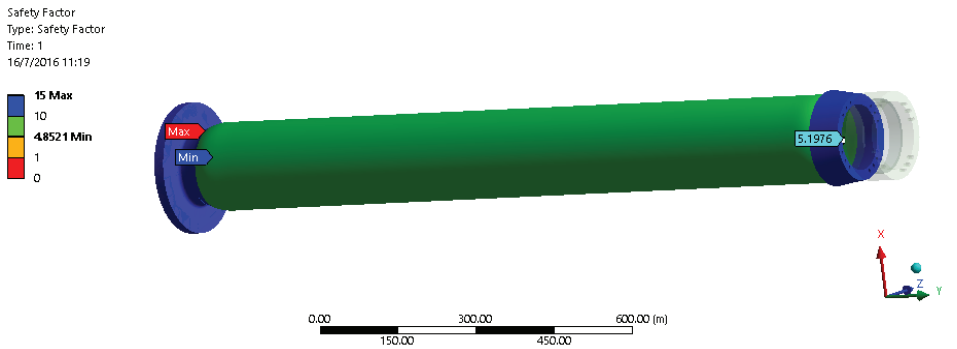


Figura 3. 81. Campo de distribución del factor de seguridad del cilindro hidráulico.

El factor de seguridad calculado en el apartado de dimensionamiento de la camisa del cilindro destacó un factor de seguridad de 5.18. Al simular el cilindro hidráulico, se obtuvo un factor de seguridad de 5.19 en la superficie de la pared del cilindro, el error relativo de aproximadamente 0.02%. En consecuencia, el diseño es adecuado para su aplicación.

3.2.7 DETERMINACIÓN DE LA PRESIÓN MÁXIMA DE OPERACIÓN

La presión máxima de operación será aquel valor límite al cual podrá funcionar todo el mecanismo hidráulico. Para determinar su valor, se consideran la menor de las presiones máximas de todos los elementos que forman parte del sistema hidráulico. Por tal motivo, se establecerá la presión límite de la camisa hidráulica dado que los

componentes del sistema hidráulico serán seleccionados para una presión de 700 [psi].

La determinación de la presión máxima del cilindro hidráulico se realiza mediante un proceso iterativo hasta alcanzar un factor de seguridad adecuado. La tabla 3.55 muestra las deformaciones en el eje x, y factores de seguridad para distintos valores de presión.

Tabla 3. 55. *Variación de la deformación y factor de seguridad vs. presión*

Presión [psi]	**Deformación Eje X [m]**	**Factor de Seguridad**
300	0.0074	11.32
500	0.0123	6.79
700	0.0173	4.85
1000	0.0247	3.37
1200	0.0296	2.83
1500	0.0371	2.25
1800	0.0445	1.88
2000	0.0495	1.69

La siguiente figura muestra las curvas de variación de la deformación en el eje X y la variación del factor de seguridad con el aumento de presión. Mientras que la deformación presenta un comportamiento lineal, el factor de seguridad tiene un límite mayor a 2500 [psi]. En consecuencia, se establece que la presión máxima de operación para la camisa del cilindro hidráulico es de 2000 [psi] debido a que el factor de seguridad es de 1.7, recomendado para un factor de seguridad convencional.

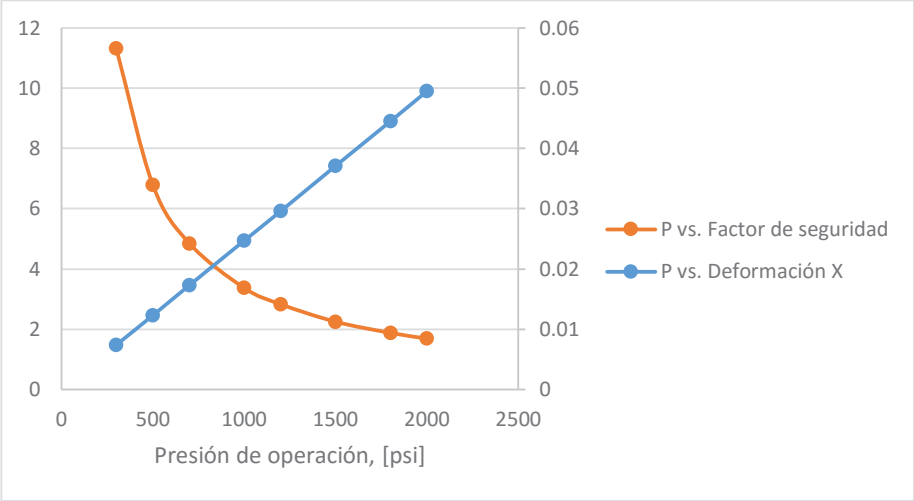


Figura 3. 82. Variación del factor de seguridad y deformación con el cambio de presión

Por lo tanto, se infiere que la presión de operación máxima será de 700 [psi].

3.2.8 DISEÑO DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO.

La posición de mayor esfuerzo del vástago del cilindro, se alcanza cuando el cilindro actúa en ascenso y más aún cuando alcanza la posición límite, máximo recorrido y a plena carga. Para lo cual, se estableció que la carga crítica que soportará la columna es de 32.6 [kN].

Para su análisis, el vástago se considera como una columna esbelta y empotrada de 1700 [mm], distancia desde el apoyo fijo hasta la zona de aplicación de la carga, y libre por el otro extremo como se observa en la siguiente figura.

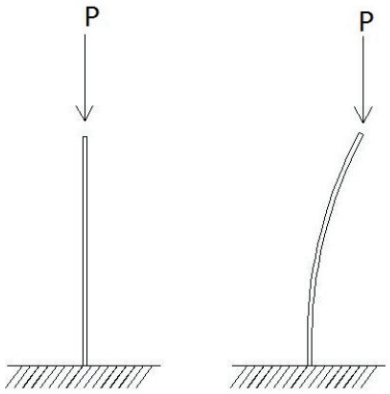


Figura 3. 83. Columna empotrada y libre por el otro extremo. *k=2 (AISC, 2011).*

El módulo elástico para el acero, E, es de 210 [GPa], se selecciona el acero 705 (AISI 4340) debido a sus características físicas y mecánicas. Por lo tanto utilizaremos la ecuación de Euler para su análisis (mott, 2006):

$$F_{CR} = \frac{\pi^2 * E * I}{L_e^2} \tag{3. 43}$$

$$\sigma_{CR} = \frac{\pi^2 * E}{\left(L_e / r\right)^2} \tag{3. 44}$$

El momento de inercia para el eje:

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \tag{3. 45}$$

$$I = \frac{F_{CR} * L_e^2}{\pi^2 * E} \tag{3. 46}$$

Entonces, de las ecuaciones (3.44), (3.45), (3.46) y (3.47) se determina el modelo matemático del diámetro mínimo del vástago (3.48):

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \times F_{cr} \times l^2}{\pi^3 \times C \times E}} \tag{3. 47}$$

Donde:

d: Diámetro del Vástago

F_{cr}: Carga crítica que soportará la columna.

l : Longitud del vástago.

C: Constante de condición de carga en extremos, 0.25, caso actual.

E: Módulo de elasticidad del material.

Se establece que el diámetro mínimo del vástago es de 79 [mm]. En consecuencia, se aproxima a 80 [mm] el valor del diámetro del vástago para asegurar dimensiones estandarizadas. La siguiente tabla muestra las dimensiones establecidas para el

vástago del pistón, elemento que tendrá un tratamiento superficial de cromado para asegurar su integridad.

Tabla 3. 56. *Resumen del dimensionamiento del vástago del pistón*

Vástago del pistón	
Material	Acero 705 (AISI 4340)
Diámetro del eje	80 [mm]
Longitud del vástago	1700 [mm]

3.2.9 SIMULACIÓN DEL VÁSTAGO.

Para la simulación del vástago se considera al vástago como una columna sometida esbelta, sometida a una carga crítica. Además se tendrá en cuenta los siguientes parámetros:

- Material: Acero 705, equivalencia: AISI 4340
- Carga crítica: 32.6 [kN]
- Apoyos: El pistón será considerado como apoyo fijo para simular el vástago como columna crítica.

El mallado del conjunto émbolo-pistón, se presenta en la siguiente tabla:

Tabla 3. 57. *Características del mallado del émbolo-pistón*

Características del Mallado	
Pieza	Pistón
Tipo de mallado	Libre (Free)
Transición	Suave
Pieza	Vástago
Tipo de mallado	Organizado (Mapped)
Transición	Suave
Resultados del Mallado	

Número de elementos	138792
Número de nodos	235871

La siguiente figura ilustra de mejor manera el mallado del conjunto vástago-pistón.

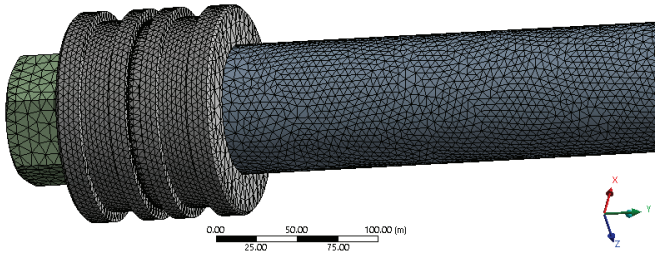


Figura 3. 84. Mallado del conjunto vástago-pistón

Los resultados de la simulación se presentan a continuación:

Tabla 3. 58. Resultados de simulación del conjunto vástago-pistón

ITEM	Simb.	Valor	Unid.
Material	4340	AISI 4340	N/A
Factor de seguridad	F	1.70	N/A

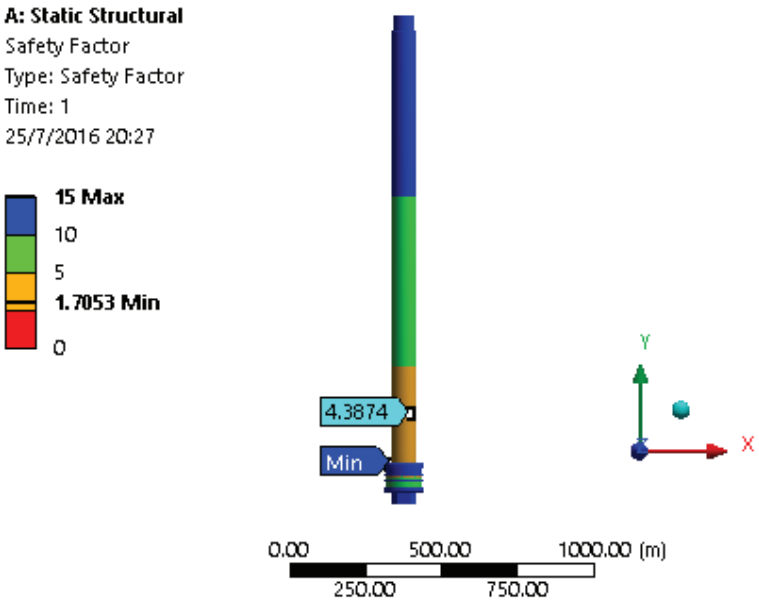


Figura 3. 85. Campo de distribución del factor de seguridad del conjunto vástago-pistón

El factor de seguridad mínimo se presenta en la arista del bástago, como se indica en la siguiente figura:

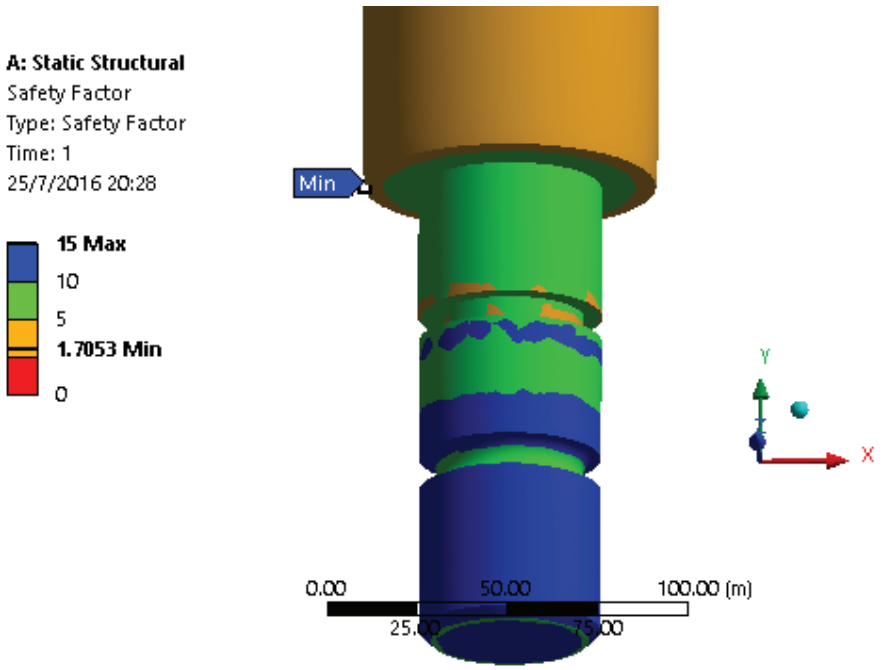


Figura 3. 86. Factor de seguridad mínimo del conjunto vástago-pistón

El factor de seguridad mínimo depende de la geometría y del radio de acuerdo para el cambio de sección indicado en la figura anterior. La siguiente tabla indica el factor de seguridad para distintos valores de radios de acuerdo y chaflán.

Tabla 3. 59. *Variación del factor de seguridad vs. geometría del vástago*

Cambio de sección	Valor	Unidad	Factor de seguridad
Sin filete	0	[mm]	1.70
Filete	1	[mm]	0.98
Filete	2	[mm]	0.68
Filete	5	[mm]	1.29
Chaflán	2	[mm]	1.50

En consecuencia, el vástago sin chaflán y sin filete cumple con las condiciones de diseño convencional y con los requerimientos para su perfecta operación.

3.2.10 COLUNMA SOPORTE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

El cilindro hidráulico se soporta sobre una columna de hormigón armado que absorbe todas las solicitaciones mecánicas de compresión transmitidas debido al funcionamiento del elevador. La columna tiene una longitud equivalente al pozo del elevador, 1 [m] y resistirá una carga de 32.6 [kN], por efectos de diseño y márgenes de seguridad, se establece una carga de diseño de 35 [kN].

La resistencia requerida para la columna debe ser equivalente a los efectos de las cargas y solicitaciones combinadas de acuerdo a los lineamientos de la Norma Ecuatoriana de la Construcción, con protección del refuerzo contra la corrosión C0 según la tabla de Categorías y clases de exposición, con diseño sismo resistente.

3.3 SELECCIÓN DE LA UNIDAD DE HIDRÁULICA.

3.3.1 DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO.

La unidad hidráulica representa el motor del elevador. Su importancia radica en los parámetros de potencia del motor eléctrico, de la bomba de desplazamiento positivo, del caudal requerido por el cilindro hidráulico y demás factores. Para determinar el caudal de la bomba, es necesario conocer los siguientes parámetros:

- Tiempo de elevación del elevador
- Velocidad nominal del elevador.
- Recorrido o carrera del pistón
- Diámetro interior del cilindro.

Estos parámetros fueron establecidos en la sección de análisis cinemático del elevador para el perfecto funcionamiento del circuito hidráulico. La siguiente figura muestra el diagrama del circuito hidráulico que utilizará el sistema motriz.

Dicho sistema está compuesto por los siguientes elementos:

- Bomba Hidráulica de Piñones
- Tanque de almacenamiento

- Visor de Nivel incluido en el tanque de almacenamiento
- Manómetros
- Filtro de retorno
- Válvula antiretorno
- Válvula de seguridad en caso de corte de energía
- Válvula 3/2 (3 posiciones y 2 vías)
- Válvula de alivio
- Válvula de estrangulamiento
- Cilindro hidráulico de simple efecto
- Motor hidráulico

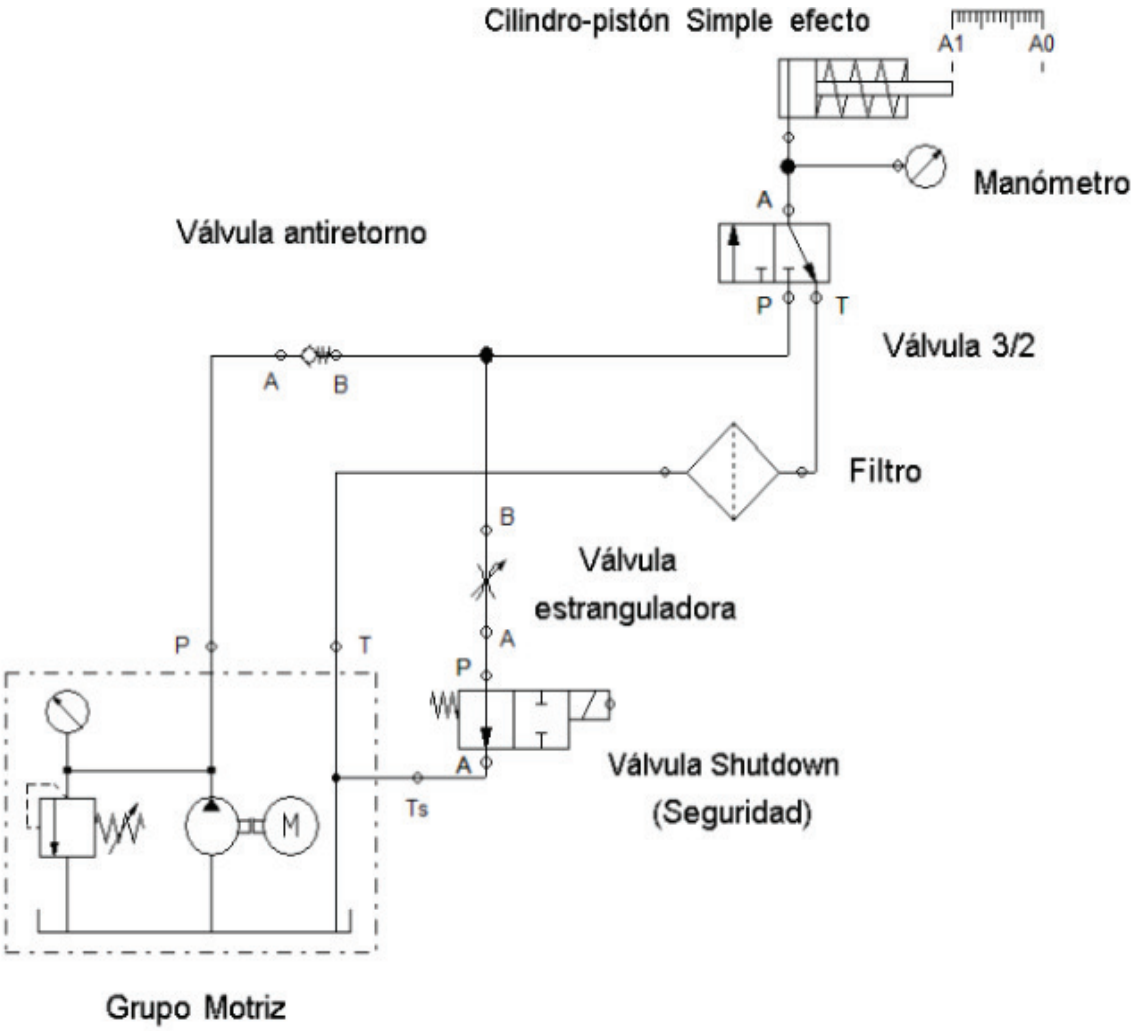


Figura 3. 87. Diagrama del circuito hidráulico

3.3.2 DETERMINACIÓN DEL CAUDAL REQUERIDO POR EL CILINDRO HIDRÁULICO.

Para determinar el caudal requerido por el cilindro hidráulico, se tienen los siguientes datos:

Tabla 3. 60. *Datos requeridos para la selección de la unidad hidráulica.*

Datos Requeridos		
Parámetro	**Valor**	**unidad**
Diámetro interno del cilindro	130	[mm]
Carrera útil del pistón	1200	[mm]
Tiempo de recorrido	5.1	[s]
Velocidad nominal del elevador	0.6	[m/s]
Velocidad diferencial del pistón	0.3	[m/s]

Para el cálculo del caudal de la bomba utilizaremos la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{\pi * Di^2 * C}{4 * t} \tag{3. 48}$$

Dónde:

Q: Caudal, [gpm]

Di: Diámetro interior del cilindro, [pulgadas]

C: Carrera útil del pistón, [pulgadas]

t: Tiempo de elevación, [s]

$$Q = 190.58[p\lg/\min]$$

Equivalente a 49.5 [gpm], por tanto se toma como dato 50 [gpm] de caudal.

