

**DISEÑO DE UN SISTEMA ELEVADOR DE CARGA PARA EL ALMACÉN
“ABASTOS LA POPA” Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO**

EDER ENRIQUE CONTRERAS ORTEGA

JOSÉ FERNANDO PINEDA VERGARA

CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ÁREA DE DISEÑO

CARTAGENA DE INDIAS. D. T. H. y C.

2002

**DISEÑO DE UN SISTEMA ELEVADOR DE CARGA PARA EL ALMACÉN
“ABASTOS LA POPA” Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO**

EDER ENRIQUE CONTRERAS ORTEGA

JOSÉ FERNANDO PINEDA VERGARA

**Trabajo de grado presentado como requisito parcial
para optar al título de Ingenieros Mecánicos**

Director

VLADIMIR QUIROZ

Ingeniero Mecánico

**CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

ÁREA DE DISEÑO

CARTAGENA DE INDIAS. D. T. H. y C.

2002

Nota de aceptación

Presidente del Jurado

Jurado

Jurado

Cartagena, 16 de abril del 2002

Artículo 105. La institución se reserva el derecho de propiedad intelectual de todos los trabajos aprobados, los cuales no pueden ser explotados comercialmente sin autorización. Esta observación debe quedar impresa en parte visible del proyecto.

Cartagena de Indias D. T. y C. 15 de abril de 2002

Señores

Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar

Att: Comité de Evaluación de Proyectos

Facultad de Ingeniería Mecánica

L. C.

Respetados Señores.

Cordialmente nos dirigimos a ustedes con el propósito de presentarles nuestro proyecto de grado titulado “DISEÑO DE UN SISTEMA ELEVADOR DE CARGA PARA EL ALMACÉN “ABASTOS LA POPA” Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO”, como requisito parcial para optar al título de Ingenieros Mecánicos.

Atentamente.

Eder E. Contreras Ortega

José Fernando Pineda Vergara.

Cartagena de Indias D. T. y C. 15 de Abril de 2002

Señores:

Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar

Att: Comité de Evaluación de Proyectos

Facultad de Ingeniería Mecánica

L. C.

Estimados Señores,

Como director de Tesis del proyecto de grado titulado DISEÑO DE UN SISTEMA ELEVADOR DE CARGA PARA EL ALMACÉN “ABASTOS LA POPA” Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO, elaborado por los estudiantes Eder E. Contreras Ortega y José Fernando Pineda Vergara, hago presentación de dicha tesis la cual fue revisada en su totalidad, por lo tanto, espero que sea de su completo agrado y de gran utilidad.

Cordialmente,

Vladimir Quiroz
Ingeniero Mecánico
Director de Tesis

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	
1. EL PROCESO DE DISEÑO	31
1.1 METODOLOGÍA DE DISEÑO	33
2. MÉTODO DE DISEÑO	35
2.1 RECONOCIMIENTO DE LA NECESIDAD	35
2.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	36
2.3 ANÁLISIS DEL PROBLEMA	37
3. HISTORIA DEL ASCENSOR	39
4. ESTUDIO PRELIMINAR	47
4.1 MECANISMOS DE ACCIONAMIENTO	47
4.2 ESTRUCTURA DE LA CABINA	49
4.3 SISTEMAS DE SEGURIDAD Y CONTROL	50
5. TIPOS DE ASCENSORES MONTACARGAS	53
5.1 MONTACARGAS DE EDIFICIOS	55
5.2 MONTACARGAS EN OBRAS	56
5.3 MONTACARGAS ESPECIALES	57
5.3.1 Monta camillas	57
5.3.2 Monta coches	58
5.3.3 Mini cargas	58
5.3.3.1 Monta platos	60

5.3.3.2	Monta papeles	61
6	PARTES DEL SISTEMA ASCENSOR	62
6.1	FOSO	62
6.2	CUARTO DE MAQUINA	63
6.2.1	Máquina en la parte superior	64
6.2.2	Máquina en la parte inferior	64
6.3	CABINA	64
6.4	SISTEMA DE ACCIONAMIENTO	65
6.4.1	Sistemas tractores	65
6.4.2	Grupos hidráulicos	68
6.4.3	Selección del sistema de accionamiento	69
7.	DISEÑO DE LOS ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL MONTACARGAS	70
8.	DISEÑO DE LA CABINA	73
8.1	DIMENSIONES DEL FOSO Y CABINA	73
8.2	FACTORES DE SEGURIDAD	75
8.3	SELECCIÓN DEL MODELO ESTRUCTURAL QUE REPRESENTA EL DISEÑO	76
8.3.1	Marcos rígidos y pórticos	77
8.3.2	Método de Cross	78
8.4	MODELO FÍSICO APLICABLE	78
8.4.1	Momentos de empotramiento	80
8.4.2	Factor de rigidez (K)	80
8.4.3	Factor de distribución (R)	81

8.4.4	Factor de transporte (T)	81
8.5	CÁLCULO PRELIMINAR DE LOS ELEMENTOS DEL MARCO RÍGIDO	82
8.5.1	Cálculo preliminar de las vigas del piso	82
8.5.1.1	Análisis por resistencia	88
8.5.2	Cálculo preliminar de los perfiles horizontales	90
8.5.2.1	Análisis por resistencia	97
8.5.3	Selección de las vigas verticales	98
8.6	CÁLCULO DEL MARCO RÍGIDO	99
8.6.1	Análisis de las vigas horizontales	107
8.6.2	Análisis de las vigas verticales	108
8.7	ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS CONSTITUYENTES	110
8.8	CÁLCULO DE LAS VIGAS SUPERIORES	112
8.8.1	Análisis de esfuerzo cortante	112
8.8.2	Análisis de esfuerzos combinados	113
8.8.3	Análisis por deflexión	118
8.8.4	Análisis por fatiga	119
8.9	CÁLCULO DE LOS PERFILES VERTICALES	127
8.9.1	Cálculo de esfuerzos combinados	127
8.9.2	Análisis por fatiga	129
8.10	CÁLCULO DE LAS VIGAS DEL PISO	135
8.10.1	Análisis por flexión	135
8.10.2	Análisis por cortante	136

8.10.3	Análisis por deflexión	138
8.10.4	Análisis por fatiga	139
8.11	CÁLCULO DE LOS ÁNGULOS	145
8.11.1	Cálculo de los ángulos del techo	146
8.11.1.1	Análisis por flexión	147
8.11.1.2	Análisis por deflexión	148
8.11.1.3	Análisis por cortante	149
8.11.2	Cálculo de los ángulos del piso	150
8.11.2.1	Análisis por flexión	150
8.11.2.2	Análisis por cortante	152
8.11.2.3	Análisis por deflexión	153
8.11.2.4	Análisis por fatiga	154
8.12	CÁLCULO DE LÁMINAS	159
8.12.1	Cálculo de láminas que conforman el techo	159
8.12.2	Cálculo de láminas que conforma las paredes	162
9.	CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DE UNIÓN	165
9.1	CÁLCULO DE LAS SOLDADURAS	165
9.1.1	Cálculo de soldadura en el perfil horizontal	165
9.1.1.1	Análisis por fatiga en la soldadura	170
9.1.2	Cálculo de la soldadura del piso	177
9.1.2.1	Análisis por fatiga en la soldadura	183
9.2	CÁLCULO DE LOS PERNOS	188
9.2.1	Cálculo de los pernos superiores	188

9.2.1.1	Análisis de pernos por fatiga	191
9.2.1.2	Análisis de fallas por aplastamiento en los elementos de unión	194
9.2.2	Cálculo de los pernos del piso	196
9.2.2.1	Análisis por fatiga	198
10	CÁLCULO DE LAS GUÍAS VERTICALES	203
10.1	RESISTENCIA DE LAS GUÍAS BAJO LA ACCIÓN DE FUERZAS VERTICALES	204
10.2	RESISTENCIA DE LAS GUÍAS BAJO LA ACCIÓN DE FUERZAS HORIZONTALES	208
10.2.1	Análisis por deflexión	208
10.2.2	Análisis por flexión	210
11	DISEÑO DEL SISTEMA TRACTOR POR POLEA DE FRICCIÓN	211
11.1	CÁLCULO DE LOS CABLES DE TRACCIÓN	212
11.2	DISEÑO DE LA POLEA TRACTORA	216
11.2.1	Cálculo de la polea por resistencia	218
11.2.2	Verificación de la polea por fricción	221
11.3	Calculo del eje de la polea	225
11.4	Selección de los rodamientos	235
11.4.1	Calculo de la carga dinámica	235
11.4.2	Calculo de la carga estática	235
11.5	MOTORES ELÉCTRICOS	237
11.5.1	Motores de corriente directa (DC)	238
11.5.2	Motores de corriente alterna (AC)	239

11.5.2.1	El Motor síncrono	239
11.5.2.2	El motor asíncrono o de inducción	240
11.5.2.2.1	El motor asíncrono de rotor bobinado	241
11.5.2.2.2	El motor asíncrono tipo jaula de ardilla	242
11.5.3	Otros motores	242
11.5.3.1	Motor universal	243
11.5.3.2	Motor paso a paso	243
11.5.4	Aplicaciones generales de los diferentes tipos de motores eléctricos	243
11.5.5	Selección del sistema moto reductor	245
11.3	DISEÑO DEL CONTRAPESO	250
12.	DISEÑO DEL SISTEMA TRACTOR POR TAMBOR DE ARROLLAMIENTO	253
12.1	SELECCIÓN DEL CABLE DE TRACCIÓN	254
12.2	CALCULO DEL SISTEMA DE POLEAS	257
12.3	CALCULO DEL TAMBOR DE ARROLLAMIENTO	260
12.4	ANÁLISIS DE LA DESVIACIÓN DEL CABLE	264
12.4.1	Desviación del cable sobre el tambor	264
12.4.2	Desviación del cable sobre las poleas	269
12.5	CALCULO DEL EJE DEL TAMBOR	272
12.6	SELECCIÓN DEL SISTEMA MOTO REDUCTOR	281
12.7	SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS	284
12.7.1	Calculo de la carga dinámica	285
12.7.2	Calculo de la carga estática	286

13	DISEÑO DE LOS AMORTIGUADORES DE LA CABINA	287
14	SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL	295
14.1	TABLEROS EN INSTALACIONES ELÉCTRICAS	296
14.2	INTERRUPTORES, CONMUTADORES Y FUSIBLES EN ELEVADORES	296
14.3	DISPOSITIVOS DE MANIOBRA Y ARRANQUE EN MOTORES ELÉCTRICOS	297
14.4	UNIÓN DE CONDUCTORES ENTRE SÍ, CON MAQUINAS O ARTEFACTOS	298
14.5	MANIOBRAS EN ASCENSORES	299
15	MANTENIMIENTO DEL ASCENSOR	306
15.1	MANTENIMIENTO DE LA CABINA	307
15.2	MANTENIMIENTO DE LOS CABLES DE TRACCIÓN	308
15.3	MANTENIMIENTO DEL CUARTO DE MAQUINAS	309
16.	EVALUACIÓN ECONÓMICA	312
16.1	COMPARACIÓN ENTRE LAS DOS ALTERNATIVAS DE DISEÑO	312
16.2	EVALUACIÓN FINANCIERA DEL DISEÑO	320
	CONCLUSIONES	323

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Montacargas presentado por ELISHA OTIS, en 1853	44
Figura 2. Sistema de accionamiento hidráulico.	48
Figura 3. Sistema de accionamiento eléctrico.	49
Figura 4. Limitador de velocidad.	51
Figura 5. Paracaídas de acción instantánea.	52
Figura 6. Montacargas para transportes de mercancías.	54
Figura 7. Montacargas de edificios.	55
Figura 8. Montacargas para construcción civil.	56
Figura 9. Monta camillas.	57
Figura 10. Monta coches en taller automotor.	58
Figura 11. Monta platos.	60
Figura 12. Monta papeles para uso general.	61
Figura 13. Foso de un aparato elevador.	63
Figura 14. Elementos constitutivos.	65
Figura 15. Sistema motor – reductor con polea de fricción.	67
Figura 16. Sistema motor – reductor con tambor de arrollamiento.	68
Figura 17. Plataforma de un ascensor hidráulico.	68
Figura 18. Motor - reductor con polea de tracción.	69
Figura 19. Esquema de armazón de cabina autoportante.	71

Figura 20. Modelo de cabina bastidor y caja.	72
Figura 21. Vista interior de la cabina.	75
Figura 22. Estructura del marco rígido.	77
Figura 23. Esquema del piso de la cabina.	83
Figura 24. Esquema de la viga que conforma el piso con las fuerzas que actúan sobre ella.	84
Figura 25. Esquema del método de superposición en las vigas del piso.	84
Figura 26. Esquema del método de superposición en las vigas del piso.	84
Figura 27. Esquema del perfil que forma el piso con las fuerzas y momentos que actúan sobre él.	86
Figura 28. Esquema del corte 1-1, hecho en la figura 27.	86
Figura 29. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de las vigas del piso.	88
Figura 30. Isométrico de los perfiles horizontales superiores.	90
Figura 31. Esquema de las fuerzas y momentos que actúan sobre los perfiles superiores.	91
Figura 32. Esquema de las vigas en C que sostienen el sistema, analizando la carga concentrada.	91
Figura 33. Esquema de las vigas en C que sostienen el sistema, analizando momentos.	92
Figura 34. Esquema de las vigas en C que sostienen el sistema, con cortes transversales.	93
Figura 35. Esquema corte 1-1, hecho en la figura 34.	94
Figura 36. Esquema corte 2-2, hecho en la figura 34.	95
Figura 37. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de las vigas principales superiores.	96
Figura 38. Esquema del marco rígido.	99

Figura 39. Análisis del marco rígido por el método de Cross.	106
Figura 40. Diagrama de momentos de las vigas horizontales.	107
Figura 41. Esquema vigas verticales.	108
Figura 42. Diagrama de cuerpo libre de las vigas verticales.	109
Figura 43. Diseño de las vigas horizontales superiores.	112
Figura 44. Diagrama de esfuerzos normales en el plano transversal.	114
Figura 45. Circulo de Mohr para análisis de esfuerzos principales.	117
Figura 46. Diagrama de esfuerzos fluctuantes en el perfil superior.	121
Figura 47. Área del 95% de esfuerzo en el perfil superior.	124
Figura 48. Diseño de las vigas verticales.	127
Figura 49. Área del 95% de esfuerzo en las vigas verticales.	132
Figura 50. Diseño de las vigas del piso.	135
Figura 51. Diagrama de esfuerzo fluctuante en las vigas del piso.	141
Figura 52. Área del 95% de esfuerzo en las vigas del piso.	143
Figura 53. Corte transversal del ángulo de acero.	145
Figura 54. Esquema del ángulo del techo con las fuerzas que actúan sobre él.	146
Figura 55. Diseño del techo incluyendo perfiles laminados en C y ángulos.	146
Figura 56. Esquema del piso con las cargas a soportar	150
Figura 57. Área de 95% de esfuerzo en ángulos sometidos a flexión.	156
Figura 58. Área de aplicación de la carga en láminas.	160
Figura 59. Esquema de presión de la lámina del techo con sus distancias.	161
Figura 60. Esquema de área de aplicación de la fuerza en las paredes.	162

Figura 61. Área de presión, en las láminas que conforman las paredes	163
Figura 62. Juntas de soldadura del perfil horizontal C.	166
Figura 63. Esquema de las juntas de soldadura del piso.	177
Figura 64. Fuerza de tensión en los pernos superiores.	189
Figura 65. Fuerza de tensión en los pernos inferiores.	196
Figura 66. Cabina cargada excéntricamente.	208
Figura 67. Cables de acero para elevadores.	212
Figura 68. Detalle de polea tractora.	216
Figura 69. Fuerzas de tensión en las poleas de fricción	219
Figura 70. Grafica de fricción del cable sobre la polea.	223
Figura 71. Diagrama de cuerpo libre del eje de la polea	225
Figura 72. Diagrama de momento flector en el eje de la polea	225
Figura 73. Diagrama de torque en el eje de la polea	226
Figura. 74. Fuerzas máximas y mínimas que actúan en el eje.	226
Figura 75. Eje de la polea tractora.	234
Figura 76. Motor trifásico de jaula de ardilla.	237
Figura 77. Esquema del sistema motor – reductor a seleccionar.	249
Figura 78. Contrapeso.	250
Figura 79. Diseño del sistema tractor por tambor de arrollamiento.	253
Figura 80. Cable 8 x 19 Seale	255
Figura 81. Dimensiones de las ranuras helicoidales del tambor.	260
Figura 82. Desviación del cable entre el tambor y las poleas móviles.	267
Figura 83. Desviación del cable entre el tambor y las poleas móviles.	268

Figura 84. Dimensiones de la garganta de la polea.	269
Figura 85. Desviación del cable entre poleas móviles y poleas fijas.	271
Figura 86. Esquema de distribución de fuerzas.	273
Figura 87. Diagrama de momento flector en el eje del tambor.	274
Figura 88. Diagrama de torque en el eje del tambor.	274
Figura 89. Corte transversal del tambor y el eje.	281
Figura 90. Amortiguadores	287

LISTA DE TABLAS

	pag
Tabla 1. Cargas y superficies de ascensores	74
Tabla 2. Combinación de perfiles del marco	111
Tabla 3. Esfuerzos en ángulos guías.	207
Tabla 4. Factores de servicio	247

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Esquema de elevadores.

Anexo B. Cortante momento y deflexión de vigas.

Anexo C. Propiedades mecánicas y de diseño de los elementos estructurales.

Anexo D. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Anexo E. Tablas y fórmulas para cálculo de soldaduras.

Anexo F. Propiedades y dimensiones de pernos.

Anexo G. Característica de cables.

Anexo H. Poleas.

Anexo I. Tablas y propiedades de moto reductores.

Anexo J. Dimensiones y características de resortes.

Anexo K. Esquema de programa de mantenimiento.

Anexo L. Pandeo en guías

Anexo M. Tambor.

Anexo N. Factores de concentración de esfuerzos en ejes.

Anexo O Rodamientos.

Anexo P Tolerancia a la inclinación de cables

RESUMEN

El almacén “ABASTOS LA POPA” es una empresa dedicada a la compra y venta de víveres y abarrotes en general, para ejercer esta actividad requiere del transporte y almacenamiento de la mercancía comercializada. Con el fin de facilitar estos procesos, la empresa solicitó la presentación de alternativas de diseño para transportar sus productos, entre el puesto de recepción de estos, hasta las bodegas ubicadas en pisos superiores y de allí ser redistribuidas hasta los estantes.

En este trabajo se presentan dos alternativas de diseño encaminadas a dar solución al problema de la empresa y se selecciona la opción mas apropiada realizando una evaluación económica.

Para presentar una solución satisfactoria tanto al almacén como a sus clientes, dentro de una metodología de diseño adecuada, se siguieron los siguientes pasos; reconocimiento de la necesidad, definición del problema, análisis del problema, investigación y evaluación.

En el proceso de investigación se recopilaron datos sobre la historia, tipos, y partes de ascensores montacargas, además se acogieron las normas Colombianas (ICONTEC), referentes a elevadores de carga que garantizan un funcionamiento seguro del aparato y un programa de mantenimiento eficaz.

En el proceso de diseño primero se analiza los elementos constitutivos del elevador, como son la cabina con los elementos que la conforman y las guías verticales. Asimismo se diseñan dos posibles sistemas tractores, se presenta el programa de mantenimiento preventivo, el plano general del sistema, con un plano adicional del sistema eléctrico y de control y un modelo físico del sistema.

INTRODUCCIÓN

Las empresas comerciales dedicadas a la compra y venta de víveres y abarrotes en general, requieren del transporte, almacenaje, organización y redistribución de la mercancía comercializada.

El almacén “ABASTOS LA POPA” se encuentra en la búsqueda de alternativas para una solución segura y económica de sus necesidades de transporte de mercancías, como parte de su política de mejoramiento continuo del servicio a sus clientes y una mejor adecuación de su planta física.

Este trabajo de grado muestra el diseño de un sistema elevador de carga para el almacén “ABASTOS LA POPA” el cual requiere automatizar el proceso de transporte de mercancía entre los diferentes pisos que conforman su edificación, con el fin de reducir la nomina de empleados y disminuir la exigencia física de estos, logrando un mejor aprovechamiento de los recursos de tiempo y dinero, y así optimizar la prestación de los servicios que ofrece el almacén.

Este trabajo contiene la historia de los dispositivos de elevación, hasta los ascensores modernos y un análisis detallado de los elementos que conforman un elevador de carga incluyendo el programa de mantenimiento preventivo. Esta información servirá como

soporte técnico para la construcción y el montaje de un dispositivo de elevación eficiente y económico para suplir las necesidades de transporte vertical en los supermercados y empresas de servicio con requerimientos similares.

Con este estudio no solo se logra desarrollar un avance significativo para la mediana y pequeña industria, también se pretende dejar unas bases para futuras investigaciones e implementaciones de mejores sistemas de elevación para la industria, comercio y el sector residencial.

1. EL PROCESO DE DISEÑO

El proceso de diseño abarca las actividades y eventos que transcurren entre el reconocimiento de un problema y la especificación de una solución funcional del mismo, buscando que la solución sea lo más económica posible.

El diseño es un proceso general mediante el cual el ingeniero aplica sus conocimientos, aptitudes y puntos de vista a la creación de dispositivos, estructuras y procesos, por lo que se convierte en la actividad primordial de la práctica de la ingeniería. Los pasos a seguir para realizar un proyecto de ingeniería, mediante procesos básicos de diseño, los detallaremos a continuación.

➤ *Formulación del problema.* Los objetivos principales de la formulación de un problema son definir en términos generales en que consiste, determinar si merece nuestra atención y obtener una buena perspectiva del problema. También se tiene en cuenta cuando será más oportuno y fácil hacerlo.

Raramente se le presenta planteado el verdadero problema al ingeniero, mas bien el mismo debe determinar en que consiste, lo cual representa un reto en algunas ocasiones.

Un problema puede formularse con distintos grados de amplitud, estos van desde una definición muy amplia que maximiza el número y el alcance de las alternativas que puedan considerarse, hasta una que ofrezca muy poca libertad para elegir las posibles soluciones, entre estos dos límites se escoge la amplitud que más convenga para un problema en particular.

- *Análisis del problema.* Esta fase consiste en determinar las características, restricciones y limitaciones existentes para especificar y detallar el problema.

En esta etapa se debe analizar e identificar las variables de entrada y de salida con sus respectivas limitaciones, las variables de solución así como las restricciones y criterios de operación.

- *Investigación.* En esta fase del proceso de diseño se buscan activamente las posibles soluciones y el ingeniero se lanza a lo que es una verdadera búsqueda o investigación, en la literatura científica, en su mente y el mundo que lo rodea. Para algunos problemas existen soluciones prefabricadas obtenidas de libros, informes técnicos y soluciones similares empleadas anteriormente, otra forma de obtener soluciones es a través de un proceso creativo denominado inventiva la cual depende de la actitud mental del ingeniero, sus conocimientos, el esfuerzo que desarrolla, el método que emplee para buscar soluciones y de sus capacidades y aptitudes.

➤ *Evaluación.* En esta fase se reducen las alternativas presentadas durante la investigación, hasta obtener la solución preferible. En este proceso son eliminadas las alternativas de inferior calidad por procedimientos de evaluación convenientes, se perfeccionan las posibilidades restantes y posteriormente se evalúan por métodos más completos y detallados.

En resumen es la selección y demostración del diseño más satisfactorio.

➤ *Presentación.* En esta fase se da a conocer la idea desarrollada a los clientes potenciales, jefes del proyecto y al público en general.

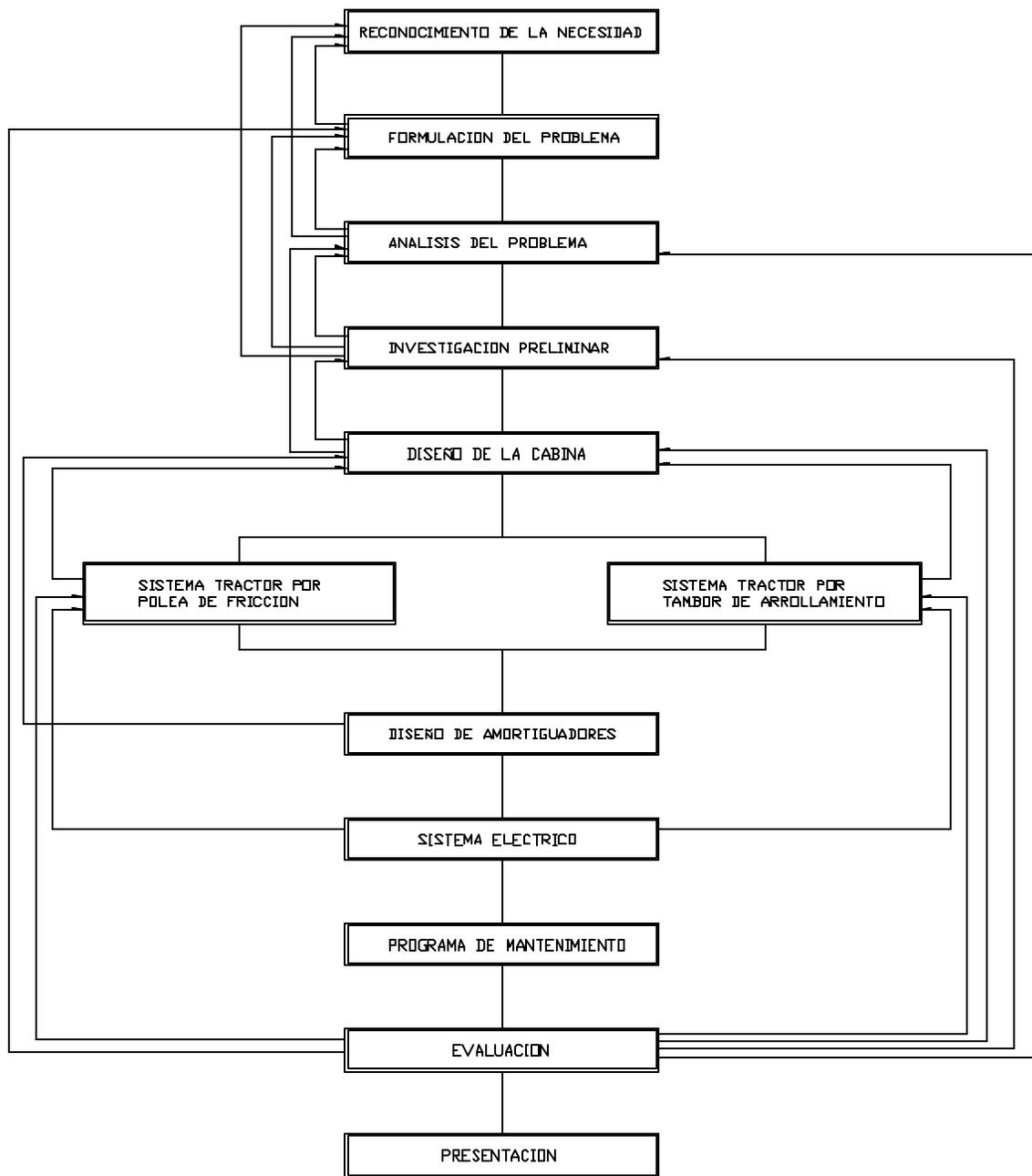
Es necesario organizar y completar la solución elegida, esta solución generalmente es presentada en forma de un informe escrito, dibujos del proyecto (planos) y un modelo físico o icono tridimensional.

1.1 METODOLOGÍA DE DISEÑO

En el proceso de diseño de dos sistemas elevadores de carga para el almacén abastos la popa, se seguirá la metodología de diseño expuesta anteriormente. Se pretende especificar cada etapa del proceso de diseño, hasta llegar a la presentación de la solución final del proyecto y construir para la mejor alternativa un modelo a escala para representar en forma tridimensional el diseño.

Para una mejor comprensión de las fases del proyecto, están organizadas en forma de diagrama de flujo, anexo a continuación.

FASES DEL PROYECTO



2. MÉTODO DE DISEÑO

2.1 RECONOCIMIENTO DE LA NECESIDAD

El almacén abastos la popa con sede en la cabecera municipal de Turbaco Bolívar, es una empresa dedicada a la compra y venta de víveres y abarrotes en general, para ejercer esta actividad con total eficiencia requiere del transporte, almacenaje, organización y redistribución de la mercancía comercializada.

Para el proceso de almacenamiento y redistribución es indispensable la construcción de bodegas, las cuales por limitaciones de espacio en sus edificaciones auxiliares, serán construidas en el segundo y tercer piso del edificio. Estas bodegas remplazarán a las ubicadas enfrente del almacén, las cuales son arrendadas, pequeñas, muy susceptibles a hurtos y no presentan zonas adecuadas para la descarga de las mercancías, lo cual le ha acarreado conflictos con el departamento de tránsito municipal.

El almacén abastos la popa se encuentra en la búsqueda de alternativas para una solución segura y económica de sus necesidades de transporte de mercancías, como parte de su política de mejoramiento continuo del servicio a sus clientes y de los procedimientos operativos internos.

En Colombia, las empresas dedicadas a la construcción y mantenimiento de ascensores y elevadores de carga, tales como ascensores OTIS, HIDSAN LTDA, ascensores SCHINDLER de Colombia S.A., ascensores y equipos MITSUBISHI etc. prestan sus

servicios a precios que resultan prohibitivos para muchas empresas, por esta razón algunas de ellas se ven en la obligación de construir elevadores de carga sencillos e inseguros, sin las necesarias requisitos de seguridad reglamentados por el instituto Colombiano de normas técnicas ICONTEC y con poco o ninguna clase de mantenimiento, constituyendo un verdadero riesgo para los operarios y trabajadores, sin contar la irresponsabilidad por parte de los constructores y propietarios de los aparatos quienes se arriesgan a ser demandados por exponer la salud de sus trabajadores.

En vista de lo anterior el almacén abastos la popa, requiere la presentación de alternativas económicas y confiables que replacen el arduo trabajo físico que realizarían los empleados (cargadores) para subir y bajar la mercancía en forma manual y que cumplan con los requisitos mínimos de seguridad exigidos por el Instituto Colombiano de Normas Técnicas ICONTEC.

2.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Se requiere el diseño de un sistema elevador de carga que sea económico, eficiente y que a la vez satisfaga los requisitos mínimos de seguridad estipulados en la reglamentación colombiana sobre elevadores, para suplir la necesidad de transporte vertical del almacén abastos la popa, formando parte esencial del proceso de almacenamiento y distribución de mercancía, disminuyendo costos de mano de obra y alquiler de bodegas.

2.3 ANÁLISIS DEL PROBLEMA

El almacén abastos la popa requiere el diseño de un sistema elevador de carga que supla en parte el trabajo manual realizado por sus empleados en el proceso de transporte vertical entre los pisos primero, segundo y tercero de dicha edificación. Para esta construcción se dispone de un área de foso de 1.42 mt. por 1.52 mt. Además se tiene 7.85 mt. de altura, este espacio esta desocupado en su totalidad y fue destinado desde el diseño de la edificación para la construcción de un sistema elevador de carga o montacargas.

La carga máxima útil a transportar, de acuerdo con el espacio de foso disponible es de aproximadamente 600 Kg., debido a que el flujo de mercancía no requiere una capacidad mayor, ni el espacio de área de foso permite exceder este limite.

El aparato debe transportar víveres e insumos varios y algún trabajador u operario del establecimiento.

Los productos con mayor tamaño a transportar, son sacos de granos y caja de enlatados, cuya área máxima es de 700 mm por 500 mm, por lo tanto el sistema debe ser funcional y eficiente para tal fin, además el sistema debe ser lo mas seguro posible tanto para el operario como para la mercancía, de acuerdo a lo estipulado en las normas colombianas sobre aparatos de elevación y transporte.

Otras características necesarias son:

- Facilidad de manejo.
- Confiabilidad.
- Facilidad de mantenimiento.
- Funcionamiento silencioso.
- Larga vida útil.
- Economía en construcción y funcionamiento.
- Disponibilidad de repuestos y técnicos capacitados en su montaje y reparación.

3 HISTORIA DEL ASCENSOR

Desde tiempos antiguos ha existido la necesidad de transportar y elevar cosas hasta los lugares en que se requerían. Para superar los obstáculos naturales se usaban regularmente rampas y escaleras fijas. Antiguas excavaciones demuestran que nuestros ancestros construían sus viviendas en lugares preferiblemente altos para protegerse de sus enemigos, de las bestias e inundaciones. Estas construcciones eran hechas en el medio de los ríos encima de castilletes a la altura pertinente. A la vivienda o palafito, se entraba mediante un puente levadizo formado por troncos de árboles y por escaleras portátiles.

De acuerdo a la información suministrada por HERODOTO, los antiguos egipcios utilizaron diversos sistemas de cuerdas y rampas para elevar los enormes bloques de piedra con los que construían las pirámides, unas de las maravillas del mundo antiguo que ha sobrevivido hasta nuestros tiempos. Además ya en el año de 1500 a.C. las aguas del río Nilo eran elevadas en baldes y volcadas dentro de los canales de riego por medio de un brazo contrapesado sobre un pivote. Los chinos mejoraron el sistema utilizando recipientes colocados sobre una cuerda sinfín girada por un molinete que funcionaba a mano o pedal, este sistema llamado noria es la tecnología precursora de los actuales elevadores de cangilones y las cintas transportadoras

Mucho después en el año 236 a.C., en la cuna de la civilización occidental es decir en Grecia, Arquímedes desarrolló el primer ascensor (elevador) que funcionaba con cuerdas y poleas.

Podemos leer entre los escritos que la historia nos legó de los arquitectos romanos, la descripción de un torno accionado a mano y que utilizaban para la elevación de materiales. Este torno está descrito por el arquitecto VITRUBIO y al cual se cree debemos su invención; otro sistema de elevación empleado por los romanos en edificios de gran categoría es el de posos con piedras salientes que sustituían las actuales guías del montacargas, por lo que también tenemos que atribuirles la invención del montacargas en su rudimentaria forma; estos pozos fueron hallados en las excavaciones realizadas en territorio romano en las ruinas de aquellos lejanos tiempos.

Cuando el emperador TITO, construyó el Coliseo Romano en el año 80 de nuestra era, utilizó grandes montacargas para subir a los gladiadores y a las fieras al nivel de la pista.

Mas tarde se generalizo en el mundo civilizado conocido un nuevo modelo de aparato para la elevación de materiales, era este modelo la combinación del plano inclinado y el torno accionado a mano que había descrito VITRUBIO, aunque ya más perfeccionado, y con este procedimiento considerado en aquellos tiempos como muy eficaz, llegamos hasta el siglo trece sin innovaciones ni invenciones que merezca la pena destacar.

Para acceder al Monasterio de San Barlaam, en Grecia, construido sobre altas cumbres, se usaron montacargas para uso de personas y suministros, donde la fuerza motriz era provista aún por los hombres.

En 1.867, el francés LEÓN EDOUX presentó en la Exposición Universal de París, un aparato elevador que utilizaba por primera vez la presión del agua, para elevar una cabina montada en el extremo de un pistón hidráulico.

El montacargas hidráulico inventado por EDOUX lleva dos plataformas en dos pozos o cajas distintas, en la parte inferior de una de ellas dispuso un tanque de agua que al llenarlo, por su peso, hacia subir a la otra plataforma unida a esta mediante cadenas y poleas y una vez la plataforma elevada llegaba a la altura prevista se vaciaba el agua de la otra y la elevada volvía a descender al piso bajo. Este sistema tenía sus limitaciones de uso y no era muy práctico, por lo que su mismo autor lo perfeccionó poco después.

A mediados del mismo siglo, EDOUX perfeccionó su invento al que bautizó con el nombre de “ascensor” en su presentación, hubo constantes ensayos por parte de otros inventores para lograr el ascensor sin energía hidráulica.

Recién hacia 1800, cuando JAMES WATT inventó la máquina de vapor, se da nacimiento a la utilización de otro tipo de energía, lo que originó el comienzo de la revolución industrial.

En 1835 se construyó un ascensor movido por una fuerza independiente a la del hombre, utilizando como energía motriz máquinas de vapor de uno o dos cilindros, para levantar cargas en fábricas de Inglaterra, esta sería el primer ascensor que puede considerarse como tal.

Diez años más tarde, WILLIAM THOMPSON diseñó el primer ascensor hidráulico, que utilizaba la presión del agua corriente.

La mayoría de los elevadores del siglo XIX eran accionados por una máquina de vapor, ya fuera directamente o a través de algún tipo de tracción hidráulica.

A principios del siglo XIX los ascensores de pistón hidráulico ya se usaban en algunas fábricas europeas. En este modelo la cabina estaba montada sobre un émbolo de acero hueco que caía en una perforación cilíndrica en el suelo, el agua forzada dentro del cilindro a presión subía el émbolo y la cabina, que caían debido a la gravedad cuando el agua se liberaba de dicha presión.

En las primeras instalaciones la válvula principal para controlar la corriente de agua se manejaba de forma manual mediante sistemas de cuerdas que funcionaban verticalmente a través de la cabina, el control de palanca y las válvulas piloto que regulaban la aceleración y la desaceleración fueron mejoras posteriores.

Los ascensores hidráulicos, se perfeccionaron hasta lograr con ellos alturas y velocidades muy elevadas. En 1908, se instaló un ascensor en el City Investing Building de Nueva York, de 1360 Kg de carga, 3 m/s de velocidad y un recorrido de 108 m.

Los ascensores hidráulicos tenían un funcionamiento silencioso y bastante seguro, con arranques y paradas suaves, y una precisión de parada relativamente alta. Sin embargo su complicado y voluminoso equipo de bombeo, que utilizaba presiones de agua hasta de 70 Kg/cm², su elevado coste de instalación y el gran consumo de agua que necesitaban, cuyo precio empezó a resultar prohibitivo para esta aplicación, a finales de siglo pasado, le hicieron perder rápidamente la popularidad en favor del ascensor eléctrico que en pocos años sustituyó al parecer definitivamente al ascensor hidráulico en los edificios de viviendas.

En el año 1853, ELISHA G. OTIS construyó un montacargas dotado de un dispositivo de seguridad tal que al cortarse el cable de tracción, la cabina quedaba detenida, en este caso, un resorte haría funcionar dos trinquetes sobre la cabina, forzándolos a engancharse a los soportes de los lados del hueco, así como al soporte de la cabina.

Su invento fue presentado en la Feria del Palacio de Cristal de Nueva York y ganó la confianza del público al permitir que cortaran intencionalmente el cable del montacargas con el Sr. Otis en su interior. Esto se constituyó en el principio del ascensor como medio seguro para el transporte de personas (ver figura 1).



Figura 1. Montacargas presentado por ELISHA OTIS, en 1853.

En 1857, OTIS instaló el primer ascensor para pasajeros del mundo, en los almacenes E. V. Haughwout Company, de Nueva York, movido por una máquina de vapor que lo impulsaba a una velocidad de 0,2 m/s en un recorrido de cinco plantas.

En la década de 1870, se introdujo el ascensor hidráulico de engranajes de cable.

En 1880 el inventor alemán WERNER VON SIEMENS introdujo el motor eléctrico en la construcción de elevadores, en su invento, la cabina, que sostenía el motor debajo, subía por el hueco mediante engranajes de piñones giratorios que accionaban los soportes en los lados del hueco.

En 1887 se construyó un ascensor eléctrico, que funcionaba con un motor eléctrico que hacía girar un tambor giratorio en el que se enrollaba la cuerda de izado.

El primer ascensor eléctrico, que funcionó normalmente en un edificio de viviendas, fue instalado en 1889, por los hermanos OTIS en el Baurest Building de Nueva York, movido por un motor de corriente continua.

En los siguientes doce años empezaron a ser de uso general los elevadores eléctricos con engranaje de tornillo sin fin, que conectaba el motor con el tambor, excepto en el caso de edificios altos.

El ascensor eléctrico, tuvo desde sus comienzos un gran éxito, por su menor coste de instalación y funcionamiento, pero tenía el inconveniente de la poca precisión de sus paradas. Este defecto fue corregido totalmente con la instalación de los grupos de regulación de velocidad Ward Leonard, que todavía se utilizan en la actualidad.

En 1904 se instaló en Des Moines, IOWA (USA), el primer ascensor con polea de adherencia, en sustitución del tambor de arrollamiento cuyo diámetro y longitud resultaban excesivos, cuando los recorridos del ascensor eran importantes.

En 1907, se instaló en el SINGER BUILDING de Nueva York, el primer ascensor de tracción directa, es decir sin grupo reductor, que funcionaba a una velocidad de 4 m/s, en un recorrido de 185 m. Durante esos mismos años, se había perfeccionado el motor de corriente alterna inventado en 1888, hasta conseguir ese motor sencillo, robusto, económico

y seguro, de universal aplicación en la industria moderna. El motor de corriente alterna, aplicado a los ascensores de pequeña y media velocidad, permitió abaratar aún más el ascensor y universalizar su empleo en toda clase de construcciones.

Los ascensores eléctricos se usan hoy en todo tipo de edificios. Un ejemplo de ello sería el World Trade Center en Nueva York (EE.UU.), con sus dos torres de 110 pisos, tiene 244 ascensores o elevadores con capacidades de hasta 4.536 kg. y velocidades de hasta 488 m/min. El edificio Sears-Roebuck en Chicago, de 110 pisos, tiene 109 ascensores con velocidades de hasta 549 m/min.

Paralelamente al desarrollo de los sistemas de tracción, se han desarrollado los sistemas de maniobra, desde la manual, utilizada en los primitivos ascensores a vapor e hidráulicos, hasta las maniobras automáticas de los ascensores modernos. También los dispositivos de seguridad, se han perfeccionado hasta conseguir hacer del ascensor una de las máquinas más seguras, inventadas por el hombre.

4 ESTUDIO PRELIMINAR

Para dar dos soluciones satisfactorias al diseño de un sistema elevador de carga es indispensable hacer una investigación preliminar de mecanismos elevadores que cumplan con el trabajo requerido y con las especificaciones y restricciones indicadas en el análisis del problema.

Las posibles soluciones recomendadas por las empresas dedicadas a la construcción de aparatos de elevación vertical de carga, tales como ASCENSORES OTIS, SCHINDLER DE COLOMBIA S.A., ANDINO, toman en cuenta tres elementos fundamentales para poder seleccionar un sistema elevador de carga las cuales son:

- Mecanismos de accionamiento.
- Estructura de la cabina.
- Sistemas de seguridad y control.

4.1 MECANISMOS DE ACCIONAMIENTO

En la actualidad los dos mecanismos de accionamiento más utilizados son:

- Sistema de accionamiento hidráulico. Tiene como ventaja que registran un bajo consumo de energía en su funcionamiento pues solo emplea potencia hidráulica para subir la carga, fácil control de velocidad de desplazamiento, sistema silencioso y suave (no presenta aceleraciones bruscas), las principales desventajas son sus elevados costos de construcción, montaje y mantenimiento, además requiere de un complicado procedimiento de control para el sistema de mando electro hidráulico (ver figura 2).

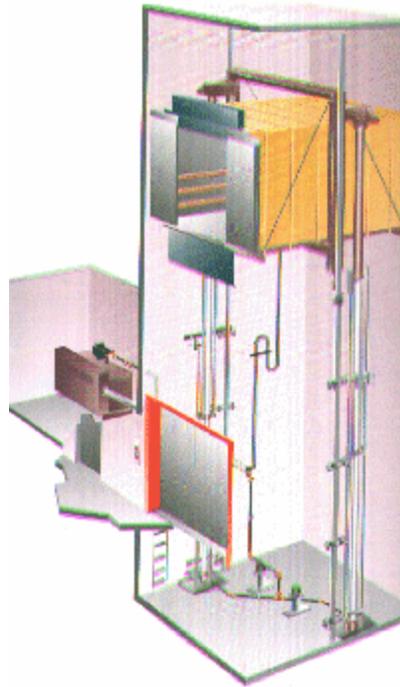


Figura 2. Sistema de accionamiento hidráulico.

- Sistema de accionamiento eléctrico. Dentro de sus ventajas encontramos que presentan un bajo costo de montaje mantenimiento y construcción, menor numero de elementos móviles, lo que aumenta la confiabilidad del sistema. La desventaja mas notoria es la de

tener un elevado costo de funcionamiento debido a que consume energía eléctrica tanto para elevar la carga como para hacerla descender (ver figura 3).



Figura 3. Sistema de accionamiento eléctrico.

4.2 ESTRUCTURA DE LA CABINA

Dentro de los diversos diseños de cabina desarrollados hasta el momento, existen dos que se han mantenido y que son recomendados por su seguridad y confiabilidad los cuales son:

- Modelo de cabina compuesta de bastidor y caja. Dentro de las ventajas se encuentra el poseer un bastidor que es el encargado de absorber la mayoría de los esfuerzos, haciendo la cabina más resistente y estable, también permite tener una base resistente para poder instalar las guías, frenos y motores de accionamiento de puertas.

Dentro de las desventajas está su elevado requerimiento de material, lo que traduce en un mayor costo y peso, además ocupa un mayor espacio lateral, por lo que reduce el área interior de cabina, también requiere una mayor complejidad en la construcción y montaje.

➤ **Modelo de cabina autoportante**

Es el modelo mas usado en la actualidad, tiene como ventaja el integrar la cabina y el bastidor en un solo elemento, haciendo el diseño más liviano y económico, además ocupa menor espacio interior en el foso y presenta un sistema de construcción y montaje fácil, gracias a que posee pocos elementos estructurales.

4.3 SISTEMAS DE SEGURIDAD Y CONTROL

Los principales sistemas de seguridad mecánicos de los que consta un elevador son: un regulador centrífugo que detecta una sobre-velocidad en la cabina por medio de un cable metálico delgado que esta unido a la misma (ver figura 4); al dispararse este mecanismo acciona los frenos de la cabina (ver figura 5), los cuales trabajan bloqueando el movimiento, por medio de cilindros moleteados, levas excéntricas o cuñas metálicas que se ajustan a las guías y detienen la cabina.



Figura 4. Limitador de velocidad

Las guías metálicas además de permitirle frenado de emergencia de la cabina, cumplen su función principal de proporcionar un carril de desplazamiento seguro para la cabina.

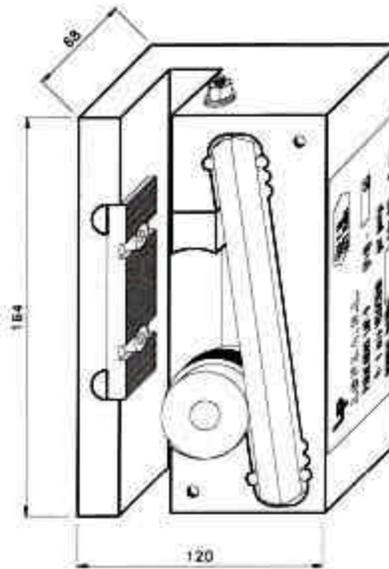


Figura 5. Paracaídas de acción instantánea.

El otro dispositivo mecánico importante de seguridad son los amortiguadores que se encuentran en el fondo del foso y pueden ser hidráulicos o por resortes metálicos.

Además de los elementos mecánicos existe una gran variedad de dispositivos de control y elementos de seguridad eléctricos y electrónicos como son fusibles, relés, botoneras, controladores del arranque y funcionamiento del motor, de enrrase, de puertas. Incluso existen elevadores inteligentes programables que seleccionan sus velocidades nominales de funcionamiento y sus principales pisos de parada según las horas de máximo uso (horas pico).

Generalmente un control eléctrico es más económico que uno electrónico que cumpla la misma función.

5 TIPOS DE ASCENSORES MONTACARGAS

Un montacargas es un aparato elevador instalado de forma permanente que se desplaza entre guías verticales, o débilmente inclinadas respecto a la vertical, sirven niveles definidos y están dotados de un camarín cuyas dimensiones y constitución facilitan el acceso de cargas.

El objetivo del montacargas, según su servicio consiste en elevar hasta las diferentes alturas de funcionamiento las cargas necesarias a las personas que allí las requieran. Puede ser un elemento complementario del ascensor si su construcción es para un edificio y por su cometido es diseñado de una forma mas sencilla y económica que los ascensores para personas (ver figura 6).



Figura 6. Montacargas para transporte de mercancías.

Este mismo aparato con algunas variaciones puede ser utilizado en las obras en construcción para la elevación tanto de obreros como de materiales.

Existen montacargas para aplicaciones especiales como son, los monta coches, monta camillas, montaplatos y monta papeles, los cuales identifican su uso por sus nombres

5.1 MONTACARGAS DE EDIFICIOS

Bajo el nombre de montacargas se agrupan una gran variedad de aparatos de transporte vertical, siendo el más común en nuestro medio el montacargas para edificios, usado en casas particulares almacenes con bodegas en plantas superiores, hoteles, residencias y oficinas.

Su forma y mecanismos de funcionamiento son similares a los ascensores destinados exclusivamente para el uso de personas, diferenciándose generalmente en la comodidad, suavidad de funcionamiento, factores de seguridad y estética en su interior (ver figura 7).

Debe existir un rotulo indicador en la cabina de la carga máxima útil. Además uno que indique el acceso o restricción del aparato para transportar personas.



Figura 7. Montacargas de edificios

5.2 MONTACARGAS EN OBRAS

Este dispositivo es siempre menos perfecto en todas sus características que el montacargas instalado en un edificio debido a que su duración o vida útil es exclusivamente mientras se efectúe la construcción.

Sus usos más comunes son para el transporte vertical de obreros u operarios, y en la elevación de los materiales de construcción.

Su construcción se hace más rentable y necesaria a medida que aumenta la magnitud de la obra, hasta llegar a ser imprescindible en edificios de gran altura y extensa superficie de planta (ver figura 8).



Figura 8. Montacargas para construcción civil.

5.3 MONTACARGAS ESPECIALES

Con la misma forma y características generales del montacargas han sido ideados otros aparatos análogos y muy utilizados en los quehaceres de la vida, podemos considerar esto como una evolución normal de la época en que vivimos, en donde se requiere automatizar y facilitar los procesos de transporte.

Los montacargas espaciales se designan según su función, siendo los más comunes.

5.3.1 Monta camillas. Los ascensores son un medio de transporte indispensable donde las personas están sujetas a una movilidad limitada, un ejemplo práctico son los hospitales, donde pacientes, personal de enfermería y visitantes necesitan y agradecen su comodidad, disponibilidad y perfecto rendimiento (ver figura 9).



Figura 9. Monta camillas.

Los montacamillas deben estar suficientemente ventilados, perfectamente iluminados y deben presentar un fácil y rápido acceso para los paramédicos o enfermeros.

La nivelación de parada debe ser precisa; este es uno de los principales requisitos para un transporte seguro y eficiente.

Sus sistemas de arranque y frenado deben ser suaves para evitar cualquier complicación o movimiento brusco en el transporte del paciente.

5.3.2 Monta coches. Es un montacargas de dimensiones muy grandes y que eleva, generalmente, de una planta a otra, coches y demás maquinas; si su capacidad de carga es grande su accionamiento es hidráulico, se utiliza generalmente en el autoservicio de reparación y mantenimiento (ver figura 10).



Figura 10. Monta coches en taller automotor

5.3.3 Mini cargas. Se denominan mini cargas a los elevadores, no utilizables por personas, que transportan hasta 100 Kg de carga.

Los mini cargas cuyo grupo tractor tenga una potencia hasta 1 CV, no están sometidos al reglamento de aparatos elevadores. Su utilización está indicada en cafeterías, bibliotecas, hospitales y todo tipo de edificios que necesiten un transporte vertical fluido de pequeño material.

Las especificaciones técnicas normalmente utilizadas son:

La cabina puede no tener puertas, se puede instalar hasta con 3 accesos, lo cual le da una gran versatilidad para adaptarse a las necesidades del edificio.

Puerta de acceso. El tipo de puerta recomendado es el de guillotina por su facilidad de funcionamiento y no estorbar la entrada y salida de mercancías.

Mandos y Señalización. En caso de tráfico de varios pisos con uno predeterminado (por ejemplo montaplatos de un hotel entre pisos y cocina) se utiliza en cada planta una botonera con dos pulsadores de llamada y reenvío.

Cuando el tráfico puede ser entre pisos de un edificio (por ejemplo monta papeles en oficinas de una empresa), es necesario disponer en cada planta de botonera con un pulsador

por piso para el reenvío a la planta deseada, normalmente se instalan dos indicadores luminosos, uno señala la presencia de la cabina en un piso (luz de transpuesta) y el otro que el camarín está ocupado (luz de ocupado).

Una opción muy interesante que se instala en los mini cargas, consiste en un mecanismo para descarga automática de la mercancía transportada. Este permite enviar a cualquier planta de un edificio la mercancía (libros, ropa, etc.) sin que haya ninguna persona para recibirla.

Los mini cargas más comunes son montaplatos y monta papeles.

5.3.3.1 Montaplatos. Como su nombre lo indica, transporta o eleva platos de cocina, cubiertos y bebidas desde una planta a otra del edificio, normalmente lleva varios compartimentos (ver figura 11).

Se hicieron más comunes con el diseño y la construcción de hoteles cuyos comedores están ubicados en las últimas plantas, mientras sus cocinas están en los pisos inferiores.

En los grandes restaurantes con una notable afluencia de clientes son necesarios varios de estos sistemas.



Figura 11. Montaplatos

5.3.3.2 Monta papeles. Se emplean generalmente en librerías y papelerías transportando texto, útiles y demás implementos de manejo frecuente en estos establecimientos, también son usados en oficinas para un servicio rápido entre dependencias de varios pisos, trasladando diversas materias como cartas, documentos, libros y papelería en general.

Al igual que el montaplatos se asemeja a un pequeño armario o cajón, cuya velocidad oscila entre 0.2 y $0.8 \frac{m}{s}$, con una capacidad de carga útil entre 20 y 60 Kg (ver figura 12).



Figura 12. Monta papeles para uso general

6 PARTES DEL SISTEMA ASCENSOR

El ascensor es un aparato elevador instalado permanentemente, que tiene niveles definidos, utiliza una cabina en la cual las dimensiones y constitución permiten evidentemente el

acceso de personas, desplazándose, al menos parcialmente, a lo largo de guías verticales o cuya inclinación sobre la vertical es inferior a quince grados.¹

El sistema está compuesto por las siguientes partes.

6.1 FOSO

Es el recinto o espacio por el cual en un edificio o estructura se desplaza la cabina y el contrapeso si existe. Queda naturalmente delimitado por el fondo del poso, las paredes y el techo, también se le denomina hueco o pasadizo, debe ser de construcción incombustible y en su interior o embutida en los muros que la cierran no debe haber canalizaciones ajenas al ascensor (ver figura 13).

La estructura del foso debe soportar al menos las reacciones causadas por la maquinaria, el descentrado de la carga, la actuación del paracaídas y de los amortiguadores.

¹ ICONTEC, Normas Técnicas Colombianas (NTC 2769). p.3



Figura 13. Foso de un aparato elevador

6.2 CUARTO DE MÁQUINAS

Es el local destinado para alojar la maquinaria motriz, cuya construcción y característica varía según sea la velocidad nominal del ascensor y el servicio que debe prestar.

Además se alojan en este recinto los tableros, reguladores de velocidad y demás implementos que gobiernan el funcionamiento de un ascensor, debe estar preferiblemente arriba del foso y no debe ser accesible mas que a las personas autorizadas. El Cuarto de Máquinas será construido con materiales no combustibles y el lado mínimo no será inferior a $2,20 \text{ m}^2$.

² LEDO, José María, Ascensores y montacargas. p. 160

El cuarto de maquinas puede establecerse en la parte inferior o superior del aparato elevador. Se deben tener en cuenta para la instalación del cuarto de maquinas dos casos:

6.2.1 Maquina en la parte superior. Esta es la solución mas comúnmente empleada, debe tener como mínimo 2.4 metros de altura y un mínimo de 1.7 metros bajo cubierta, se debe evitar que transmita ruido y vibraciones al edificio, siendo necesario aislar las bases del motor, también es común aislar térmicamente el recinto.

6.2.2 Maquinas en la parte inferior. En este caso la maquinaria va situada en línea vertical con la caja del ascensor y debajo de ella, este mecanismo se emplea menos que el anterior por requerir un mayor gasto de dinero en su construcción.

6.3 CABINA

La cabina es el elemento portante del aparato elevador y generalmente tiene forma rectangular y paredes internas de láminas metálicas o formica, su estructura se desliza sobre las guías principales y circula por el foso del ascensor, transportando a las personas y cargas (ver figura 14).

En este proyecto se abordarán todas las especificaciones para el diseño mecánico de los elementos estructurales y las actuales tendencias de construcción de los mismos.

Al diseñar los diferentes componentes que constituyen la configuración de un ascensor se debe aplicar procedimientos de cálculo basados en unas especificaciones normalizadas, en este proyecto se aplicara la normativa colombiana de obligado cumplimiento en la actualidad.

DESCRIPCION DE ELEMENTOS DEL ASCENSOR

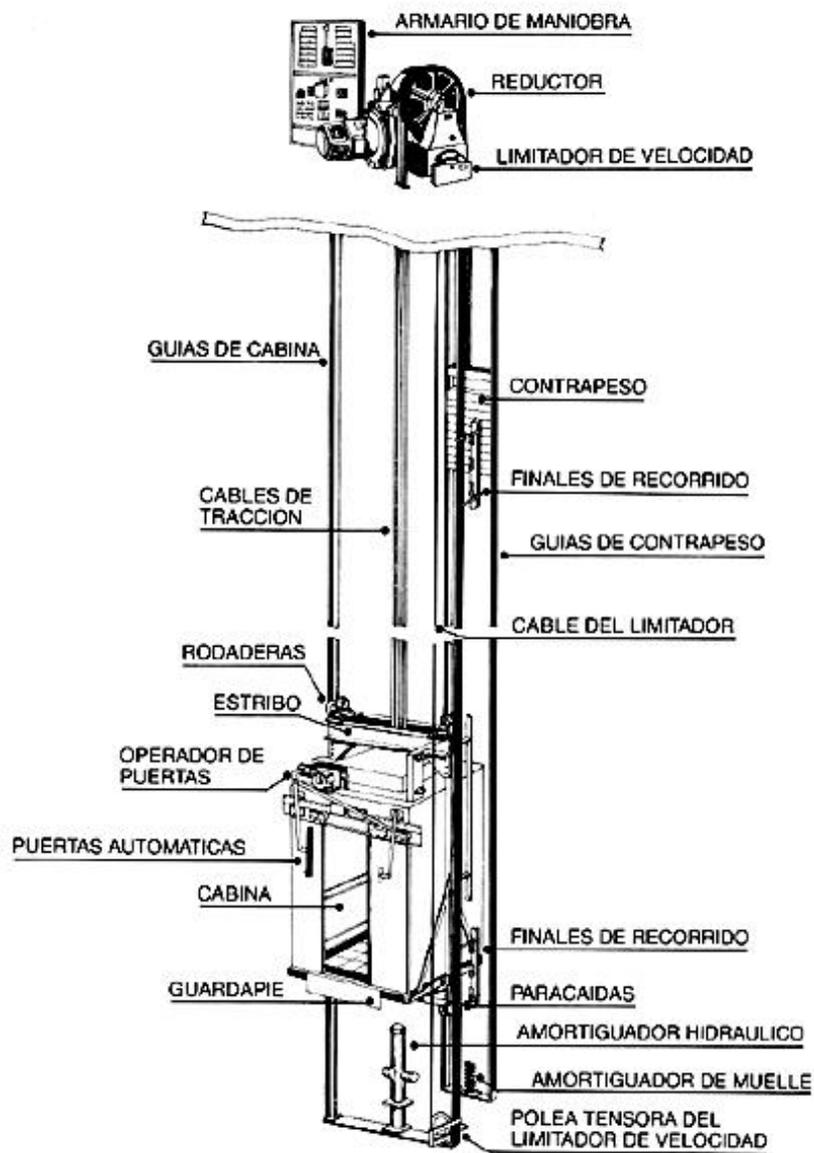


Figura 14. Elementos constitutivos.

6.4 SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO

Los sistemas de accionamiento constituyen el eje central para el diseño de cualquier mecanismo elevador, dependiendo de diferentes factores como son, capacidad de carga, recorrido, velocidad, tamaño del foso, facilidad de mantenimiento y disponibilidad económica para el montaje.

6.4.1 Sistemas Tractores. Están formados por un motor eléctrico acoplado a una polea de adherencia a través de un engranaje reductor de velocidad (geared) o directamente (gearless). En el eje motor lleva acoplado un tambor sobre el que actúan las zapatas de freno (mecánicamente bloqueadas en reposo) y que se desbloquean por medio de un electroimán al funcionar el ascensor.

Existe una gran variedad de grupos tractores, dependiendo de la carga y velocidad del aparato elevador, con objeto de conseguir aceleraciones y deceleraciones confortables y buenas nivelaciones de cabina dentro de un compromiso de costes. Se puede establecer un esquema que los clasificaría en motores de corriente alterna, con una, dos velocidades con variador de frecuencia y motores de corriente continua con convertidor alterna - continua.

Los más utilizados son:

Con reductor y motor de una velocidad de C.A. (hasta 0,63 m/seg.).

Con reductor y motor de dos velocidades de C.A. (hasta 1 m/seg.).

Con reductor y motor de dos velocidades de C.A., con regulación electrónica (hasta 2,5 m/seg.).

Sin reductor y motor de c.c. con regulación Ward Leonard o convertidor de estado sólido (2,5 m/seg. y superior).

También es muy común utilizar el sistema de tracción por tambor de arrollamiento, en el cual el grupo tractor eleva la cabina y la carga enrollando un cable de tracción sobre la superficie de un tambor metálico acoplado a un sistema moto reductor (ver figura 16).

Los Sistemas tractores son los mas empleados gracias a su bajo costo de instalación y mayor posibilidad de recorrido, principalmente se usan para el transporte de pequeñas y medianas cargas, presenta bajo costo de mantenimiento, y alto consumo de energía (ver figura 15).



Figura 15. Sistema moto reductor, con polea de fricción



Figura 16. Sistema moto reductor, con tambor de arrollamiento.

6.4.2 Grupos hidráulicos. Están formados por una electro bomba que impulsa hacia el pistón el aceite contenido en un depósito a través de un bloque de electro válvulas que regulan la aceleración, velocidad, desaceleración y parada del pistón y por tanto de la cabina (ver figura 17).

Todos los Sistemas hidráulicos operan sobre el mismo principio y difieren en la potencia y mayor o menor sofisticación del equipo de electro válvulas.



Figura 17. Plataforma de ascensores hidráulicos

Este mecanismo de accionamiento presenta buenas características de ahorro de energía pues el descenso lo puede realizar por gravedad. Sin embargo su costo de construcción es alto por el empleo de bombas, cilindros hidráulicos y motores eléctricos, actualmente son muy comunes cuando se desea elevar grandes cargas.

6.4.3 Selección del sistema de funcionamiento. El sistema de funcionamiento seleccionado es el de tracción eléctrica, pues es el que presenta una mayor economía en la inversión inicial, facilidad de montaje, funcionamiento y mantenimiento; Además las cargas a movilizar no son muy grandes y no requieren mayor potencia (ver figura 18).

Entre los diversos modelos de elevadores eléctricos se evaluarán dos posibles soluciones, una que emplea poleas de tracción y contrapeso y la segunda con tambor de arrollamiento acoplado directamente a un moto reductor.