3.3.3 DETERMINACIÓN DE POTENCIA DEL MOTOR ELÉCTRICO.

La potencia del motor eléctrico se calcula en función de la presión y el caudal que va a generar la bomba (Parker, 2014).

$$Potencia = \frac{p \times Q}{1714 \times E} \quad (3.\ 49)$$

Donde:

p: presión en los cilindros 395 [psi]

Q: caudal de la bomba [GPM].

E: Eficiencia

Considerando una eficiencia del 85 %, la potencia obtenida es de:

$$Potencia = 13.55[HP]$$

Por consiguiente, el motor debe ser escogido de acuerdo a la potencia requerida por la bomba. La siguiente tabla muestra el detalle para la selección del motor de 3 fases y los cables a ser utilizados de acuerdo al criterio del fabricante Parker Fluidpower:

Tabla 3. 61. *Datos técnicos del motor de arranque de la bomba*

Parámetro	**Valor**
Motor HP 3 fases	15
Voltaje	220
Tamaño del arranque Nema	2
Corriente a plena carga	40
Amp-Fuses (Dual)	60
Circuit Breaker max. Amps	70
Tamaño mínimo del cable (RH)	6

Los conductores eléctricos tendrán las siguientes características:

Tabla 3. 62. *Datos técnicos de los conductores eléctricos requeridos*

Parámetro	**Valor**
Tamaño AWG	6

Capacidad [A]	55 RW y 65 RH
Tamaño [in]	1
Caída de corriente [A/100ft]	0.0714

3.3.4 DETERMINACIÓN DEL DEPÓSITO DE ACEITE.

El volumen de aceite requerido por el cilindro hidráulico es el siguiente:

Volumen del cilindro principal

$$V_P = \frac{\pi * Di^2}{4} * C \qquad (3.\ 50)$$

Donde:

V_p: Volumen de aceite en el cilindro. (Galones)

D_i: Diámetro del cilindro

C: Carrera útil del pistón

$$V_p = 5.36\ [gal]$$

De acuerdo al catálogo de la JSB indica que el depósito de aceite debe ser de 2.5 a 3 veces el volumen de aceite que utiliza los cilindros. Por tanto seleccionamos un depósito de aceite de 16 Galones.

3.3.5 SELECCIÓN DE LAS UNIONES DEL CIRCUITO HIDRÁULICO.

Del catálogo del fabricante seleccionamos la manguera hidráulica, que cumple con las presiones que se van a generar en dentro del sistema. Por consiguiente, la manguera hidráulica de 1 1/2” cumple con las condiciones establecidas por el diseño y dimensionamiento.

3.3.6 SELECCIÓN DE SELLOS.

La selección de los sellos se realiza de acuerdo a las especificaciones del fabricante de los mismos. Para esto se deben considerar las dimensiones del alojamiento dispuestos para los sellos (HB, 2016).

3.3.6.1 Sellos Para el Pistón.

3.3.6.1.1 Sello tipo U: Polypak.

Sellos tipo U diseñados para pistones y que ofrecen hermeticidad al contacto con la superficie interna del cilindro hidráulico.

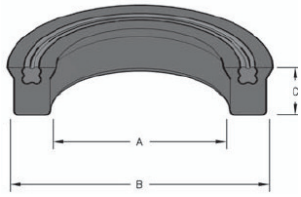


Figura 3. 88. Diagrama de polypack (Sello mecánico para el pistón)

3.3.6.1.2 Flexible Guide Bearings.

Bandas flexibles de PTFE que pueden ser cortadas a cualquier longitud de circunferencia manteniendo la concentricidad del diámetro al cual se acoplan, asegurando el guiado de los elementos mecánicos.

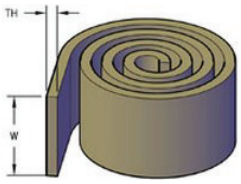


Figura 3. 89. Sello tipo flexible guide bearing

3.3.6.2 Sellos Para el Vástago

3.3.6.2.1 Sellos de amortiguación para vástagos

Este anillo de amortiguación estilo sello tipo U. Este sello amortiguador para vástagos está diseñado para absorber las fluctuaciones de presión por impactos en condiciones de carga elevada, lo cual incrementa la vida útil del sello primario.

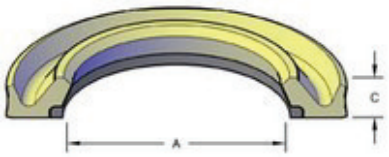


Figura 3. 90. Sello de amortiguación para vástagos.

3.3.6.2.2 Bandas / guías de desgaste.

Anillos de desgaste fabricados bajo tolerancias cuya función es desgastarse antes que los elementos mecánicos ante el contacto entre las superficies de los componentes del cilindro hidráulico.

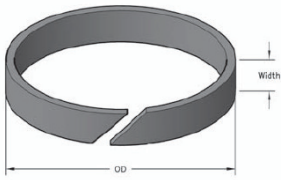


Figura 3. 91. Faja de desgaste y de centrado-guía

3.3.6.3 Anillos con tamaños de sellos métricos.

Los anillos O'ring serán montados en las uniones del vástago con el pistón para sellar internamente.

Figura 3. 92. Sello tipo o'ring

3.4 DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CABEZAL

El cabezal es un componente importante del mecanismo de movimiento del elevador. Su principal función es permitir el desplazamiento diferencial del elevador respecto de la distancia recorrida por el émbolo-pistón. La siguiente figura ilustra de mejor manera este funcionamiento.

Figura 3. 93. Diseño conceptual del cabezal

Este mecanismo está compuesto por los siguientes elementos mecánicos:

- Estructura del cabezal
- Polea de tracción
- Eje de acople
- Chaveta
- Rodamientos
- Anillos elásticos interiores.

De los cuales se presentará la simulación de los elementos críticos del conjunto, de la polea de tracción y del eje de acople. Elementos que soporta toda la carga crítica y son piezas claves para el diseño del mecanismo.

3.4.1 ESTRUCTURA DEL CABEZAL.

La estructura del cabezal tiene la función de soportar la carga del pistón sobre el elevador. Además, tiene acoples mediante juntas empernadas para los apoyos deslizantes que aseguran el desplazamiento correcto de la cabina.

Su característica principal es la ubicación descentrada de la polea. Esta disposición permitirá que los cables tengan un ángulo de 90° respecto de la placa de amarre de los cables.

Figura 3. 94. Estructura soporte del cabezal

3.4.2 POLEA DE TRACCIÓN.

Este elemento mecánico facilitará el desplazamiento diferencial de la cabina y asegurará que la tracción de los cables mecánicos sea adecuada para la operación del elevador.

Figura 3. 95. Polea de tracción

La polea está diseñada de acuerdo a los lineamientos y requisitos del Código de Práctica Ecuatoriano CPE INEN 18:2000, Código de Seguridad de Ascensores Para Pasajeros, Sección 5.7, cables de suspensión, indica que el número mínimo de cables de suspensión o tracción es 3.

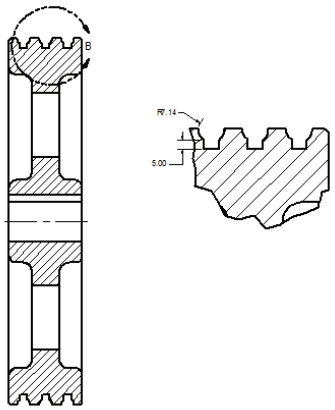


Figura 3. 96. Sección de la polea de tracción y canales ranurados para cables

Como se indica en la figura 3.96, la polea ha sido diseñada con alojamientos ranurados para mayor sujeción del cable al perfil del canal de la polea y vaciados de alivio de peso que disminuyen la carga total que deberá soportar el cilindro hidráulico.

Para el dimensionamiento de la polea, se establece que el diámetro primitivo de la polea debe ser al menos 30 veces mayor que el diámetro del cable utilizado.

El cable escogido para el diseño del sistema de izaje es de alma de acero de 3/8" de diámetro, como se indica en la sección respectiva.

Tabla 3. 63. *Dimensionamiento de la polea de acuerdo al conductor/cable*

Ítem	**Material**	**Diámetro [mm]**	**Peso**
Cable	Alma de acero	9.52 (3/8 in)	0.30 [kg/m]
Polea de tracción	Hierro nodular	400	36.6 [kg]

3.4.3 SIMULACIÓN DE LA POLEA DE TRACCIÓN.

Para la simulación de la polea de tracción, se realiza el acope que solido con forma de cable sobre los canales ranurados de la polea que tengan contacto en un ángulo de 180°. Además, se tendrá en cuenta las siguientes condiciones:

- Material de la polea: Hierro dúctil según la normativa NTE INEN 2499.

- Para la simulación del comportamiento de la polea, se emplean 3 solidos con forma de cables, como se indicó anteriormente.
- Material de los cables: Acero estructural
- Número de cables: 3
- Restricciones: La polea tendrá restricciones en la parte central de tipo cilíndrico debido a su acople con el eje. Adicionalmente, se considera al alojamiento de la chaveta restringido sin desplazamientos: x=0, y=0, z=0.
- La carga a ser aplicada: Tensión nominal de 15.4 [kN] repartida entre cada cables. Es decir, cada cable tendrá 1/3 del valor de la tensión nominal.

El mallado de la polea y los cables se presenta en la siguiente tabla:

Tabla 3. 64. *Resumen de características del mallado de polea y cables*

Características del Mallado	
Pieza	Polea
Tipo de mallado	Libre (Free)
Transición	Suave
Pieza	Cables
Tipo de mallado	Libre (free)
Transición	Suave
Resultados del Mallado	
Número de elementos	224663
Número de nodos	436310

La siguiente figura muestra la disposición del mallado de la polea y los cables de tensión:

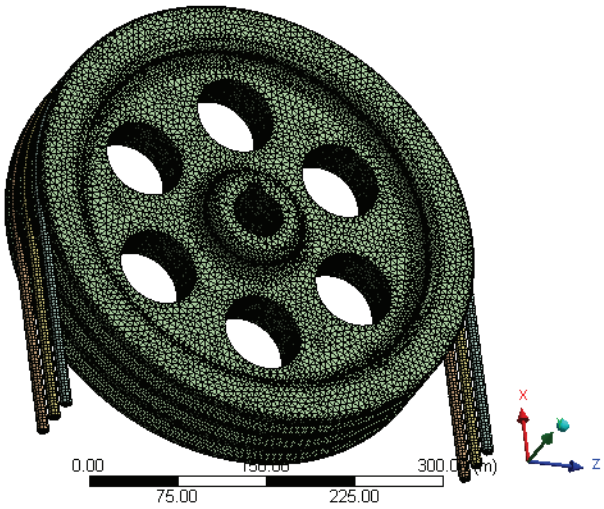


Figura 3. 97. Disposición del mallado de la polea y cables de tensión

Los resultados de la simulación, se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 3. 65. *Resultados de simulación de la polea y el sistema de izaje*

ITEM	Simb.	Valor	Unid.
Material	HD	Hierro dúctil	N/A
Factor de seguridad	F	2.39	N/A

La siguiente figura muestra el campo de distribución del factor de seguridad de la polea junto con los cables de tensión:

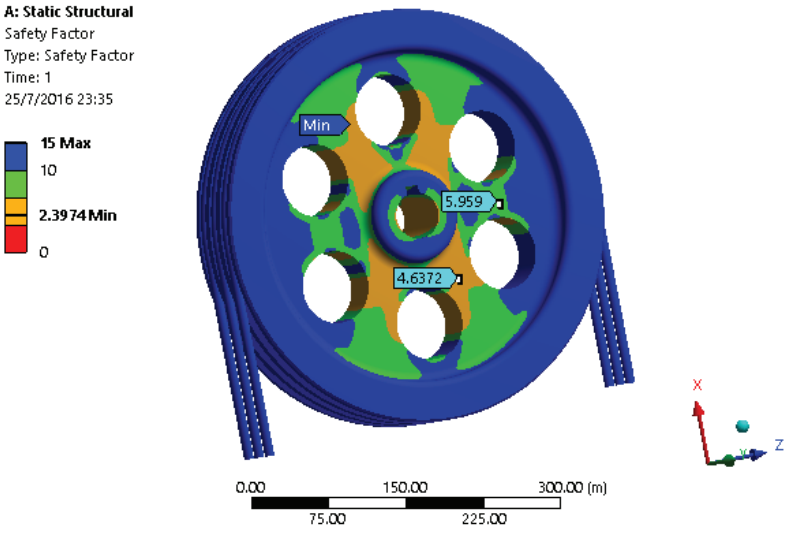


Figura 3. 98. Distribución del factor de seguridad de la polea y cables de tensión

La polea presenta un factor de seguridad mínimo de aproximadamente 2.4 cerca del nervio de alivio de peso, lo cual indica que cumple satisfactoriamente con las condiciones de operación. Adicionalmente, se generará la simulación de la polea cuando únicamente actúa un cable de tensión soportando toda la carga. El caso más crítico se presenta cuando el único cable se encuentra a un lado de la polea.

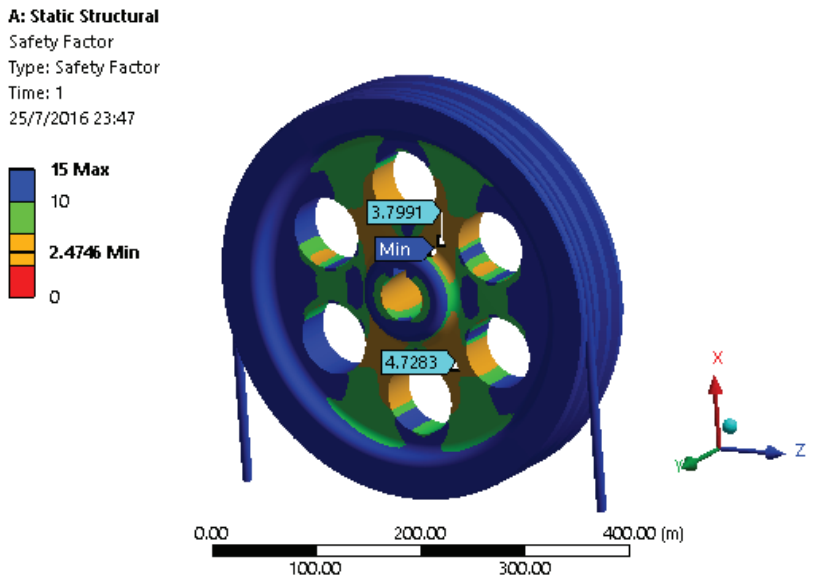


Figura 3. 99. Factor de seguridad con un único cable de tensión

La polea cargada mediante un cable de tensión presenta un factor de seguridad mínimo de aproximadamente de 2.47 cercano a la manzana de la polea. Por tanto, la polea es satisfactoria.

3.4.4 EJE DE ACOPLE.

El eje de acople se diseña como un elemento a fatiga, estará sometido a cargas de flexión. Para su análisis se considerará la fabricación del eje en acero AISI 4340, las propiedades del mismo se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 3. 66. *Propiedades Mecánicas Acero AISI 4340 (DIPAC, 2016)*

Propiedades Mecánicas				
Diámetro	Resistencia Mecánica	Punto de Fluencia	Elongación	Dureza
[mm]	[N/mm^2]	[N/mm^2]	[%Min.]	ROKWELL B
16<	1200-1400	1000	9	240-380
16-40	1100-1300	900	10	240-380
41-100	1000-1200	800	11	240-380

Para el análisis de límite de resistencia a la fatiga del eje se considerará las siguientes solicitaciones mecánicas del sistema y reacciones resultantes debidas a la carga crítica y a la disposición de las cargas de acuerdo al diagrama de cuerpo libre indicado en la siguiente figura.

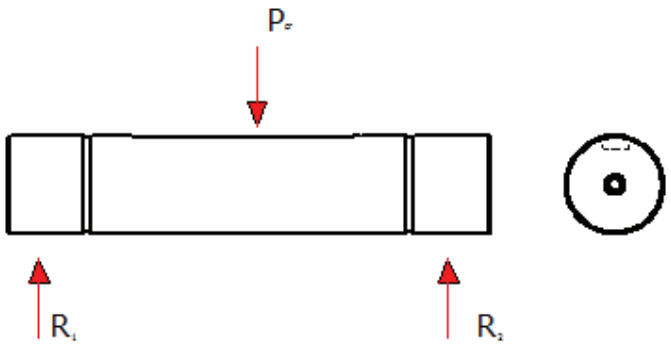


Figura 3. 100. Diagrama de cuerpo libre del eje de la polea

Los diagramas de cortante y momento flector para el eje se presentan en la figura 3.101. Dicha simulación se realiza sin considerar la sección ni el material, debido a que únicamente son relevantes las cargas y reacciones que soporta el elemento para realizar el respectivo análisis.