Figura 18. Moto Reductor, con polea de tracción

7 DISEÑOS DE LOS ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL MONTACARGAS

A medida que la tecnología del transporte vertical ha avanzado, se han perfeccionado los primitivos diseños de elementos para elevadores, siendo la condición más importante para su diseño el garantizar la seguridad de los pasajeros, en el caso de los ascensores para transporte de carga, la de garantizar una solidez suficiente de la estructura aun bajo las condiciones mas criticas.

Actualmente se construyen dos modelos principales de cabina, uno de ellos emplea un bastidor rígido, fuerte y resistente, en cuyo interior se aloja el recinto dentro del cual viajan los pasajeros o la carga, el otro diseño integra el bastidor y la caja en un solo elemento, por lo que recibe el nombre de cabina autoportante (ver figura 20).

Se ha de seleccionar para las condiciones requeridas del sistema, tales como foso, capacidad, tipo de carga, consideraciones económicas, el diseño de la cabina autoportante.

Este tipo de cabina permite un ahorro significativo de material, peso y tiempo de montaje y adecuación además permite optimizar el espacio interior del foso (ver figura 19).

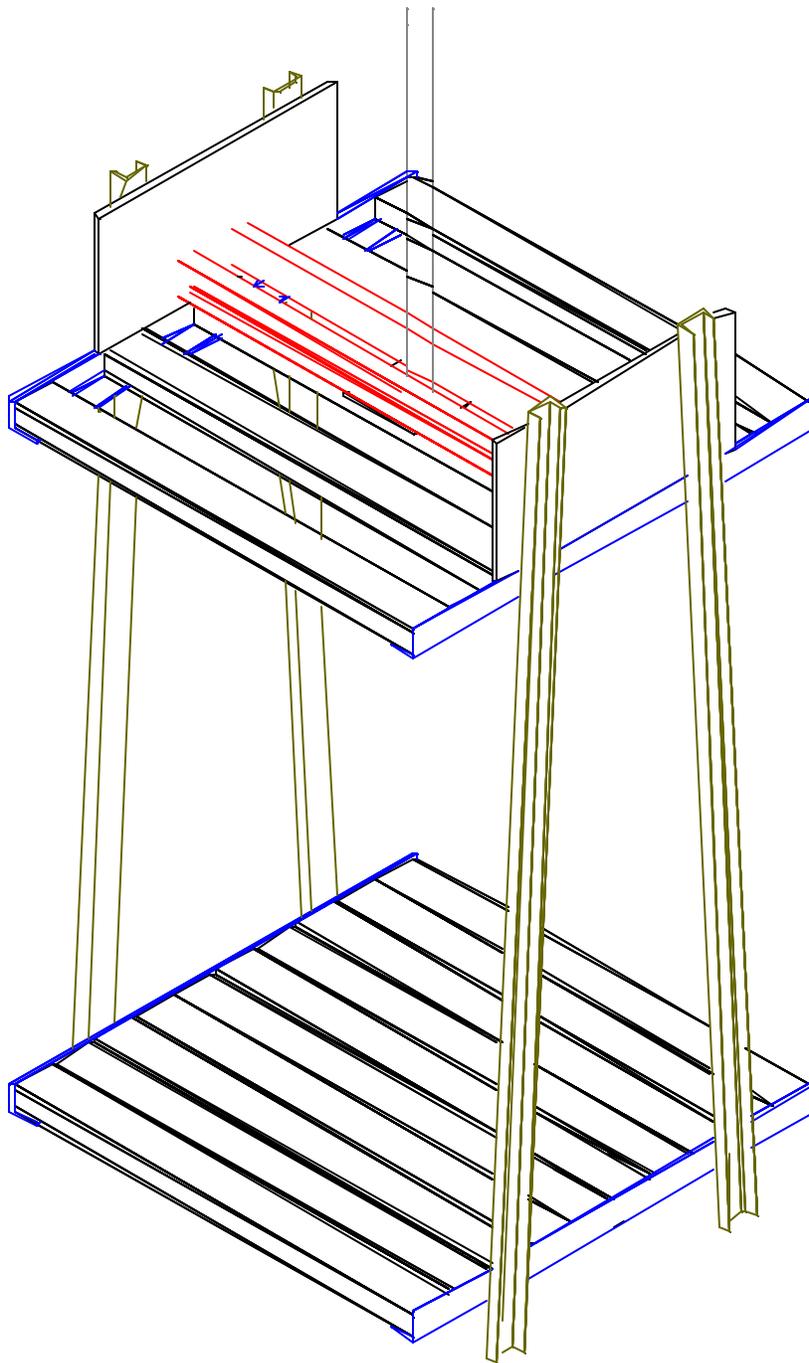


Figura 19. Esquema del armazón de la cabina autoportante

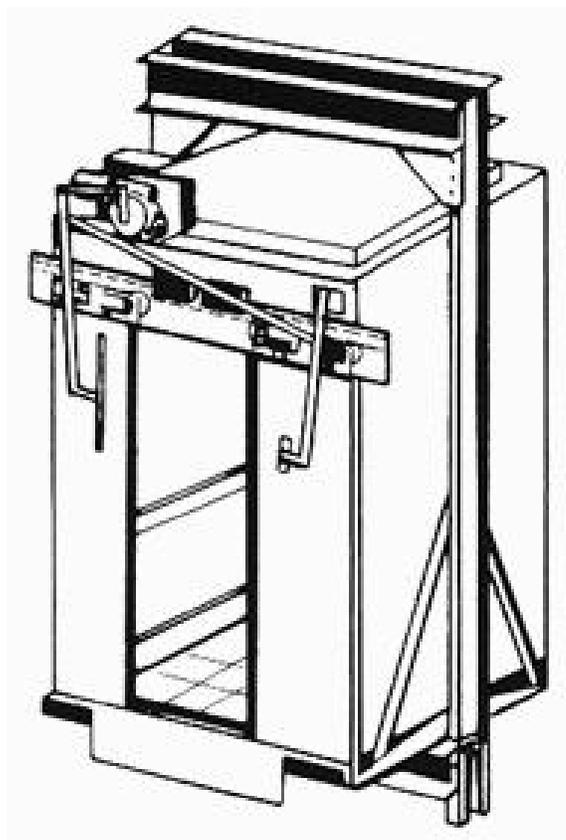


Figura 20. Modelo de cabina, bastidor y caja.

8 DISEÑO DE LA CABINA

8.1 DIMENSIONES DEL FOSO Y CABINA.

Las medidas mínimas del foso son de 1.52 m por 1.42 m por lo que el área de cabina debe ser 1.2 m por 1.2 m, de tal manera que se permita un espacio para la estructura de las paredes incluyendo guías y zapatas.

A continuación tabulamos las cargas aproximadas que admiten los aparatos elevadores más comunes en relación con sus superficies.

Tabla 1. Cargas y superficies de ascensores

Carga nominal (masa) (Kg.)	Superficie útil máx. de la cabina (m)	Carga nominal (masa) (Kg.)	Superficie útil máx de la cabina (m)
100 (a)	0.37	900	2.20
180 (b)	0.58	975	2.35
225	0.70	1000	2.40
300	0.90	1050	2.50
375	1.10	1125	2.65
400	1.17	1200	2.80
450	1.30	1250	2.90
525	1.45	1275	2.95
600	1.60	1350	3.10
630	1.66	1425	3.25
675	1.75	1500	3.40
750	1.90	1600	3.56
800	2.00	2000	4.20
825	2.05	2500 (c)	5.00

- (a) Mínimo para un ascensor de una persona.
- (b) Mínimo para un ascensor de dos personas.
- (c) Por encima de 2500 Kg, añadir 0.16m² por cada 100 Kg, más.

Estas cargas y superficies están basadas en un cálculo sobre pesos medios de personas y superficies empleadas por varias casas constructoras de ascensores, hallando las medias de las mismas.³

³ ICONTEC, Normas Técnicas Colombianas (NTC) 2769 tabla 1.1. p.36

Si resultaran cargas anormales por cualquier circunstancia, la tabla anterior habría de modificarse para cada caso concreto, ya que esta redactada para promedios y sin prever anomalías.

Para este diseño se requiere aumentar la capacidad de carga por unidad de superficie debido a que los productos a transportar presentan una elevada densidad como lo son enlatados y envasados.

El diseño se desarrollará para cumplir con las exigencias del transporte de una carga útil máxima de 600 Kg (ver figura 21).



Figura 21. Vista interior de la cabina.

8.2 FACTORES DE SEGURIDAD.

En el diseño de los componentes estructurales de la cabina, el factor de seguridad estático utilizado, acorde con las normas técnicas vigentes para elevadores de carga será de cinco (5).

Es necesario considerar los efectos del impacto, aceleración y desaceleración brusca, estos dependen del tipo de paracaídas empleado para el frenado de emergencia de la cabina, para una velocidad de elevación de $0.54 \frac{m}{seg}$, se recomienda el uso de paracaídas de acción instantánea, los cuales originan un incremento de 2.5 veces el coeficiente de seguridad estático, por lo tanto, el factor de seguridad empleado en el diseño de los elementos estructurales será de:

$$F.S = (5) (2.5)$$

$$F.S = 12.5$$

8.3 SELECCIÓN DEL MODELO ESTRUCTURAL QUE REPRESENTA EL DISEÑO.

Dado el esquema preliminar de la cabina autoportante, y que los modelos simuladores del comportamiento físico de la estructura estarán basados en la geometría del proyecto, definimos los patrones estructurales que asemejan la realidad a formas que puedan ser resueltas con las herramientas disponibles de la ingeniería. Para esto analizaremos un marco rígido ubicado en sentido transversal de la cabina, el cual conforma los elementos estructurales en el diseño (ver figura 22).

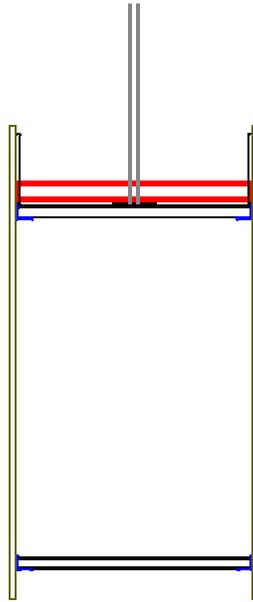


Figura 22. Estructura del marco rígido.

8.3.1 Marcos rígidos y pórticos. Son sistemas planos de contorno poligonal, cuya rigidez se obtiene por un cierto número de empotramiento de las barras que lo conforman entre sí. Los pórticos están cerrados a través del terreno de cimentación de los soportes. Los marcos están completamente cerrados por las propias barras.⁴

Existen varios métodos para resolver marcos y pórticos, como los de Hardy Cross, F. Takabeya, J Riegel, K Nager, y Kani.

Cada método presenta cierta ventaja con relación a los otros, el método empleado para el cálculo de las estructuras en esta tesis, será el desarrollado por el ingeniero Hardy Cross,

⁴ CHARON, Pierre, *Calculo Practico de Vigas, Pórticos y Marcos*, primera edición, editores técnicos asociados, S.A., 1979 Barcelona España

que es el método mas práctico y se presta de modo especial para la resolución de vigas sobre varios apoyos, marcos y gran variedad de pórticos con tal que no estén sometidos a flexión lateral.

8.3.2 Método de Cross. También conocido como el método de distribución de momentos, fue introducido por el Profesor Hardy Cross alrededor del año de 1924. Este método se ideó para la solución de vigas indeterminadas y para pórticos rígidos donde se desprecian las deformaciones axiales de los elementos.

Tomó fuerza ya que se constituyó en una herramienta útil que evitaba la solución de sistemas de ecuaciones del método de pendiente deformación en una época en la cual no se contaba con la disponibilidad de las computadoras. En esencia, consiste en resolver las ecuaciones del anterior método de solución por medio de aproximaciones sucesivas a partir de unos valores iniciales, bajo un modelo matemático que simula las transferencias de momentos a través de los elementos.

8.4 MODELO FÍSICO APLICABLE.

El método correlaciona de manera aplicable un modelo matemático a partir de un efecto físico, el cual parte de evaluar una viga continua e indeterminada que esta sometida a la acción de cargas externas.

Inicialmente se considera que sobre la viga no actúan las acciones externas, de manera que no ocurren deformaciones ni desplazamientos.

Luego, cada uno de los apoyos se restringen como si se tratase de un empotramiento. De esta manera, se carga la viga en cada uno de los tramos con las cargas originales, generando una serie de deformaciones de flexión, lo que origina una serie de momentos en cada extremo de los tramos. Estos momentos se definen como momentos de empotramiento.

Por tratarse de materiales elástico-lineales, la relación entre la deformación y la acción externa es proporcional, de tal manera que existe correlación entre los giros y los momentos flexores originados por las cargas externas.

En vista que para un caso general de cargas externas se presentan diferencias en la magnitud de las mismas, en cada una de las luces se originan diferentes momentos de empotramiento en todos los extremos, de tal manera que no se cumple el equilibrio estático en cada uno de los nudos.

Cross propuso que se soltara de manera secuencial e independiente cada uno de los nudos de manera que se produjera un equilibrio de momentos en ese punto y una relajación de momentos hacia los extremos opuestos al nudo equilibrado.

Tanto el equilibrio en el nudo como la transmisión de una parte del momento a los extremos distantes dependen de la rigidez a la flexión y de la longitud de cada tramo.

Efectuando de manera secuencial la liberación de los nudos, el equilibrio en los nudos y la relajación de momentos en los extremos se llega a un punto en el cual el sistema se encuentra en equilibrio y no existe un desequilibrio provocado por las cargas externas.

En este punto se ha resuelto el sistema por aproximaciones sucesivas y los momentos acumulados en cada extremo de las luces corresponde a la solución exacta de la estructura.

Las variables usadas para resolver una estructura por el método de Cross son:

8.4.1 Momentos de empotramiento. Son los momentos que se generan en los extremos de un elemento sometido a acciones externas, cuando estos se restringen a todos los desplazamientos, estos pueden determinarse por métodos de análisis o generalmente se encuentran tabulados.

Para una rápida convergencia del método se recomienda utilizar un factor de seguridad ligeramente menor que el recomendado, en los momentos o en los esfuerzos.

8.4.2 Factor de Rigidez (k). Con este factor se pretende establecer la rigidez de cada tramo, para determinar su comportamiento ante los momentos actuantes. Este concepto parte de la teoría de la rigidez, que establece que la fuerza es igual al producto de la deformación y la rigidez del material.

$$K = \frac{I}{L} = \frac{\text{momento..de..inercia}}{\text{longitud}} \text{ de la barra supuesta de sección constante}$$

En este caso se busca una relación entre un momento generado en un apoyo y cómo éste se distribuye sobre los demás.

8.4.3 Factor de distribución (R). El factor de distribución será entonces el porcentaje del momento de desequilibrio que se genera en un apoyo y que se transmitirá a los apoyos vecinos. Este corresponde al factor de rigidez del extremo evaluado, dividido entre la sumatoria de los factores de rigidez de los elementos que convergen al nudo evaluado, de tal manera que:

$$R_i = \frac{K_i}{\sum K}$$

De manera que si consideramos un nudo inicialmente sujeto y sometido a un momento M , que luego se suelta, este girará un ángulo φ y generará momentos en los extremos de acuerdo con los factores de rigidez, de tal manera que el momento generado en un extremo será:

$$M_G = - (M) (R).$$

8.4.4 Factor de Transporte (T). Es la cantidad de momento que se transmite a los extremos del apoyo, sólo es transmitido al empotramiento adyacente la mitad del momento generado presente en el extremo evaluado, de forma que:

$T = 0.5$

8.5 CALCULO PRELIMINAR DE LOS ELEMENTOS DEL MARCO RÍGIDO.

Para una primera aproximación del elemento, se deberá analizar únicamente por flexión, sin considerar los otros factores de diseño que se ven involucrados, como lo son, análisis por cortante y por fatiga, que posteriormente serán calculados cuando se hayan determinado los momentos reales que actúan en dicho elemento al terminar de resolver el marco rígido.

El factor de seguridad para los elementos preliminares se tomará de diez (10), para agilizar la convergencia del método.

8.5.1 Calculo preliminar de las vigas del piso. El piso deberá soportar una carga de 600 Kg. aplicada uniformemente sobre toda la superficie.

Debido a la posibilidad de abolladura en la lamina del piso, por concentración de esfuerzo y dada la necesidad de que el piso conserve su tolerancia a la planitud, no se dejarán claros considerables entre las vigas del piso.

Para cumplir con lo anterior es necesario recubrir con 10 perfiles de lámina delgada C 120 x 60, que deberán ser soldados en sus extremos a los ángulos de lados iguales que las soportan (ver figura 23).

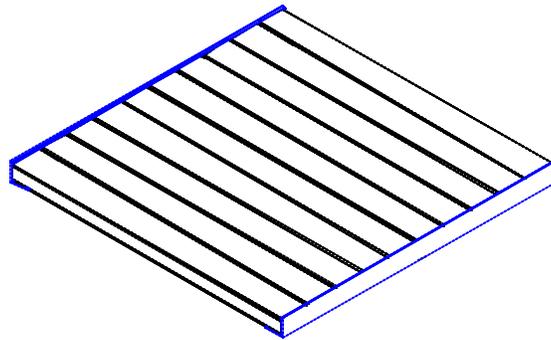


Figura 23. Esquema del piso de la cabina

Analizando la viga por resistencia de materiales y utilizando el método de superposición tenemos.⁵

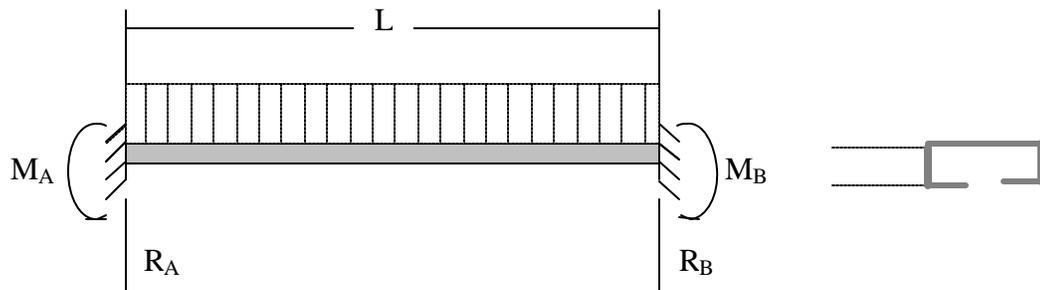


Figura 24. Esquema de la viga que conforma el piso, con las fuerzas que actúan sobre ella.

Se superponen las pendientes y deflexiones causadas respectivamente por la carga distribuida (W) y por los momentos M_A y M_B .

⁵ BEER, Ferdinand y JHONSTON, Russel. Resistencia de Materiales. 4^a Edición. Editorial Mc Graw Hill, p.

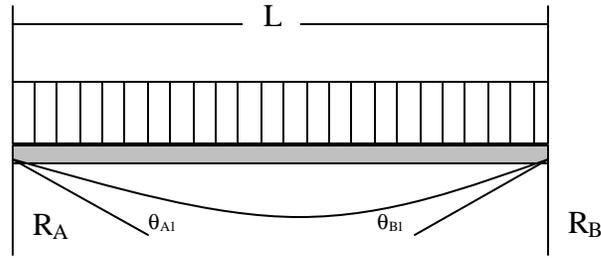


Figura 25. Esquema del método de superposición en las vigas del piso.

Las pendientes en los dos extremos debido a la carga distribuida (w) de la figura 25 son:

$$\theta_{A1} = \theta_{B1} = \frac{wL^3}{24EI} \quad \text{Ver anexo B.}$$

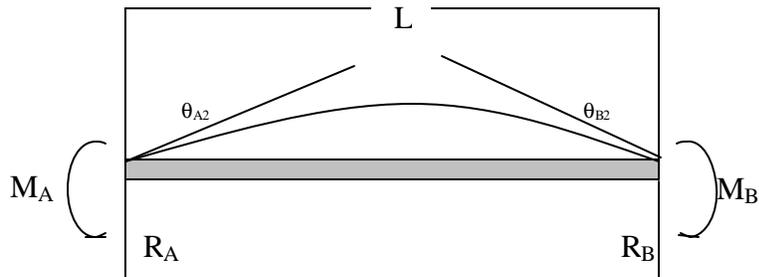


Figura 26. Esquema del método de superposición en las vigas del piso.

La pendiente en los dos extremos debida a la los momentos M_A y M_B son:

$$\theta_{A2} = \frac{M_A L}{2EI} \quad \theta_{B2} = \frac{M_B L}{2EI} \quad \text{Ver anexo B}$$

Ahora, la pendiente en los puntos A y B son nulas:

$$\theta_A = \theta_{A1} + (-\theta_{A2}) = 0 \quad \theta_B = \theta_{B1} + (-\theta_{B2}) = 0$$

Para A:

$$\frac{WL^3}{24EI} - \frac{M_A L}{2EI} = 0 \dots \Rightarrow \quad M_A = \frac{WL^3(2EI)}{24EI(L)} = \frac{WL^2}{12}$$

$$M_A = \frac{WL^2}{12}$$

Ahora, de la figura 24.

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0 \quad \Rightarrow \quad R_A + R_B - WL = 0 \quad \Rightarrow \quad R_A = WL - R_B \quad \Rightarrow \quad R_A = \frac{WL}{2}$$

Habiendo calculado las reacciones y los momentos, se procede a realizar los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector, al igual que la deflexión máxima que se produce en el perfil.

$$+\sum M_A = 0 \Rightarrow M_A - M_B - WL\left(\frac{L}{2}\right) + R_B(L) = 0 \Rightarrow R_B = \frac{WL}{2}$$

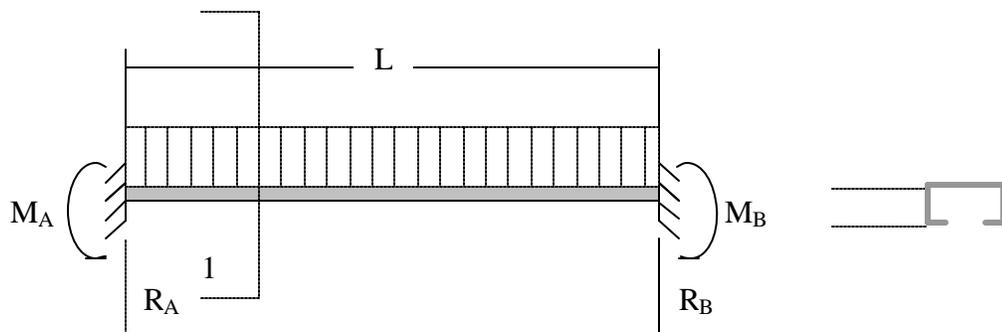


Figura 27. Esquema del perfil que forma el piso, con las fuerzas y momentos que actúan sobre él.

Para el esquema de fuerzas cortantes

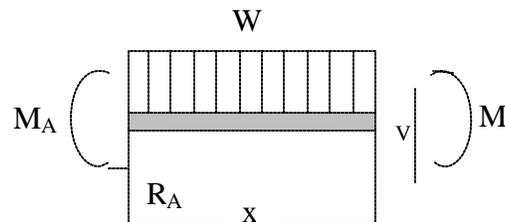


Figura 28. Esquema del corte 1-1 hecho en la figura 27.

Se tiene.

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_A - V - W_x = 0 \Rightarrow V = R_A - W_x \Rightarrow$$

$$+\Sigma M_1 = 0 \Rightarrow M_A + M - V(x) - W_x \left(\frac{x}{2} \right) = 0 \Rightarrow M = \frac{W_x^2}{2} + V(x) - M_A$$

$$M = \frac{W_x^2}{2} + \left(\frac{WL}{2} - W_x \right) x - \frac{WL^2}{12}$$

$$M = \frac{WLx}{2} - \frac{Wx^2}{2} - \frac{WL^2}{12}$$

$$M = \frac{W}{12} (6Lx - 6x^2 - L^2)$$

Ahora: Cuando

$$x = 0 \Rightarrow M = -\frac{WL^2}{12}$$

$$x = \frac{L}{2} \Rightarrow M = \frac{WL^2}{24}$$

$$x = L \Rightarrow M = -\frac{WL^2}{12}$$

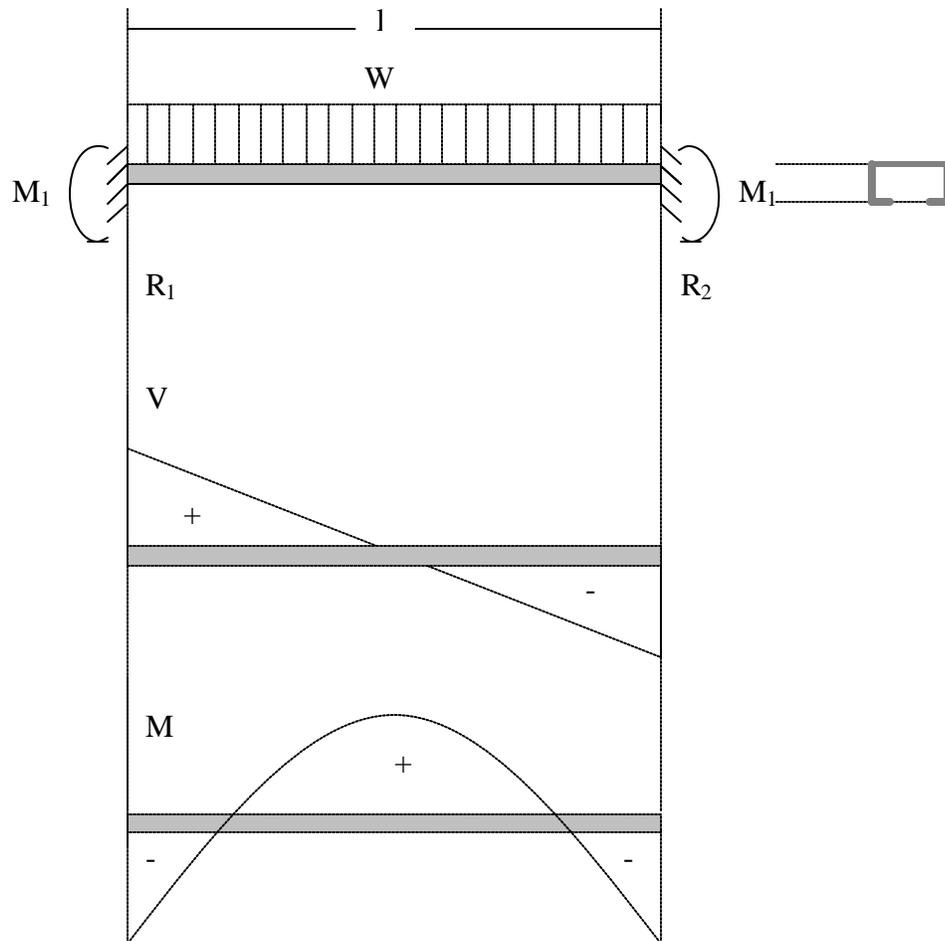


Figura 29. Diagrama de fuerza cortante y momento flector, de las vigas del piso.

8.5.1.1 Análisis por resistencia. El piso deberá soportar una carga de 600 Kg. aplicada uniformemente sobre toda la superficie, por consideraciones de diseño el precalculo inicial se hace con un factor de seguridad ligeramente menor que el establecido, en este caso

F.S = 10.

Entonces se tiene para cada viga una carga distribuida de:

$$W_{\text{VIGA}} = \left(\frac{600\text{Kg}}{1200\text{mm}} \right) \left(\frac{1}{10\text{viga}} \right) * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} \qquad W_{\text{VIGA}} = 0.49 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

El momento máximo viene dado por la ecuación.

$$M_{\text{Max}} = \frac{W_{\text{VIGA}} L^2}{12}$$

$$M_{\text{Max}} = \frac{0.49 \frac{\text{N}}{\text{mm}} (1200\text{mm})^2}{12}$$

$$M_{\text{Max}} = 58800\text{N.mm}$$

$$\frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{F_s} = \frac{M_{\text{Max}}}{S}$$

$$\frac{227\text{Mpa}}{10} \geq \frac{58800 \frac{N}{mm}}{S}$$

$$S = 2590.3\text{mm}^3$$

Es seleccionada una viga C 120 x 60 - 0.9 mm, con un $S_y = 2614.5 \text{ mm}^3$.

8.5.2 Cálculo preliminar de los perfiles horizontales. Antes de hacer este análisis es necesario considerar el peso total del sistema con carga incluida, suponemos que la cabina debe pesar alrededor del 50% de la carga máxima útil en el sistema que es de 600 Kg, por lo tanto la carga a considerar en el prediseño es de 900 Kg (ver figura 30).

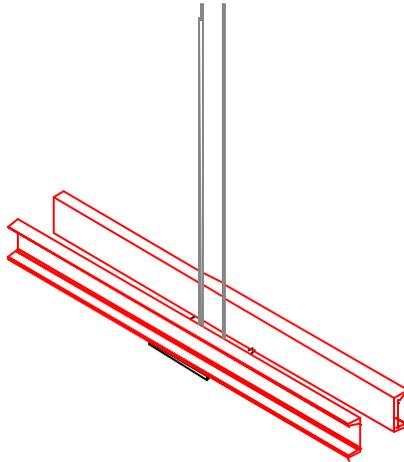


Figura 30. Isométrico de los perfiles horizontales superiores

Se analizara por el método de superposición.⁶

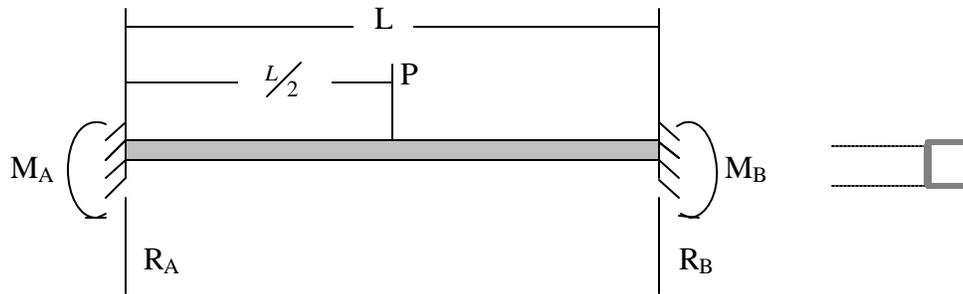


Figura 31. Esquema de las fuerzas y momentos, que actúan sobre los perfiles superiores.

Se superponen las pendientes y deflexiones causadas respectivamente por la carga concentrada (P) y por los momentos M_A y M_B .

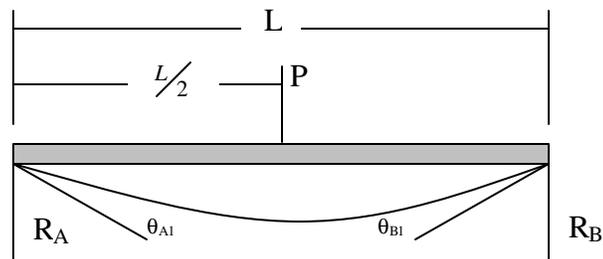


Figura 32. Esquema de las vigas en C que sostienen el sistema, analizando la carga concentrada.

⁶ BEER, F. y JHONSTON R. Resistencia de Materiales. 4^a edición. Editorial Mc Graw Hill, 509-515

Las pendientes en los dos extremos debido a la carga concentrada (P) de la figura 32 son:

$$\theta_{A1} = \theta_{B1} = \frac{PL^2}{16EI} \quad \text{Ver anexo B.}$$

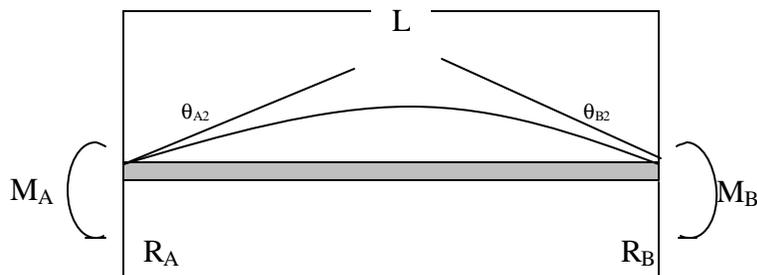


Figura 33. Esquema de las vigas en C que sostienen el sistema, analizando momentos.