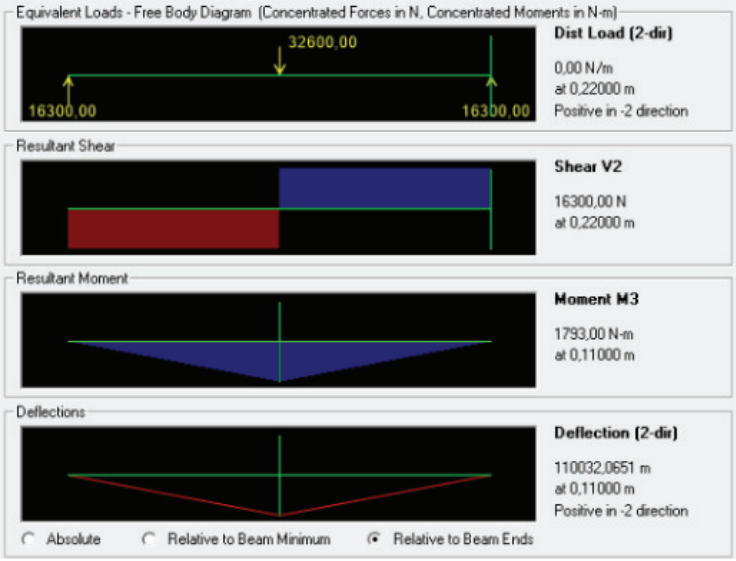


Figura 3. 101. Resultados de la simulación en SAP 2000 de eje a fatiga. Diagramas de Cortante y momento flector.

El momento flector máximo corresponde a 1.8 [kN/m]. El análisis de resistencia límite a la fatiga se realiza con base a este valor. Se obvian solicitaciones debidas a torsión.

3.4.4.1 Cálculo de resistencia a fatiga para el eje de ϕ45 [mm].

Para el esfuerzo por fatiga (límite), se utilizan las siguientes ecuaciones (Budynas, 2008):

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \tag{3. 51}$$

Donde:

k_a: Factor de superficie

k_b: Factor de tamaño

k_c: Factor de temperatura

k_d: Factor de temperatura de trabajo

k_e: Factor de Confiabilidad

k_f: Factor de agentes varios

A continuación, se determinan los factores de corrección y esfuerzos bajo los criterios correspondientes de acuerdo a las condiciones de funcionamiento establecidas.

$$S_e^{'} = 0.5\, S_{ut} \tag{3. 52}$$

En este caso, el material indicado es Acero AISI 4340, por tanto el límite de resistencia a la fatiga tiene el siguiente modelo matemático:

$$S_e^{'} = 500\ [Mpa]$$

$$k_a = aSut^b \tag{3. 53}$$

Los valores de a y b, corresponden a la siguiente tabla:

Tabla 3. 67. *Criterio de selección para el factor de superficie*

Acabado Superficial	**Factor a**		**Exponente b**
	Sut, kpsi	Sut, MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o Laminado en frío	2.7	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de forja	39.9	272	-0.995

Entonces:

$$a = 4.51\ y\ b = -0.265$$

El factor de tamaño tiene el siguiente modelo, en función del diámetro del eje:

$$k_b = 1,24d^{-0,107} \tag{3. 54}$$

La confiabilidad establecida para el presente análisis es del 50 %, entonces:

$k_e = 1$, Confiabilidad 50%

Los factores de temperatura, temperatura de trabajo y agentes varios serán considerados unitarios.

$$k_d = 1\,,\ k_c = 1\,,\ k_f = 1$$

- Esfuerzo debido al momento (esfuerzo constante):

$$\sigma_m = k_f \frac{M_m c}{I} = k_f \frac{32 M_m}{\pi d^3} \tag{3. 55}$$

$k_f = 1$, $k_{fs} = 1$ Eje sin cambios de sección.

- Esfuerzo debido al momento de torsión (esfuerzo alternante):

$$\tau_a = k_{fs} \frac{T_a c}{I} = k_{fs} \frac{16 T_a}{\pi d^3} \tag{3. 56}$$

- Esfuerzo Máximo de Von Misses

$$\sigma_{\max} = \left[\left(\sigma_m + \sigma_a \right)^2 + 3 \left(\tau_m + \tau_a \right)^2 \right]^{1/2} \tag{3. 57}$$

- Factor de seguridad (Aseguramiento de trabajo fuera del límite de fluencia)

$$FS_{fluencia} = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \tag{3. 58}$$

- Criterio de Falla de Goodman:

$$\frac{l}{n_f} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} \tag{3. 59}$$

$$\sigma_a' = \left(\sigma_a^{\,2} + 3\tau_a^{\,2} \right)^{1/2} = \left[\left(k_f \frac{32 M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(k_f \frac{16 T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \tag{3. 60}$$

$$\sigma_m' = \left(\sigma_m^{\,2} + 3\tau_m^{\,2} \right)^{1/2} = \left[\left(k_f \frac{32 M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(k_f \frac{16 T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \tag{3. 61}$$

Las siguientes tablas muestran el resumen de los cálculos realizados con base a la teoría de falla y resistencias al límite de fatiga.

Tabla 3. 68. F*actores de corrección para el diseño dinámico*

Factores de Corrección	
a	4.51
b	-0.265
k_a	0.869
k_b	0.848
k_c	1
k_d	1
k_e	1
k_f	1

Los valores e esfuerzos y resistencias para el presente análisis, se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 3. 69. *Resumen de resistencias y esfuerzos calculados a fatiga*

Parámetro	**Valor [Mpa]**	**Observación**
$S_{e'}$	500	
S_e	368.46	
σ_m	201.2	
τ_m	0	
σ_a	20.12	Amplitud de 10%
τ_a	0	Amplitud de 10%
σ_{max}	221.32	
$\sigma_{a'}$	20.12	Criterio de falla de Goodman
$\sigma_{m'}$	201.2	

Los factores de seguridad se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 3. 70. *Factores de seguridad del eje analizado*

Criterio	Factor de seguridad	Valor	Observación
A fluencia	$FS_{fluencia}$	3.61	
A fatiga	FS_{fatiga}	3.26	10% de amplitud
A fatiga	FS_{fatiga}	1.9	50% de amplitud

Por consiguiente, el diámetro de 45 [mm] seleccionado para el eje cumple con un factor de seguridad de hasta 1.9 cuando la amplitud del esfuerzo máximo varía hasta un 50 % de su valor medio.

3.4.5 SIMULACIÓN DEL EJE DE ACOPLE.

Para la simulación del eje de acople con la polea y la estructura soporte del cabezal, se considera lo siguiente:

- Material: Acero 705, equivalencia: AISI 4340
- Tipo de simulación: Herramienta de fatiga
- Carga crítica: 32.6 [kN] de tipo “Bearing” (Circunferencial)
- Rotación: Se considera una velocidad de rotación media de 1.5 [rad/s]
- Apoyos: El eje tendrá apoyos de tipo cilíndricos, que eviten la traslación en la dirección transversal y radial, características de los rodamientos y los anillos elásticos de retención.

El mallado del eje, se presenta en la siguiente tabla:

Tabla 3. 71. *Características del mallado del eje de acople*

Características del Mallado	
Pieza	Eje de acople
Tipo de mallado	Libre (Free)
Transición	Suave
Resultados del Mallado	
Número de elementos	58837
Número de nodos	87843

El mallado presenta refinamiento en las superficies que contienen el alojamiento de la chaveta y los canales de los anillos elásticos de retención de los rodamientos. La siguiente figura muestra el mallado del eje de acople.

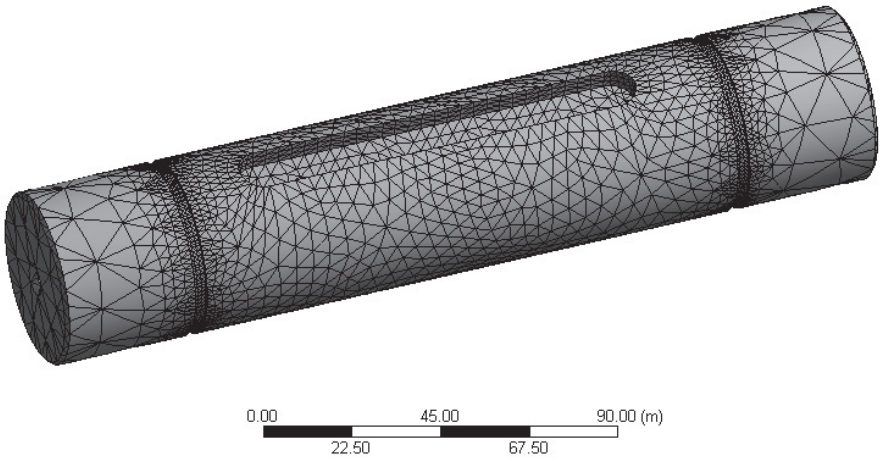


Figura 3. 102. Mallado del eje de acople

Los resultados de la simulación se presentan a continuación:

Tabla 3. 72. Resultados de la simulación del eje de acople

ITEM	**Simb.**	**Valor**	**Unid.**
Material	4340	AISI 4340	N/A
Factor de seguridad Estático	F	11.74	N/A
Vida útil	Life	1.e+009	[días]
Factor de seguridad a fatiga mínimo	F_s	3.89	N/A

El factor de seguridad mínimo de la simulación es de 3.89. En consecuencia, el factor de seguridad de fatiga presenta un error de 7.2 % respecto del calculado mediante el criterio de evaluación de resistencia a fluencia y un valor de vida útil del orden de los 10^9 días, asegurando el funcionamiento del mismo. La siguiente figura muestra la distribución del factor de seguridad en el eje de acople de la polea y la estructura del cabezal.

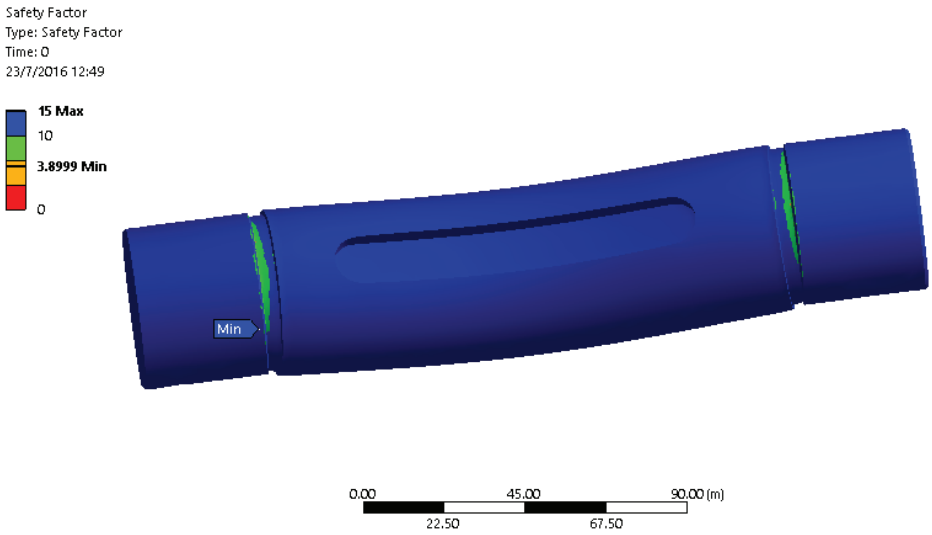


Figura 3. 103. Distribución del factor de seguridad del eje de acople

3.4.6 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.

Los rodamientos a seleccionarse dependen de varios factores, desde la vida útil hasta los factores de seguridad. A continuación, se presenta el análisis de los parámetros más relevantes de acuerdo al catálogo de rodamiento SKF.

3.4.6.1 FACTOR DE SEGURIDAD CONTRA CARGA ESTÁTICA

El factor de seguridad con carga estática se determina con la siguiente ecuación (SKF, 2015):

$$FS_{static} = \frac{C_o}{P_o} \tag{3. 62}$$

Donde:

C_o : Carga Estática Máxima [kN], catálogo

P_o : Carga estática Equivalente del Rodamiento [kN],

$$P_o = 0,6F_r + 0,5F_a \tag{3. 63}$$

3.4.6.2 RANGO DE VIDA DEL RODAMIENTO.

La vida útil del rodamiento está dado por la siguiente relación:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{p} \tag{3. 64}$$

Donde:

L_{10} : Tiempo de vida (confianza del 90%)

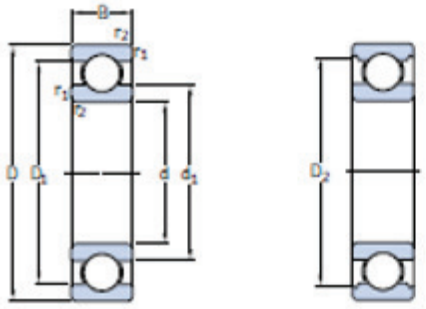
C : Carga dinámica [kN]

P : Carga equivalente dinámica del rodamiento [kN], $P = F_r$

p : Exponente de vida del rodamiento, $p = 3$ para rodamientos de bola

3.4.6.3 RODAMIENTO ESFÉRICO SIMPLE

Los rodamiento seleccionados se presenta en la figura 3.104 par la dimensión especificada en la misma para la pista interna de 45 [mm].



Principal dimensions			Basic load ratings dynamic	static	Fatigue load limit	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	B	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	r/min		kg	–
45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04	61809
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14	62 09
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	* 16009
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24	* 6009
	85	19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42	* 6209
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84	* 6309
	120	29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55	6409

Figura 3. 104. Información técnica de rodamientos SKF

La tabla 3.73 muestra las características de funcionamiento de los rodamientos seleccionados.

Tabla 3. 73. F*actores de seguridad y vida útil de rodamientos*

SINGLE ROW DEEP GROOVE BEARING			
DIAMETRO DEL EJE	DESIGNACIÓN	FS_{static}	L_{10} (millones de rev)
45	6208	2.15	11
	6208 ETN9	2.36	14

3.5 CABLES DE TRACCIÓN

Los cables de tracción reciben directamente la carga de la cabina, el bastidor y pasajeros, de acuerdo a la normativa técnica ecuatoriana vigente, se instalará 3 cables de izaje. Con base a lo anterior, el cable propuesto es el Cable de 5/8 pulgadas de diámetro de tipo ascensor 8x19 de alma de fibra, con una resistencia a la rotura de 3.75 toneladas. Se necesita una longitud de 20 [m] de cable para fabricar el sistema de suspensión del elevador.

Para determinar el factor de seguridad al cual trabaja el cable, se evalúa el esfuerzo dinámico del mismo con la siguiente ecuación (Larrode, 1996):

$$\sigma_d = \frac{\sigma_e \times a}{g} \tag{3. 65}$$

Donde:

σ_d: Esfuerzo dinámico del cable

σ_e: Esfuerzo estático del cable

a: Aceleración del elevador, 0.50 [m/s^2]

g: Aceleración de la gravedad, 9.81 [m/s^2]

Para determinar el esfuerzo estático del cable, se utiliza la siguiente relación:

$$\sigma_e = \frac{P}{N \times A_m} \tag{3. 66}$$

Donde:

σ_e: Esfuerzo estático del cable

P: Carga máxima que soportan los cables (sistema de izaje), 15.4 [kN]

N: Número de cables, 3

A_m: Área media del cable, 0.4 veces el cuadrado del diámetro del cable.

La siguiente tabla muestra los esfuerzos estático y dinámico para un cable del sistema de izaje:

Tabla 3. 74. *Esfuerzo estático y dinámico sobre el cable*

Esfuerzo	Valor	Unidad
$\boldsymbol{\sigma_e}$	141.45	[MPa]
$\boldsymbol{\sigma_d}$	7.21	[MPa]
Total	148.66	[MPa]

La resistencia del cable está dada por la ecuación

$$S = \frac{F_t}{A_m} \tag{3. 67}$$

Donde:

S: Resistencia del cable

F_t: Carga máxima que soportan los cables según el fabricante, 3750 [kg]

A_m: Área media del cable, 0.4 veces el cuadrado del diámetro del cable.

$$S = 1019\ [MPa]$$

En consecuencia, el factor de seguridad del cable que recibe la tercera parte de la carga es de 6.85. El factor de seguridad de acuerdo a lo indicado por la norma UNE EN 81-1 es de 7. Por lo tanto, el cable funciona de manera adecuada para las condiciones de operación del elevador.

3.5.1 CARGA DE PRETENSADO.

La tensión de precarga que se realizará al momento del montaje del mismo, se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$T = \varepsilon \times A_m \times E \tag{3. 68}$$

Donde:

T: Carga de pretensado, [N]

ε: Deformación unitaria del cable, se considera para el presente caso 0.9

A_m: Área media del cable, 0.4 veces el cuadrado del diámetro del cable.

E: Módulo de elasticidad del cable, de acuerdo al fabricante es 2860 [kg/mm^2]

La precarga para el cable es de:

$$T = 8600\ [N]$$

3.5.2 SISTEMA DE AMARRE.

Para el amarre de los cables se utilizarán dispositivos de amarre llamados clevis, anclados a la estructura y a la cabina para cada cable. Para lo cual, se consideran las solicitaciones mecánicas sobre los cables y que cumplan con un factor de seguridad igual o mayor que 5; de acuerdo al manual AISC, tabla 15-4: Dimensiones y pesos de Clevis.

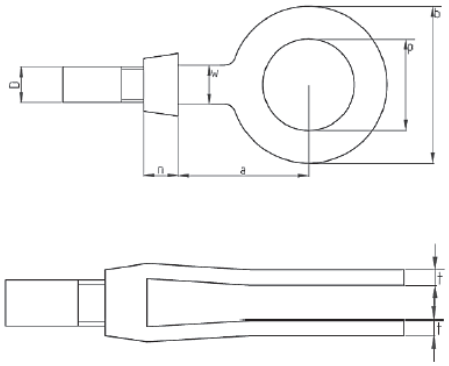


Figura 3. 105. Dimensiones generales del clevis (AISC, 2011)

Las dimensiones generales y resistencias del clevis se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 3. 75. Características de clevis según el manual AISC

Designación de clevis	Dimensiones en pulgadas			Resistencia ASD	
	Diámetro interior	Diámetro exterior	Diámetro rosca	[kips]	[ton]
2	3/4	1 7/16	5/8	5.83	2.64
2 1/2	1 1/2	2 1/2	7/8	12.5	5.67

La carga que resiste el sistema de cables es de 15.4 [kN], al tratarse de 3 cables, se considera que cada cable soporta 5. 13 [kN]. El factor de seguridad para el clevis Número 2, de acuerdo a la norma EN 81-2 correspondiente a:

$$n = \frac{2.64 \times 9.81}{5.13} = 5.05$$

En consecuencia, el clevis seleccionado cumple con las condiciones de trabajo requeridas para el sistema de amarre.