La pendiente en los dos extremos debida a la los momentos MA y MB son:

$$\theta_{A2} = \frac{M_A L}{2EI} \quad \theta_{B2} = \frac{M_B L}{2EI} \quad \text{Ver anexo B.}$$

Ahora, la pendiente en los puntos A y B son nulas:

$$\theta_A = \theta_{A1} + (-\theta_{A2}) = 0$$

$$\theta_B = \theta_{B1} + (-\theta_{B2}) = 0$$

Para A:

$$\frac{PL^2}{16EI} - \frac{M_A L}{2EI} = 0 \dots \Rightarrow M_A = \frac{PL^2(2EI)}{16EI(L)} = \frac{PL}{8}$$

$$M_A = \frac{PL}{8}$$

Ahora, de la figura 32.

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_A + R_B - P = 0 \Rightarrow R_A = P - R_B \Rightarrow$$

$$R_A = \frac{P}{2} + \Sigma M_A = 0 \Rightarrow M_A - M_B - P\left(\frac{L}{2}\right) + R_B(L) = 0 \Rightarrow R_B = \frac{P}{2}$$

Habiendo calculado las reacciones y los momentos, se procede a realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector, al igual que la deflexión máxima que se produce en el ángulo.

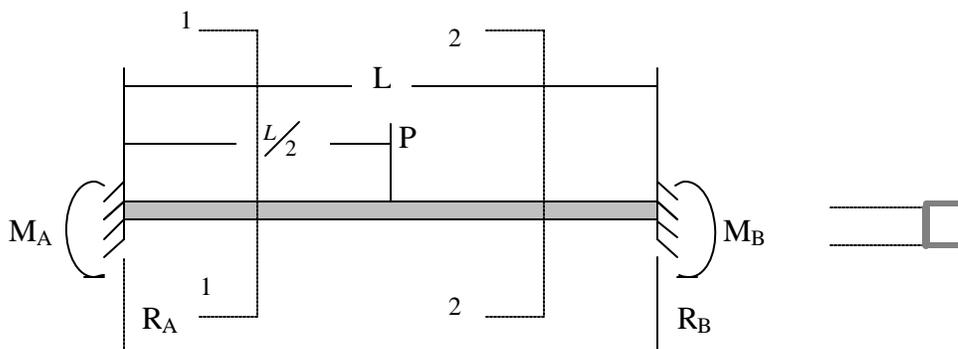


Figura 34. Esquema de las vigas C que sostienen el sistema, con cortes transversales.

Para el esquema de fuerzas cortantes, en el corte 1-1.

Se tiene.

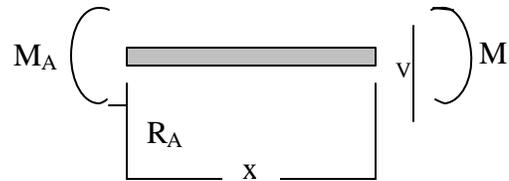


Figura 35. Esquema corte 1-1 hecho en la figura 34.

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_A - V = 0 \Rightarrow R_A = V \Rightarrow V = \frac{P}{2}$$

$$+\Sigma M_A = 0 \Rightarrow M_A + M - V(x) = 0 \Rightarrow M = V(x) - M_A$$

$$M = \frac{P}{2}(x) - M_A$$

$$M = \frac{P}{2}(x) - \frac{PL}{8}$$

$$M = \frac{P}{8}(4x - L)$$

Ahora cuando:

$$x = 0 \Rightarrow M = -\frac{PL}{8}$$

$$x = \frac{L}{2} \Rightarrow M = \frac{PL}{8}$$

Para el esquema de fuerzas cortantes en el corte 2-2.

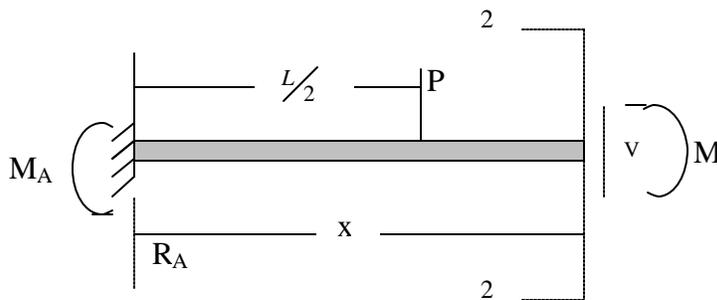


Figura 36. Esquema corte 2-2 hecho de la figura 34.

Se tiene.

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_A - V - P = 0 \Rightarrow V = R_A - P \Rightarrow V = -\frac{P}{2}$$

$$+\Sigma M_2 = 0 \Rightarrow M_A + M - P\left(\frac{L}{2}\right) - V(x) = 0 \quad M = P\left(\frac{L}{2}\right) + V(x) - M_A \Rightarrow$$

$$M = P\left(\frac{L}{2}\right) + \left(-\frac{P}{2}\right)x - \frac{PL}{8}$$

$$M = \frac{3PL}{8} - \frac{Px}{2}$$

$$M = \frac{P}{8}(3L - 4x)$$

Ahora: Cuando

$$x = L \Rightarrow M = -\frac{PL}{8}$$

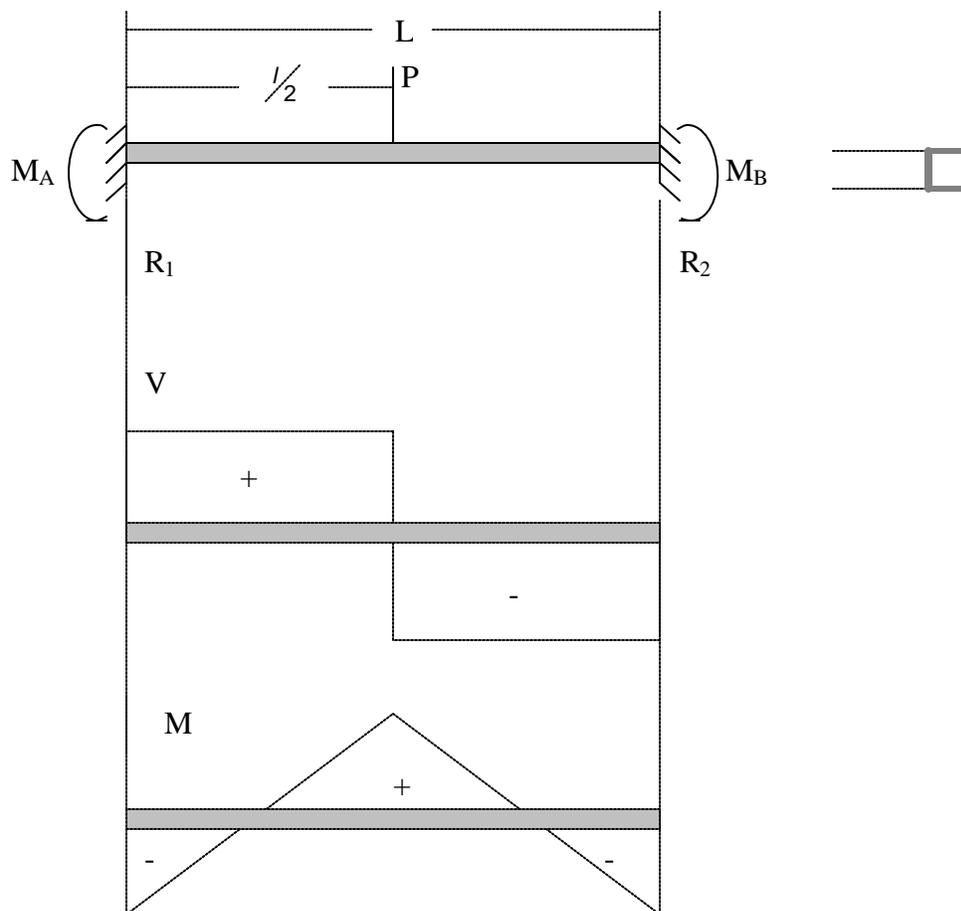


Figura 37. Diagramas de fuerza cortante y momento flector de las vigas principales superiores

Antes de hacer este análisis es necesario considerar el peso total del sistema con carga incluida, suponemos que la cabina debe pesar alrededor del 50% de la carga máxima útil en el sistema, que es de 600 kg., por lo tanto la carga a considerar en el prediseño es de 900 kg.

8.5.2.1. Análisis por resistencia. La fuerza de tensión ejercida por los cables se asume como:

$$w = m \cdot g = 900 \text{kg} \cdot 9.8 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}$$

$$w = 8820 \text{.N}$$

Cada perfil soporta una fuerza puntual centrada igual a, $F = \frac{w}{2} = 4410 \text{.N}$

Del análisis por superposición efectuado anteriormente se tiene:

$$M_{\text{Max}} = \frac{F \cdot L}{8} = \frac{(4410 \text{.N})(1200 \text{mm})}{8}$$

El momento máximo será:

$$M_{\text{Max}} = 661500.\text{N.mm}$$

$$\frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{F_s} = \frac{M_{\text{Max}}}{S}$$

$$\frac{250.\text{Mpa}}{10} = \frac{661500.\text{N.mm}}{S}$$

$$S = \frac{661500.\text{N.mm} * 10}{250.\text{Mpa}}$$

$$S = 26460.\text{mm}^3$$

Seleccionamos dos perfiles C 4 x 5.4 con un $S_x = 31100 \text{ mm}^3$. Ver anexo B.

8.5.3 Selección de las vigas verticales. Las vigas verticales se supondrán de un perfil en C estándar americano C 4 x 5.4 para optimizar el empleo de los elementos estructurales adquiridos; la resistencia de estos elementos será verificada al analizar el marco rígido.

8.6 CALCULO DEL MARCO RÍGIDO.

Para exponer el procedimiento de análisis de marcos rígidos por el método de Cross, se hará un cálculo secuencial de la primera iteración.

Se comienzan determinando los momentos correspondientes a los extremos de cada tramo de viga, como si fuese independiente y empotrado en los extremos (ver figura 38).

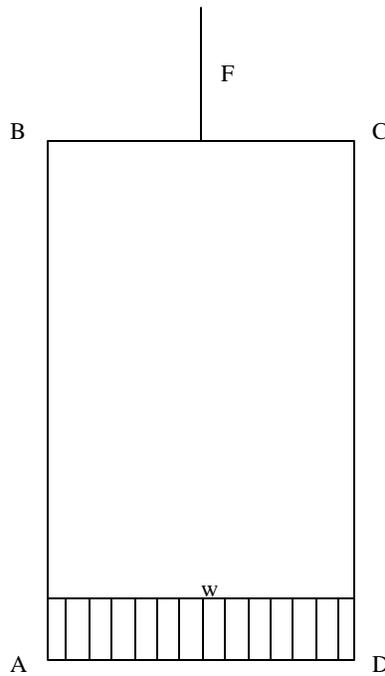


Figura 38. Esquema del marco rígido

Así se obtiene:

$$M_{AD} = - M_{DA} = \frac{WL^2}{12} = \frac{600\text{Kg}(1.2\text{mt})^2}{(1.2\text{mt})(12)}$$

$$M_{AD} = - M_{DA} = 60 \text{ Kg.mt.}$$

Donde M_{AD} es el momento el nodo A, generado por el tramo A-D; esta misma nomenclatura se usa para los demás momentos.

$$M_{CB} = - M_{BC} = \frac{PL}{8} = \frac{900\text{Kg}.1.2\text{mt}}{8}$$

$$M_{CB} = - M_{BC} = 135 \text{ Kg.mt.}$$

$$M_{AB} = - M_{BA} = 0$$

$$M_{CD} = - M_{DC} = 0$$

Se determinan los factores de rigidez de los distintos tramos:

$$K_{AB} = \frac{I_{AB}}{L_{AB}}$$

Donde:

L_{AB} es la longitud del tramo A-B

I_{AB} es el momento de inercia del tramo A-B

K_{AB} es el factor de rigidez para el tramo A-B

Esta misma nomenclatura de subíndices son utilizados por los demás nodos

Para el momento de inercia del tramo AB se consideran los dos perfiles estándar americano

C 4 x 5.4, sobre el eje de giro Y-Y.

$$I_{AB} = 13.3 \text{ cm}^4 + 13.3 \text{ cm}^4 = 26.6 \text{ cm}^4$$

$$K_{AB} = K_{CD} = \frac{26.6 \text{ cm}^4}{200 \text{ cm}} = 0.1330 \text{ cm}^3$$

El momento de inercia del tramo se calcula considerando los perfiles C 4 x 5.4 sobre el eje de giro X-X.

$$K_{BC} = \frac{I_{BC}}{L_{BC}}$$

$$I_{BC} = 158 \text{ cm}^4 + 158 \text{ cm}^4 = 316 \text{ cm}^4$$

$$K_{BC} = \frac{316 \text{ cm}^4}{120 \text{ cm}} = 2.6333 \text{ cm}^3$$

El momento de inercia del ramo DA, se calculará tomando en consideración los diez perfiles C 120 X 60 – 0.9 mm sobre el eje de giro Y-Y.

$$K_{DA} = \frac{I_{DA}}{L_{DA}}$$

$$I_{DA} = (10) 10.7335 \text{ cm}^4 = 107.335 \text{ cm}^4$$

$$K_{DA} = \frac{107.335 \text{ cm}^4}{120 \text{ cm}} = 0.8945 \text{ cm}^3$$

Se determinan los factores de distribución para cada nodo

$$R_i = \frac{K_i}{\sum K}$$

$$R_{AB} = \frac{K_{AB}}{K_{AB} + K_{DA}} = \frac{0.1330 \text{ cm}^3}{0.1330 \text{ cm}^3 + 0.8945 \text{ cm}^3} = 0.1294$$

$$R_{BA} = \frac{K_{BA}}{K_{BA} + K_{BC}} = \frac{0.1330 \text{ cm}^3}{0.1330 \text{ cm}^3 + 2.6333 \text{ cm}^3} = 0.048$$

$$R_{BC} = \frac{K_{BC}}{K_{BC} + K_{BA}} = \frac{2.6333 \text{ cm}^3}{2.6333 \text{ cm}^3 + 0.1330 \text{ cm}^3} = 0.9519$$

$$R_{DA} = \frac{K_{DA}}{K_{DA} + K_{DC}} = \frac{0.8945\text{cm}^3}{0.8945\text{cm}^3 + 0.1330\text{cm}^3} = 0.8705$$

$$R_{CB} = R_{BC} = 0.9519$$

$$R_{CD} = R_{BA} = 0.0480$$

$$R_{DC} = R_{AB} = 0.1294$$

$$R_{AD} = R_{DA} = 0.8705$$

La primera compensación se procura preferentemente en aquel nodo cuyo momento no equilibrado es mayor, en nuestro caso, el nodo C.⁷

Los momentos de compensación que se originan al liberar consecutivamente los nodos en la primera iteración son:

$$M'_{CB} = -R_{CB}(M_C)$$

$$M'_{CB} = -0.9519(135) = -128.507$$

$$M''_{BC} = T(M'_{CB})$$

$$M''_{BC} = (0.5)(-128.507) = -64.253$$

⁷ CHARON, Pierre. Calculo Practico de Vigas, Pórticos y Marcos, primera edición, Editores técnicos asociados, S.A., 1979 Barcelona España

$$M'_{CD} = -R_{CD}(M_C)$$

$$M'_{CD} = -0.048(135) = -6.480$$

$$M''_{DC} = T(M'_{CD})$$

$$M''_{DC} = (0.5)(-6.480) = -3.240$$

$$M'_{DC} = -R_{DC}(M_D + M''_{DC})$$

$$M'_{DC} = -0.129(-60 - 3.240) = 8.186$$

$$M''_{CD} = T(M'_{DC})$$

$$M''_{CD} = (0.5)(8.186) = 4.093$$

$$M'_{DA} = -R_{DA}(M_D + M''_{DC})$$

$$M'_{DA} = -0.8705(-60 - 3.240) = 55.050$$

$$M''_{AD} = T(M'_{DA})$$

$$M''_{AD} = (0.5)(55.050) = 27.525$$

$$M'_{AD} = -R_{AD}(M_A + M''_{AD})$$

$$M'_{AD} = -0.8705(60 + 27.525) = -76.191$$

$$M''_{DA} = T(M'_{AD})$$

$$M''_{DA} = (0.5)(-76.191) = -38.095$$

$$M'_{AB} = -R_{AB}(M_A + M''_{AD})$$

$$M'_{AB} = -0.1294(60 + 27.525) = -11.329$$

$$M''_{BA} = T(M'_{AB})$$

$$M''_{BA} = (0.5)(-11.329) = -5.665$$

$$M'_{BA} = -R_{BA}(M_B + M''_{BA} + M''_{BC})$$

$$M'_{BA} = -0.048(-135 - 5.665 - 64.253) = 9.836$$

$$M''_{AB} = T(M'_{BA})$$

$$M''_{AB} = (0.5)(9.836) = 4.918$$

$$M'_{BC} = -R_{BC}(M_B + M''_{BA} + M''_{BC})$$

$$M'_{BC} = -0.9519(-135 - 5.665 - 64.253) = 195.061$$

$$M''_{CB} = T(M'_{BC})$$

$$M''_{CB} = (0.5)(195.061) = 97.531$$

Con esta última compensación se termina el primer ciclo de transmisión de momentos, se sigue iterando hasta que la última compensación de cada ciclo nos proporcione una aproximación lo suficientemente aceptable.

Generalmente se requiere hasta cuatro o cinco iteraciones según la complejidad de la estructura y velocidad de convergencia del sistema.

En el diseño preliminar se requirieron cinco iteraciones para llegar a una solución satisfactoria, en el siguiente esquema se muestra la solución completa con todas las iteraciones realizadas (ver figura 39).

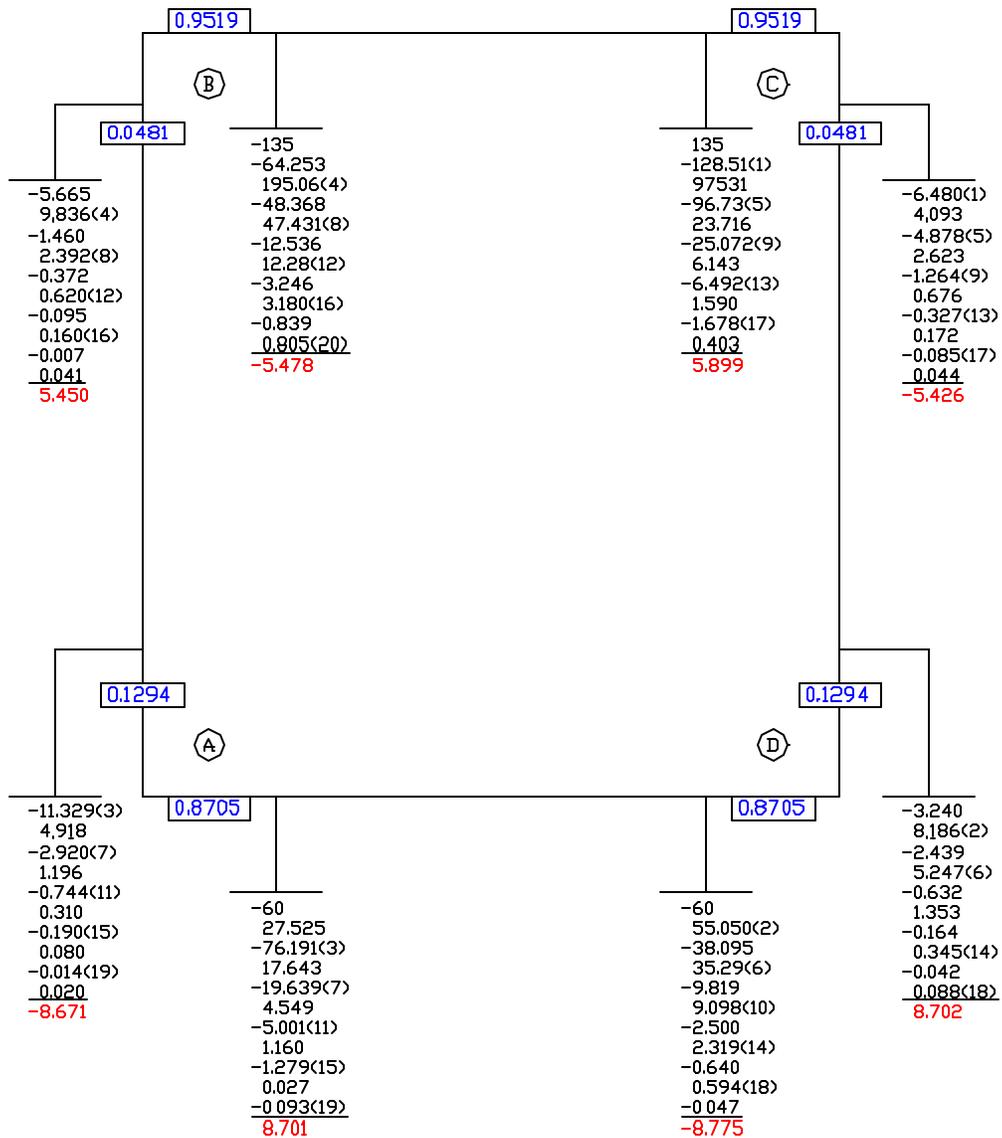


Figura 39. Análisis de marco rígido por el método de Cross.

8.6.1 Análisis de las vigas horizontales. Con los momentos obtenidos en el análisis de marco rígido podemos hacer un calculo preliminar de las vigas C 4 x 5.4 que sostienen el armazón.⁸

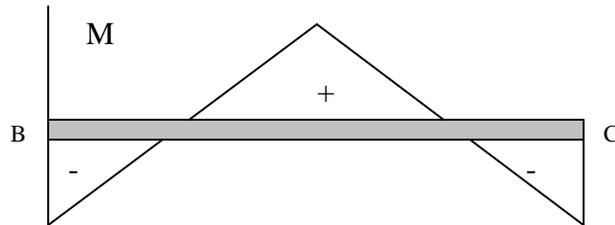


Figura 40. Diagrama de momentos de la viga horizontal

El momento obtenido por el análisis de marco rígido es:

$$M_{\text{Max}} = 5.899\text{Kg.mt} = 57810.2\text{N.mm}$$

$$\frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{F_s} = \frac{M_{\text{Max}}}{S}$$

$$\frac{250.\text{Mpa}}{F_s} = \frac{57810.2\text{N.mm}}{62200\text{mm}^3}$$

$$F_s = 268.9836$$

⁸ BEER Ferdinand y JHONSTON Russel. Resistencia de materiales. 2ª edición. Editorial Mc Graw Hill p 407-469

Este factor de seguridad elevado proviene de los momentos obtenidos tras la redistribución de los mismos en el marco rígido según el método de Cross, el cual reduce el valor de estos con respecto a los empleados en el prediseño.

8.6.2 Análisis de las vigas verticales. Cálculo preliminar de las vigas verticales que unen el conjunto del piso, con los perfiles horizontales que sostienen la cabina del ascensor (ver figura 41).

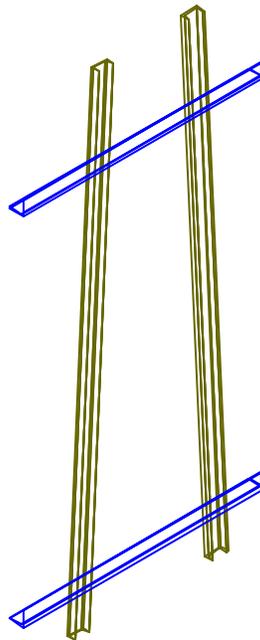


Figura 41. Esquema vigas verticales.

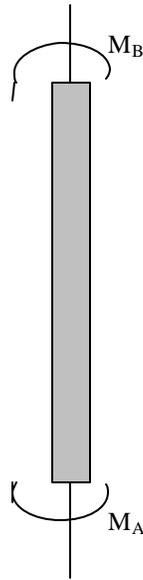


Figura 42. Diagrama de cuerpo libre de las vigas verticales.

El momento obtenido por el análisis de marco rígido es:

$$M_{\text{Max}} = 8.7196 \text{Kg.mt} = 85452.1 \text{N.mm}$$

$$\frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{F_s} = \frac{M_{\text{Max}}}{S}$$

$$\frac{250.\text{Mpa}}{F_s} = \frac{85452.1\text{N.mm}}{9500\text{mm}^3}$$

$$F_s = 27.7933$$

El factor de seguridad obtenido para los perfiles verticales cumple con los mínimos requisitos exigidos por el diseño.

8.7 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS CONSTITUYENTES.

Se combinarán distintas opciones de construcción de la estructura hasta lograr integrar las características de diseño requeridas, fundamentándose en la eficiencia, economía, resistencia y bajo peso.

Los elementos que pueden ser combinados serán las vigas C horizontales superiores y verticales laterales.

La siguiente tabla representa las posibles combinaciones entre los perfiles comerciales de tamaño adecuado para los requisitos de espacio y peso, estos serán las vigas C 4 x 5.4 y C 3 x 4.1.

Tabla 2. Combinaciones de perfiles del marco

<i>VIGAS</i>		<i>MOMENTOS MAX. (Kg m)</i>		<i>F.S. POR FLEXIÓN</i>	
<i>VERTICALES</i>	<i>HORIZONTALALES</i>	<i>SUPERIORES</i>	<i>INFERIORES</i>	<i>VERTICALES</i>	<i>HORIZONTALALES</i>
<i>C 4 x 5.4</i>	<i>C 4 x 5.4</i>	<i>5.4711</i>	<i>8.7196</i>	<i>27.8495</i>	<i>268.9836</i>
<i>C 3 x 4.1</i>	<i>C 3 x 4.1</i>	<i>12.8296</i>	<i>1.7425</i>	<i>13.6801</i>	<i>71.5819</i>
<i>C 4 x 5.4</i>	<i>C 3 x 4.1</i>	<i>12.2313</i>	<i>3.0978</i>	<i>19.8137</i>	<i>75.0834</i>
<i>C 3 x 4.1</i>	<i>C 4 x 5.4</i>	<i>3.4039</i>	<i>5.8375</i>	<i>30.0660</i>	<i>466.1520</i>

Analizando los resultados obtenidos en la tabla 2. Se selecciona como el diseño más satisfactorio el formado por las vigas horizontales superiores C 4 x 5.4, con las vigas verticales laterales C 3 x 4.1 por ser la combinación que presenta mayores factores de seguridad, con la mejor relación entre peso y resistencia.

Cumpliendo lo anterior se procede a calcular los elementos constituyentes del marco seleccionado. Analizándolos por resistencia, fatiga, y deflexión.

8.8 CALCULO DE LAS VIGAS SUPERIORES

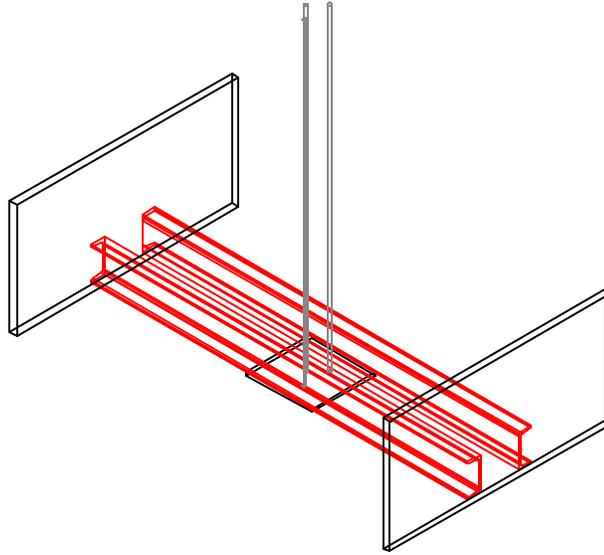


Figura 43. Diseño de las vigas horizontales superiores.

8.8.1 Análisis de esfuerzo cortante. Por emplearse miembros relativamente cortos es posible que el diseño pueda estar controlado por el máximo valor absoluto de la fuerza cortante en las vigas horizontales. El material, la forma y las dimensiones de la sección transversal de la viga deben elegirse de modo que el valor de τ_{med} no exceda el esfuerzo cortante admisible τ_{adm} (ver figura 43).

$$\tau_{med} = \frac{V_{max}}{A_{alma}}$$

Para las condiciones de carga de las vigas superiores se tiene que $V_{\max} = \frac{P}{2}$

Por lo que al distribuirse el cortante entre los dos perfiles se considera $V_{\max} = 225 \text{ Kg}$, para cada viga.

$$A_{\text{alma}} = h.s. = 76.2 \text{ mm} \times 4.3 \text{ mm} = 327.66 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{\text{med}} = \frac{225 \text{ Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{mt}}{\text{seg}^2}}{327.66 \text{ mm}^2} = 6.7295 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\tau_{\text{adm}}}{\text{F.S.}} \geq \tau_M \qquad \frac{6.7295 \text{ Mpa}}{\text{F.S.}} \geq 250 \text{ Mpa}$$

$$\text{F.S.} = 37.1498$$

Este factor de seguridad, demuestra que la viga cumple con la resistencia requerida

8.8.2 Análisis de esfuerzos combinados. Además de la falla por esfuerzos normales y por cortante se deben evaluar las posibles fallas por esfuerzos combinados en la dirección de los esfuerzos principales, si la viga es un perfil W, S Y C. Esta falla, si se presenta, puede ocurrir en el punto donde se une el alma con las aletas, y en el centro de la viga, pues es el sitio con mayor momento flector (ver figura 44).

Para evaluar los esfuerzos principales en la viga, se calculan los esfuerzos normal y cortante exactos en el punto indicado y se determinan usando circulo de MOHR.⁹

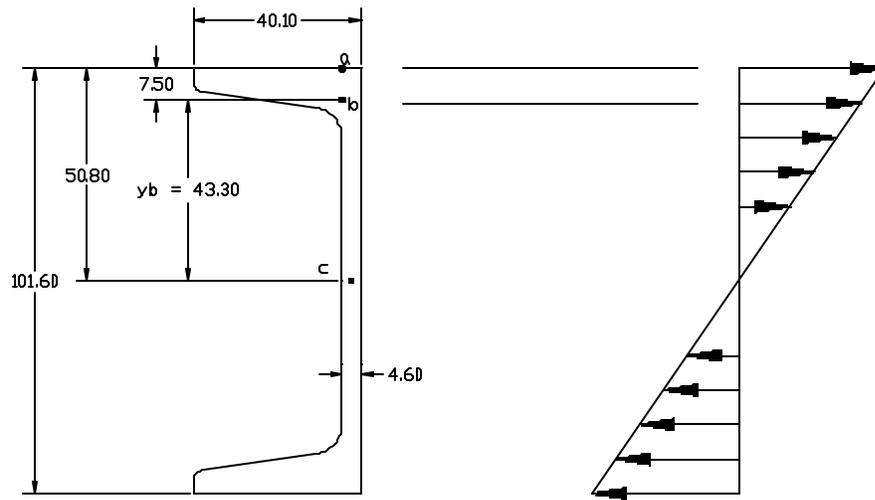


Figura 44. Diagrama de esfuerzo normales en el plano transversal.

Esfuerzos normales en la dirección de los ejes principales

$$\sigma_b = \frac{\sigma_a y_b}{c}$$

Donde

σ_b = esfuerzo normal en el punto donde se une el alma con las aletas.

⁹ BEER, Ferdinand, JHONSTON Russel. Resistencia de Materiales. 4^a edición. Editorial Mc Graw Hill, p.44 9

σ_b = esfuerzo normal en el punto mas alejado del eje neutro (punto a).

y_b = distancia del eje neutro al punto b.

c = máxima distancia al eje neutro.

$$\sigma_a = \frac{M_{\max}}{S} = \frac{3.4039 \text{Kg} \cdot \text{mt} \cdot 9.8 \frac{\text{mt}}{\text{seg}^2} \cdot 1000 \frac{\text{mm}}{\text{mt}}}{(2)31100 \text{mm}^3}$$

$$\sigma_a = 0.5363 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_b = \frac{0.5363 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 43.3 \text{mm}}{50.8 \text{mm}} = 0.4571 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_b = \frac{V_{\max} Q}{I \cdot t}$$

Donde:

V_{\max} = fuerza cortante máxima.

Q = primer momento de área.

I = momento de inercia.

t = espesor del alma.

Para la viga C 4 x 5.4 y las condiciones de carga dadas, se tiene que en el punto (b)

$$\tau_b = \frac{225\text{Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} (40.1\text{mm} \cdot 7.5\text{mm}) \left(\frac{76.2\text{mm} + 45.6\text{mm}}{2} \right)}{1580000\text{mm}^4 \cdot 4.6\text{mm}}$$

$$\tau_b = 5.5567\text{Mpa}$$

Esfuerzos principales en el punto (b).

El estado de esfuerzo en el punto (b), consta del esfuerzo normal $\sigma_b = 0.3632\text{Mpa}$,

Y el esfuerzo cortante $\tau_b = 5.5567\text{Mpa}$. Dibujando el circulo de Mohr se halla que (ver figura 45).

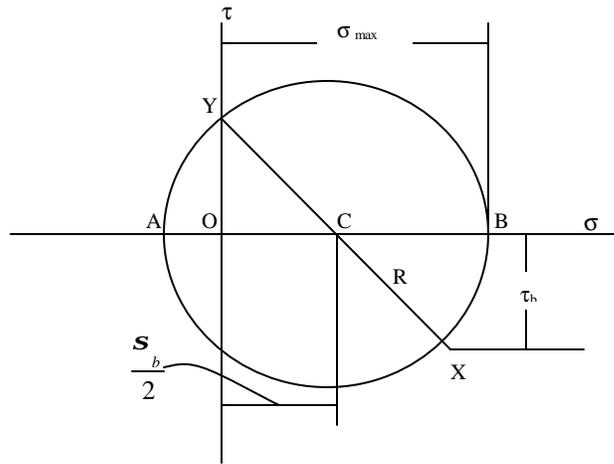


Figura 45. Circulo de Mohr para análisis de esfuerzos principales

$$\sigma_{\max} = 0.5 \cdot \sigma_b + R = 0.5 \cdot \sigma_b + \sqrt{(0.5 \sigma_b)^2 + \tau_b^2}$$

$$\sigma_{\max} = 0.5(0.457 \text{ Mpa}) + \sqrt{[0.5(0.4571)]^2 + (5.5567 \text{ Mpa})^2}$$

$$\sigma_{\max} = 5.7900 \text{ Mpa.}$$

Analizando si esfuerzo calculado supera al permisible se tiene que:

$$\frac{S_Y}{F.S.} \geq \sigma_{\text{máx}}$$

$$F.S. = \frac{250\text{Mpa}}{5.7900\text{Mpa}}$$

$$F.S. = 43.1779$$

Por lo tanto bajo las condiciones de carga dadas la viga superior no falla por esfuerzos combinados

8.8.3 Análisis por deflexión. Para el diseño la máxima deflexión admisible, en los elementos estructurales se toma de cinco milímetros (5mm), de acuerdo a la sección 7.2.3 de la norma técnica colombiana 2769

Para el caso de una viga doblemente empotrada y carga centrada la deflexión máxima se presenta en el centro de la misma y esta dada por:

$$Y_{\text{max}} = \frac{-FL^3}{192EI} \quad \text{Ver anexo B}$$

Donde:

Y_{max} = deflexión máxima sobre la viga

F = fuerza puntual centrada sobre la viga

$L =$ longitud de la viga

$E =$ modulo de elasticidad

$I =$ momento de inercia

$F = 900 \text{ Kg} = 8820 \text{ N}$

$L = 1200 \text{ mm}$

$E = 207 \times 10^3 \text{ Mpa}$

$I = 3160000 \text{ mm}^4$

Por lo tanto

$Y_{\max} = 0.1214 \text{ mm}$

Por lo tanto la deflexión no supera el máximo admisible

8.8.4 Análisis por fatiga. Por tener la mayor solitud de carga, la viga superior es el elemento mas comprometido con la resistencia de la estructura, por lo tanto es

indispensable desarrollar un análisis completo de la resistencia a la fatiga de dicha estructura.¹⁰

$$S_{ut} = 400 \text{ Mpa}, \quad S_y = 250 \text{ Mpa}, \quad S_x = 62200 \text{ mm}^3 \quad \text{Ver anexo C.}$$

Dado el tipo de carga a la que esta sometida la viga esta se encuentra solicitada a esfuerzo fluctuante que va desde un valor mínimo hasta un valor máximo. (ver figura 46).

El momento máximo es el especificado en la tabla 2

$$M_{\max} = 3.4039 \text{ Kg.mt} = 33358.22 \text{ N.mm}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{S}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{33358.22 \text{ N.mm}}{62200 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_{\max} = 0.5363 \text{ Mpa}$$

¹⁰ SHIGLEY, Joseph E. y MISCHKE, Charles. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ª Edición. Editorial Mc Graw Hill, p 302-363

Realizando el marco rígido sin considerar la carga máxima útil de 600 Kg, es decir el elemento sosteniendo únicamente el peso muerto de la estructura. Entonces se tiene que momento mínimo en el perfil analizado es:

$$M_{\min} = 2.4361 \text{Kg.mt} = 23873.78 \text{N.mm}$$

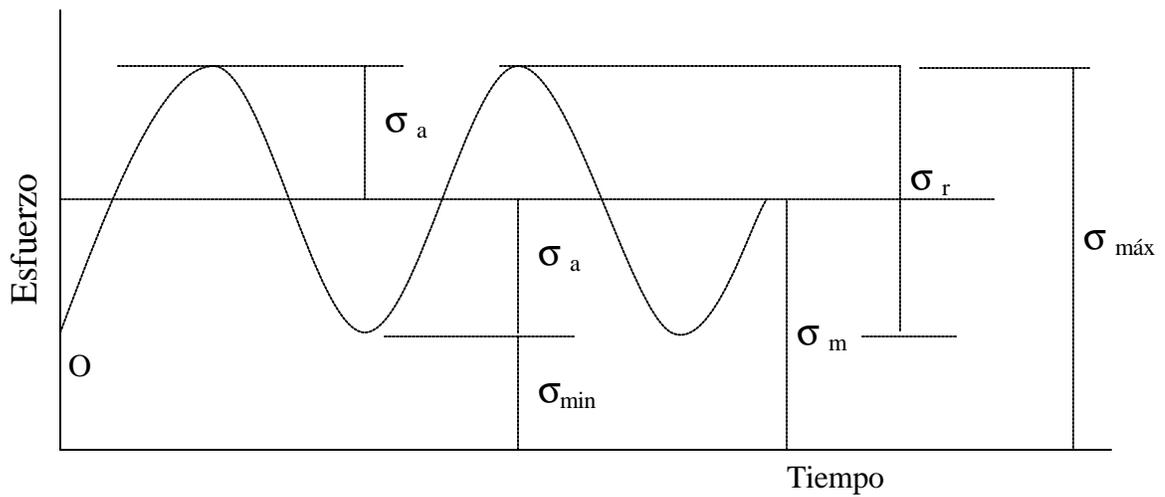


Figura 46. Diagrama de esfuerzo fluctuantes en el perfil superior.

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\min}}{S}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{23873.78 \text{N.mm}}{62200 \text{mm}^3}$$

$$\sigma_{\min} = 0.3838 \text{Mpa}$$

Entonces los esfuerzos medios σ_m y alternante σ_a son:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{min}}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{min}}}{2}$$

$$\sigma_m = 0.4601$$

$$\sigma_a = 0.0762$$

Para considerar los principales factores que afectan el límite de resistencia a la fatiga se utiliza la ecuación de Joseph Marin.¹¹

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S^I_e.$$

Donde:

¹¹ SHIGLEY, Joseph E. y MISCHKE, Charles. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ª Edición. Editorial Mc Graw Hill, p 330

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

S^I_e = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

K_a = factor de superficie.

K_b = factor de tamaño.

K_c = factor de carga.

K_d = factor de temperatura.

K_e = factor de efectos diversos.

$S^I_e = 0.504 S_{ut}$ Si $S_{ut} \leq 200 \text{ Kpsi (1400 Mpa)}$.

$K_a = a (S_{ut})^b$

Los factores a y b vienen de la condición de acabado superficial de la pieza.

Donde para laminado en caliente $a = 57.7$ y $b = -0.718$. (Ver anexo D)

$$K_a = 57.7 (400)^{-0.718}$$

$$K_a = 0.7814$$

El factor de tamaño K_b viene dado por una dimensión efectiva d_e obtenida al igualar el volumen del material sometido a un nivel de esfuerzo igual o superior al 95% del esfuerzo máximo, con el mismo volumen de probeta de viga rotatoria. Lo anterior da por resultado que cuando se iguala estos dos volúmenes, las longitudes se cancelan y necesitan considerarse solamente las áreas (ver figura 47).

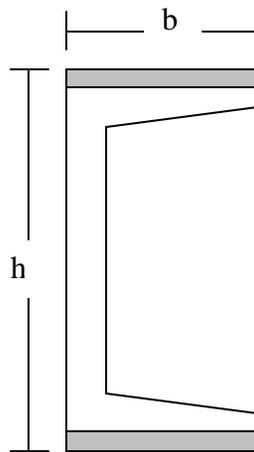


Figura 47. Área del 95% de esfuerzo en el perfil superior

$$A_{0.95 \sigma} = 0.05 (b h)$$

$$A_{0.95 \sigma} = 0.0766 d_e^2$$

$$A_{0.95} \sigma = 0.0766 d_e^2 = 0.05 b h$$

$$d_e = \sqrt{\frac{0.05bh}{0.0766}}$$

$$d_e = 51.777227\text{mm}$$

$$d_e \geq 51\text{mm}$$

$$K_b = 0.75$$

Se considera que la viga está sometida a flexión por lo tanto el factor de carga $K_c = 1$.

Como el sistema está trabajando a la temperatura ambiente o en los casos mas extremos a una temperatura no muy superior a esta se considera el factor de temperatura $K_d = 1$.

Como no se tienen concentración de esfuerzos en la sección de la viga se considera

$$K_e = 1.$$

$$S_e = 400\text{Mpa}(0.504)(0.7814)(0.75)$$

$$S_e = 118.147 \text{ Mpa.}$$

Utilizando el criterio de Soderberg.

$$\frac{\sigma_a}{s_e} + \frac{\sigma_m}{s_y} = \frac{1}{F.S.}$$

Remplazando tenemos.

$$\frac{0.076241\text{Mpa}}{118.147\text{Mpa}} + \frac{0.04601\text{Mpa}}{250\text{Mpa}} = \frac{1}{F.S}$$

$$F.S. = 402.339$$

Este factor de seguridad nos indica que el perfil no es susceptible a fallar por fatiga bajo las condiciones de carga especificadas, su alto valor es consecuencia de la redistribución de momentos en el marco rígido, que se reducen sustancialmente con respecto a los momentos obtenidos en el prediseño.

8.9 CALCULO DE LOS PERFILES VERTICALES

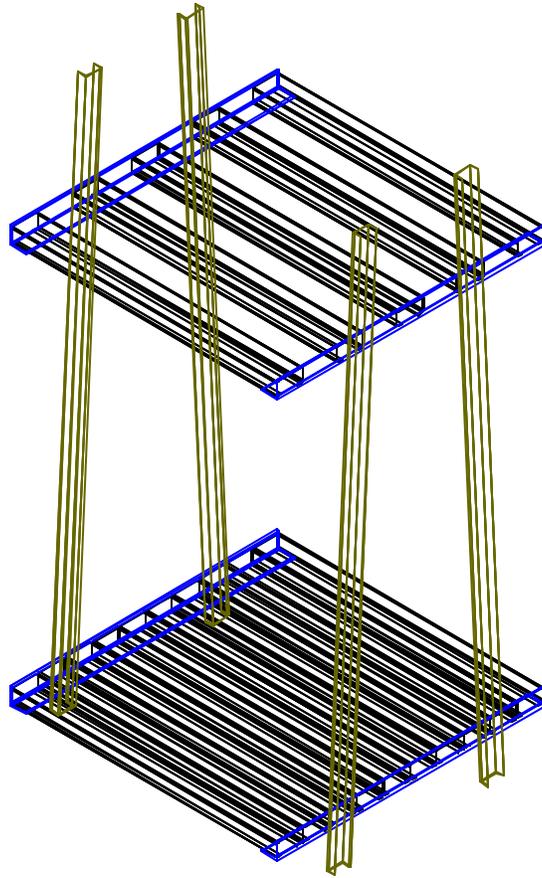


Figura 48. Diseño de las vigas verticales

8.9.1 Cálculo de esfuerzos combinados. Para complementar el diseño por resistencia de las vigas laterales se requiere un análisis de la magnitud de los esfuerzos combinados de flexión y tensión, a los que están sometidos estos elementos.¹² (ver figura 48)

$$\frac{S_Y}{F.S.} = \frac{M_{\text{máx}}}{S_y} + \frac{P}{A}$$

Donde:

$$S_Y = 250 \text{ Mpa.}$$

Del cálculo del marco rígido se tiene:

$$M_{\text{máx}} = 5.8375 \text{ Kg.mt} = 57207.5 \text{ N.mm.}$$

$$S_y = (2) 3.44 \text{ cm}^3 = 6880 \text{ mm}^3$$

$$\text{Area} = 768 \text{ mm}^2$$

4 (P) = (carga útil) + (peso del piso) + (peso de vigas verticales).

$$4 (P) = 600 \text{ Kg} + \left(1.72 \frac{\text{Kg}}{\text{mt}} 1.2 \text{mt} (10) \right) + \left(8.04 \frac{\text{Kg}}{\text{mt}} 8.6 \text{mt} \right)$$

¹² BEER Ferdinand y JHONSTON Russel. Resistencia de Materiales. 4^a Edición. Editorial Mc Graw Hill, P 672

$$P = 172.446 \text{ Kg} = 1689.9708 \text{ N.}$$

$$\frac{250\text{Mpa}}{\text{F.S}} = \frac{57207.5\text{Nmm}}{6880\text{mm}^3} + \frac{1689.9\text{N}}{768\text{mm}^2}$$

$$\text{F.S.} = 23.7744.$$

Por lo tanto el perfil vertical no presenta riesgo de falla a las condiciones de carga dadas

8.9.2 Análisis por fatiga. Para las vigas verticales en C 3 x 4.1 de acero estructural se tiene las siguientes propiedades.¹³

$$S_{ut} = 400 \text{ Mpa}, \quad S_y = 250 \text{ Mpa},$$

$$S_y = 6880 \text{ mm}^3 \quad \text{Ver anexo C.}$$

Las condiciones de funcionamiento intermitente a la que esta sometida el aparato originan que esta viga se encuentre solicitada a esfuerzo fluctuante que va desde un valor mínimo hasta un valor máximo.

El momento máximo según tabla 2 será de:

¹³ SHIGLEY, Joseph E. y MISCHKE, Charles. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5^a Edición. Editorial Mc Graw Hill, p 302-363.

$$M_{\max} = 5.8375 \text{Kg.mt} = 57207.5 \text{N.mm}$$

$$\sigma_{\text{Max}} = \frac{M_{\text{Max}}}{S_y} + \frac{P_{\text{max}}}{A}$$

$$\sigma_{\text{Max}} = \frac{57207.5 \text{N.mm}}{6880 \text{mm}^3} + \frac{1689.9706 \text{N}}{768 \text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{Max}} = 10.5155 \text{Mpa}$$

Realizando el marco rígido sin considerar la carga máxima útil de 600 Kg, es decir el elemento sosteniendo únicamente el peso muerto de la estructura. Entonces se tiene que el momento mínimo en el perfil analizado es:

$$M_{\min} = 2.4361 \text{Kg.mt} = 23873.78 \text{N.mm}$$

$$4 (P_{\min}) = \left(1.72 \frac{\text{Kg}}{\text{mt}} 1.2 \text{mt} \cdot (10) \right) + \left(8.04 \frac{\text{Kg}}{\text{mt}} 8.6 \text{mt} \right)$$

$$P_{\min} = 18.275 \text{ Kg} = 179.095 \text{ N.}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\min}}{S_y} + \frac{P_{\min}}{A},$$

$$\sigma_{\min} = \frac{23873.78\text{N}\cdot\text{mm}}{6880\text{mm}^3} + \frac{179.095\text{N}}{768\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\min} = 3.7032\text{Mpa}$$

Por tanto los esfuerzos medios y alternantes son.

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}$$

$$S_a = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{2}$$

$$\sigma_m = 7.10935$$

$$\sigma_a = 3.40615$$

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S^I_e.$$

$$S^I_e = 0.504 S_{ut} \quad \text{Si } S_{ut} \leq 200 \text{ Kpsi (1400 Mpa) .}$$

$$K_a = a (S_{ut})^b$$

Los factores a y b vienen de la condición de acabado superficial de la pieza.

Donde para laminado en caliente $a = 57.7$ y $b = -0.718$.

$$K_a = 57.7 (400)^{-0.718}$$

$$K_a = 0.7814$$

El factor de tamaño K_b viene dado por una dimensión efectiva d_e obtenida al igualar el volumen del material sometido a un nivel de esfuerzo igual o superior al 95% del esfuerzo máximo, con el mismo volumen de probeta de viga rotatoria (ver figura 49).

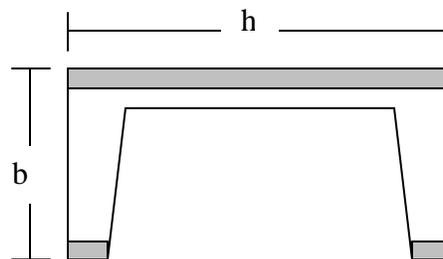


Figura 49. Área del 95% de esfuerzo de las vigas verticales

$$A_{0.95} \sigma = 0.052 (x) (a) + 0.1 (t_f) (b - x)$$

$$x = 11.0998 \text{ mm}, \quad t_f = 6.9, \quad b = 35.8 \text{ mm},$$

$$A_{0.95} \sigma = 0.0766 d_e$$

$$0.0766 d_e = 17.6203$$

$$d_e = \sqrt{\frac{17.6203}{0.0766}}$$

$$d_e = 15.1667 \text{ mm}$$

$$K_b = \left(\frac{d_e}{7.62} \right)^{-0.1133}$$

$$K_b = 0.9249$$

$$K_c = 1.$$

$$K_d = 1.$$

$$K_e = 1.$$

$$S_e = 400\text{Mpa} (0.504) (0.7814) (0.9249)$$

$$S_e = 145.72 \text{ Mpa.}$$

Utilizando el criterio de Goodman se tiene:

$$\frac{\sigma_a}{s_e} + \frac{\sigma_m}{s_{ut}} = \frac{1}{F.S.}$$

Reemplazando se tiene:

$$\frac{3.40615\text{Mpa}}{145.72\text{Mpa}} + \frac{7.10935\text{Mpa}}{250\text{Mpa}} = \frac{1}{F.S}$$

$$F.S. = 19.3005$$

Este factor de seguridad indica que los perfiles verticales soportan la fatiga causada por la aplicación repetida de una carga normal de trabajo.

8.10 CÁLCULO DE LAS VIGAS DEL PISO

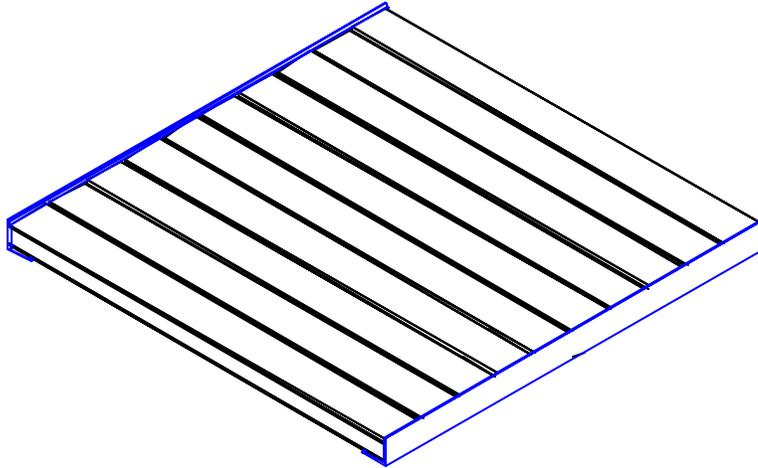


Figura 50. Diseño de las vigas del piso.

8.10.1 Análisis por flexión. El máximo momento flexionante a que están sometidas las vigas del piso, de acuerdo al análisis de marco rígido es: (ver figura 50).

$$M_{\max} = 5207.5 \text{ Nmm}$$

Por lo que a cada viga C120 x 60 – 0.9 mm, le corresponde un momento de:

$$M_{\max(\text{viga})} = \frac{57207.5 \text{ Nmm}}{10 \text{ vigas}} = 5720.75 \text{ Nmm}$$

$$\frac{\sigma_{adm}}{F.S} = \frac{M_{max(viga)}}{S}$$

Con $\sigma_{adm} = 227$ Mpa para perfiles estructurales de lamina delgada.

$S = 2614 \text{ mm}^3$ Ver anexo C.

$$\frac{227\text{Mpa}}{F.S} = \frac{5720.75\text{Nmm}}{2614.5\text{mm}}$$

$F.S = 103.7437$.

Este factor de seguridad es causado por la disminución de los momentos al ser redistribuidos en el marco rígido, es deseable un alto valor de este, pues previene contra los posibles efectos de la concentración de la carga en un solo perfil.

Para ayudar a compartir la carga entre todos los perfiles del piso se soldarán los perfiles entre sí, con electrodo E6013 de 1/8 de pulgada, en puntos de 5 cm. cada 25 cm., se sugiere para este tipo de perfiles, retocar el acabado con dos capas de pintura anticorrosiva en las áreas de aplicación de la soldadura.¹⁴

¹⁴ ACESCO S.A. Manual Técnico de Perfiles Estructurales en Acero de Lamina Delgada 3ª edición. Editorial graficas lourdes limitada, p 137.

8.10.2 Análisis por cortante. Del análisis del diagrama de cortante para una viga con doble empotramiento y carga distribuida uniformemente tenemos que: ¹⁵

$$V = \frac{W}{2}(L - 2x) \quad \text{Ver anexo B.}$$

Los cortantes máximos se presentan en los extremos de la viga donde $x = 0$, tienen una magnitud de.

$$V = \frac{WL}{2} \quad \text{Donde: } L = 1.2 \text{ m, } W = \frac{600\text{Kg} + 1.72 \text{Kg/mt } 12\text{mt}}{1.2\text{mt}}$$

$$W = 517.200 \frac{\text{Kg}}{\text{mt}}$$

$$V = \frac{310.3200\text{Kg}}{(10\text{vigas})} = 304.1136 \frac{\text{N}}{\text{viga}}$$

$$\tau_{\text{med}} = \frac{V}{A} = \frac{304.1136}{226.2\text{mm}^2}$$

$$\tau_{\text{med}} = 1.3444\text{Mpa}$$

¹⁵ BEER Ferdinand y JHONSTON Russel. Resistencia de Materiales. 4^a Edición. Editorial Mc Graw Hill., P 1-32.

$$\tau_{adm} = 0.4S_y = 0.4 * 227\text{Mpa}$$

$$\tau_{adm} = 90.8\text{Mpa}$$

$$\text{F.S.} = \frac{\tau_{adm}}{\tau_{med}} = \frac{90.800}{1.3444} = 67.5371$$

Es necesario un factor de seguridad elevado pues existe cierta incertidumbre en cuanto a la distribución de la carga, la cual puede estar concentrada en pocos perfiles.

8.10.3 Análisis por deflexión. Para el diseño la máxima deflexión admisible en los elementos estructurales se toma de cinco milímetros (5 mm).

Para el caso de una viga doblemente empotrada y carga uniformemente distribuida la deflexión máxima esta dada por:

$$Y_{max} = \frac{-WL^4}{384EI} \quad \text{Ver anexo B.}$$

Donde:

Y_{\max} = deflexión máxima sobre la viga

W = carga distribuida sobre la viga

L = longitud de la viga

E = modulo de elasticidad

I = momento de inercia

$W = 0.5067 \text{ N/mm}$

$L = 1200 \text{ mm}$

$E = 207 \times 10^3 \text{ Mpa}$

$I = 107335 \text{ mm}^4$

Por lo tanto

$Y_{\max} = 0.1231 \text{ mm}$

Por lo tanto la deflexión no supera el máximo admisible

8.10.4 Análisis por fatiga. Por la condición de transporte intermitente de carga, los elementos del piso están sometidos a cargas repetidas, por lo que es necesario verificar su resistencia a la fatiga.¹⁶

$$S_{ut} = 358.68 \text{ Mpa}, \quad S_Y = 227 \text{ Mpa}, \quad S_y = 2614.5 \text{ mm} \quad (\text{Ver anexo C})$$

Tanto el momento como el esfuerzo máximo en cada viga serán.

$$M_{\text{máx}} = \frac{5.8375 \text{ Kgmt} \cdot 9800}{(10 \text{ vigas})} = 5720.75 \text{ N.mm}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}}}{S_y}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{5720.75 \text{ N.mm}}{2614.5 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 2.188 \text{ MPa}$$

¹⁶ SHIGLEY, Joseph E. y MISCHKE, Charles. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ª Edición. Editorial Mc Graw Hill, P 302 - 365

Dado el tipo de carga a la que esta sometida la viga, esta se encuentra solicitada a esfuerzo fluctuante que va desde cero hasta un valor máximo.

Entonces se tiene:

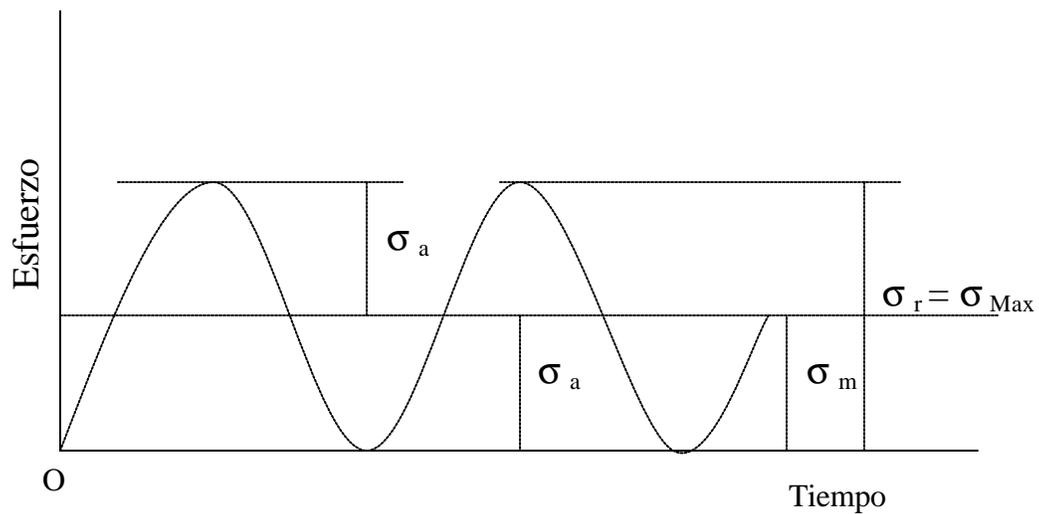


Figura 51. Diagrama de esfuerzo fluctuante en las vigas del piso

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2} = \frac{2.1888\text{Mpa}}{2}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = 1.0940\text{Mpa}$$

Para considerar los principales factores que afectan el límite de resistencia a la fatiga se utiliza la ecuación de Joseph Marin.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S^I_e$$

Donde:

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

S^I_e = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

$$S^I_e = 0.504 S_{ut} \quad \text{Si } S_{ut} \leq 200 \text{ Kpsi (1400 Mpa) .}$$

$$K_a = a (S_{ut})^b$$

Los factores a y b vienen de la condición de acabado superficial de la pieza.

Para maquinado o estirado en frío se tiene que:

$$a = 4.51 \text{ y } b = -0.265.$$

$$K_a = 4.51 (358)^{-0.265}$$

$$K_a = 0.9493$$

El factor de tamaño K_b se calcula a partir de una dimensión efectiva d_e obtenida al igualar el volumen del material sometido a un nivel de esfuerzo igual o superior al 95% del esfuerzo máximo (ver figura 52).

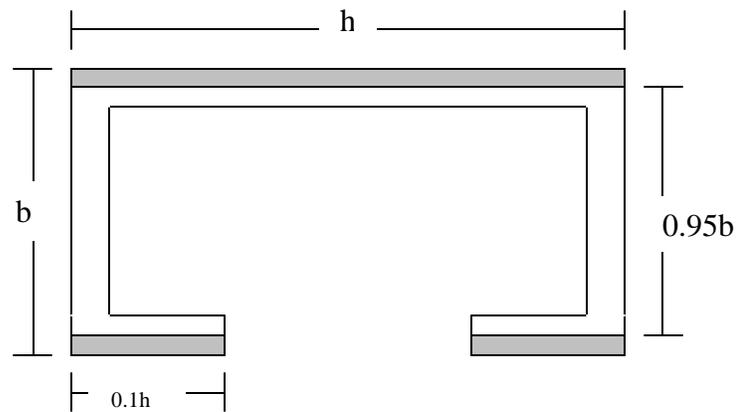


Figura 52. Área del 95% de esfuerzo en las vigas del piso.

$$A_{0.95 \sigma} = 0.025b h + 2 (0.183h) (0.025) (bh).$$

$$A_{0.95 \sigma} = 0.0304 bh.$$

$$A_{0.95} \sigma = 0.0766 d_e^2 = 0.0304 bh$$

$$d_e = \sqrt{\frac{0.304 * b * h}{0.0766}}$$

$$d_e = 33.6937\text{mm}$$

$$K_b = \left(\frac{d_e}{7.62} \right)^{-0.1133}$$

$$K_b = 0.845$$

La viga estará sometida a flexión por lo que se considera el factor de carga

$$K_c = 1$$

Como el sistema estará trabajando a la temperatura ambiente se considera el factor de temperatura

$$K_d = 1.$$

Como no se tiene concentración de esfuerzos en la sección de la viga, se considera

$$K_e = 1.$$

$$S_e = 0.504(358.68 \text{ Mpa}) (0.913) (0.845)$$

$$S_e = 139.465 \text{ Mpa.}$$

Utilizando el criterio de Soderberg.

$$\frac{\sigma_a}{s_e} + \frac{\sigma_m}{s_y} = \frac{1}{\text{F.S.}}$$

Remplazando tenemos.

$$\frac{1.0940 \text{ Mpa}}{139.465} + \frac{1.0940}{227} = \frac{1}{\text{F.S.}}$$

$$\text{F.S.} = 78.9631$$

Es deseable este factor de seguridad elevado, pues no existe demasiada certidumbre acerca de la forma de distribución de la carga sobre la superficie del piso.

8.11 CÁLCULO DE LOS ÁNGULOS.

Los ángulos se encargan de alojar los perfiles laminados en C, tanto del piso como del techo, dando lugar a un soporte transversal que puede ser analizado por los métodos usuales de la resistencia de materiales (ver figura 53).