El sistema de amarre se realiza con grapas prensa cables con al menos 4 grapas prensa cables, de acuerdo a la siguiente figura.

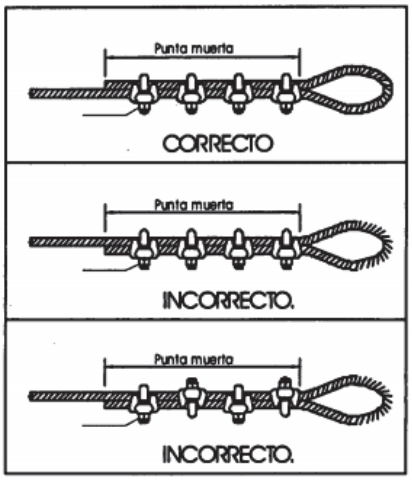


Figura 3. 106. Disposición correcta de las grapas prensa cables (Garzón, 1999)

3.6 GUÍAS DEL ELEVADOR

Las guías, fijaciones y sus uniones deben ser diseñadas con una resistencia tal que puedan soportar de manera adecuada las solicitaciones mecánicas que se harán presentes durante el funcionamiento cotidiano del ascensor.

Las guías deben dimensionarse teniendo en cuenta todos los esfuerzos que soportarán, sobre las guías actuarán los apoyos deslizantes y dispositivos de seguridad como el paracaídas, estos elementos generan esfuerzos de flexión, pandeo y en ciertos casos dependiendo de la posición del perfil guía y las cargas aplicadas existirán también esfuerzos de torsión.

3.6.1 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LAS GUÍAS DEL ELEVADOR.

Para la guía se propone un perfil 1-90/16 cuyas especificaciones se presentan en las siguientes tablas.

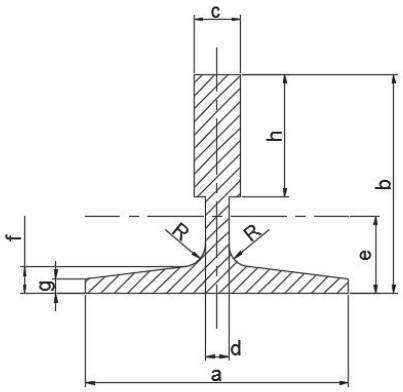


Figura 3. 107. Perfil de las guías para elevadores

Las dimensiones generales del perfil indicado en la figura 3.107 se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 3. 76. *Dimensiones de perfil guía*

Cotas del perfil guía 1-90/16								
TIPO	a [mm]	b [mm]	c [mm]	d [mm]	e [cm]	f [mm]	R [mm]	h [mm]
1-90/16	90	75	16	8	2.65	10	8	42

Las características mecánicas de los perfiles, se presentan a continuación:

Tabla 3. 77. *Características mecánicas del perfil guía*

Características mecánicas del perfil guía 1-90/16						
Sección	Momento de inercia		Módulo de resistencia de la sección		Radio de giro	
	[cm^4]		[cm^3]		[cm]	
[cm^2]	I_x	I_z	W_x	W_z	i_x	i_z
16.90	102	57.7	21.2	12.8	2.45	1.83

El material que se empleará para la fabricación de estos perfiles es acero ASTM A 588, las especificaciones técnicas de este material se muestran a continuación.

Tabla 3. 78. *Propiedades mecánicas ASTM A 572*

Material	**Límite de fluencia**	**Resistencia a tracción**	**Elongación % e = 200 mm**
	[MPa] – [ksi]	[MPa] – [ksi]	%
ASTM A572 Grado 50	345 - 50	448 – 65	18

El esfuerzo permisible sobre el perfil guía se obtiene de la tabla que se muestra a continuación.

Tabla 3. 79. *Esfuerzos permisibles sobre el perfil guía*

	Resistencia a la tracción [MPa] – [ksi]		
	370 - 54	440 - 64	520 - 76
Carga de uso normal	165 - 24	195 - 28	230 - 33
Carga actuando un dispositivo mecánico de parada	205 - 30	244 - 35	290 - 42

3.6.1.1 Esfuerzos de flexión sobre las guías.

Los esfuerzos de flexión dependen de:

- La manera en que se suspende la cabina.
- La posición en la que se ha fijado las guías de la cabina.
- La magnitud de la carga y su distribución en la cabina.

Debido a la disposición de las guías se tendrá fuerzas aplicadas como se muestra a continuación.

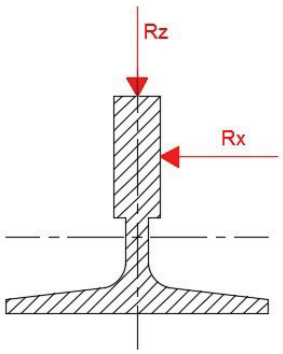


Figura 3. 108. Fuerzas aplicadas sobre las guías del elevador

Para la evaluación de los de los esfuerzos de flexión debido a las fuerzas que actúan de manera perpendicular al eje principal del perfil se emplean las siguientes formulas.

$$\tau_m = \frac{M_m}{W} \tag{3. 69}$$

Donde:

τ_m: Esfuerzo cortante.

M_m: Momento flector máximo.

W: Modulo de la superficie en la sección transversal.

$$M_m = \frac{3F_b l}{16} \tag{3. 70}$$

Donde:

M_m: Momento flector máximo sobre el perfil.

F_b: Fuerza perpendicular al eje principal de la guía.

l: Distancia entre fijaciones de la guía.

Los valores de W_x y W_y se obtienen de los valores usuales tabulados del perfil. Estos valores se muestran en la tabla 3.77.

El perfil guía en su estado más crítico, una distribución inusual de la carga nominal, soportará dos tipos de cargas perpendiculares al eje del perfil y a la vez perpendiculares entre sí.

La primera de estas cargas ya se conoce y fueron calculadas en el apartado 3.1.7 del presente documento, siendo estas Rx_1 y Rx_2.

$$Rx_1 = Rx_2 = F_b = 2600\ [N]$$

Aplicando las ecuaciones (3.70) y (3.71) y conociendo que la separación entre fijaciones de la guía es 1 [m] se tiene que:

$$M_m = 488\ [Nm]$$

$$\tau_m = 0.23\ [MPa] = 0.03\ [ksi]$$

Además se considera necesario tomar en cuenta el esfuerzo cortante producto de la fuerza cortante máxima sobre el perfil guía.

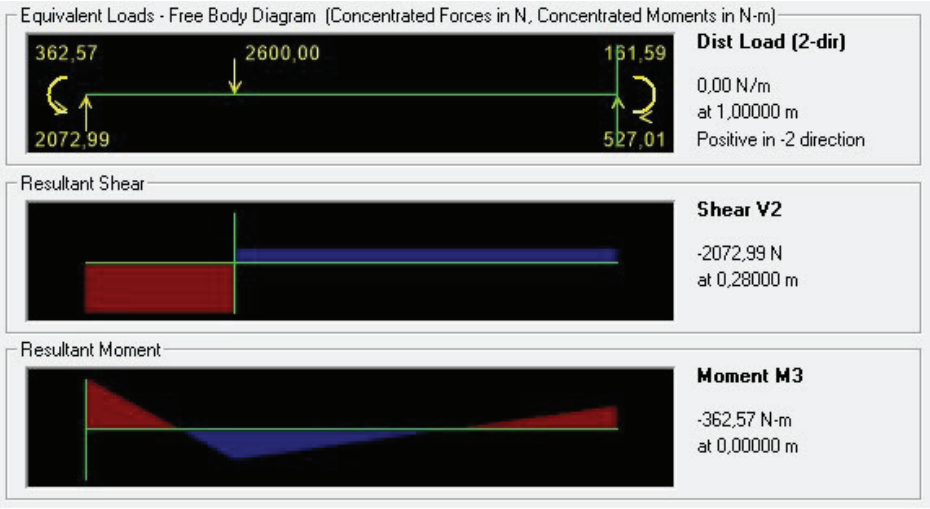


Figura 3. 109. Fuerza cortante y momento flector perfil guía por Rx

$$V_{máx} = 2073\ [N]$$

$$\tau'_m = \frac{V_{máx}}{A} = \frac{2073\ [N]}{21.2\ [cm^2]} = 0.97\ [MPa] = 0.14\ [ksi]$$

El esfuerzo cortante máximo sobre el perfil debido a las reacciones Rx_i corresponde a la suma de los dos esfuerzos actuantes y se muestra a continuación.

$$\tau_{yx} = 0.17\ [ksi]$$

El segundo tipo de reacciones que debe soportar el perfil son de tipo empuje horizontal y se producen asumiendo que la mitad de la carga nominal se encontrará desfasada del centro de gravedad de la cabina a una distancia equivalente a ¼ del ancho total en dirección perpendicular al plano de simetría. En base a estas consideraciones se plantea el diagrama de cuerpo libre del bastidor bajo esta condición de carga.

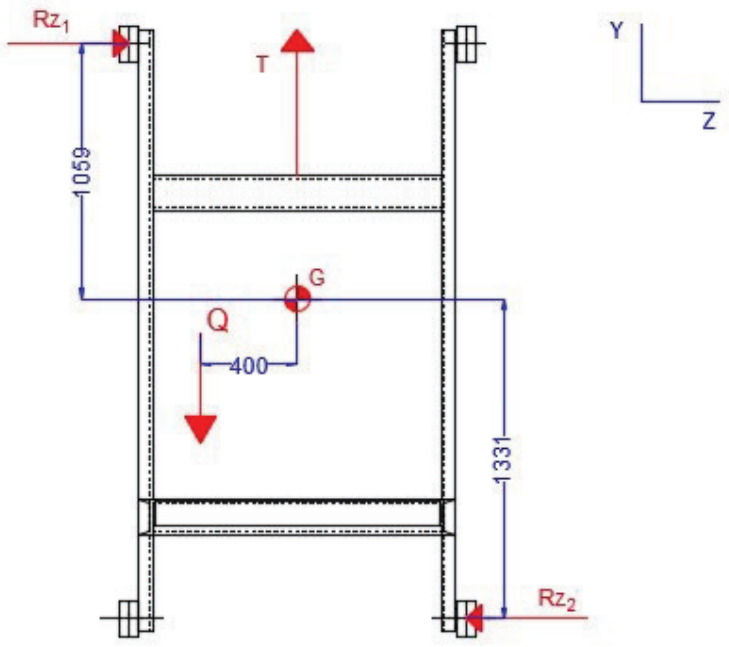


Figura 3. 110. Diagrama de cuerpo libre del bastidor plano Y-Z

Empleando las ecuaciones (3.15), (3.16) y conociendo que el valor de “Q” corresponde la mitad de la carga nominal además de que la línea de acción de la tensión atraviesa por el centro de gravedad del bastidor, se tiene que:

$$Q = 2070\ [N]$$

$$Rz_1 = Rz_2 = 347\ [N]$$

El esfuerzo producido por estas cargas de empuje horizontal es de tipo compresión y se encontrará soportado netamente por el área transversal a la sección más esbelta del perfil. Se considera que la carga se encontrará distribuida por igual debido al apoyo deslizante mismo que tiene una longitud de 150 [mm].

El esfuerzo de compresión se encuentra defino por la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \tag{3. 71}$$

Donde:

σ: Esfuerzo normal, compresión/tracción.

F: Fuerza aplicada sobre una sección perpendicular.

A: Área de sección perpendicular a la fuerza.

Para el presente caso aplicando la ecuación (3.72) se tiene que:

$$\sigma_{yy} = \frac{347\ [N]}{(8 * 150)[mm^2]} = 0.3\ [MPa] = 0.04\ [ksi]$$

Debido a que se tiene un esfuerzo normal y un esfuerzo cortante se puede aplicar la ecuación (3.21) para obtener el esfuerzo de Von Mises y encontrar el factor de seguridad.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{yy}^2 + 3\tau_{yx}^2} = 0.3\ [ksi]$$

$$\sigma' < \sigma_{perm}$$

$$F_S = 93$$

El factor de seguridad del perfil guía para el análisis de esfuerzo realizado es más que suficiente y aceptable, el valor de factor de seguridad es tan alto debido a que las cargas que soporta el perfil guía netamente son producto de excentricidades.

3.6.1.2 Esfuerzos de pandeo sobre las guías.

Los esfuerzos sobre los perfiles guías debido al accionar de los dispositivos de seguridad pueden generar y tracción o compresión sobre el perfil, todo depende de la manera en que esté dispuesta la sujeción de las guías. En base a esto se tiene que:

- Tracción: Si las guías son de tipo colgadas es decir tiene un empotramiento en la parte superior de la estructura soportante.
- Compresión: Si las guías tiene fijación principal en el piso o la base de la estructura soportante.

Para el presente diseño se dispone un perfil guía de tipo empotrado al suelo, por lo que el perfil en su mayoría estará sujeto a compresión originando de esta manera esfuerzos de pandeo.

Para el cálculo de los esfuerzos de pandeo la norma UNE EN 81-2 sugiere emplear el método “omega” en base a la aplicación de la siguiente formula:

$$\sigma_k = \frac{(F_k + k_3 M)\omega}{A} \qquad (3.\ 72)$$

Donde:

σ_k: Esfuerzo de pandeo.

F_k: Fuerza de compresión en la guía de cabina.

k_3: Factor de impacto.

M: Fuerza sobre la guía debido a equipos auxiliares.

A: Área de sección transversal de la guía.

ω: Valor omega.

En la ecuación (3.73), el valor de omega se lo puede calcular en base a las siguientes ecuaciones:

$$\lambda = \frac{l_k}{i} \qquad (3.\ 73)$$

Donde:

λ: Coeficiente de esbeltez.

l_k: Longitud de pandeo.

i: Radio de giro mínimo.

$$l_k = l \qquad (3.\ 74)$$

Donde:

l_k: Longitud de pandeo.

l: Distancia máxima entre fijaciones de guía.

Para el presente caso se conoce que la distancia máxima de separación entre fijaciones del perfil guía es 1 [m] además se tiene el radio de giro mínimo de giro del perfil de la tabla 3.77. En base a estas consideraciones y empleando las ecuaciones (3.74) y (3.75), se tiene que:

$$\lambda = \frac{100\ [cm]}{1.83\ [cm]} \approx 55$$

El cálculo del coeficiente ω dependerá de la resistencia a la tracción del acero, teniendo que:

- Para resistencia a la tracción de 370 [MPa] y 20 < λ < 60:

$$\omega = 0.00012920\lambda^{1.89} + 1 \quad (3.\ 75)$$

Donde:

λ: Coeficiente de esbeltez.

ω: Valor omega.

- Para resistencia a la tracción de 520 [MPa] y 50 < λ < 70:

$$\omega = 0.00001895\lambda^{2.41} + 1.05 \quad (3.\ 76)$$

Donde:

λ: Coeficiente de esbeltez.

ω: Valor omega.

- Para aceros con resistencia a la tracción entre 370 [MPa] y 520 [MPa] se tiene que:

$$\omega = \left[\frac{\omega_{520} - \omega_{370}}{520 - 370}(R_m - 370)\right] + \omega_{370} \quad (3.\ 77)$$

Donde:

ω: Valor omega.

ω_{520}: Valor de ω para aceros de resistencia a tracción de 520 [MPa].

ω_{370}: Valor de ω para aceros de resistencia a tracción de 370 [MPa].

R_m: Resistencia a la tracción del acero.

Para el presente caso de análisis se conoce que el acero empleado posee una resistencia a la tracción entre 37 [MPa] y 520 [MPa] por lo que se tiene que:

$$\omega = 1.33$$

Tabla 3. 80. *Factores de impacto para cálculo de guías*

Impacto por	**Factor de impacto**	**Valor**
Actuación de paracaídas instantáneo o dispositivo de bloqueo, excepto de tipo de rodillo	k_1	5
Actuación de: Paracaídas instantáneo de tipo rodillo Dispositivo de bloqueo tipo rodillo. Dispositivos de reten con amortiguador tipo acumulador de energía. Amortiguador de acumulación de energía.		3
Actuación de paracaídas progresivo, o dispositivo de bloqueo progresivo, o dispositivo de retén con amortiguador de tipo de disipación de energía, o amortiguador de tipo de disipación de energía.		2
Válvula paracaídas		2
Funcionamiento	k_2	1.2
Partes auxiliares	k_3	(…)[1)]

1) Este calor debe ser determinado y especificado por cada fabricante.

La fuerza de pandeo sobre el perfil se obtiene de la siguiente ecuación:

$$F_k = \frac{k_1 g(P+Q)}{n} \tag{3. 78}$$

Donde:

F_k: Fuerza de pandeo sobre el perfil.

k_1: Factor de impacto según tabla.

g: Constante de gravedad; 9.81 [m/s^2].

P: Masa de la cabina y todos sus componentes.

Q: Carga nominal sobre la cabina.

n: Numero de guías.

El factor de impacto mencionado en la ecuación (3.79), se obtiene de la tabla 3.80.

Empleando las ecuaciones (3.79) y (3.73), se tiene que.

Tabla 3. 81. *Datos para esfuerzo de pandeo de guías*

	Simb.	Valor	Unid.
Peso de la cabina y componentes	P	455	[kg]
Carga nominal	Q	422	[kg]
Numero de guías	n	2	

$$F_k = \frac{3 * 9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right] * 877\ [kg]}{2} = 13\ [kN]$$

$$\sigma_k = \frac{13000\ [N] * 1.33}{1690\ [mm^2]} = 10.4\ [MPa] = 1.5\ [ksi]$$

Para este caso el esfuerzo permisible corresponde al segundo caso de la Tabla 3.79., ya que para el cálculo se tiene en cuenta que actúan los dispositivos de seguridad.

$$\sigma' < \sigma_{perm}$$

$$F_S = 23$$

Debido al valor del factor de seguridad que tiene el perfil frente a esfuerzos de pandeo se puede concluir que el perfil seleccionado trabajará adecuadamente.

3.6.1.3 Torsión de la base de la guía.

La torsión en la base de la guía se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_F = \frac{1.85F}{c^2} \quad (3.\ 79)$$

Donde:

σ_F: Esfuerzo local de torsión.

F: Fuerza perpendicular al área de contacto.

c: Anchura de la parte de conexión de la base con la cabeza de la guía.

Debido a que el perfil guía soporta dos tipos de reacciones (Rx) y (Rz) anteriormente calculadas, se tiene dos esfuerzos de torsión. Siendo estos calculados a continuación.

$$\sigma_F = 75\ [Pa] < \sigma_{perm}$$

$$\sigma'_F = 10\ [Pa] < \sigma_{perm}$$

Estos esfuerzos de torsión son de manera significativa al esfuerzo permisible. Por lo tanto el perfil no sufrirá efectos negativos debido a la torsión.

3.6.1.4 Flechas del perfil guía.

Se entiende como flecha a las deflexiones que sufre el perfil debido a la aplicación de la cargas. Las flechas permisibles sobre un perfil guía en base a la norma UNE EN 81-2 son:

- Deflexión máxima de 5 [mm] sobre guías en las cuales actuarán los dispositivos de seguridad.

Las deflexiones se producen en el sentido de aplicación de la fuerza, y para el presente caso se tiene dos tipos de deflexiones, una es producto de la reacción (Rx) y la otra, producto de la reacción (Rz).

Para el plano principal de inercia de la guía, (z-z) en referencia a la Figura 3.108, la deflexión máxima se puede calcular mediante la siguiente formula:

$$\delta_z = 0.7\frac{F_z l^3}{48EI_z} \quad (3.\ 80)$$

Donde:

δ_z: Es la flecha en milímetros en el eje z.

F_z: Fuerza del apoyo ejercida sobre el perfil. (En newtons).

l: Máxima distancia entre fijaciones de la guía. (En milímetros).

E: Modulo de elasticidad del acero. (E = 210000 [N/mm^2])

I_z: Momento de inercia de la sección de la guía en el eje z. (En [mm^4])

Para la guía conociendo el valor de (Rz) y aplicando la ecuación (3.81), se tiene que:

$$\delta_z = 0.042\ [mm]$$

Se aprecia que la deflexión en el eje z es menor a la deflexión permisible.

Para el plano principal de inercia de la guía, (x-x) en referencia a la Figura 3.108., la deflexión máxima se puede calcular mediante la siguiente formula:

$$\delta_x = 0.7\frac{F_x l^3}{48EI_x} \qquad (3.\ 81)$$

Donde:

δ_x: Es la flecha en milímetros en el eje x.

F_x: Fuerza del apoyo ejercida sobre el perfil. (En newtons).

l: Máxima distancia entre fijaciones de la guía. (En milímetros).

E: Modulo de elasticidad del acero. (E = 210000 [N/mm^2])

I_x: Momento de inercia de la sección de la guía en el eje x. (En [mm^4])

Para la guía conociendo el valor de (Rx) y aplicando la ecuación (3.82), se tiene que:

$$\delta_x = 0.177\ [mm]$$

Se aprecia que la deflexión en el eje x es menor a la deflexión permisible.

3.6.2 FIJACIONES DE LA GUÍA A LA ESTRUCTURA SOPORTE.

La fijación de la guía a la estructura soporte se realza mediante un acople metálico de acero A36 como se muestra en la figura a continuación.

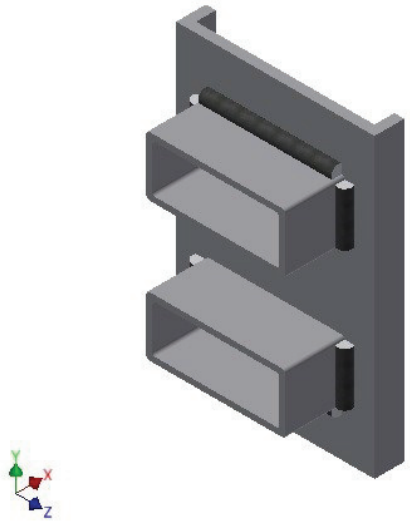


Figura 3. 111. Acople entre perfil guía y estructura

Para este elemento se emplea soldadura en base a un proceso FCAW con electrodo E71T-1C. El cordón de soldadura estará dispuesto en base al caso cinco de la Figura 3.21., el esfuerzo que soportará el cordón es netamente cortante y se analizará en el caso crítico de carga sobre el perfil siendo este el momento en que actúan los dispositivos paracaídas.

Por otra parte la guía se unirá al acople por un condón longitudinal transversal al eje Y en referencia a la Figura 3.111., siendo este el caso tres de soldadura de la Figura 3.21.

Tabla 3. 82. *Datos para soldadura del acople de perfil guía*

Item	**Simb.**	**Valor**	**Unid.**
Carga aplicada	F_k	13000	[N]
Metal de aporte	E71T	E71T	N/A
Ancho del cateto del cordón	h	8	[mm]

Con estos datos y empleando la ecuación (3.12), para la unión de la guía y el acople el esfuerzo cortante sobre el cordón de soldadura es:

$$\tau = 7.68\ [MPa] = 1.1\ [ksi]$$

$$F_S = 19$$

El factor de seguridad de la soldadura es más que adecuado para soportar el acople del perfil guía.

Para la unión del acople con la estructura base aplicando la ecuación (3.12), se tiene que el esfuerzo cortante sobre el cordón de soldadura corresponde a:

$$\tau = 9.50\ [MPa] = 1.4\ [ksi]$$

$$F_S = 15$$

El factor de seguridad en la soldadura es adecuado, con esto se puede asegurar que el acople no fallara incluso cuando actúen cargas de impacto debido a una caída de la cabina cargada.

3.7 ESTRUCTURA SOPORTE DEL ASCENSOR

La estructura soporte tiene la función de soportar las cargas generadas debido al funcionamiento del mecanismo y de los distintos dispositivos del elevador. La disposición de la estructura será de tipo H, donde las guías transmitirán las fuerzas que se ocasionan por el funcionamiento del elevador hacia la estructura y por consiguiente hacia los cimientos.

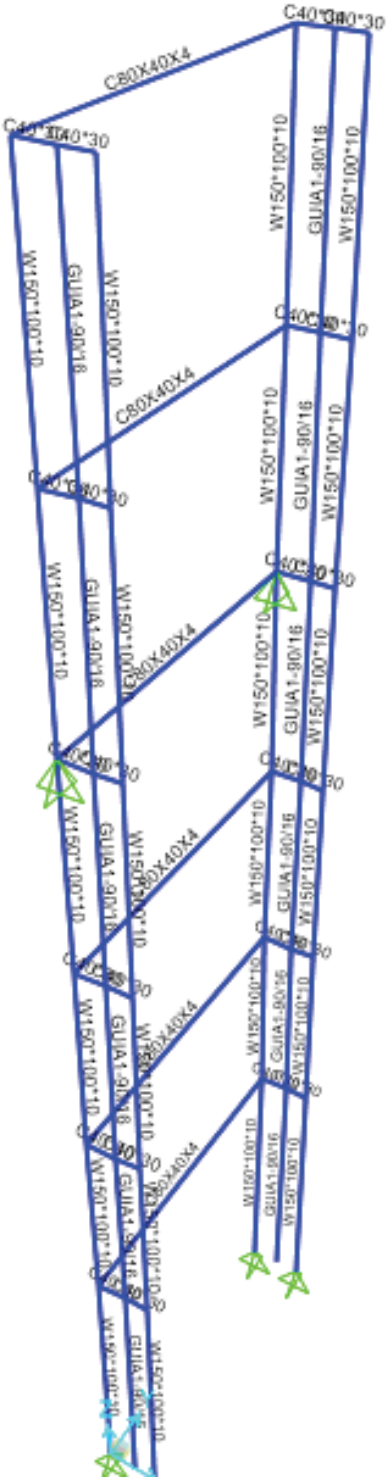


Figura 3. 112. Diagrama unifilar de la estructura soporte del elevador

Adicionalmente, la estructura tiene la función de proteger los dispositivos de la unidad hidráulica como el cilindro hidráulico y el cabezal de la estructura. La siguiente tabla muestra los perfiles que se utilizan para la fabricación de la estructura.

Tabla 3. 83. *Descripción de los perfiles de la estructura*

Descripción	**Material**	**Designación**	**Peso**	**Masa**
	ASTM		[N]	[Kg]
C40*30	A572Gr50	Canal C	70.33	7.17
C80X40X4	A572Gr50	Canal C	435.24	44.38
GUIA1-90/16	A572Gr50	Perfil T	1675.91	170.9
W150*100*10	A572Gr50	Perfil W	7581.52	773.1

Como se muestra en la figura 3.112, las columnas utilizan perfiles W150x100x10, las guías se establecen como perfiles T cuyas dimensiones se presentan en la sección correspondiente. Las vigas y perfiles soportantes son canales de tipo C.

Para el análisis diseño de la estructura, se emplea el método de Diseño Basado en Fuerzas (DBF) cuyas características y condiciones se encuentran en la Normativa Ecuatoriana de la Construcción. En consecuencia, las condiciones de carga, soportes y simulación tienen las siguientes consideraciones:

- Las guías soportan las cargas laterales que genera el elevador. Estas cargas son puntuales de acuerdo a la distancia de separación de los apoyos móviles.
- Los soportes de la estructura tienen desplazamientos y rotaciones nulos, es decir, las restricciones son de desplazamientos y de rotaciones en las bases de la estructura.
- La estructura cuenta con apoyos adicionales a una altura de 3.5 [m] desde el nivel del piso. Estos apoyos están anclados hacia la pared de la edificación, únicamente restringen el desplazamiento de los mismos permitiendo rotación.

- El análisis considera una carga de sismo puntual en la parte superior de la estructura. Esta carga será el valor máximo que se puede presentar ante situaciones de sismos y estará relacionada con el cortante basal de diseño de la estructura y el peso de la estructura. La aplicación de la carga se realiza a los nodos superiores de la estructura.

3.7.1 CORTANTE BASAL DE DISEÑO.

De acuerdo a la NEC, Norma Ecuatoriana de la Construcción: Cargas sísmicas y Diseño sismo resistente; El cortante basal de diseño, es la fuerza que se genera debido a un sismo aplicada sobre los apoyos de la estructura. Esta fuerza resulta de distribuir adecuadamente el cortante basal de diseño sobre toda la estructura. El cortante basal de diseño V, a nivel de cargas últimas, en cierta dirección, se determina mediante la expresión (NEC, 2015):

$$V = \frac{I\, S_a(T_a)}{R\, \emptyset_p\, \emptyset_E}\, W \qquad (3.\ 82)$$

Donde:

S_a: Es el espectro de diseño en aceleración. De acuerdo a la NEC, sección 3.3.2.

$\emptyset_p\ y\ \emptyset_E$: Coeficientes de configuración en planta y elevación. NEC, sección 5.3

I: Coeficiente de importancia. NEC sección 4.1.

R: Factor de reducción de resistencia sísmica. NEC sección 6.3.4.

W: Carga sísmica reactiva. NEC sección 6.1.7

T_a: Periodo de vibración de la estructura. NEC sección 6.3.3

La siguiente tabla muestra el resumen de los valores de los coeficientes necesarios para el cálculo del cortante basal de diseño, de acuerdo a las secciones correspondientes de la NEC.

Tabla 3. 84. *Coeficientes y factores del cortante basal de diseño*

Coeficiente/Factor	Valor	Observación
S_a	1.19	
$\emptyset_p$	0.9	
$\emptyset_E$	1	Debido a la elevación de la estructura
I	1.5	Importancia: Centro de salud
R	3	
W	995.5 [kgf]	Carga sísmica reactiva. No existe carga viva sobre la estructura.
T_a	0.297	

Reemplazando los valores en la ecuación (3.83), se tiene:

$$V = 0.196\, W$$

El valor de 0.196 representa el coeficiente de cortante basal de la estructura. Para diseños conservadores, se utilizan valores entre 0.15 y 0.30. Para el presente caso, se considera el 19.6 % de la carga del peso. Esta carga será asignada en la dirección x e y de la estructura, teniendo en cuenta que z es la dirección de elevación.

$$V = 195\ [kgf]$$

3.7.2 SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA MEDIANTE SAP 2000.

La estructura se simula teniendo en cuenta las condiciones establecidas anteriormente y las cargas del elevador debido a los apoyos deslizantes y el

cortante basal calculado anteriormente distribuido entre los nodos a la cual se aplica. La siguiente figura muestra las cargas, en kilogramos fuerza, utilizadas para el diseño de la estructura.

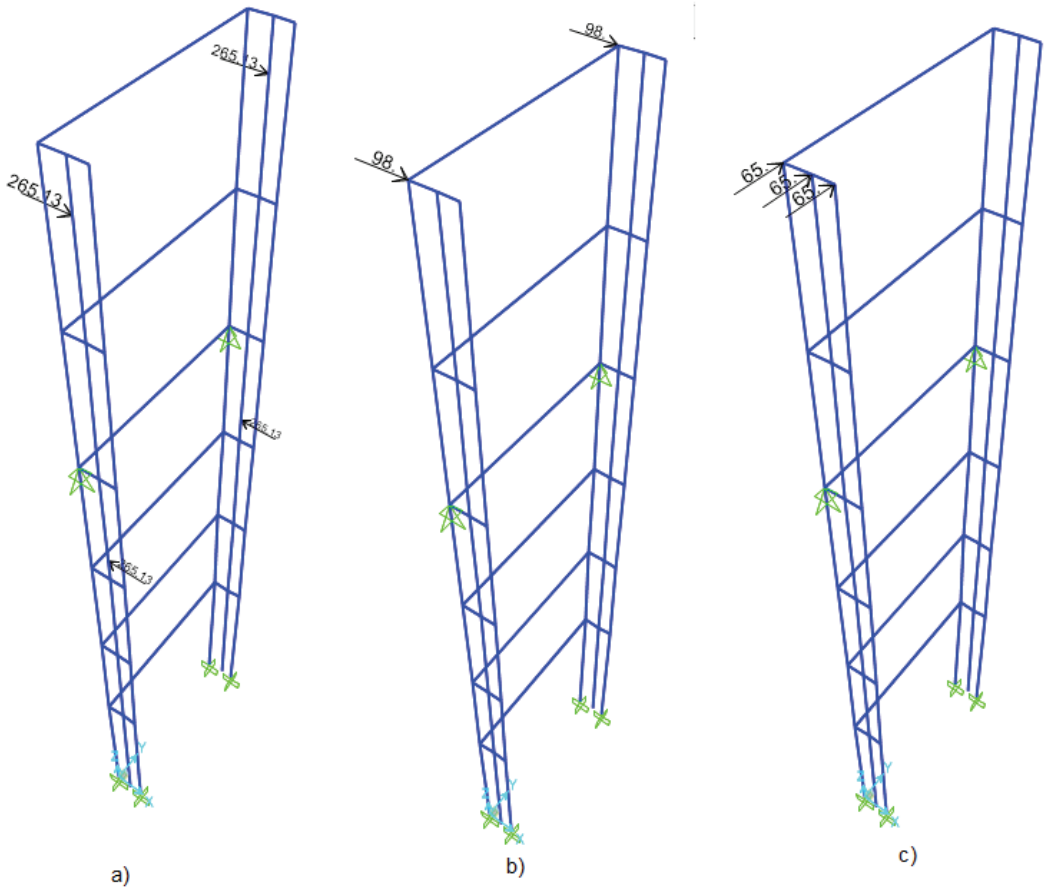


Figura 3. 113. Esquemas de cargas aplicadas para la simulación de la estructura: a) Cargas laterales del elevador sobre las guías + peso propio de la estructura, b) Carga de sismo en x distribuida en 2 nodos, y c) Carga de sismo en y distribuida en 3 nodos.

La deformación de la estructura ante los distintos sistemas de carga indicados en la figura 3.113, para los ejes x (U2), y (U3) y z (U1) en metros, se presentan a continuación:

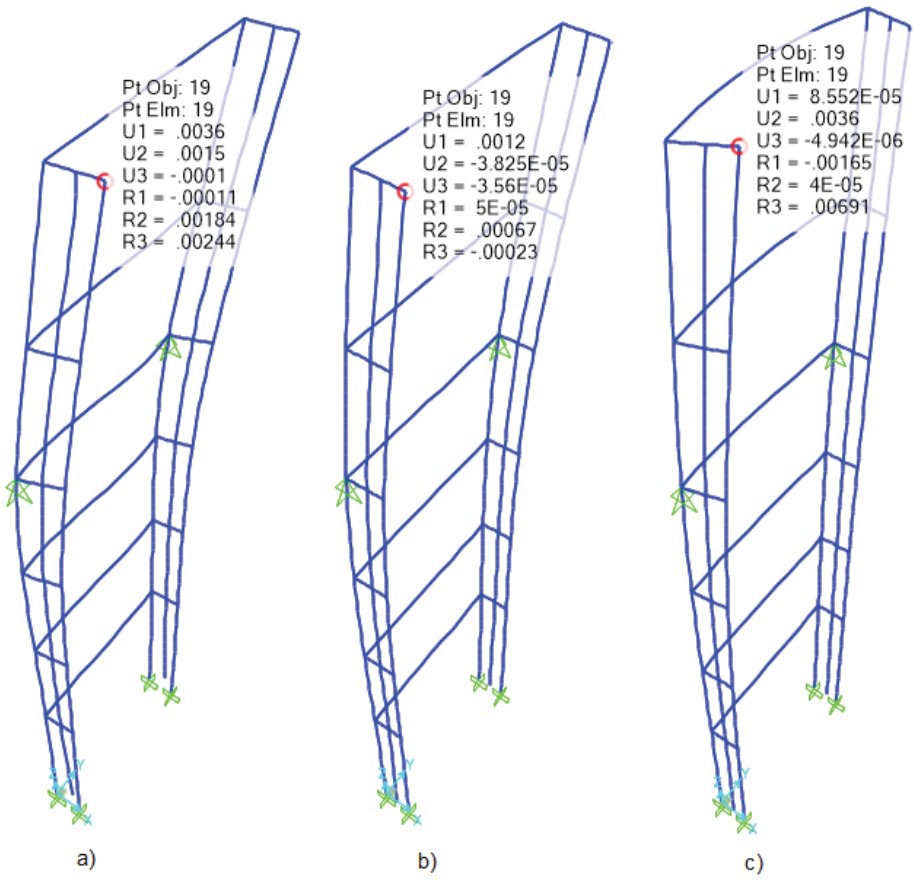


Figura 3. 114. Deformaciones del nodo crítico de la estructura soporte ante los diferentes tipos de cargas.

En consecuencia, se evidencia que la deformación mayor es de 3.6 [mm]. Los lineamientos de la AISC de tolerancia de levantamiento de columnas indican que la tolerancia debe ser menor a L/500, donde L corresponde a la altura de la columna, para el presente caso, la tolerancia de desviación es de 13 [mm]. Por lo tanto la estructura es aceptable para las condiciones de carga indicadas anteriormente.

Adicionalmente, se simula el estado de cargas combinado de cargas laterales del elevador + peso propio de la estructura y la carga de sismo en x. Para lo cual se considera un factor de 1.4 para las cargas laterales + peso propio de la estructura y 1 para la carga de sismo en x. La figura 3.115 muestra las deformaciones y reacciones del nodo que presenta la mayor deformación.