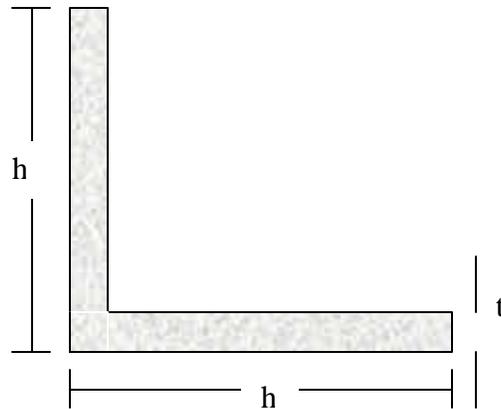


Figura 53. Corte transversal del ángulo de acero.

8.11.1 Cálculo de los ángulos del techo. Estos elementos estructurales deberán soportar una carga puntual de 2000N en cualquier punto, es decir, una carga equivalente a dos operarios de mantenimiento. Siendo el punto mas critico de aplicación de la fuerza el extremo del voladizo, ya que es en el que la carga originaría los mayores momentos (ver figura 54).

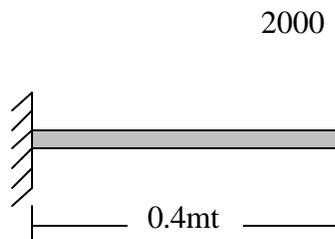


Figura 54. Esquema del ángulo del techo con las fuerzas que actúan sobre él.

Para los ángulos del techo no es necesario el cálculo por fatiga, ya que los operarios de mantenimiento solo realizan su labor sobre la cabina en contadas ocasiones originando así pocos ciclos de aplicación de la carga (ver figura 55).

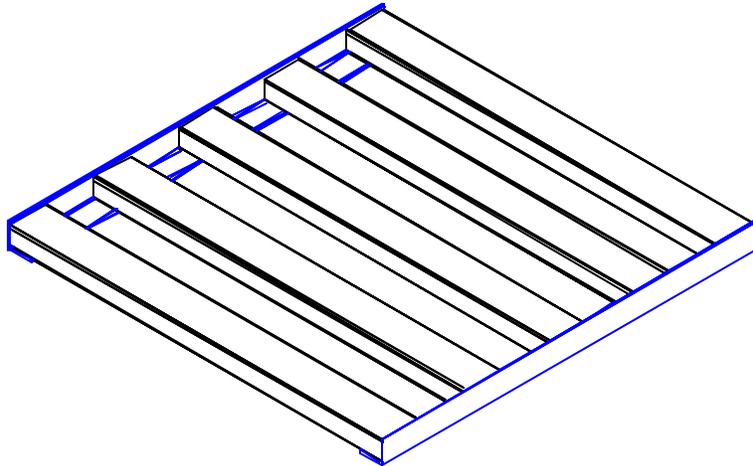


Figura 55. Diseño del techo, incluyendo perfiles laminados C y ángulos.

8.11.1.1 Análisis por flexión. Para el cálculo de los ángulos del techo se considera un factor de seguridad de 2.5, pues estos elementos no son estructuras principales, y no están sometidos a carga dinámica que puedan incrementar el factor de seguridad.

El momento máximo de una viga en voladizo viene dado por.

$$M_{\text{máx}} = PL^{17}$$

Donde:

P: carga = 2000 N.

L: longitud = 400 mm.

$M_{\text{máx}}$: momento máximo

$$M_{\text{máx}} = PL = 2000\text{N}(400\text{mm})$$

Por lo tanto el módulo de sección será

$$\frac{\sigma_{\text{adm}}}{\text{FS}} = \frac{M_{\text{max}}}{S}$$

$$\frac{250\text{Mpa}}{2.5} = \frac{800000\text{Nmm}}{S}$$

$$S = 8000 \text{ mm}^3$$

¹⁷ SHIGLEY, Joseph E. y MISCHKE, Charles. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ª Edición. Editorial Mc Graw Hill, p 831.

Se selecciona el ángulo 6 x 75 con un $S_x = 8410 \text{ mm}$.

8.11.1.2 Análisis por deflexión. Para el caso de una viga en voladizo y carga en el extremo la deflexión máxima esta dada por:

$$Y_{\max} = \frac{-FL^3}{3EI} \quad \text{Ver anexo B.}$$

Donde:

$$F = 2000 \text{ N}$$

$$L = 400 \text{ mm}$$

$$E = 207 \times 10^3 \text{ Mpa}$$

$$I = 458000 \text{ mm}^4$$

Por lo tanto

$$Y_{\max} = 0.45 \text{ mm}$$

Esto prueba que la deflexión no supera el máximo admisible

8.11.1.3 Análisis por cortante

V: fuerza cortante = 2000 N

A: Área transversal = 872 mm²

Por lo tanto el esfuerzo cortante viene dado por.

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{2000\text{N}}{872\text{mm}^2} = 2.2936 \text{ Mpa}$$

$$\text{F.S} = \frac{(0.4)250\text{Mpa}}{2.2936\text{Mpa}} = 43.5996$$

Por lo tanto el ángulo seleccionado soporta satisfactoriamente el esfuerzo cortante a que pueda estar sometido.

8.11.2 Calculo de los ángulos del piso

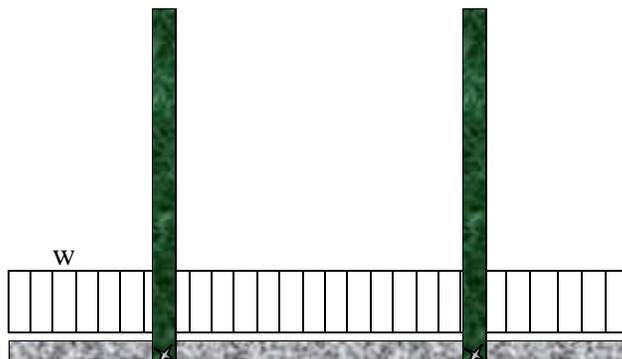


Figura 56. Esquema del piso con las cargas a soportar

8.11.2.1 Análisis por flexión. Se calcula la carga de trabajo para los ángulos del piso, los cuales deben ser diseñados bajo las mismas condiciones de la estructura, por ser estos, elementos esenciales para la constitución del armazón, que deben tener un factor de seguridad igual o mayor a 12.5 (ver figura 56).

$$W = W_{\text{útil}} + W_{\text{vigas}}$$

Donde:

W: carga de trabajo

$W_{\text{útil}}$: carga útil = 600 kg

W_{vigas} : peso de total de las vigas del piso.

$$W = 600 \text{ Kg} + 12 \text{ mt} \left(1.72 \frac{\text{Kg}}{\text{mt}} \right)$$

$$W = 620.64 \text{ Kg}$$

La carga distribuida sobre un ángulo viene dada por.

$$W_{\text{dist}} = \frac{620.64 \text{ Kg} \left(9.8 \frac{\text{mt}}{\text{seg}^2} \right)}{(2 \text{ angulos})(1200 \text{ mm})} = 2.5343 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

El momento máximo del ángulo es.

$$M_{\text{máx}} = \frac{W_{\text{dist}} L^2}{2} = \frac{2.5343 \text{ N/mm} (300 \text{ mm})^2}{2} = 114042.6 \text{ N.mm}$$

$$M_{\text{máx}} = 114042.6 \text{ N.mm}$$

$$\frac{\sigma_{\text{adm}}}{\text{FS}} = \frac{M_{\text{máx}}}{S}$$

$$\frac{250 \text{ MPa}}{12.5} = \frac{114042.6 \text{ N.mm}}{S}$$

$$S = 5702.13 \text{ mm}^3$$

Se escoge el ángulo con el modulo de sección inmediatamente superior

$$S = 5860 \text{ mm}^3 \quad L 6 \times 63.$$

8.11.2.2 Análisis por cortante

$$V: \text{ fuerza cortante} = WL = 2534.28 \frac{\text{N}}{\text{mt}} (0.3\text{mt}) = 760.2840\text{N}$$

$$V = 760.2840 \text{ N}$$

$$A: \text{ Área transversal} = 872 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto el esfuerzo cortante viene dado por.

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{760.2840\text{N}}{872\text{mm}^2} = 0.8719 \text{ Mpa}$$

$$F.S = \frac{(0.4)250\text{Mpa}}{\text{Mpa}} = 114.6940$$

Por lo tanto el ángulo no falla por cortante.

8.11.2.3 Análisis por deflexión. Para el caso de una viga en voladizo y carga uniformemente distribuida la deflexión máxima esta dada por:

$$Y_{\max} = \frac{-WL^4}{8EI} \quad (\text{Ver anexo B})$$

Donde:

$$W = 2.5343 \text{ N/mm}$$

$$L = 300 \text{ mm}$$

$$E = 207 \times 10^3 \text{ Mpa}$$

$$I = 265700 \text{ mm}^4$$

Por lo tanto

$$Y_{\max} = 0.0467 \text{ mm}$$

Esto prueba que la deflexión no supera el máximo admisible

8.11.2.4 Análisis por fatiga

$$S_{ut} = 400 \text{ Mpa}, \quad S_y = 250 \text{ Mpa}, \quad S = 6880 \text{ mm}^3$$

Las condiciones de funcionamiento intermitente a la que esta sometida del ángulo originan que este se encuentre solicitado a esfuerzo fluctuante que va desde un valor mínimo hasta un valor máximo.

$$M_{\max} = 114042.6 \text{ N.mm}$$

$$M_{\min} = 2.4361 \text{ Kg.mt} = 23873.78 \text{ N.mm}$$

$$W_{\text{vigas}} = 20.64 \text{ Kg}$$

$$W_{\text{dist}} = \frac{20.64 \text{ Kg} \left(9.8 \frac{\text{mt}}{\text{seg}^2} \right)}{(2 \text{ angulos})(1.2 \text{ mt})} = 84.28 \frac{\text{N}}{\text{mt}}$$

$$M_{\min} = \frac{W_{\text{dist}} L^2}{2} = \frac{84.28 \frac{\text{N}}{\text{mt}} (0.3 \text{ Mt})^2}{2} = 3.7926 \text{ N.mt}$$

$$M_{\min} = 3792.6 \text{ N.mm}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{3792.6 \text{ N.mm}}{5860 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_{\min} = 0.6479 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_m = 10.0545 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_a = 9.4067 \text{ Mpa}$$

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S^I_e.$$

$$S^I_e = 0.504 S_{ut} \quad \text{Si } S_{ut} \leq 200 \text{ Kpsi (1400 Mpa).}$$

$$K_a = a (S_{ut})^b$$

Los factores a y b, vienen de la condición de acabado superficial de la pieza.

Donde para laminado en caliente $a = 57.7$ y $b = -0.718$.

$$K_a = 57.7 (400)^{-0.718}$$

$$K_a = 0.7814$$

El factor de tamaño K_b viene dado por una dimensión efectiva d_e obtenida al igualar el volumen del material sometido a un nivel de esfuerzo igual o superior al 95% del esfuerzo máximo, con el mismo volumen de probeta de viga rotatoria (ver figura 57).

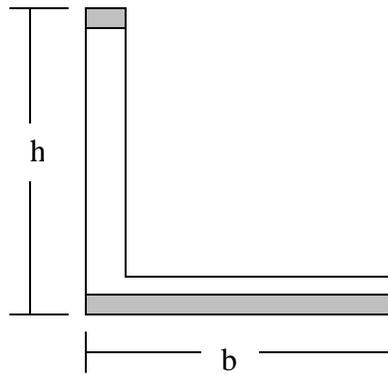


Figura 57. Área del 95% de esfuerzo en ángulos sometidos a flexión

$$A_{0.95 \sigma} = 0.025 hb + 0.08 h + 0.025 b$$

$$A_{0.95 \sigma} = 0.027 bh$$

$$0.0766 d_e = 0.027 bh$$

$$H = 63 \text{ mm}, b = 63 \text{ mm}.$$

$$d_e = \sqrt{\frac{44.5275}{0.0766}}$$

$$d_e = 44.5275\text{mm}$$

$$K_b = \left(\frac{d_e}{7.62}\right)^{-0.1133}$$

$$K_b = 0.81872$$

$$K_c = 1.$$

$$K_d = 1.$$

$$K_e = 1.$$

$$S_e = 400 \text{ Mpa} (0.504)(0.7814)(0.8351)$$

$$S_e = 131.5535 \text{ Mpa.}$$

Utilizando el criterio de Soderberg se tiene:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{F.S.}$$

Remplazando se tiene:

$$\frac{9.4067\text{Mpa}}{131.5535\text{Mpa}} + \frac{10.0545\text{Mpa}}{250\text{Mpa}} = \frac{1}{F.S.}$$

$$F.S. = 8.9507$$

El factor de seguridad por fatiga no satisface los mínimos exigidos, por lo tanto es necesario considerar el análisis de fatiga con el perfil comercial inmediatamente superior.

L 6 x 75 con un $S_x = 8410 \text{ mm}^3$

Recalculando se tiene que:

$$K_b = 0.81872$$

$$S_e = 128.9733 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 13.5604 \text{Mpa}$$

$$\sigma_{\text{min}} = 0.4514 \text{Mpa}$$

$$\sigma_{\text{m}} = 7.0059 \text{Mpa}$$

$$\sigma_{\text{a}} = 6.5545 \text{Mpa}$$

$$\text{F.S} = 12.6833.$$

8.12 CÁLCULO DE LÁMINAS

8.12.1 Cálculo de la lámina que conforma el techo. Para calcular la distribución de esfuerzos y el comportamiento de láminas bajo cargas, se requiere generalmente un análisis complejo, que usualmente emplea conceptos de teoría avanzada de elasticidad y cálculo vectorial e integral; sin embargo los resultados finales de este análisis son muchas veces de fácil aplicación y se encuentran tabulados un gran número de casos prácticos. El cálculo a emplear para calcular el espesor de la lámina en las paredes y techo del ascensor corresponde a una placa rectangular sometida a una presión uniforme y apoyada por su perímetro.¹⁸ (ver figura 58).

¹⁸ FAIRES, Virgil. Diseño de Elementos de Maquinas. Limusa. Noriega editores. P 686-687

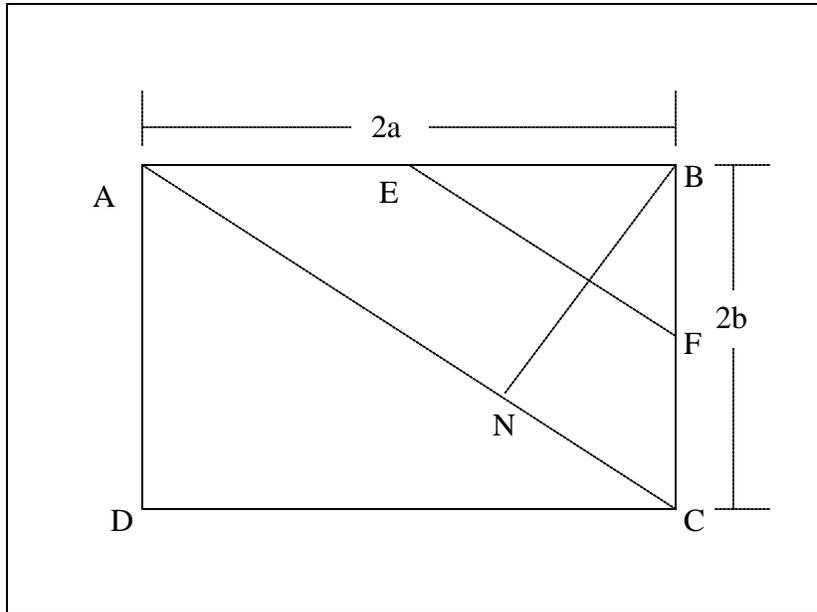


Figura 58. Área de aplicación de la carga en láminas.

La intensidad media del esfuerzo de flexión en la sección AC será:

$$\sigma_m = \frac{2a^2}{a^2 + b^2} P \frac{b^2}{t^2}$$

Para un rectángulo muy prolongado el cual a/b es muy grande, esto se aproxima a:

$$\sigma_m = 2p \frac{b^2}{t^2}$$

Este esfuerzo así calculado es un esfuerzo medio. En las láminas rectangulares con estas condiciones de carga el esfuerzo máximo es diez por ciento superior.

Para calcular la presión que debe soportar el techo, estimamos que la mínima área ocupada por dos operarios de mantenimiento es de aproximadamente 0.07 metros cuadrados, entonces.

$$P = \frac{2000\text{N}}{0.007\text{m}^2} = 28571.4\text{Pa}$$

Para nuestro caso dada la geometría del techo la carga aplicada se tiene que (ver figura 59).

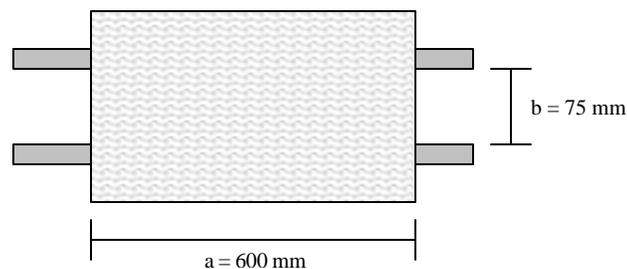


Figura 59. Esquema de presión de la lámina del techo, con sus distancias.

a = 600 mm, b = 75 mm

El esfuerzo permisible se calcula a partir del esfuerzo de fluencia de una lámina CR, dividiéndolo entre un factor de seguridad de 2.0 por un factor que incrementa el esfuerzo medio de 1.1.

$$\sigma_m = \frac{2a^2b^2P}{t^2(a^2 + b^2)}$$

$$\sigma_m = \frac{276\text{Mpa}}{(1.1)(2)} = \frac{2(152.4\text{mm})^2(75\text{mm})^2(0.0287\text{Mpa})}{t^2[(152.4\text{mm})^2 + (75\text{mm})^2]}$$

Obtenemos $t = 1.4395 \text{ mm}$

Se selecciona una lámina calibre 16

$t = 1.519 \text{ mm}$

8.12.2 Calculo de la lámina que conforma las paredes. Las paredes de la cabina deben soportar 300 N aplicados perpendicularmente hacia el exterior estando la carga repartida sobre una superficie de 5 cm^2 con una deformación máxima de 15 mm y sin sufrir deformación permanente (ver figura 60).

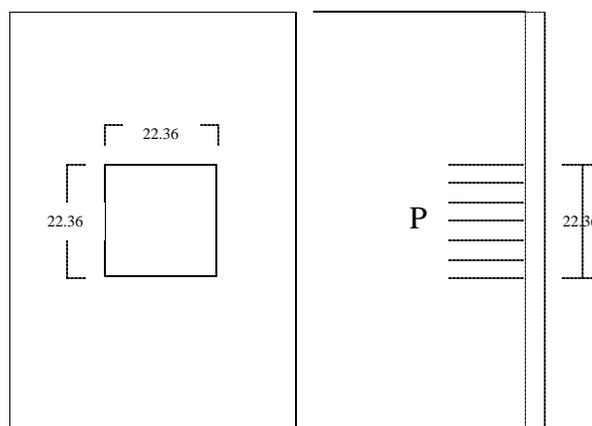


Figura 60. Esquema de área de aplicación de la fuerza en las paredes

Las paredes en su perímetro están unidas tanto a los ángulos que conforman la parte estructural del piso y techo, como a los perfiles laminados ubicados en las esquinas del marco, que conforma la cabina.

El área de aplicación de la fuerza es de 5 cm^2 considerando esta en un área cuadrada, con una fuerza de 300 N . (ver figura 61). Entonces el esquema del perímetro demarcado por la presión requerida es:

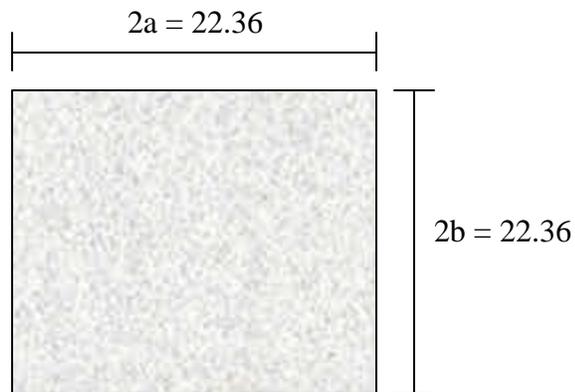


Figura 61. Área de presión, en las láminas que conforman las paredes

$$S = \frac{2a^2b^2P}{t^2(a^2 + b^2)}$$

$$S = \frac{276 \text{ Mpa}}{(1.1)(2)} = \frac{2(11.18 \text{ mm})^2 (11.18 \text{ mm})^2 (0.6 \text{ Mpa})}{t^2 [(11.18 \text{ mm})^2 + (11.18 \text{ mm})^2]}$$

$$t = 0.8644 \text{ mm.}$$

Se estandariza a calibre 21 por disponibilidad en el comercio.

$$t = 1.214 \text{ mm.}$$

9 CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DE UNIÓN

9.1 CÁLCULO DE LAS SOLDADURAS.

Existen diferentes tipos de unión entre los elementos que conforman una estructura, dependiendo principalmente de su uso, requerimientos de resistencia, rapidez y facilidad de montaje. Para el diseño del montacargas es imprescindible usar soldadura para las partes no desmontables, ya que las condiciones estructurales no permiten la adecuación de otro sistema de unión, con un óptimo empleo de los recursos de material y coste.

9.1.1 Cálculo de soldadura en el perfil horizontal.¹⁹ Los perfiles C 4 x 5.4 están unidos con soldadura de filete por el lado externo del canal a una platina que integra la base para el resto de elementos.

De acuerdo a los análisis anteriores, la soldadura estará sometida a un momento máximo de 3.38 Kg.mt y uno mínimo de 2.4361 Kg.mt, además un cortante máximo de 450 Kg y uno mínimo de 150 Kg para la estructura horizontal (ver figura 62).

$$A_{sol} = 0.707 h (2b + d).$$

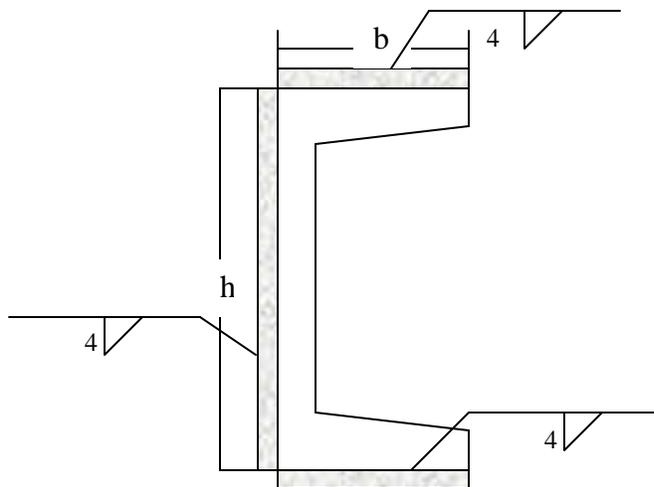


Figura 62. Juntas de soldadura del perfil horizontal C.

¹⁹ SHIGLEY, Joseph E. y MISCHKE, Charles. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ª Edición. Editorial Mc Graw Hill, p 433 - 467

En donde las medidas del perfil C son: $b = 40.1 \text{ mm}$, $d = 101.6 \text{ mm}$.

$$A_{\text{sol}} = 0.707(80.2 \text{ mm} + 101.6 \text{ mm})h.$$

$$A_{\text{sol}} = 128.5326h.$$

Ya que la soldadura resiste esfuerzos de flexión se tiene que:

$$I_U = \frac{d^2}{12}(6b + d)$$

$$I_U = \frac{(101.6\text{mm})^2}{12} [6(40.1\text{mm}) + (101.6\text{mm})]$$

$$I_U = 294365.0027\text{mm}^3$$

$$I = 0.707 h I_u = 208116.0569 h$$

El cortante debido a la fuerza vertical viene dado por la ecuación

$$\tau_1 = \frac{V}{A}$$

La fuerza cortante esta distribuida entre dos perfiles, por lo que el esfuerzo a que esta sometido el material es:

$$\tau_1 = \frac{900\text{Kg}9.8 \frac{\text{mt}}{\text{seg}^2}}{(4)(128.5326)\text{h}}$$

$$\tau_1 = \frac{17.1552\text{Mpa}}{\text{h}}$$

El cortante debido al momento es:

Para cada viga $M_{\text{máx}} = 1.69 \text{ Kg.mt} = 11492 \text{ Nmm}$.

$$\tau_2 = \frac{M_{\text{máx}}C}{I_x}$$

$$C = \frac{h}{2} = \frac{101.6\text{mm}}{2} = 50.8\text{mm}, \quad I_x = 208116.0569\text{h}$$

$$\tau_2 = \frac{11492\text{mm}5.8\text{m}}{208116.0569\text{h}}$$

$$\tau_2 = \frac{4.0427}{h}$$

Para un primer análisis se prueba con electrodos E 60 - 10, por ser los más comerciales con:

$$S_y = 345 \text{ Mpa, y } S_{ut} = 427 \text{ Mpa.}$$

Los esfuerzos τ_1 y τ_2 son perpendiculares entre sí, y su resultante es:

$$\tau = (\tau_1^2 + \tau_2^2)^{0.5}$$

$$\text{Además } \tau = \frac{S_{Sy}}{F.S.}$$

$$S_{Sy} = 0.577 \quad S_y = 0.577 (345 \text{ Mpa}) = 199.065 \text{ Mpa}$$

$$\frac{199.065 \text{ Mpa}}{12.5} = \sqrt{\left(\frac{17.1552}{h}\right)^2 + \left(\frac{4.0427}{h}\right)^2}$$

Luego el espesor de garganta mínimo requerido por cálculo de resistencia es

$$h = 1.1067 \text{ mm.}$$

Enseguida se procede a calcular los esfuerzos en el metal base. El área sujeta a cortante es el área transversal del perfil, $A = 1010 \text{ mm}^2$

$$\tau_{mb} = \frac{V}{A} = \frac{900\text{Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{mt}}{\text{seg}^2}}{(4)(1010\text{mm}^2)} = 2.1832\text{Mpa}$$

$$\sigma_{mb} = \frac{M}{S_x}$$

$$M_{\text{máx}} = 1.69\text{Kgmt} \cdot 9.8 \frac{\text{mt}}{\text{seg}^2} = 16562\text{Nmm}$$

$$S_x = 31100\text{mm}^3$$

Remplazando en la ecuación anterior, tenemos $\sigma_{mb} = 0.5325 \text{ Mpa}$.

El esfuerzo en el metal viene dado por la ecuación de Von Mises en el caso de flexión y torsión combinadas.

$$\sigma' = [\sigma_{mb}^2 + 3\tau_{mb}^2]^{1/2} = [(0.5325)^2 + 3(2.1832)^2]^{1/2} = 3.8187\text{Mpa}$$

$$F.S = \frac{250\text{Mpa}}{3.8187\text{Mpa}} = 65.4668$$

Luego el metal base soporta los esfuerzos a que esta sometido.

9.1.1.1 Análisis por fatiga en la soldadura. Debido a que la unión esta sometida a esfuerzos fluctuantes se hace necesario un análisis del factor de seguridad que previene una falla por fatiga.

Para el electrodo E 60- 10

$$S_{ut} = 427 \text{ Mpa},$$

$$S_{se} = K_a K_b K_c K_d K_e S'_e$$

Él limite de fatiga por viga rotatoria es

$$S'_e = 0.504 S_{ut}$$

El factor de superficie, debe considerarse como el de una superficie basta, sin acabado.

$$K_a = a S_{ut}^{-b} = (272)(427 \text{ Mpa})^{-0.995} = 0.6566$$

El factor de tamaño viene dado por la siguiente ecuación

$$K_b = \left(\frac{d_e}{7.62} \right)^{-0.1133}$$

A fin de evaluar el factor de tamaño se emplea la siguiente ecuación

$$d_e = 0.808(0.707)(hb)^{0.5} = 0.5713(101.6 \text{ mm} * 40.1 \text{ mm})^{0.5}$$

$$d_e = 43.3651 \text{ mm}$$

$$K_b = 0.8212$$

$$K_c = 0.577$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{2.7} = 0.3704$$

$$S_{se} = (0.504)(427 \text{ Mpa})(0.577)(0.6566)(0.8212)(0.3704)$$

$$S_{se} = 24.7728 \text{ Mpa}$$

Con el espesor de la soldadura $h = 1.1067$ mm, obtenido por el análisis de resistencia, se evaluará el esfuerzo máximo.

$$\sigma_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{17.1552}{h}\right)^2 + \left(\frac{4.0427}{h}\right)^2}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{17.1552}{1.1067}\right)^2 + \left(\frac{4.0427}{1.1067}\right)^2} = 15.9258 \text{Mpa}$$

$$A_{\text{sol}} = 128.5326(h),$$

$$A_{\text{sol}} = 142.247 \text{ mm}^2$$

$$I = 208116.0569(h)$$

$$I = 230322.0402 \text{ mm}^4$$

Considerando una carga mínima se tiene que:

$$P_{\text{min}} = 300 \text{ Kg},$$

$$M_{\text{min}} = \frac{M_{\text{min}}}{(2)\text{vigas}} = \frac{2.436 \text{Kg.mt}}{2}$$

$$M_{\min} = 11936.89 \text{ Nmm.}$$

$$\tau_{1\min} = \frac{V_{\min}}{A}$$

$$\tau_{1\min} = \frac{300\text{Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{mt}}{\text{seg}^2}}{(4)(142.247\text{mm})} = 5.167 \text{ MPa}$$

$$\tau_{2\min} = \frac{M_{\min} C}{I}$$

$$\tau_{2\min} = \frac{11936.89 \text{ N} \cdot \text{mm} (50.8\text{mm})}{230322.0402\text{mm}^4} = 2.6328 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\min} = (\tau_{1\min}^2 + \tau_{2\min}^2)^{0.5}$$

$$\tau_{\min} = [(5.1671)^2 + (2.6328)^2]^{0.5} = 5.7992 \text{ MPa}$$

Con base en los esfuerzos máximos y mínimos calculados se obtienen los esfuerzos alternantes y medios:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$$

$$\tau_m = \frac{15.9258 + 5.7992}{2} = 10.8625 \text{ Mpa}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\text{máx}} - \tau_{\text{min}}}{2}$$

$$\tau_a = \frac{15.9258 - 5.7992}{2} = 5.0633 \text{ Mpa}$$

Se procede a utilizar la teoría de falla de Goodman.²⁰

$$S_{su} = 0.67 S_{ut} = 0.67(427 \text{ Mpa}) = 286.09 \text{ Mpa}$$

Para esfuerzo cortante, la línea de Goodman se expresa como.

$$F.S = \frac{S_{Se} S_{Su}}{\tau_a S_{Su} + \tau_m S_{Se}}$$

²⁰ SHIGLEY, Joseph E. y MISCHKE, Charles. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ª Edición. Editorial Mc Graw Hill, p 337.

$$F.S = \frac{(24.7728)(286.09)}{(5.0633)(286.09) + (10.8625)(24.7728)}$$

$$F.S = 4.261$$

Para obtener un factor mínimo de seguridad de 12.5 es necesario incrementar el espesor de garganta de la soldadura (h).