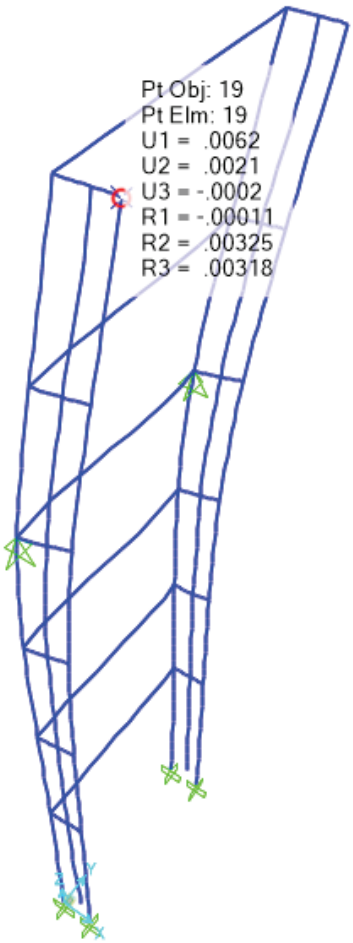


Figura 3. 115. Deformaciones y reacciones debidas al estado de cargas combinado: 1.4 veces las cargas laterales + peso propio de la estructura y la carga de sismo en x.

La deformación máxima del estado de carga es de 6.2 [mm]. Por lo tanto, se encuentra dentro de las especificaciones de tolerancia de desviación de levantamiento y es aceptable para las solicitaciones mecánicas de la estructura.

Las reacciones transmitidas a los cimientos de la estructura se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 3. 85. *Reacciones debido a los diferentes sistemas de carga*

Columna	Junta	Sistema de Carga	Tipo de carga	F1 (z)	F2 (x)	F3 (y)	M1 (z)	M2 (x)	M3 (y)
				N	N	N	N-m	N-m	N-m
C4	1	DEAD	Lineal-Estático	629.36	-915.54	2449.98	707.7	797.91	-2.59
	1	SISMO X	Lineal-Estático	151.47	-6.44	441.89	4.27	190.14	-0.04788
	1	SISMO Y	Lineal-Estático	-0.29	169.43	51.69	-219.92	2.03	-0.51
	1	D+Sx	Combinación	1032.56	-1288.19	3871.87	995.05	1307.21	-3.67
	1	D+Sy	Combinación	880.8	-1112.32	3481.67	770.86	1119.1	-4.13
C3	3	DEAD	Lineal-Estático	596.91	-823.43	11543.5	792.55	782.36	-3.75
	3	SISMO X	Lineal-Estático	146.17	1.94	3407.07	4.1	187.59	-0.17
	3	SISMO Y	Lineal-Estático	0.19	171.36	564.64	-179.4	2.27	-1.95
	3	D+Sx	Combinación	981.85	-1150.86	19567.97	1113.67	1282.89	-5.42
	3	D+Sy	Combinación	835.87	-981.45	16725.54	930.17	1097.57	-7.2
C1	40	DEAD	Lineal-Estático	671.47	-922.57	2442.36	711.27	841.19	-2.58
	40	SISMO X	Lineal-Estático	155.7	-6.51	448.64	4.31	195.24	-0.05052
	40	SISMO Y	Lineal-Estático	-7.08	169.21	-91.31	-219.66	-9.92	0.05364
	40	D+Sx	Combinación	1095.77	-1298.11	3867.95	1000.08	1372.9	-3.66
	40	D+Sy	Combinación	932.99	-1122.39	3328	776.12	1167.74	-3.55
C2	42	DEAD	Lineal-Estático	641.53	-823.24	11070.61	791.93	826.69	-3.72
	42	SISMO X	Lineal-Estático	150.32	1.94	3462.9	4.24	192.64	-0.18
	42	SISMO Y	Lineal-Estático	-7.33	135.08	-380.88	-190.86	-10.05	-0.63
	42	D+Sx	Combinación	1048.46	-1150.6	18961.75	1112.94	1350.01	-5.39
	42	D+Sy	Combinación	890.82	-1017.46	15117.97	917.84	1147.32	-5.84

Para determinar las relaciones de esfuerzos y resistencias a las cuales se encuentran trabajando los elementos de la estructura para el estado de cargas combinado citado anteriormente, se ejecuta el módulo de diseño de SAP2000, donde se presentan factores de diseño entre 0 y 1, lo cual significa que si el valor se encuentra cercano a 1, la estructura estará subdimensionada para las cargas y solicitaciones mecánicas; presentándose los siguientes resultados:

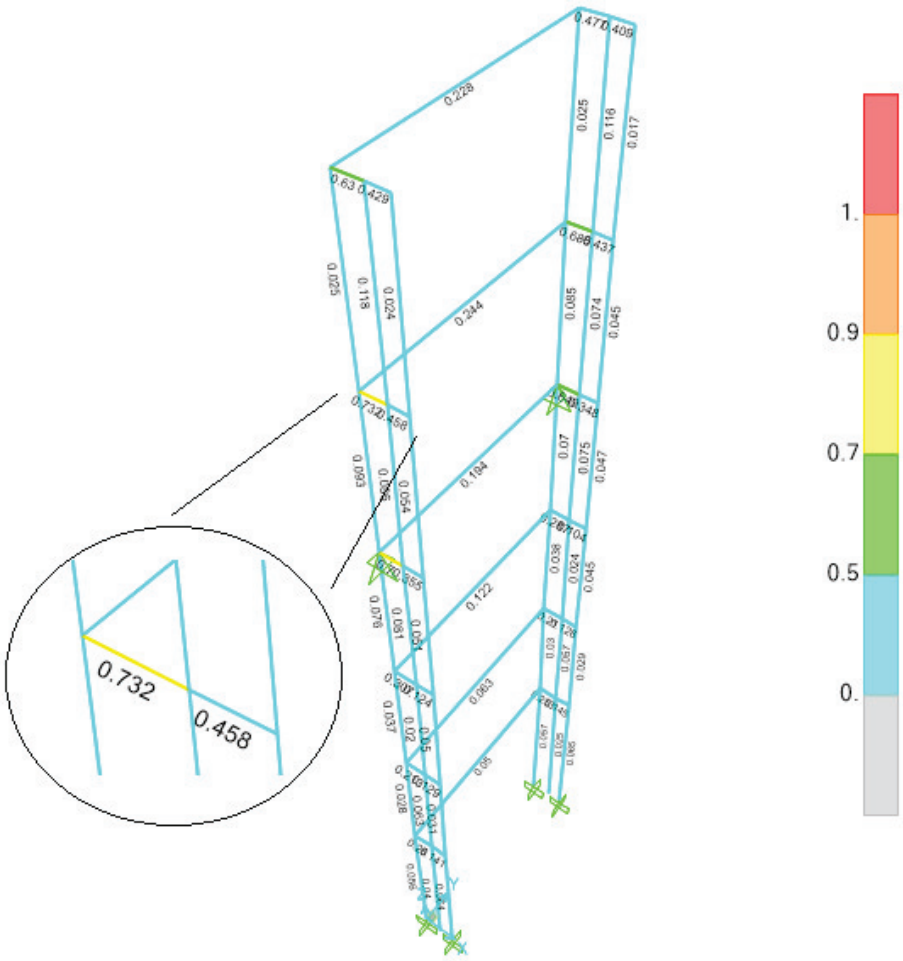


Figura 3. 116. Diseño de la estructura. Relaciones de esfuerzos y resistencias de la estructura soporte.

Como se muestra en la anterior figura, el factor resultante de la estructura es de 0.732 para las vigas de soporte, 0.118 para las guías del elevador, dando márgenes de seguridad para la estructura. Por lo tanto, la estructura es aceptable para el diseño.

3.7.3 APOYOS DE LAS COLUMNAS DE LA ESTRUCTURA.

Para asegurar que la estructura se encuentre debidamente soportada y que responderá de manera adecuada a las solicitaciones mecánicas presentes, se vuelve necesario realizar el cálculo de las zapatas de las columnas en base a las

reacciones que se obtienen en la base de las mismas. Se plantea la siguiente distribución geométrica.

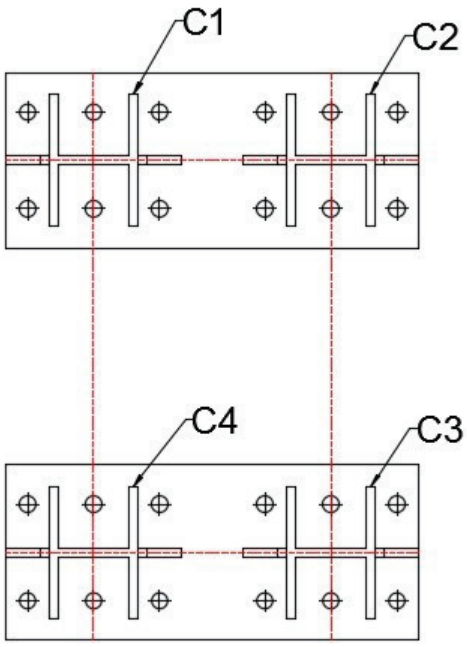


Figura 3. 117. Esquema de distribución de columnas de la estructura

Las reacciones presentes en la base de las columnas se obtienen de la simulación de la estructura con la ayuda del software SAP2000, las reacciones en cada columna bajo carga muerta se resumen en la Tabla 3.85.

3.7.3.1 Calculo de placas de anclaje.

Las placas de anclaje son elementos metálicos encargados de distribuir de manera uniforme y distribuida las solicitaciones mecánicas presentes en las bases de las columnas a la cimentación de la estructura (AISC, 2011).

Para las columnas, debido a la geometría y el espacio físico que ocupan, se dispone una placa de anclaje por cada par de columnas, debido a la simetría se tiene solo dos placas de anclaje con comportamiento similar.

Para la placa de anclaje se empleará acero ASTM A572 como materia prima.

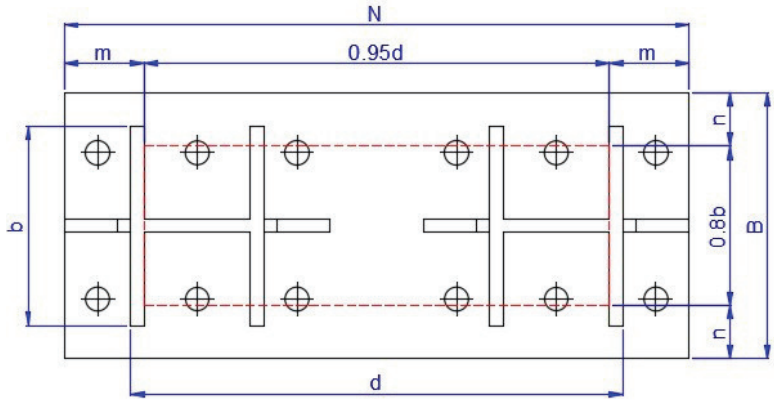


Figura 3. 118. Esquema de placa de anclaje

En base a las especificaciones de la figura 3.118, se tiene las siguientes medidas para cada parámetro mostrado.

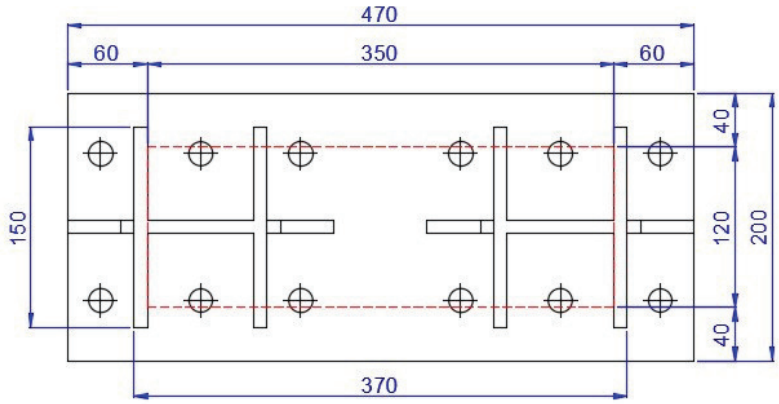


Figura 3. 119. Esquema dimensional placa de anclaje

El área sobre la que se debe apoyar las placas de anclaje se determina en base a la resistencia del hormigón que se empleará en la cimentación. Esta área se determina mediante la siguiente ecuación.

$$A_1 = \frac{P}{0.7f_c'} \tag{3. 83}$$

Donde:

A_1: Área de apoyo requerida.

P: Carga neta axial que soporta la placa.

f'_c: Resistencia a la ruptura del concreto.

La presión que soportara el concreto se determina en base a la siguiente ecuación.

$$f_p = \frac{P}{B * N} \tag{3. 84}$$

Donde:

f_p: Presión que soporta el concreto.

P: Carga neta axial que soporta la placa.

B*N: Área de la placa.

Una vez determinada el área de la placa de anclaje el siguiente paso el determinar el espesor de la misma, para lo cual se emplea la ecuación 3.86.

$$t = n(m)\sqrt{\frac{f_p}{0.25S_y}} \tag{3. 85}$$

Donde:

t: Espesor de la placa.

f_p: Presión que soporta el concreto.

S_y: Esfuerzo de fluencia del material.

n(m): Valores dimensionales, en la ecuación se empleará el menor de los dos.

Tabla 3. 86. *Resumen cálculo de placa de anclaje*

Factor/coeficiente	Valor	Unid.	Observaciones
P	14	[kN]	Tabla 3.85
f'_c	2060	[N/cm^2]	Según el concreto
A_1	6.79	[cm^2]	
B*N	940	[cm^2]	
f_p	149	[kPa]	
n	40	[mm]	
m	60	[mm]	
S_y	345	[MPa]	Tabla 3.78
t	1.7	[mm]	

En base a los cálculos, el área mínima que se necesita en la placa es de 6.79 [cm^2], pero debido a que es un área muy pequeña para las dos columnas que se montaran sobre la misma, se selecciona una placa de 470x200 [mm] con lo cual se tiene un área de 940 [cm^2]. Siendo esta un área más conveniente y que a la vez cumple satisfactoriamente al ser varias veces mayor al área mínima requerida.

En cuanto al espesor mínimo de la placa en cálculos se determina que se necesita un espesor de placa de 1.7 [mm], debido a que este espesor es muy bajo, se opta por seleccionar un espesor de ½" (13 [mm]).

3.7.3.2 Cálculo del anclaje del apoyo.

Para el cálculo de anclajes se hace referencia al manual de la AISC, empleando el método denominado Load and Resistance Factor Desing (LRFD).

El área mínima requerida para los anclajes se determina en base a la ecuación 3.86.

$$A = \frac{T_u}{0.75\varphi S_y} \tag{3. 86}$$

Donde:

A: Área mínima transversal del perno.

T_u: Tensión máxima generada, esta tensión se obtiene de dividir el momento máximo para la distancia que existe entre el centroide de la columna y la línea que une los centros de la perforaciones para los pernos de anclaje.

φ: Factor del acero.

S_y: Esfuerzo de fluencia del material del perno.

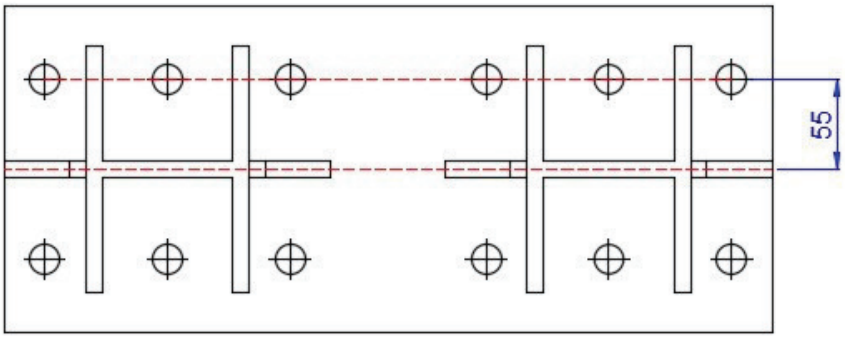


Figura 3. 120. Distancia entre centroide de columna y línea de centros

Los resultados que arrojan los cálculos pertinentes se resumen en la tabla que se muestra a continuación.

Tabla 3. 87. Resumen de cálculos de área del anclaje

Factor/coeficiente	**Valor**	**Unid.**	**Observaciones**
T_u	26333.3	[N]	Momento máximo Tabla 3.85
$\boldsymbol{\varphi}$	0.9		Factor de acero
S_y	345	[MPa]	Tabla 3.78
A	113	[mm^2]	

El área que se obtiene en el cálculo corresponde aproximadamente a la de un perno tipo M12 como mínimo. Para el presente caso se selecciona un perno tipo M18, mismo que se observa que cumplirá con soportar adecuadamente las solicitaciones mecánicas.

Figura 3. 121. Geometría de anclaje

El anclaje debe poseer un segmento perpendicular al eje principal, para asegurarlo a la cimentación. La longitud de este segmento se calcula en base a la ecuación 3.88.

$$L_h = \frac{T_u/2}{0.7 * d * f_c'} \quad (3.\ 87)$$

Donde:

L_h: Longitud del segmento.

d: Diámetro del perno.

En base a los cálculos de la ecuación 3.88 se tiene que:

$$L_h = 51\ [mm]$$

3.8 DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD

3.8.1 PARACAÍDAS.

El paracaídas es un dispositivo mecánico cuya función es inmovilizar la cabina ante una situación posible de caída libre, provocada por la rotura de los elementos de

izaje, cables, pistón hidráulico, entre otros, sobre las guías del elevador. Este dispositivo debe actuar únicamente cuando el elevador se encuentra movilizándose en sentido de bajada y ser capaz de mantener el elevador detenido en operaciones de emergencia.

El paracaídas debe cumplir con los siguientes criterios:

- Estar ubicado en la parte inferior del bastidor
- Cuando la velocidad nominal en descenso no supera a 0.63 [m/s], el paracaídas debe ser de accionamiento instantáneo, de acuerdo al apartado 9.8 de la normativa EN 81-2
- Los paracaídas no deben actuarse por dispositivos eléctricos, hidráulicos o neumáticos.
- Se requiere la atención de personal capacitado una vez que se activa el paracaídas.
- El desbloque del paracaídas se realiza desplazando la cabina hacia arriba.

De acuerdo a los anteriores criterios, se establece que el paracaídas más óptimo para el presente diseño es el de actuación instantánea. La figura del paracaídas PA-1 muestra el paracaídas de accionamiento instantáneo. Este elemento se selecciona a partir del espesor de las guías del elevador y el peso total de la cabina y la carga nominal.

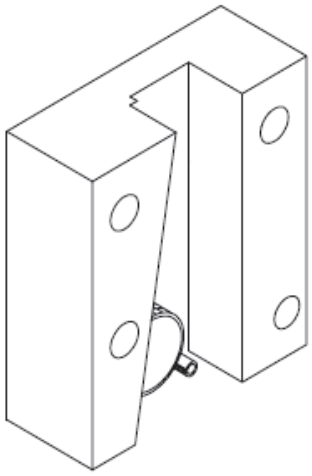


Figura 3. 122. Paracaídas Instantáneo PA-1 mm *(MP Ascensores, 2015)*

El paracaídas debe ser parte integral del bastidor para un funcionamiento perfecto del mismo y debe estar alineado con las guías del elevador para que su accionamiento y operación sea adecuado.

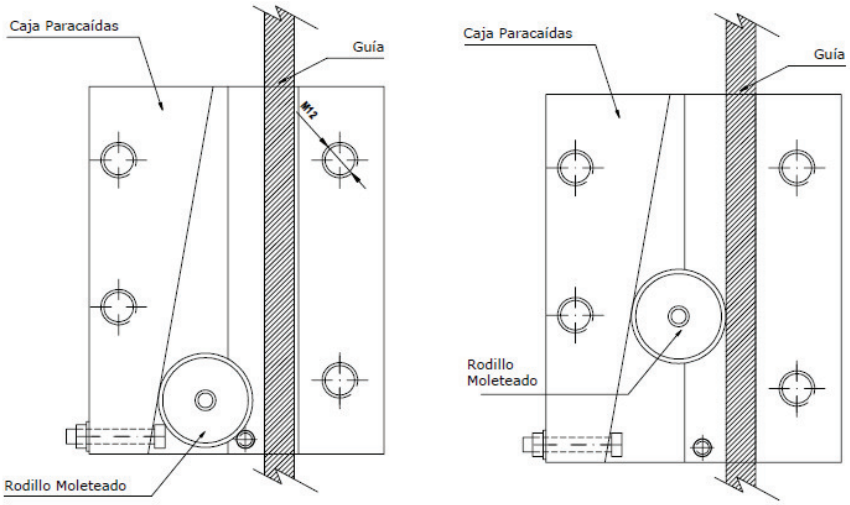


Figura 3. 123. Funcionamiento del paracaídas instantáneo

La disposición del paracaídas se realiza mediante la adición de una placa soldada al bastidor según se indica en los planos de conjunto del elevador.

3.8.2 VÁLVULA PARACAÍDAS.

La válvula paracaídas es un dispositivo de cierre automático ante la pérdida de presión en su interior. Este dispositivo debe tener capacidad para detener e inmovilizar la cabina en descenso y reunir las siguientes características:

- La válvula debe seleccionarse tomando en cuenta que el valor de la desaceleración debe estar en el rango de 0.2 g a g, donde g es la aceleración de la gravedad.
- La instalación de la válvula debe ser tal que permita su acceso para realizar las inspecciones correspondientes.
- Este dispositivo debe ser parte integral del cilindro hidráulico.
- La válvula de seguridad debe ser revisada de acuerdo a los requerimientos de la normativa En UNE 81-2.

En consecuencia, se selecciona la válvula paracaídas de tipo R 10, cuyas especificaciones técnicas se muestran en el ANEXO 5. La siguiente figura muestra a disposición y las dimensiones generales de la válvula R10.

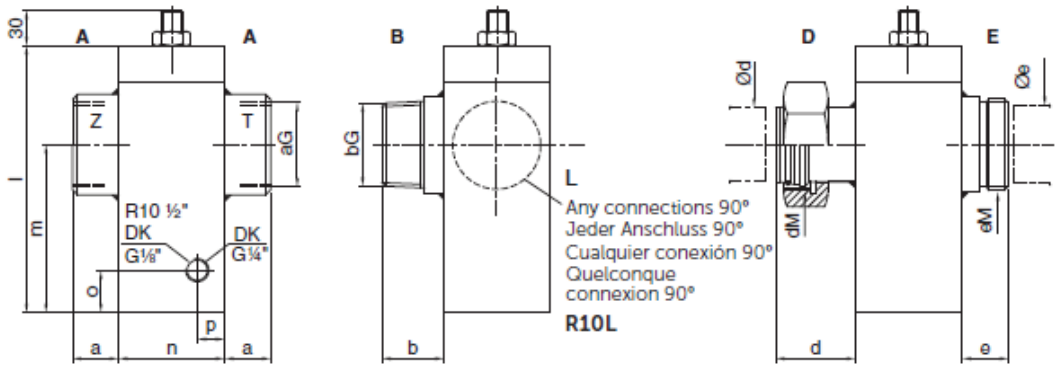


Figura 3. 124. Dimensiones generales de la válvula paracaídas R10

3.8.3 AMORTIGUADORES.

Entre los dispositivos de seguridad de los elevadores, se encuentran los amortiguadores. Estos elementos pueden ser de dos tipos según la energía acumulada:

- Amortiguadores de acumulación de energía, son dispositivos que acumulan la energía del impacto mediante la deformación del muelle mecánico o polímero. Varios de estos elementos pueden disipar la energía y volver a su forma original. Este tipo de amortiguadores pueden ser utilizados si la velocidad del elevador no excede a 1.0 [m/s]
- Amortiguadores de disipación de energía, son elementos que disipan la energía del impacto en forma de calor, son utilizados para todo valor de velocidad nominal que superen 1.6 [m/s]

Para el presente proyecto, se selecciona los amortiguadores poliméricos, también llamados de goma. La siguiente figura muestra los amortiguadores de goma designados como topes cilíndricos redondeados, las especificaciones técnicas y dimensiones se presentan en el ANEXO 6 correspondiente al amortiguador.

Figura 3. 125. Amortiguador de goma cilíndrico

Este dispositivo soporta cargas de 850 [kg] con una deflexión de 14 [mm]. En consecuencia, se instalarán 4 amortiguadores de tal manera que el contacto sea sobre el bastidor.

3.9 DISPOSITIVOS DE CONTROL

El sistema de control se dirige mediante un PLC. Dicho sistema está compuesto principalmente por los dispositivos indicados en la tabla correspondiente a dispositivos de control del elevador. Destacamos que el desarrollo del sistema de control no se realiza en el presente proyecto y se propone como la alternativa para un futuro proyecto de titulación para la carrera de Ingeniería Electrónica y control.

Tabla 3. 88. *Dispositivos electrónicos del sistema de control*

Item	Descripción	Especificaciones técnicas	Cantidad
1	Botonera-cabina	5 botones	1
2	Botonera-Parada	2 Botones	2
3	Fuente de alimentación	24 v 2.5 A-Siemens 6 Ep 1332-1sh 43	1
4	PLC	S7-1200 CPU 224xp	1
5	Acondicionador de sensores	Ad620-Abb	1
6	Celda de carga	Lc302 1 K-Omega	1
7	Sensor de fin de carrera	Lsp52-Abb	1
8	Módulo PLC digital	Em223 32 di-Siemens	1
9	Cable viajero	[m]_de acuerdo al sistema de control	24

Un diagrama de entradas y salidas simple para el elevador se presenta en la siguiente figura:

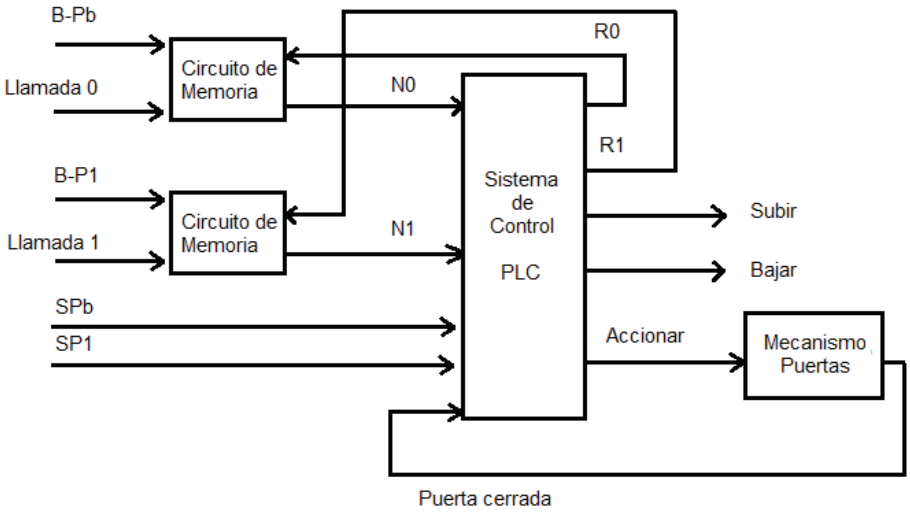


Figura 3. 126. Diagrama de entradas y salidas básico del elevador

En el diagrama de la anterior figura, se tienen las entradas:

- B-Pb: Botón de planta baja
- B-P1: Botón del primer piso
- Llamada 0: Corresponde al botón de llamada del elevador en la planta baja.
- Llamada 1: Corresponde al botón de llamada del elevador en el primer piso.
- SPb: Sensor de detección del elevador en la planta baja, envía la señal de 1 cuando el elevador se encuentra en la planta baja.
- SP1: Sensor de detección del elevador en el primer piso, envía la señal de 1 cuando el elevador se encuentra en la planta alta.
- N0: Memoria básica que indica que elevador es requerido en la planta Baja.
- N1: Memoria Básica, indica que el elevador es solicitado en la primera planta.
- Puerta cerrada: indica que las puertas del elevador se encuentran cerradas.

Las salidas para el mismo diagrama de bloques son las siguientes:

- R0: Resetea el valor de N0.
- R1: Resetea la memoria de N1.

- Subir: Controla el mecanismo del elevador hasta conseguir la señal de fin de carrera.
- Bajar: Permite el movimiento de bajada del elevador hasta llegar a la planta baja.
- Accionar: Abre las puertas del elevador.

CAPÍTULO IV

4. ANÁLISIS DE COSTOS

4.1 INTRODUCCIÓN

El presente capítulo detalla el análisis de los costos unitarios de fabricación del elevador diseñado para la Fundación San Juan De Jerusalén. La metodología para la determinación de los costos de fabricación se realiza mediante el análisis de los costos directos e indirectos relacionados con cada uno de los conjuntos de la máquina diseñada.

Los costos directos serán aquellos que inciden directamente de forma física al producto final y a su empaque. Además, se incluyen en este rubro las distintas actividades que son necesarias para la transformación y manipulación del producto. Entre estos rubros se encuentran:

- Materia prima directa: son todos aquellos recursos que serán transformados o que forman parte integra del producto final, o de alguno de los procesos de fabricación necesarios para la obtención del bien.
- Materiales directos: se refiere a los artículos y bienes que son empleados sin transformación alguna pero que son comercializados conjuntamente con el producto final.
- Mano de obra directa: son todos aquellos procesos de trabajo que involucran la fuerza de trabajo para extraer, producir y/o transformar la materia prima en el bien final. Este rubro considera además todos aquellos beneficios de ley relacionados con el procesamiento de la materia prima en el producto final.

Los costos indirectos son aquellos rubros que no forman físicamente el producto final, pero que están vinculados al proceso productivo. Los siguientes rubros son considerados dentro de esta categoría:

- Mano de obra indirecta: Es aquella fuerza laboral que no interviene directamente de la fabricación del producto, en este rubro se encuentran los

puestos laborables relacionados con la supervisión de los procesos de fabricación.

- Gastos administrativos: son los gastos referentes a los sueldos y beneficios de ley del personal que cuyos procesos no están relacionados a la producción. Este rubro incluye adicionalmente los recursos asociados a energía eléctrica, servicios básicos, alquiler superestructura e infraestructura, útiles de oficina, entre otros gastos asociados con la administración de la organización.
- Gastos indirectos: aquellos gastos que surgen de los procesos de producción de los bienes son considerados indirectos.

Otros rubros que forman parte de los costos indirectos de fabricación son los impuestos, patentes, la depreciación de los bienes, el costo por mantener bienes en stock, amortización diferida, el costo financiero, etc.; son rubros que suelen ser considerados como un porcentaje adicional sobre los costos directos.

4.2 ANÁLISIS DE COSTOS UNITARIOS

El siguiente análisis de costos unitarios corresponde a los distintos rubros que conforman el diseño y montaje global del elevador hidráulico diseñado. Los valores presentados a continuación constituyen un estimado de los costos de fabricación basado en cotizaciones del mercado, por tanto son valores referenciales en dólares americanos y no incluyen el Impuesto al Valor Agregado Ecuatoriano, IVA.

4.2.1 COSTOS UNITARIOS POR KILOGRAMO.

Las siguientes tablas presentan el costo por kilogramo de varios materiales que fueron utilizados en el desarrollo del presente trabajo práctico:

Tabla 4. 1. *Costo unitario por kilogramo de Acero ASTM A36*

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO
Acero ASTM A36	kg	1	0.892	0.892
Electrodo Consumible tub E71T-1C	u	0.00059	26.95	0.01590
Gas Protector CO2	cm^3	0.0467	34.13	1.59387
Tiza para acero	u	0.00119	0.25	0.00029
Disco de corte 7 plg	u	0.00297	2.58	0.00766
Disco de desbaste 7 plg	u	0.00059	1.63	0.00096
Pintura	GAL	0.00119	28.24	0.03360
Tinher	GAL	0.00178	5.2	0.00925
Grata	u	0.00059	6	0.00354
			Costo [USD/kg]	2.56

Tabla 4. 2. *Detalle de costos por kilogramo de acero ASTM A572*

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO
Acero ASTM A572	kg	1	1.3	1.3
Electrodo Consumible tub E71T-1C (rodete)	u	0.00059	26.95	0.01590
Gas Protector CO2	cm^3	0.0467	34.13	1.59387
Tiza para acero	u	0.00119	0.25	0.00030
Disco de corte 7 plg	u	0.00297	2.58	0.00766
Disco de desbaste 7 plg	u	0.00059	1.63	0.00096
Pintura	GAL	0.00119	28.24	0.03361
Tinher	GAL	0.00178	5.2	0.00926
Grata	u	0.00059	6	0.00354
			Costo [USD/kg]	2.97

Los valores cargados a los materiales que sean de acero ASTM A36 y ASTM A572 presentan cinco cifras decimales debido a que su impacto por kilogramo es mínimo, pero representan grandes rubros en elementos o conjuntos de mayor peso. Cabe destacar que los elementos diseñados, presentan un análisis de costos relacionado con el peso de la pieza a producirse. Para los materiales adicionales que se utilizan, se tienen los siguientes valores:

Tabla 4. 3. *Detalle de costos por kilogramo de materiales no ferrosos*

DESCRIPCIÓN	**UNIDAD**	**CANTIDAD**	**COSTO UNITARIO**	**COSTO**
Aluminio 6061	kg	1	3.51	3.51
			Costo [USD/kg]	3.51
NYLON 66 Disco de corte	kg u	1 0.00297	4.8 2.58	4.8 0.00766
			Costo [USD/kg]	4.81
Vidrio laminado mm2=6.07 USD (13 kg)	kg	1	0.48	0.48
			Costo [USD/kg]	0.48
Hierro Nodular Grado 65-45-12	kg	1	3.5	3.5
			Costo [USD/kg]	3.50
Acero AISI 4340	kg	1	4.8	4.8
			Costo [USD/kg]	4.80

4.2.2 COSTOS POR CONJUNTO MECÁNICO

El costo por conjunto hace referencia a los valores por los rubros correspondientes a cada sistema que forma parte del diseño del elevador hidráulico, dentro de estos rubros se encuentran los siguientes:

- Estructura Soporte
- Bastidor de la cabina
- Cabina de pasajeros
- Cabezal
- Cilindro hidráulico
- Dispositivos de suspensión
- Dispositivos de seguridad
- Dispositivos de control
- Unidad hidráulica
- Transporte

A continuación, se presentan las diferentes tablas para cada rubro indicado anteriormente:

4.2.2.1 Estructura Soporte.

La estructura representa el siguiente rubro:

Tabla 4. 4. *Costo de la Estructura soporte del elevador*

RUBRO	VALOR $ USD	
Elementos normalizados	$	33.28
Mano de obra	$	372
Materiales	$	2,615.44
Subtotal 1	$	3,020.72
Imprevistos 10%	$	302.07
TOTAL	$	3,322.80

4.2.2.2 Bastidor de la cabina.

La siguiente tabla muestra el rubro relacionado al bastidor o chasis de la cabina.

Tabla 4. 5. *Costo del bastidor de la cabina*

RUBRO	VALOR $ USD	
Elementos normalizados	$	8.00
Mano de obra	$	125.00
Materiales	$	512.83
Subtotal 1	$	645.83
Imprevistos 10%	$	64.58
TOTAL	$	710.42

4.2.2.3 Cabina de pasajeros.

La cabina de pasajeros tiene los siguientes rubros:

Tabla 4. 6. *Costo de la cabina de pasajeros*

RUBRO	VALOR $ USD	
Elementos normalizados	$	145.24
Mano de obra	$	430
Materiales	$	1,139.36
Subtotal 1	$	1,714.60
Imprevistos 10%	$	171.46
TOTAL	$	1,886.06

4.2.2.4 Cabezal.

El cabezal del mecanismo accionamiento del elevador presenta los rubros que se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 4. 7. *Costo del cabezal del mecanismo*

RUBRO	VALOR $ USD	
Elementos normalizados	$	119.00
Mano de obra	$	129.00
Materiales	$	271.58
Subtotal 1	$	519.08
Imprevistos 10%	$	51.91
TOTAL	$	570.99

4.2.2.5 Cilindro hidráulico.

El cilindro hidráulico presenta los siguientes costos:

Tabla 4. 8. *Costos del cilindro hidráulico*

RUBRO	VALOR $	
Elementos normalizados	$	91.83
Mano de obra	$	272.20
Materiales	$	517.87
Subtotal 1	$	881.90
Imprevistos 10%	$	88.19
TOTAL	$	970.09

4.2.2.6 Dispositivos de suspensión.

Los dispositivos de suspensión, que comprenden cables, grapas de sujeción y clevis de amarre tipo cáncamo con pasador, se presentan a continuación:

Tabla 4. 9. *Costos de los dispositivos de suspensión*

ELEMENTO	ESPECIFICACIÓN	CANT.	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Cable de suspensión	Diámetro 3/8" [m]; Anti giratorio con alma de acero	24	$ 8.10	$ 194.40
Clevis de anclaje	Cáncamo 3/8"	6	$ 18.75	$ 112.50
Grapas de amarre	Tipo U	24	$ 6.50	$ 156.00
			Total	$ 462.90
			Imprevistos 10%	$ 46.29
			Total	$ 509.19

Precios referenciales de Industria Metálica Vergara INDUMEVER CIA LTDA y CAMESA.