Recalculando para distintos espesores hasta obtener el adecuado, se encontró después de varios ensayos que un espesor que satisface las condiciones de calculo es $h = 4$ mm.

$$S_{se} = 24.7728 \text{ Mpa}$$

$$S_{su} = 0.67 S_{ut} = 286.09 \text{ Mpa}$$

$$\tau = (\tau_1^2 + \tau_2^2)^{0.5}$$

$$\tau_{\text{máx}} = (\tau_{1 \text{ máx}}^2 + \tau_{2 \text{ máx}}^2)^{0.5}$$

$$\tau_{1 \text{ máx}} = \frac{V_{\text{máx}}}{A} = \frac{900\text{Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{mt}}{\text{seg}^2}}{(4)(128.5326)h} ; \quad \text{Si } h = 4$$

$$\tau_{1 \text{ máx}} = 4.2888 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{2 \text{ máx}} = \frac{M_{\text{máx}} C}{I_x}$$

$$\tau_{2 \text{ máx}} = 1.0107 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\text{ máx}} = 4.4063 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\text{ min}} = (\tau_{1 \text{ min}}^2 + \tau_{2 \text{ min}}^2)^{0.5}$$

$$\tau_{1 \text{ min}} = \frac{V_{\text{ min}}}{A} = \frac{735}{128.5326(4)} = 1.4296 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{2 \text{ min}} = \frac{M_{\text{ min}} C}{I} = \frac{11936.89 * 50.8}{4 * 208116.0569} = 0.7284 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\text{ min}} = 1.6045 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\text{ m}} = \frac{\tau_{\text{ máx}} + \tau_{\text{ min}}}{2}$$

$$\tau_{\text{ m}} = 3.0054 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{ a}} = \frac{\tau_{\text{ máx}} - \tau_{\text{ min}}}{2}$$

$$\tau_a = 1.4009 \text{ MPa}$$

$$F.S = \frac{S_{Se} S_{Su}}{\tau_a S_{Su} + \tau_m S_{Se}}$$

$$F.S = \frac{(24.7728)(286.09)}{(1.4009)(286.09) + (3.0054)(24.7728)}$$

$$F.S = 14.9131$$

9.1.2 Cálculo de la soldadura del piso. Los perfiles C 120-60 –0.9 están unidos con soldadura de filete al lado interno de ángulo (ver figura 63).

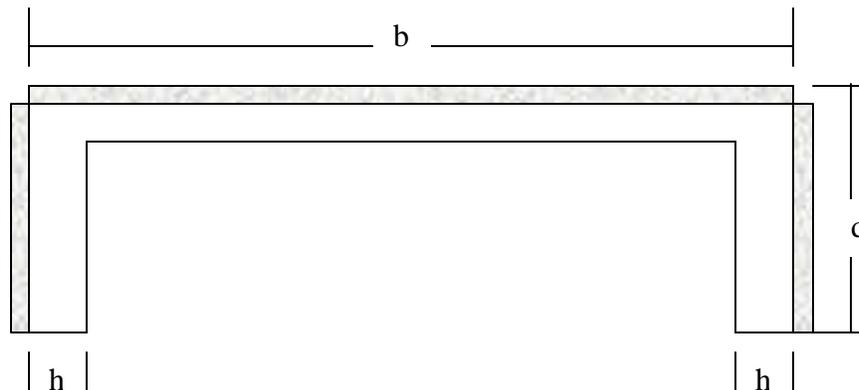


Figura 63. Esquema de las juntas de soldadura del piso

De acuerdo a los análisis anteriores, la soldadura estará sometida a un momento máximo de 5.8375 Kg mt y uno mínimo de 0.8076 Kg mt,

Además un cortante máximo de $\frac{600\text{Kg} + 20.64\text{Kg}}{2} = 310.32\text{Kg}$

Un mínimo de $\frac{20.64\text{Kg}}{2} = 10.32\text{Kg}$ para la estructura horizontal del piso.

Del anexo E, $A_{\text{sol}} = 0.707h(2b+d)$.

En donde las medidas de la base de soldadura son: $b = 60 \text{ mm}$, $d = 1200 \text{ mm}$.

$A_{\text{sol}} = 0.707(120 \text{ mm} + 1200 \text{ mm}) h$.

$A_{\text{sol}} = 933.24 h$.

Ya que la soldadura resiste esfuerzos de flexión se tiene que:

$$I_U = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (d + 2b)\bar{y}^2$$

$$\bar{y} = \frac{b^2}{d + 2b} = \frac{(60)^2}{1200 + 2(60)} = 2.7272\text{mm}$$

$$I_U = 134181.8182\text{mm}^3$$

$$I = 0.707 h I_u = 94866.5454 h$$

El cortante debido a la fuerza vertical viene dado por la ecuación

$$\tau_1 = \frac{V}{A}$$

La fuerza cortante esta distribuida entre dos perfiles, por lo que el esfuerzo a que esta sometido el material es:

$$\tau_1 = \frac{310.32 \text{Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{mt}}{\text{seg}^2}}{(933.24)h}$$

$$\tau_1 = \frac{3.2587 \text{Mpa}}{h}$$

El cortante debido al momento es:

$$\tau_2 = \frac{M_{\text{máx}} C}{I_x}$$

$$M_{\text{máx}} = 5.8375 \text{ Kg mt} = 57207.5 \text{ N.mm.}$$

Donde:

$$b = 60 \text{ mm}, \bar{y} = 2.7272$$

$$C = b - \bar{y} \quad \text{luego}$$

$$C = 57.2727 \text{ mm}$$

$$\tau_2 = \frac{57207.5 \text{ Nmm}(57.2727 \text{ mm})}{94866.5454h}$$

$$\tau_2 = \frac{34.5372}{h}$$

Se usan electrodos E 60 - 10, con $S_y = 345 \text{ Mpa}$, y $S_{ut} = 427 \text{ Mpa}$.

Los esfuerzos τ_1 y τ_2 son perpendiculares entre sí, y su resultante es:

$$\tau = (\tau_1^2 + \tau_2^2)^{0.5}$$

$$\text{Además } \tau = \frac{S_{Sy}}{\text{F.S.}}$$

$$S_{Sy} = 0.577 S_y = 0.577 (345 \text{ Mpa}) = 199.065 \text{ Mpa}$$

$$\frac{199.065 \text{ Mpa}}{12.5} = \sqrt{\left(\frac{3.2587}{h}\right)^2 + \left(\frac{34.5372}{h}\right)^2}$$

Luego el espesor de garganta mínimo requerido por cálculo de resistencia es,

$$h = 2.1783 \text{ mm.}$$

Enseguida se procede a calcular los esfuerzos en el metal base. El área sujeta a cortante es:

$$A_{sol} = 0.707 h (2b + d).$$

$$A_{sol} = 0.707(2.1783)(120 + 1200) = 2032.8767 \text{ mm}$$

τ_{mb} = esfuerzo cortante en el metal base.

$$\tau_{mb} = \frac{V}{A} = \frac{310.32 \text{ Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{mt}}{\text{seg}^2}}{(2032.8767 \text{ mm}^2)} = 1.4960 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{mb} = \frac{M}{S_x}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 57207.5.Nmm$$

$$S_x = (10vigas)2614.5.mm^3$$

$$S_x = 26145.mm^3$$

Donde σ_{mb} = Esfuerzo en el metal base:

Remplazando en la ecuaci3n anterior, tenemos $\sigma_{mb} = 2.1881$ Mpa.

El esfuerzo en el metal viene dado por la ecuaci3n de Von Mises en el caso de flexi3n y torsi3n combinadas.

$$\sigma' = [\sigma_{mb}^2 + 3\tau_{mb}^2]^{1/2} = [(2.1881)^2 + 3(1.4960)^2]^{1/2} = 3.3914Mpa$$

$$F.S = \frac{227Mpa}{3.3914Mpa} = 66.9342$$

Luego el metal base no falla con las condiciones de carga dadas.

9.1.2.1 Análisis por fatiga en la soldadura. Para el electrodo E 60- 10

$$S_{ut} = 427 \text{ Mpa},$$

$$S'_{se} = K_a K_b K_c K_d K_e S'_e$$

El límite de fatiga por viga rotatoria es

$$S'_e = 0.504 S_{ut}$$

El factor de superficie, debe considerarse como el de una superficie basta, sin acabado.

$$K_a = a S_{ut}^{-b} = (272)(427 \text{ Mpa})^{-0.995} = 0.6566$$

El factor de tamaño viene dado por la siguiente ecuación.

$$K_b = \left(\frac{d_e}{7.62} \right)^{-0.1133}$$

Donde para soldadura el tamaño equivalente d_e se obtiene de:

$$0.707 A_{95\sigma} = 0.0766 d_e^2$$

$$A_{95\sigma} = 0.025(b)(d) + 2(h)0.025d$$

$$A_{95\sigma} = 0.025(b)(d) + 2(h)0.025d$$

$$A_{95\sigma} = 0.025(1200)(60) + 2(2.1783)0.025(60)$$

$$A_{95\sigma} = 1806.5349 \text{ mm}^2$$

$$\text{Luego } d_e = 129.1274 \text{ mm}$$

Asumimos $K_b = 0.65$ porque d_e excede 51 mm

$$K_c = 0.577, \quad K_d = 1$$

$$K_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{2.7} = 0.3704$$

$$S_{se} = (0.504)(427 \text{ Mpa})(0.577)(0.6566)(0.65)(0.3704)$$

$$S_{se} = 19.63 \text{ Mpa}$$

Con el espesor de la soldadura $h = 2.1783$ mm, obtenido por el análisis de resistencia, se evaluará el esfuerzo máximo.

$$\sigma_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{3.2587}{2.1783}\right)^2 + \left(\frac{34.5372}{2.1783}\right)^2} = 15.9255 \text{ mm}$$

$$A_{\text{sol}} = 933.24 \text{ h.}$$

$$A_{\text{sol}} = 2032.8767 \text{ mm}^2$$

$$I = 94866.5454 \text{ (h)}$$

$$I = 206647.7958 \text{ mm}^4$$

Considerando una carga mínima se tiene que:

$$P_{\text{min}} = \frac{20.64\text{Kg}}{2} = 10.32\text{Kg},$$

$$M_{\text{min}} = 0.8076 \text{ Kg mt}$$

$$\tau_{\text{Imin}} = \frac{V_{\text{min}}}{A} = \frac{101.136\text{N}}{2032.8767\text{mm}^2} = 0.0498 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{2 \min} = \frac{M_{\min} C}{I}$$

$$\tau_{2 \min} = \frac{7914.48 \text{ Nmm} \cdot 57.2727 \text{ mm}}{2066521492 \text{ mm}^4} = 1.6392 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\min} = (\tau_{1 \min}^2 + \tau_{2 \min}^2)^{0.5}$$

$$\tau_{\min} = \left[(0.0498)^2 + (1.6392)^2 \right]^{0.5} = 1.64 \text{ Mpa}$$

Con base en los esfuerzos máximos y mínimos calculados se obtienen los esfuerzos alternantes y medios:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$$

$$\tau_m = 8.78 \text{ Mpa}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}$$

$$\tau_a = 7.1428 \text{ Mpa}$$

Se procede a utilizar la teoría de falla de Goodman.

$$S_{su} = 0.67 S_{ut} = 0.67 (427 \text{ Mpa}) = 286.09 \text{ Mpa}$$

Para esfuerzo cortante, la línea de Goodman se expresa como

$$F.S = \frac{S_{se} S_{su}}{\tau_a S_{su} + \tau_m S_{se}}$$

$$F.S = \frac{(19.63)(286.09)}{(7.1428)(286.09) + (8.78)(19.63)}$$

$$F.S = 2.5345$$

Por consideraciones de diseño, se requiere un factor mínimo de seguridad para uniones, de 12.5, por lo que es necesario incrementar el espesor de garganta de la soldadura (h), recalculando para distintos espesores hasta obtener el mínimo adecuado.

Se encontró después de varios ensayos que el espesor mínimo que satisface las condiciones de cálculo es:

$$h = 5 \text{ mm.}$$

$$F.S = 14.13$$

9.2 CÁLCULO DE LOS PERNOS.

Para facilitar el montaje y desmontaje de las piezas y posibles trabajos de adecuación y mantenimiento, se emplean uniones atornilladas o pernos de acero grado SAE numero 8 (ver anexo F), empleados comúnmente para este tipo de estructura, según recomendaciones técnicas. Dichos elementos sujetan las vigas verticales C 3 x 4.1 a la platina que va soldada a las vigas horizontales C 4 x 5.4.

De igual forma los pernos sujetan la parte inferior de la estructura, que es la plataforma sobre la que se apoya la carga a transportar (ver figura 64).

9.2.1 Calculo de pernos superiores El sentido de los momentos originados de las condiciones de carga de la cabina, genera fuerzas de tensión en cada perno, proporcionales a la distancia al extremo a compresión de la unión

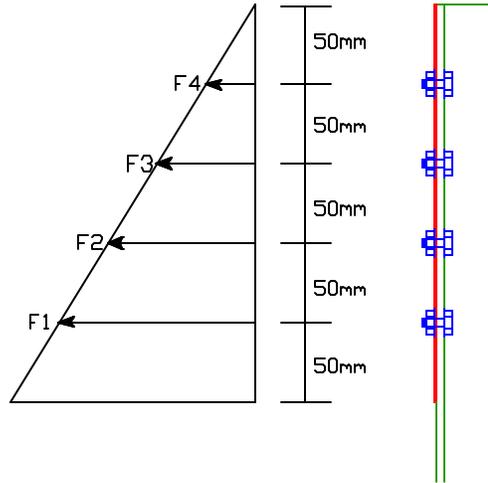


Figura 64. Fuerza de tensión en los pernos superiores

$$\Sigma M_C = 0$$

$$M - (50) F_1 - (100) F_2 - (150) F_3 - (200) F_4 = 0$$

De acuerdo al diagrama de tensiones, por triángulos semejantes se tiene:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{200}{150}, \quad \frac{F_1}{F_3} = \frac{200}{100}, \quad \frac{F_1}{F_4} = \frac{200}{50},$$

$$M - (50) F_1 - \frac{F_1(100)}{1.333} - \frac{F_1(150)}{2} - \frac{F_1(200)}{4} = 0$$

$$F_1 = \frac{M}{250}, \quad \text{Según tabla 2. } M = 3.4039 \text{ Kg mt} = 33358.22 \text{ N mm}$$

$$F_1 = 133.4329 \text{ N}$$

Esta fuerza se reparte entre dos vigas.

$$S_t = \frac{F_1}{nA} = \frac{133.4329 \text{ N}}{(2 \text{ vigas})(A)} \Rightarrow S_t = \frac{66.7164 \text{ N}}{(A)}$$

$$S_y = 896.3184 \text{ Mpa}$$

S_{Sp} = esfuerzo cortante

$$S_{Sv} = \frac{900 \text{ Kg}}{N_v A} = \frac{900 \text{ Kg}}{(4 \text{ vigas}) A} \Rightarrow S_{Sp} = \frac{900 \text{ Kg}}{N_v nA} = \frac{900 \text{ Kg}}{(4 \text{ vigas})(4 \text{ pernos}) A}$$

$$S_{Sp} = \frac{8820 \text{ N}}{(16) A} = \frac{551.25 \text{ N}}{A}$$

$$\frac{1}{FS} = \left[\left(\frac{S_t}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{S_{Sp}}{S_{Sy}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{1}{12} = \left[\left(\frac{66.7164}{(896.31) A} \right)^2 + \left(\frac{551.25}{(0.577)(896.31) A} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$A_t = 13.3561 \text{ mm}^2 = 0.0207 \text{ in}^2$$

Estandarizamos al tornillo SAE 8 $\frac{1}{4}$ " $d = \frac{1}{4}$ "

$$A_t = 0.0318 \text{ in}^2$$

9.2.1.1 Análisis de los pernos por fatiga. Para complementar la selección de los pernos en las juntas se procede a hacer un análisis de la resistencia a la fatiga de los elementos sujetadores.

Se procede utilizando el resultado obtenido por el análisis por resistencia anterior el cual

arrojó un diámetro del perno $d = \frac{1}{4}$ " .

A_t : Area de tensión.

Entonces, para un perno calibre $\frac{1}{4}$ "

$$A_t = 0.0318 \text{ in}^2 = 20.5161 \text{ mm}^2$$

Para las condiciones de carga a las que están sometidas las vigas superiores, se originan un momento máximo de 3.4039 Kg.mt y un momento mínimo de 2.4361 Kg.mt, de acuerdo al análisis por geometría realizado anteriormente, la fuerza de tensión en el perno más crítico es.

$$F_1 = \frac{M}{(2 \text{ vigas}) 250\text{mm}}$$

$$F_{1.\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{33358.22\text{N.m}}{(2 \text{ vigas}) 250\text{mm}} = 66.7164\text{N}$$

$$\sigma'_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{F_{1.\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}}}{A_t} = 3.2519\text{Mpa}$$

$$\tau'_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{900\text{Kg}}{(16 \text{ pernos}) A_t} = \frac{8820\text{N}}{(16)(20.516 \text{ lmm}^2)}$$

$$\tau'_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = 26.8692\text{Mpa}$$

Aplicando el criterio del círculo de MOHR, se tiene que.

$$\sigma = 0.5.\sigma' + R = 0.5.\sigma' + \sqrt{(0.5.\sigma')^2 + \tau'^2}$$

$$\sigma_{\max} = 0.5 \cdot \sigma'_{\max} + R = 0.5 \cdot \sigma'_{\max} + \sqrt{(0.5 \sigma'_{\max})^2 + \tau'_{\max}{}^2}$$

$$\sigma_{\max} = 0.5(3.2519) + \sqrt{(0.5(3.2519))^2 + (26.8692)^2}$$

$$\sigma_{\max} = 28.5443 \text{Mpa}$$

La fuerza de tensión mínima en el perno más crítico es.

$$F_{l.\min} = \frac{23873.78 \text{N} \cdot \text{mm}}{(2 \text{vigas}) 250 \text{mm}} = 95.4951 \text{N}$$

$$\sigma'_{\min} = \frac{F_{l.\min}}{A_t} = 4.6546 \text{Mpa}$$

$$\tau'_{\min} = \frac{300 \text{Kg}}{(16 \text{pernos}) A_t} = \frac{2940 \text{N}}{(16)(20.5161 \text{mm}^2)}$$

$$\tau'_{\min} = 8.6594 \text{Mpa}$$

Aplicando el criterio de MOHR, se tiene que.

$$\sigma = 0.5 \cdot \sigma' + R = 0.5 \cdot \sigma' + \sqrt{(0.5 \sigma')^2 + \tau'^2}$$

$$\sigma_{\min} = 0.5 \cdot \sigma'_{\min} + R = 0.5 \cdot \sigma'_{\min} + \sqrt{(0.5 \sigma'_{\min})^2 + \tau'_{\min}{}^2}$$

$$\sigma_{\min} = 0.5(4.6546) + \sqrt{(0.5(4.6546))^2 + (8.9564)^2}$$

$$\sigma_{\min} = 11.5811 \text{ Mpa}$$

Aplicando el criterio de Goodman para el análisis de fatiga se tiene:

$$\frac{1}{F.S} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 20.0627 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 8.4816 \text{ Mpa}$$

$$\frac{1}{F.S} = \frac{8.4816}{159.9584} + \frac{20.0627}{1034.3136}$$

$$F.S = 13.8122$$

El cual es apropiado para las condiciones de carga dadas.

9.2.1.2 Análisis de falla por aplastamiento en los elementos de unión. Para evaluar una posible falla por aplastamiento en los elementos a unir, se establece la hipótesis de que las componentes de las fuerzas que actúan sobre el perno, están distribuidas de manera uniforme sobre el área de contacto proyectada del perno.

Análisis de la platina por aplastamiento

$$\frac{S_y}{F.S} = \frac{V_{\text{perno}}}{A_{\text{proy}}} \Rightarrow A_{\text{proy}} = td$$

Donde:

t = espesor de la platina

d = diámetro del perno

$$V_{\text{perno}} = \frac{900\text{Kg} (9.8 \text{N/Kg})}{(16\text{pernos})} = 551.25\text{N}$$

$$d = \frac{1}{4}'' = 6.35\text{mm}$$

$$\frac{250\text{Mpa}}{\text{F.S}} = \frac{(551.25\text{N})}{(6\text{mm})(6.35\text{mm})}$$

$$\text{F.S} = 17.2789$$

Análisis de la viga por aplastamiento

$$\frac{S_y}{\text{F.S}} = \frac{V_{\text{perno}}}{A_{\text{proy}}}$$

$$\frac{250\text{Mpa}}{\text{F.S}} = \frac{(551.25\text{N})}{(4.4\text{mm})(6.35\text{mm})}$$

$$\text{F.S} = 12.6712$$

Se elige un perno $\frac{1}{4}$ " 20 - UNRF

9.2.2 Cálculo de los pernos del piso

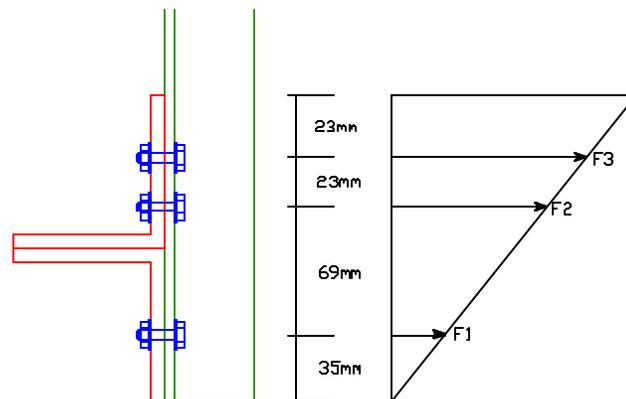


Figura 65. Fuerzas de tensión en los pernos inferiores

$$\Sigma M_C = 0$$

$$M - (23) F_1 - (46) F_2 - (115) F_3 = 0$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{127}{104}, \quad \frac{F_1}{F_3} = \frac{104}{35},$$

$$M - (50) F_1 - \frac{F_1(46)}{1.2212} - \frac{F_1(115)}{3.6286} = 0$$

$$F_1 = \frac{M}{(2)92.362} \quad \text{Según tabla 2.} \quad M = 5.8375 \text{ Kg.mt} = 57207.5 \text{ N mm}$$

$$S_t = \frac{F_1}{nA} = \frac{57207.5 \text{ N}}{(2 \text{ vigas})(92.3622)(A)} \quad \Rightarrow \quad S_t = \frac{309.691 \text{ IN}}{A}$$

$$S_y = 896.3184 \text{ Mpa}$$

$$S_{Sv} = \frac{600 \text{ Kg}}{N_v A} = \frac{600 \text{ Kg}}{(4 \text{ vigas}) A} \quad \Rightarrow \quad S_{Sp} = \frac{600 \text{ Kg}}{N_v nA} = \frac{600 \text{ Kg} \left(\frac{9.8 \text{ N}}{\text{Kg}} \right)}{(4 \text{ vigas})(3 \text{ pernos}) A}$$

$$S_{Sp} = \frac{5880N}{(12)A} = \frac{490N}{A}$$

$$\frac{1}{FS} = \left[\left(\frac{S_t}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{S_{Sp}}{S_{Sy}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{1}{12.5} = \left[\left(\frac{309.6911}{(896.31)A} \right)^2 + \left(\frac{490}{(0.577)(896.31)A} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$A_t = 12.6061 \text{ mm}^2 = 0.0195 \text{ in}^2$$

Estandarizamos el tornillo SAE 8 $\frac{1}{4}$ "

$$A_t = 0.0318 \text{ in}^2$$

$$d = \frac{1}{4}"$$

9.2.2.1 Análisis por fatiga

Para perno calibre $\frac{1}{4}$ " $A_t = 0.0318 \text{ in}^2 = 20.5161 \text{ mm}^2$

Para las vigas inferiores, se origina un momento máximo de 5.8375 Kg.mt y un momento mínimo de 0.8076 Kg.mt, así las cosas la fuerza de tensión máxima en el perno más crítico es.

$$F_1 = \frac{M}{(2 \text{ vigas})92.3622\text{mm}}$$

$$F_{1.\text{máx}} = \frac{57207.5\text{N.mm}}{(2 \text{ vigas})92.3622\text{mm}} = 309.6911\text{N}$$

$$\sigma'_{\text{máx}} = \frac{F_{1.\text{máx}}}{A_t} = 15.095\text{Mpa}$$

$$\tau'_{\text{máx}} = \frac{600\text{Kg}}{(12 \text{ pernos})A_t} = \frac{5880\text{N}}{(12)(20.5161\text{mm}^2)}$$

$$\tau'_{\text{máx}} = 23.8837\text{Mpa}$$

Aplicando el criterio del círculo de MOHR, se tiene que

$$\sigma = 0.5.\sigma' + R = 0.5.\sigma' + \sqrt{(0.5\sigma')^2 + \tau'^2}$$

$$\sigma_{\text{max}} = 0.5.\sigma'_{\text{máx}} + R = 0.5.\sigma'_{\text{máx}} + \sqrt{(0.5\sigma'_{\text{máx}})^2 + \tau'_{\text{máx}}^2}$$

$$\sigma_{\max} = 0.5(15.095) + \sqrt{(0.5(15.095))^2 + (23.8837)^2}$$

$$\sigma_{\max} = 32.5954 \text{Mpa}$$

La fuerza de tensión mínima en el perno más crítico es

$$F_{1.\min} = \frac{7914.48 \text{N.mm}}{(2 \text{vigas}) 92.3622 \text{mm}} = 42.8448 \text{.N}$$

$$\sigma'_{\min} = \frac{F_{1.\min}}{A_t} = 2.0884 \text{Mpa}$$

$$\tau'_{\min} = 0$$

Aplicando el criterio de MOHR, se tiene que.

$$\sigma = 0.5 \cdot \sigma' + R = 0.5 \cdot \sigma' + \sqrt{(0.5 \sigma')^2 + \tau'^2}$$

$$\sigma_{\min} = 2.0884 \text{Mpa}$$

Aplicando el criterio de Goodman para el análisis de fatiga se tiene:

$$\frac{1}{F.S} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 17.3419 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 15.2535 \text{ Mpa}$$

$$\frac{1}{F.S} = \frac{15.2535}{159.9584} + \frac{17.3419}{1034.3136}$$

$$F.S = 8.9186$$

Dado que el factor de seguridad por fatiga no llega al mínimo requerido, sé recalcula la unión con el perno siguiente

$$\text{Para perno calibre } \frac{5}{16}'' \quad A_t = 0.0524 \text{ in}^2 = 33.8064 \text{ mm}^2$$

$$\sigma'_{\max} = \frac{F_{l.\max}}{A_t} = 9.1607 \text{ Mpa}$$

$$\tau'_{\text{máx}} = 14.4943 \text{Mpa}$$

$$\sigma_{\text{max}} = 0.5(9.1607) + \sqrt{(0.5(9.1607))^2 + (14.4943)^2}$$

$$\sigma_{\text{max}} = 19.7812 \text{Mpa}$$

$$\sigma'_{\text{min}} = \frac{F_{1.\text{min}}}{A_t} = 1.2674 \text{Mpa}$$

$$\tau'_{\text{min}} = 0$$

$$\sigma_{\text{min}} = 1.2604 \text{Mpa}$$

Aplicando el criterio de Goodman para el análisis de fatiga se tiene:

$$\frac{1}{F.S} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{min}}}{2} = 10.5243 \text{Mpa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{min}}}{2} = 9.2569 \text{Mpa}$$

$$\frac{1}{\text{F.S}} = \frac{9.2569}{159.9584} + \frac{10.5243}{1034.3136}$$

$$\text{F.S} = 14.696$$

Por lo tanto se emplean pernos 5/16'' 18 - UNRF

10 CALCULO DE LAS GUÍAS VERTICALES

El guiado de la cabina y el contrapeso ha de realizarse mediante guías metálicas y rígidas.

Para las guías del camarín se emplearán los perfiles normales de las acerías, los redondos de acero calibrado macizo o guías en T. Se utilizara para el diseño de cada guía dos ángulos de acero estructural de tal manera que forme el equivalente a una guía en T.

La resistencia de las guías, de sus fijaciones y de los medios que unen sus elementos, serán suficientes para permitirles soportar los esfuerzos resultantes de la actuación del paracaídas. Igualmente las guías y sus soportes deberán resistir las flexiones debidas a la excentricidad de la carga; en este caso, las flechas que se produzcan en las guías deben ser menores o, como máximo, iguales a 0,003 m (tres milímetros). Para no dificultar el funcionamiento normal del elevador.

La tolerancia máxima en el paralelismo de las guías será de 5 milímetros, cualquiera que sea el recorrido del elevador.

10.1 RESISTENCIA DE LAS GUÍAS BAJO LA ACCIÓN DE FUERZAS VERTICALES

El principal factor generador de esfuerzos sobre cada guía, en la dirección vertical será la actuación del paracaídas, este esfuerzo se calculará mediante las fórmulas siguientes según el tipo de paracaídas:²¹

$$\text{Paracaídas de acción instantánea} \quad \sigma_K = \frac{25(P+Q)W}{A} \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad \text{Ec (a)}$$

$$\text{Paracaídas con rodillos} \quad \sigma_K = \frac{15(P+Q)W}{A} \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad \text{Ec (b)}$$

$$\text{Paracaídas progresivos} \quad \sigma_K = \frac{10(P+Q)W}{A} \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad \text{Ec (c)}$$

σ_K no debe pasar de:

140 N/mm² para acero estructural

Donde:

P = Es la suma de la masa de la cabina vacía

Q = Carga nominal en kilogramos.

²¹ ICONTEC, Normas Técnicas Colombianas (NTC 2769). p.59

W = Coeficiente de aumento para cargas de pandeo (Ver anexo L)

A = Sección de la guía en milímetros cuadrados.

σ_K = esfuerzo sobre las guías

Para un elevador de carga con velocidad nominal inferior a 1m/s, se recomienda el uso de paracaídas de acción instantánea, los cuales al accionarse ejercen una fuerza de compresión máxima sobre las guías de $25 (P + Q)$.

El valor del esfuerzo máximo sobre la viga se calcula con la Ec (a).

Con σ_K (admisible) = 140 Mpa, para una guía de acero estructural.

$$P = 249.5 \text{ Kg} = 2445.1 \text{ N}$$

$$Q = 600 \text{ Kg} = 5880 \text{ N}$$

Luego se tiene que:

$$140 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \geq \frac{25(2445.1\text{N} + 5880\text{N})W}{A}$$

$$140 \frac{N}{\text{mm}^2} \geq 208127.5 \frac{W}{A}$$

Donde el factor W se obtiene por medio de la relación de esbeltez:

$$R_e = \left(\frac{L_K}{r_x} \right)$$

con:

L_K = distancia entre apoyos de las guías = 2500 mm.

r_x = radio de giro de la sección de la guía, viene dada por:

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$$

Con:

I_x = momento de inercia de la sección.

Se utilizarán ángulos tipo europeos de lados iguales soldados por uno de sus lados para formar la viga en “ T ”, que se usará como guía.

Tabulando los esfuerzos máximos obtenidos con diferentes ángulos se tiene:

Tabla 3 Esfuerzos en ángulos guías

Designación	I (mm ⁴) x 10 ⁴	A (mm ²)	r(mm)	w	σ (N/mm ²)
4 x 50	8.97	3.89	15.18	4.60	1230.6
5 x 50	11.00	4.80	15.14	4.60	997.3
6 x 70	36.90	8.13	21.30	2.31	295.7
8 x 75	58.90	11.50	22.63	2.11	190.9
10 x 80	87.50	15.10	24.10	1.98	136.5
9 x 90	116.00	15.50	27.36	1.73	116.1
8 x 100	145.00	15.50	30.59	1.58	106.6

Se elige el ángulo 10 x 80 por ser el ángulo más liviano y económico que cumple con los requisitos de resistencia bajo la acción del paracaídas

10.2 RESISTENCIA DE LAS GUÍAS BAJO LA ACCIÓN DE FUERZAS HORIZONTALES

10.2.1. Análisis por deflexión. El momento de inercia de las vigas que forman la guía debe ser tal que la máxima deflexión causada por el empuje horizontal de la cabina, sea de 3 mm como máximo; este empuje es causado por un posible descentramiento de la carga y se calcula por sumatorias de momentos con respecto al punto de suspensión de la cabina, suponiendo la carga igual a la mitad de la máxima total, distribuida en un cuarto de superficie del suelo de la cabina (ver figura 66).