4.2.2.7 Dispositivos de seguridad.

Los dispositivos de seguridad representan uno de los rubros más importantes de los diferentes sistemas. Sus costos se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 4. 10. *Costo de los dispositivos de seguridad*

ELEMENTO	ESPECIFICACIÓN	CANT.	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Limitador de Velocidad	Válvula Paracaídas R10	1	$ 265.60	$ 265.60
Paracaídas	Tipo instantáneo de Rodillo	2	$ 238.80	$ 477.60
Amortiguador	Acumulador de Energía	2	$ 290.00	$ 580.00
Pernos Paracaídas	M12x35	10	$ 0.35	$ 3.50
			Subtotal	$ 1,326.70
			Imprevistos 10%	$ 132.67
			Total	$ 1,459.37

Precios referenciales de CROVEHI y MP Car evolution.

4.2.2.8 Dispositivos de control.

Los dispositivos de control básicos requeridos para el sistema de control se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 4. 11. *Costos de los dispositivos de control y conductores eléctricos*

ELEMENTO	ESPECIFICACIÓN	CANT.	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Botonera-cabina	5 botones	1	$ 116.75	$ 116.75
Botonera-Parada	2 Botones	2	$ 24.80	$ 49.60
Fuente de alimentación	24 v 2.5 A-Siemens 6 ep 1332-1sh 43	1	$ 105.40	$ 105.40
PLC	S7-1200 CPU 224xp	1	$ 980.00	$ 980.00
Acondicionador de señal	Ad620-Abb	1	$ 9.50	$ 9.50
Celda de carga	Lc302 1 K-Omega	1	$ 265.00	$ 265.00
Sensor de fin de carrera	Lsp52-Abb	1	$ 25.30	$ 25.30
Módulo PLC digital	Em223 32 di-Siemens	1	$ 546.80	$ 546.80
Conductor eléctrico	AWG 4x6	25	$ 9.18	$ 229.50
			Subtotal	$ 2,327.85
			Imprevistos 10%	$ 232.79
			Total	$ 2,560.64

Precios referenciales y asesoramiento de Polielectric S. A., MP car evolution y SIEMENS Ecuador.

4.2.2.9 Unidad Hidráulica.

La unidad hidráulica contiene todos los elementos requeridos para el funcionamiento del circuito hidráulico, su costo se presenta en la siguiente tabla:

Tabla 4. 12. *Costo de la unidad hidráulica*

ELEMENTO	ESPECIFICACIÓN	CANT	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Unidad hidráulica	Capacidad: 25 galones, bomba Hidráulica: 750 psi, Control hidráulico de dos servicios, Motor 15 HP trifásico, control eléctrico (tablero). Accesorios: Visor de aceite, filtro de retorno, filtro de succión, Tapa de filtro, Manómetro, válvulas	1	$ 2,850.00	$2,850.00
Manguera Hidráulica	Doble malla para presión más accesorios	24	$ 45.00	$1,080.00
			Subtotal	$3,930.00
			Imprevistos 10%	$ 393.00
			Total	$4,323.00

Precio referencial proporcionado por Representaciones hidráulicas S. A.

4.2.2.10 Transporte.

Para el transporte se considera una grúa hidráulica con alcance suficiente para realizar el montaje de la estructura. La siguiente tabla muestra el coste de la grúa mencionada y su respectivo transporte mediante una estructura cama baja de 2 ejes.

Tabla 4. 13. *Costo del transporte*

DESCRIPCIÓN	DIAS	COSTO POR DIA	COSTO TOTAL
Cama baja 2 ejes	2	$ 1,010.00	$ 2,020.00
Grúa hidráulica 5 Ton	2	$ 280.00	$ 560.00
		TOTAL	$ 2,580.00

4.2.3 COSTO DE FABRICACIÓN.

El costo total de fabricación del elevador hidráulico se presenta en la siguiente tabla:

Tabla 4. 14. *Costo del elevador hidráulico*

RUBRO	COSTO $ USD
ESTRUCTURA	$ 3,322.80
BASTIDOR	$ 710.42
CABINA	$ 1,886.06
CABEZAL	$ 570.99
CILINDRO HIDRAULICO	$ 970.09
DISPOSITIVOS DE IZAJE Y AMARRE	$ 509.19
DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD	$ 1,459.37
DISPOSITIVOS DE CONTROL	$ 2,560.64
UNIDAD HIDRÁULICA	$ 4,323.00
TRANSPORTE	$ 2,580.00
SUBTOTAL	$ 18,892.55
COSTO DE MONTAJE (10%)	$ 1,889.25
COSTO DE DISEÑO (15%)	$ 2,833.88
UTILIDAD (10%)	$ 1,889.25
COSTO TOTAL DEL ELEVADOR	$ **25,504.94**

El costo referencial del elevador es de veinte y cinco mil quinientos cuatro con noventa y cuatro centavos de dólares americanos, sin IVA.

El detalle de los costos por cada rubro se presenta en el ANEXO 7.

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- La necesidad de la Fundación San Juan De Jerusalén fue solucionada con un elevador de tipo hidráulico, el cual fue determinado y seleccionado mediante análisis de criterios ponderados, teniendo como factor fundamental el ruido ocasionado debido a la operación del mismo, evidenciándose que el elevador hidráulico de simple efecto es la mejor alternativa para la Fundación. Adicionalmente, se determinaron las especificaciones técnicas del elevador, considerando las necesidades del usuario y los detalles técnicos afines a su funcionamiento y operación. Se destaca que el bastidor seleccionado, cumple con los requerimientos dimensionales establecidos por los directores de la Fundación.
- Los componentes del elevador fueron diseñados conceptualmente y dimensionados de acuerdo a las características de funcionamiento del mismo, considerando las especificaciones técnicas que fueron establecidas como resultado del método de la casa de la calidad. Dicho dimensionamiento de los componentes atiende al criterio de diseño robusto y de estilo conservador, con factores de seguridad adecuados para precautelar la seguridad de los usuarios. Para el caso de elementos normalizados, se seleccionaron componentes cuya resistencia es superior a las solicitaciones mecánicas de la máquina diseñada.
- Para la simulación de los elementos críticos del elevador, se utilizaron programas especializados en diseño e ingeniería asistidos por computador, seleccionando cada uno de estos de acuerdo a las fortalezas de cada programa. En el caso de la estructura, simulada mediante el software SAP2000, se establecieron diferentes escenarios: cargas laterales del elevador sobre las guías y peso propio de la estructura, carga de sismo en x distribuida en 2 nodos, y carga de sismo en y distribuida en 3 nodos. La simulación de estos casos determinó deformaciones menores a 5 milímetros

y factores de seguridad elevados, lo cual es adecuado para el funcionamiento correcto de la estructura soporte.

- Para la polea de tracción, se consideraron dos casos típicos de análisis. El primero destaca un funcionamiento normal de operación con tres cables de izaje, los resultados de esta simulación son satisfactorios para el diseño del elevador. El segundo caso de simulación, se refleja en un modo de operación de emergencia considerando un único cable en servicio en una de las ranuras del extremo de la polea. El resultado evidenció un factor de seguridad aproximado de 2.5, valor que cumple con las solicitaciones mecánicas del elevador en modo de operación de emergencia suficiente para realizar la evacuación y mantenimientos respectivos.
- El eje de acople del cabezal fue simulado teniendo en cuenta un diseño a fatiga, con una velocidad de rotación adecuada al funcionamiento del elevador, como consecuencia del análisis, se establecieron factores de seguridad estático y a fatiga de aproximadamente 11 y 3.89, respectivamente. Estos valores permiten concluir que el diseño conceptual y dimensionamiento de este componente ejecutará un servicio satisfactorio para el funcionamiento del elevador.
- El diseño del elevador se realizó siguiendo los lineamientos de los Códigos de Prácticas, Reglamentos y Normativa Técnica Ecuatoriana vigente; para los casos en que la Normativa Técnica Ecuatoriana no contemplaba ciertos requisitos, se utilizó normativa internacional como referencia para realizar el diseño de los componentes.

5.2 RECOMENDACIONES

- El tipo de mecanismo seleccionado, cilindro hidráulico de simple efecto, puede tener variaciones en su diseño. Por tal motivo, se recomienda analizar un sistema hidráulico con dos cilindros hidráulicos de menor magnitud que cumplan las mismas especificaciones técnicas del diseño actual.
- Analizar la implementación de un acumulador hidráulico en el circuito hidráulico presentado, que supla las caídas de presión que puedan ocasionarse debido al desgate propio del funcionamiento del elevador. La siguiente imagen muestra una sugerencia para el circuito hidráulico que contemple el uso de un acumular hidráulico.

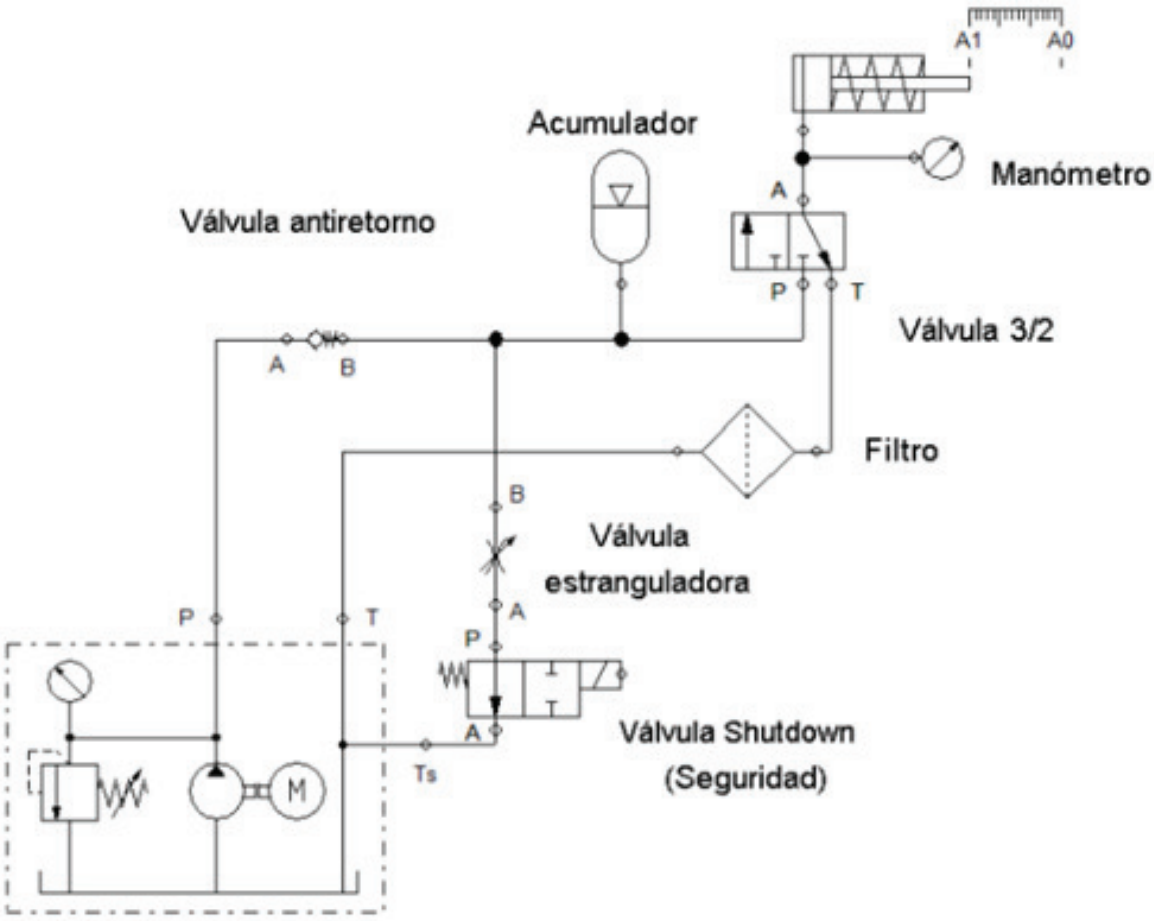


Figura 5. 1. Circuito hidráulico con acumulador

- Determinar la factibilidad para la implementación de un grupo electrógeno que entre en servicio cuando la edificación y el sector sufra cortes de electricidad que interrumpan el funcionamiento normal del elevador.
- Se recomienda establecer el diseño del pozo y de la cimentación de la estructura de forma más detallada y profunda que atienda a las condiciones y características de suelos donde se ha construido la Fundación San Juan De Jerusalén.
- Proponer el diseño del sistema de control del elevador considerando todas las características de funcionamiento y facilidades de la máquina para facilitar el servicio y comodidad de los usuarios.
- Establecer y desarrollar un protocolo de pruebas y lista de verificación para componentes de seguridad, procedimientos de ensayo para la verificación de la conformidad; componentes electrónicos para exclusión de fallos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

About Elevators (2016). About Elevators. Recuperado el 21 de febrero de 2016 de http://www.otisworldwide.com/pdf/aboutelevators.pdf

Aeped.es. (2016). Protocolos de Neurología | Asociación Española de Pediatría. Recuperado el 16 de enero de 2016 de http://www.aeped.es/sites/default/files/documentos/36-pci.pdf

ANSI/ASME A17.3 (2009). ANSI/ASME. Safety code for existing elevators and scalators.

Ascensores hidráulicos. (2016). Recuperado el 14 de febrero de 2016 de http://dim.usal.es/areaim/guia%20P.%20I/ascensor%20hidraulico.htm#inicio

Baumeister, T., Avallone, E. (2007). Marcks Manual del Ingeniero Mecánico. (9na Edición). México: MCGRAW-HILL / INTERAMERICANA DE MEXICO

Budynas, R., Nisbett, J. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. (Octava edición) México: McGraw-Hill.

Catalogodebombasdeagua.com. (2016). Reductores Helicoidales Reductores de Velocidad Helicoidales Reductores de Engranaje Helicoidal Reductores de Velocidad de Engranaje Helicoidal Nord. Recuperado el 25 de febrero de 2016 de http://www.catalogodebombasdeagua.com/productos-reductores-helicoidales-reductores-de-velocidad-helicoidales-engranes-helicoidales-nord.html

Clasificación Internacional de Patentes CIP (2015). Recuperado el 20 de febrero de 2016 de http://patentados.com/patente/chasis-de-cabina-tipo-mochila-con-polea-de-desvio-lateral-incorporada//

Colum Base Plates; Steel Desing Guide Series; AISC (Steel construcción manual)

CPE INEN 18: Código de seguridad de ascensores para pasajeros. Requisitos de seguridad.

Fitzgerald, R. (2007). Mecánica de materiales. (Edición Revisada). México: Alfaomega

Fujielevator.com.my. (2016). Recuperado el 23 de febrero de 2016 de http://www.fujielevator.com.my/fuji/sample/GTN2.jpg

Garzón, A., Barreto, G. (1999). Los prensa cables como sistemas de amarre de cables. Revista Ingeniería e investigación No. 42

Geared traction machine. (2016). Recuperado el 28 de febrero de 2016 de http://torindriveintl.com/Catalog/India_Geared_Machines_Catalog_June_2013.pdf

Gere, J. (2006). Mecánica de materiales. (Sexta edición) México: Thomson Editores, S.A.

Globalsources (2016). Ningbo Seguridad piezas del elevador Co. Ltd. Recuperado el 20 de febrero de 2016 de http://www.globalsources.com/si/AS/Ningbo-Safety/6008846709593/pdtl/Oil-Buffer/1066898866.htm

HB Sealing Products. (2016). Catalog. US: HB Sealing, Inc. http://herculesus.com/skin/CatalogPDFs/2016%20US%20Seal%20Catalog_NOLINKS.pdf

Ingeniería de ascensore. (2012). Mantis. Recuperado el 01 abril de 2016 de http://www.mantislift.com.ec/index.php/venta-e-instalacion/cabinas

Larrodé, E., Miravete, A. (1996). Grúas. (Primera Edición). España: Centro Politécnico Superior Universidad de Zaragoza.

Manual AISC.(2011). Manual: American Institute of Steel Construction. Fourteenth Edition

Meriam, J. (1976). Estática. (Segunda edición) España: Editorial Reverte, S.A.

Miravete, A., Larrodé, E. (2007). Elevadores: Principio e innovaciones. España: Reverté, S.A.

Mott, R. (2006). Diseño de elementos de máquinas. (Cuarta edición) México: Pearson Educación

MP Ascensores. (2015). Manual Técnico v1.00. Paracaídas instantáneo PA-1MM. Oct.00

NEC 2015: Norma ecuatoriana de la construcción.

NTE INEN 2 299: Accesibilidad de las personas con discapacidad y movilidad reducida al medio físico. Ascensores.

Openshaw, S., Taylor, E. (2006). Ergonomics and Design A Reference Guide. Allsteel.

Parker Fluidpower. Design Engineers handbook. Ohio: Bulletin 0224-B1

Riba, C. (2002). Diseño concurrente: Herramientas para el diseño concurrente. Barcelona, España: ETSEIB - UPC.

Rodriguez, H. (2016). Cálculo de uniones atornilladas. Recuperado el 15 de junio de 2016 de http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html

Shigley, J., Mischke, C. (1996). Standard handbook of machine desing. (Segunda edición) E.E.U.U: McGraw-Hill.

TECNIACEROS (2007). Aluminio 6061-T6 (AISI/ASTM). Recuperado el 10 de mayo de 2016 de http://www.tecniaceros.com/pdfs/aluminio.pdf

Tecnología em elevadores e plataformas de acessibilidade. (2014). Uzatech. Recuperado el 29 de marzo de 2016 de http://www.uzatech.com/site/index.php/component/content/category/2-uncategorised

Tipos de Ascensores para las edificaciones. (2014). Arkigrafico. Recuperado el 29 de marzo de 2016 de http://www.arkigrafico.com/tipos-de-ascensores-para-las-edificaciones/

UNE-EN 81-2: Reglas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores. Parte 2: Ascensores hidráulicos.

Vallejo, P., Zambrano, J. (2009). Física vectorial. (Séptima edición) Ecuador: Ediciones Rodin.

Woodford, C. (2016). How do elevators and lifts work? - Explain that Stuff. Recuperado el 20 de febrero de 2016 de http://www.explainthatstuff.com/how-elevators-work.html

ANEXOS

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO I: CASA DE LA CALIDAD

ANEXO II: ENSAYO DE IMPACTO, NORMA UNE EN 81-2

ANEXO III: MOMENTOS DE APRIETE DE PERNOS

ANEXO IV: ANEXO K NORMA UNE EN 81-2

ANEXO V: VÁLVULA PARACAÍDAS

ANEXO VI: AMORTIGUADOR DEFORMABLE

ANEXO VII: DETALLE DE COSTOS Y COTIZACIONES

ANEXO VIII: MÉTODO DE CÁLCULO DE GUÍAS

ANEXO IX: GUÍAS PARA ELEVADOR

ANEXO X: COMPONENTES DE SEGURIDAD.

ANEXO XI: COMPONENTES ELECTRÓNICOS

ANEXO XII: PLANOS E INGENIERÍA DE DETALLE