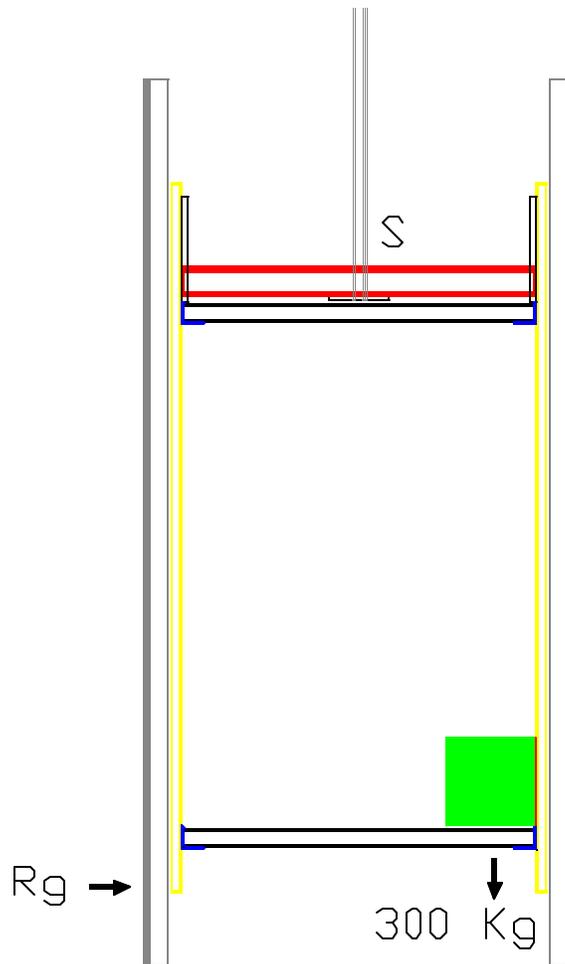


Figura 66. Cabina cargada excéntricamente.

De la figura anterior se tiene que:

$$\Sigma M_S = 0$$

$$R_G \times 2400 \text{ mm} = 300 \text{ Kg} (450\text{mm})$$

$$R_G = 56.25 \text{ Kg} = 551.25 \text{ N}$$

La deflexión máxima en las guías viene dada por la ecuación para la deflexión de una guía simplemente apoyada y cargada en el centro, es decir:

$$y = \frac{R_G L^3}{48EI}$$

Donde:

y = Flecha (deflexión máxima 3 mm)

R_G = Carga o fuerza horizontal que produce la flecha

E = Modulo de elasticidad = $200 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$

I = Momento de inercia de la guía

$$I = (2)(87.5 \times 10^4 \text{ mm}^4) = 175 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

Remplazando los valores anteriores se obtiene

$$y = 0.5127 \text{ mm}$$

Luego la guía no deflecha más allá del rango permitido.

10.2.2. Análisis por flexión. El esfuerzo por flexión viene dado por:

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

Donde:

$$M = \frac{R_G L}{4} = \frac{(551.25 \text{ N})(2500 \text{ mm})}{4} = 344531.25 \text{ Nmm}$$

$$S = (2)(15.4 \times 10^3 \text{ mm}^3)$$

$$\sigma = 11.1861 \text{ Mpa}$$

Como el esfuerzo admisible para el acero en cuestión es de 140 Mpa la guía soporta la fuerza flexionante.

11 DISEÑO DEL SISTEMA TRACTOR POR POLEA DE FRICCIÓN

Uno de los sistemas comúnmente utilizados para accionar los ascensores es el llamado de polea tractora, en el cual la fuerza es transmitida por la fricción de una polea ranurada.

Sobre los cables de sujeción de la cabina y contrapeso, también es empleado un sistema reductor de velocidad, accionado por un motor reversible, muchas veces resulta necesario utilizar una polea adicional que cumple la función de alinear el cable sujeto al contrapeso y así evitar posibles impactos del mismo ya sea con las guías o con la cabina.

El sistema de tracción que emplea el diseño, puede dividirse en cuatro partes fundamentales, las cuales son:

- ◆ Cables de tracción.

- ◆ Polea de tracción, poleas de deflexión.

- ◆ Sistema motor reductor.

- ◆ Contrapeso.

11.1 CALCULO DE LOS CABLES DE TRACCIÓN.

Para formar un cable, se arrollan un gran número de hilos de acero de alta resistencia. Estos hilos se disponen en trenzas o torones según los casos. Para los aparatos de elevación se emplean exclusivamente los cables compuestos de varios torones. Estos están formados por un cierto número de hilos arrollados en uno o varios cordones alrededor de un alma de cáñamo o de acero, formando el cable (ver figura 67).



Figura 67. Cables de acero para elevadores.

Los cables de acero se presentan especialmente al trabajo de los aparatos de elevación vertical, habiendo sustituido casi completamente a las cadenas, sobre las que tienen ventajas considerables. Su propio peso es más reducido, permite velocidades más elevadas, ya que pasan sin ruido ni choques por las poleas, la seguridad aumenta ya que los cables no se rompen súbitamente como las cadenas sino que, por el contrario, antes de la ruptura de un cable, se van rompiendo hilos aisladamente. En cambio los cables imponen poleas y tambores de gran tamaño, lo que constituye una desventaja.

Según la empresa colombiana de cables EMCOCABLES se recomienda para la construcción de ascensores los cables 8 x 19 Seale con alma de fibra natural y con paso lang derecho, por presentar las características de mayor flexibilidad y resistencia a la abrasión.²²

De acuerdo a normas de diseño se requiere para elevadores eléctricos, tres cables mas un factor de seguridad mínimo de Doce (12).

$$F.S = \frac{C_1}{C_2 + C_3}$$

F.S = factor de seguridad requerido, F.S = 12

$C_1 = (\text{carga de rotura})(\text{número de cables})$

$C_2 = (\text{peso cabina}) + (\text{carga útil}) + (\text{peso cables})(\text{número de cables})$

$C_3 = (\text{tensión máxima generada por la aceleración de la cabina})$

Por tanto:

Número de cables a usar = 3

²² EMCOCABLES S.A. Manual, P 8

Carga mínima de rotura [$F_0 = K'd^2R_0$] (Ver anexo G)

Donde:

d : diámetro nominal del cable

R_0 : grado de tensión del alambre

Factor empírico correspondiente a la mínima fuerza de rotura para un cable de construcción dada.

El cable 8 x 19 SEALE pertenece al grupo 4 de cables. (Ver anexo G)

El factor $K' = 0.293$

$$R_0 = 1770 \frac{N}{mm^2}$$

Ahora:

Peso cabina = 249.5664 Kg.

Carga útil = 600 Kg.

Peso del cable = $n K d^2 L$

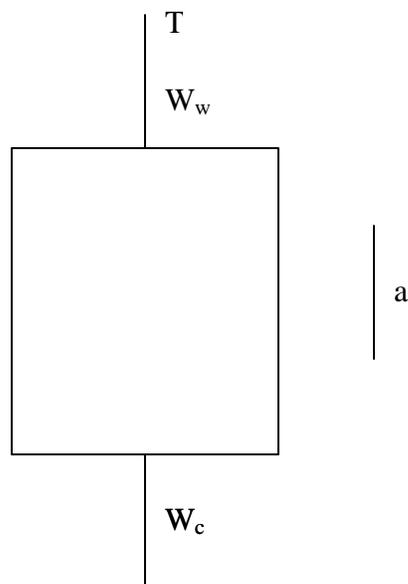
$$K = \frac{0.347\text{Kg}}{100\text{mt}\cdot\text{mm}^2}$$

L = longitud del cable, la cual será:

$$L = 9 \text{ mt}$$

$$F.S = \frac{C_1}{C_2 + C_3} = \frac{n(K'd^2R_0)}{849.5664\text{Kg} + nKd^2L + C_3}$$

Para un funcionamiento normal



$$\sum F_y = m * a_y$$

$$T - W_c - W_w = m * a_y$$

$$T = W_c + W_w + m * a_y$$

Luego

$$C_3 = m * a_y$$

$$m = \frac{(\text{Peso.cabina}) + (\text{Peso.cable})}{g}$$

Si el ascensor parte del reposo y alcanza su velocidad nominal de 0.54 m/s, a una distancia de 1 mt, se obtiene que:

$$V^2_{\text{final}} = V^2_{\text{inicial}} + 2.a.h$$

$$a_y = \frac{V^2_{\text{final}}}{2.h} = \frac{(0.54\text{m/s}^2)}{2(1.\text{mt})}$$

$$a_y = 0.1458 \text{ m/s}^2$$

$$C_3 = \frac{(8325.75 + 3(0.00347)d^2)0.1458}{9.8}$$

$$12 = \frac{3(0.293)(d^2)(1770)}{8325.75 + 3(0.00347)(d^2)(9) + (8325.75 + 3(0.00347)d^2)\frac{0.1458}{9.8}}$$

$$d = 8.0758 \text{ mm.}$$

Habiendo calculado el diámetro teórico requerido, se procede a escoger un cable cuyo diámetro sea comercial, por esta razón será como mínimo de $d = \frac{3}{8}$ " por lo que la designación para este cable es:

CABLE DE TRACCIÓN $\frac{3}{8}$ " , 8 x 19, TORCIDO LANG Y ALMA DE FIBRA NATURAL.

11.2 DISEÑO DE LA POLEA TRACTORA

Las poleas son dispositivos formados de un disco de perímetro acanalado donde es alojado el cable, el centro de esta se encuentra unido por medio de chavetas o ejes ranurados, a un árbol que le transmite la potencia necesaria (ver figura 68).



Figura 68. Detalle de polea tractora

En los aparatos de elevación verticales. Las poleas motrices cumplen una función primordial al transmitir la potencia necesaria para mover tanto la cabina como el contrapeso, por medio de cables de tracción.

Las poleas pueden servir como elementos de guía (poleas guías o deflectores), o como elementos transmisores del esfuerzo (poleas motrices).

Las poleas se pueden construir en fundición, acero moldeado o aleado. Las poleas de fundición de pequeñas dimensiones son de alma llena; las mayores tienen cuatro o seis brazos, vaciados entre los mismos.

En el caso de un servicio fuerte, se requieren poleas de acero moldeado, cuyo precio es más elevado; también es común el empleo de poleas de acero soldadas las cuales son más livianas y económicas que las anteriores para grandes diámetros.

Un extremo del cable está unido a la cabina mientras que el otro extremo sostiene el contrapeso, el peso de estos elementos origina una tensión en el cable, generando sobre la superficie de contacto de la polea una fuerza de fricción capaz de transmitir movimiento.

La forma más común de garganta de la polea para elevadores de tracción eléctricos es la de canal en V, que es la que presenta una mayor capacidad de arrastre por fricción; también es muy común el empleo de las poleas con garganta con rebaje interior que tiene una capacidad de tracción constante a medida que se desgasta la polea.

La polea de accionamiento de la máquina es la única polea de tracción, todas las demás poleas utilizan siempre garganta en U pues solo cumplen con la función de redireccionar el cable de tracción.

11.2.1 Cálculo de la polea por resistencia. Para este diseño el diámetro mínimo de la polea debe ser cuarenta (40) veces mayor que el diámetro del cable, es decir.²³

$$D_p \geq 40 d.$$

$$D_p \geq 40 (9.525 \text{ mm}) = 381 \text{ mm}.$$

Dado el reducido tamaño del foso, la distancia vertical entre el centro de la cabina y el centro del contrapeso no exceda los 650 mm, por lo que se hace factible el empleo de una sola polea de tracción, con un tamaño tal que permita el descenso vertical del cable del contrapeso y de la cabina, sin utilizar una polea deflectora adicional

Se seleccionará un material que cumpla con las especificaciones de resistencia para un diámetro de polea de:

$$D_p = 650 \text{ mm}$$

Es necesario que la polea presente un factor de seguridad por resistencia igual a los que presentan los cables que transporta, por lo que $F.S \geq 12$.

²³ ICONTEC, Normas Técnicas Colombianas (NTC 2769). p.47

Para evaluar el coeficiente de seguridad por resistencia de la polea es necesario comparar la presión ejercida sobre la polea por los cables de tracción, con la máxima presión que puede soportar, de acuerdo al material del canal y al tipo de cable que transporta.²⁴

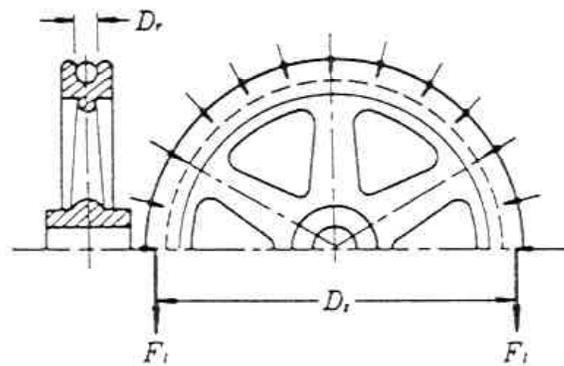


Figura 69. Esquema de presión del cable sobre la polea

La presión sobre la polea viene dada por:

$$P = \frac{2T}{Dd}$$

Donde: P = presión de funcionamiento

²⁴ EMCOCABLES S.A Manual, p 15

T = tensión sobre cada cable

D = diámetro de la polea = 650 mm

d = diámetro del cable = 9.525 mm

$$T = \frac{(850\text{Kg})9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{(3\text{cables})} = 2776.6666 \text{ N}$$

Remplazando en la ecuación

$$P = \frac{(2)2776.6666\text{N}}{(650\text{mm})(9.525\text{mm})} = 0.8969 \text{ Mpa}$$

Con una presión máxima de funcionamiento:

$$P_{\text{max}} > (\text{F.S}) (P)$$

$$P_{\text{max}} > (12) (0.8970 \text{ Mpa}) = 10.764 \text{ Mpa.}$$

De acuerdo al anexo H se tiene para una polea de fundición blanca y tipo de cable 8 x 19 seale y torcido lang:

$$P_{\max} = 1700 \text{ Psi} = 11.7211 \text{ Mpa}$$

Trabajando con un factor de seguridad final de

$$F.S = 13.0675$$

11.2.2 Verificación de la polea por fricción.

Es necesario comprobar la capacidad de la polea de transmitir la potencia necesaria para desplazar la cabina. La fuerza tangencial de arrastre por fricción para las poleas de tracción viene dada por (ver figura 68).

$$U = S_2 \left(e^{\alpha\mu} - 1 \right)$$

Donde:

S_2 = Tensión en el ramal flojo del cable

α = Arco abrazado por el cable

μ = Coeficiente de fricción entre el cable y la polea

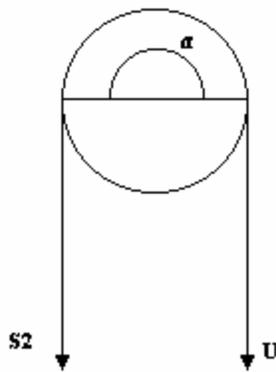


Figura 70. Fuerzas de tensión en poleas de fricción

El peso del contrapeso debe sobrepasar el peso de la cabina vacía en un 40 a 45 % de la carga estipulada como la capacidad del ascensor. Con este contrapeso la carga media del ascensor queda aproximadamente equilibrada.

El peso de dicho elemento será:

$$W_C = W_{\text{cabina}} + (0.45) W_{\text{carga útil}}$$

$$W_C = 249.5664 \text{ Kg} + (0.45)600 \text{ Kg}$$

$$W_C = 519.5 \text{ Kg}$$

Para poder evaluar la fricción del cable sobre la polea se analizan las dos situaciones mas críticas en las que puede presentarse deslizamiento, estas son cuando la cabina se desplaza vacía y cuando la cabina se desplaza con la carga máxima útil.

1. La cabina se desplaza vacía.

Es la situación mas critica porque el coeficiente $(e^{\alpha\mu} - 1)$, alcanza su valor máximo

$$(e^{\alpha\mu} - 1) = \frac{U}{S_2} = \frac{519.6667\text{Kg}}{249.5\text{Kg}} = 2.0828$$

2. La cabina se desplaza con la máxima carga admisible

La relación llega a un máximo cuando la cabina se desplaza a plena carga, dejando la menor tensión en el cable que sostiene el contrapeso

En este punto.

$$(e^{\alpha\mu} - 1) = \frac{U}{S_2} = \frac{849.5\text{Kg}}{519.5\text{Kg}} = 1.6347$$

Por lo tanto el punto mas critico para deslizamiento del cable sobre la polea es cuando la cabina se desplaza sin carga.

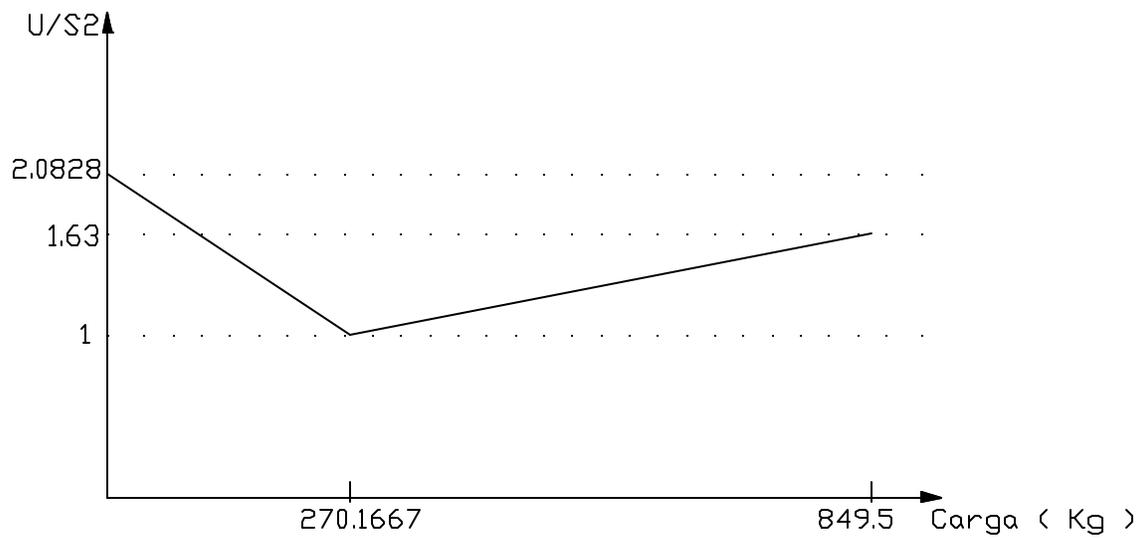


Figura 71. Gráfica de fricción del cable sobre la polea

$$e^{\alpha\mu} - 1 = 2.0828$$

Para el diseño se tiene

$$\alpha = 180.\text{grados} = \pi.\text{rads}$$

Por lo tanto

$$\mu = \frac{\text{Ln}(3.0828)}{\pi} = 0.3584$$

Se observa que la polea debe ejercer una elevada fuerza de fricción sobre el cable por lo que se necesita una polea con garganta en V, procedemos a calcular el valor máximo de apertura del ángulo de la garganta.

Para una garganta en V según aparatos de elevación y transporte se tiene:

$$\mu = \frac{\mu_0}{\text{sen}(\gamma / 2)}$$

Donde para cables de acero sobre poleas de fundición se tiene que $\mu_0 = 0.09$, por lo tanto el ángulo máximo de apertura de la garganta es 29.0871 grados. Los valores usuales de este ángulo están comprendidos entre 25 y 45 grados.

Luego se puede estandarizar este valor a 25 grados.

11.3 CALCULO DEL EJE DE LA POLEA

Para el calculo del eje al que esta acoplada la polea se tiene en cuenta las fuerzas sobre este, es decir, los torques y momentos generados por el peso de la cabina y la carga útil a transportar (ver figura 71).

Las siguientes son las fuerzas a las que esta sometido el eje

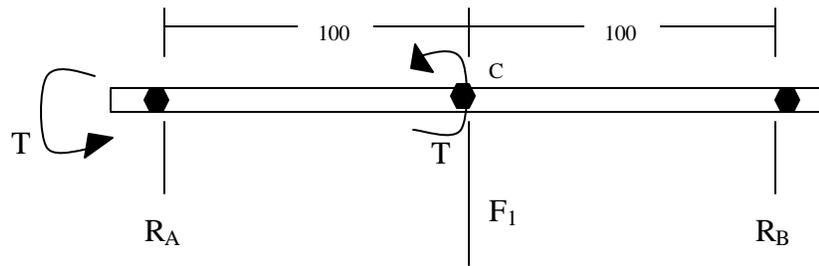


Figura 72. Diagrama de cuerpo libre del eje de la polea.

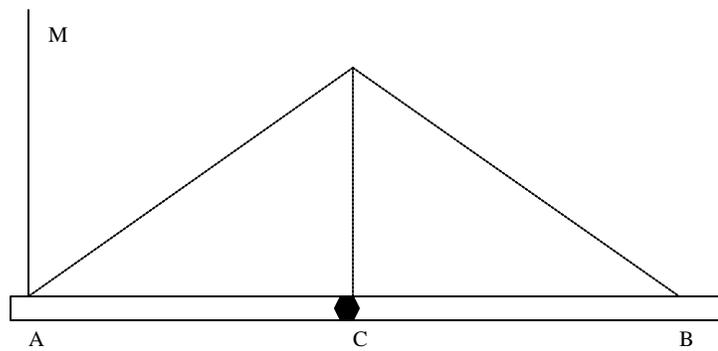


Figura 73. Diagrama de momento flector en el eje de la polea

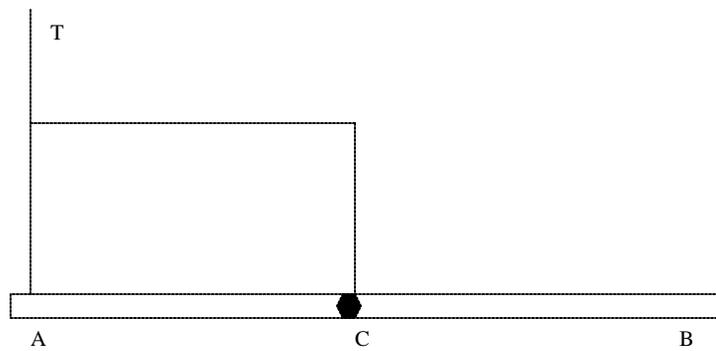


Figura 74. Diagrama de torque en el eje de la polea

Este eje esta sometido a esfuerzos fluctuantes generados por las condiciones variables de carga que debe transportar el sistema, estas varían entre el peso de la cabina vacía y el peso de la cabina mas la carga útil. Se empleará para el cálculo del eje por fatiga la teoría de goodman modificada

Los valores máximos de torques y momentos se presentan cuando la cabina se desplaza con la máxima carga útil y los valores mínimos se presentan cuando la cabina se desplaza

Completamente vacía (ver figura 74).

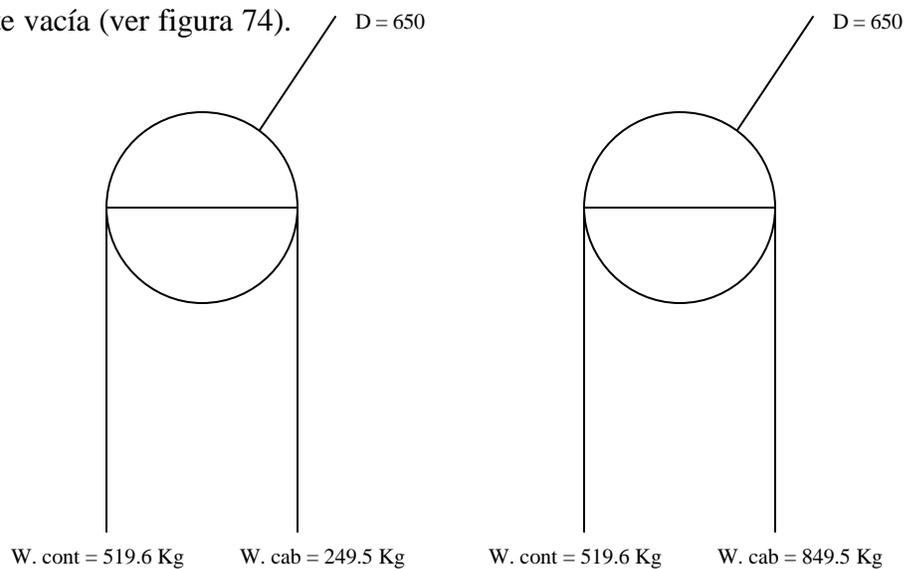


Figura. 75. Fuerzas máximas y mínimas que actúan en el eje.

En el eje se presentan dos puntos críticos dados su configuración y su exposición a mayores torques y momentos, los cuales son

El punto A presentando una entalladura para ensamblar un rodamiento.

El punto C, presentando un chavetero en el cual se ensambla la polea.

En el punto A se tiene:

$$T_{Amax} = 849.5\text{Kg} \frac{650\text{mm}}{2} - 519.5\text{Kg} \frac{650\text{mm}}{2}$$

$$T_{Amax} = 1051050\text{Nmm}$$

$$T_{Amin} = 249.5\text{Kg} \frac{650\text{mm}}{2} - 519.5\text{Kg} \frac{650\text{mm}}{2}$$

$$T_{Amin} = 860268.5 \text{ Nmm}$$

A partir de los datos anteriores se obtiene:

$$Mm = 0$$

$$Ma = 0$$

$$Tm = 95390.75 \text{ Nmm}$$

$$Ta = 955659.25 \text{ Nmm}$$

Para el acero AISI 1020 se tiene $S_{ut}=380\text{Mpa}$, $S_y=210\text{Mpa}$

Según la teoría modificada de Goodman se tiene:

$$d = \left(\frac{32n}{\pi} \left\{ \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{f.s} T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \left[\left(\frac{M_m}{S_{ut}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

d = diámetro del eje (mm)

N = factor de seguridad = 12.5

K_f = Factor de concentración de esfuerzo en fatiga por flexión

K_{f.s} = Factor de concentración de esfuerzo en fatiga por torsión

S_e = Limite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_{ut} = Esfuerzo ultimo a la tensión

M_a = Momento alternante

T_a = Torque alternante

Mm = Momento medio

Tm = torque medio

Calculando los valores que intervienen en la ecuación anterior se tiene:

Limite de resistencia a la fatiga

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * S'_e$$

S'_e = limite de resistencia ala fatiga de una muestra de viga rotatoria, el cual se determina de acuerdo a la resistencia ultima a la tensión que posee el material.

$$S'_e = 0.504 S_{ut} = 0.504 (380 \text{Mpa})$$

$$S'_e = 205.2 \text{Mpa}$$

K_a = factor de superficie

$K_a = a S_{ut}^b$ para una superficie laminada en caliente (ver anexo B)

$$K_a = (57.7) (380 \text{Mpa})^{-0.719} = 0.8108$$

K_b = factor de tamaño

Se asume $K_b = 0.75$

K_c = factor de carga

Para torsión y cortante $K_c = 0.577$

K_d = factor de temperatura

Para trabajo a temperatura ambiente $K_d = 1$

Reemplazando se obtiene:

$S_e = 67.21 \text{Mpa}$

Factor de concentración de esfuerzos en fatiga por flexión (K_f)

$K_f = 1 + q (K_t - 1)$

Donde:

q = sensibilidad a la muesca la cual se determina por medio del anexo N

Considerando un radio de entalle de 2 mm se obtiene un valor de $q = 0.70$.

K_t = factor de concentración de esfuerzo

Este factor se determina mediante el anexo N, asumiendo $D/d = 1.2$ y $r/d = 0.15$

Donde:

D = diámetro de la soldadura que une el eje con el tambor

d = diámetro del eje

Se obtiene

$K_t = 1.5$ (ver anexo N)

Por lo tanto el valor de $K_f = 1.35$

Factor de concentración de esfuerzo en fatiga por torsión con inversión

$K_{fs} = 1 + q (K_t - 1)$

Donde:

q = sensibilidad a la muesca por torsión, la cual se determina considerando un radio de entalle de 2mm, obteniéndose un valor de $q = 0.93$.

K_{ts} = factor de concentración de esfuerzo por torsión

Este factor se determina asumiendo $D/d = 1.2$ y $r/d = 0.15$

Se obtiene

$K_{ts} = 1.2325$ (ver anexo N)

Remplazando los valores en la ecuación de Goodman modificada se obtiene

$D = 125.15\text{mm}$

Análogamente para el punto C se tiene

$$M_{c_{\max}} = \frac{(519.6 + 249.5 + 600)\text{Kg}(100\text{mm})9.8}{2}$$

$M_{c_{\max}} = 670860\text{Nmm}$

$$M_{c_{\min}} = \frac{(519.6 + 249.5) \text{Kg}(100\text{mm})9.8}{2}$$

$$M_{c_{\min}} = 376860 \text{ Nmm}$$

$$T_{c_{\max}} = 1051050 \text{ Nmm}$$

$$T_{c_{\min}} = 860268.5 \text{ Nmm}$$

A partir de los datos anteriores se obtiene:

$$M_m = 523860 \text{ Nmm}$$

$$M_a = 147000 \text{ Nmm}$$

$$T_m = 95390.75 \text{ Nmm}$$

$$T_a = 955659.25 \text{ Nmm}$$

Para el acero AISI 1020, se tiene $S_{ut} = 380 \text{ Mpa}$, $S_y = 210 \text{ Mpa}$, $S_e = 116.4775 \text{ Mpa}$

Para un chavetero de patín en un eje de acero recocido se tiene un factor de concentración de esfuerzo en fatiga por flexión $K_f = 1.3$, con un factor de concentración de esfuerzo en fatiga por torsión con inversión $K_{fs} = 1.3$.

Remplazando los valores en la ecuación de goodman modificado se obtiene.

$$d = 111.12 \text{ mm.}$$

Se observa que el eje presenta un diámetro excesivo, por lo tanto lo recalculando para un acero AISI 1045 con $S_{ut} = 570 \text{ Mpa}$, $S_y = 310 \text{ mpa}$ y obtenemos un eje de diámetro 109.58 mm el cual estandarizamos a $d = 110 \text{ mm}$ (ver figura 75).

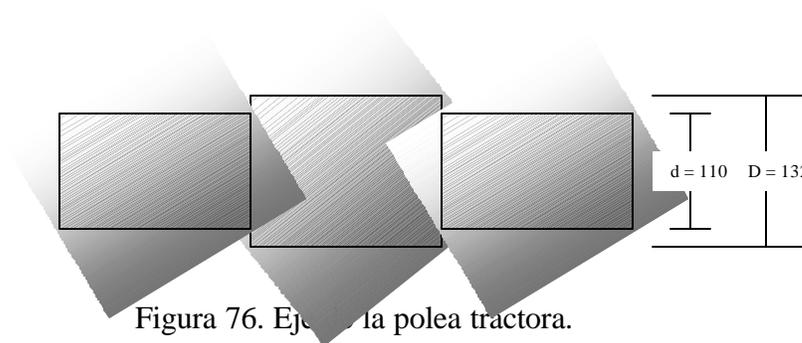


Figura 76. Eje de la polea tractora.

11.4 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Para la selección de los rodamientos se utiliza el catálogo de la SKF, el cual recomienda rodamientos de una hilera de bolas para el caso de la presencia de cargas radiales y pequeñas cargas axiales.

En el caso del sistema trabajando a plena carga, la fuerza radial que soporta cada rodamiento viene dada por la relación en el apoyo correspondiente.

11.4.1 Cálculo de la carga dinámica. Para calcular la carga dinámica que debe soportar los rodamientos se tiene en cuenta la relación c/p la cual se calcula a partir del número de revoluciones por minuto a los que deben trabajar los rodamientos y la vida útil requerida de los mismos, las cuales son:

$$n = 30 \text{ r.p.m.}$$

$$L_{10h} = 10000 \text{ horas.}$$

La recomendación de 10000 horas de vida útil, es dada para máquinas que deben trabajar con alta viabilidad de funcionamiento, durante cortos periodos o intermitentes, como ascensores y grúas para mercancías embaladas.

Con los datos anteriores, se tiene que:

$$\frac{c}{p} = 2.8$$

(Ver anexo O)

Siendo c = capacidad de carga dinámica y p = carga dinámica equivalente

Dada la pequeña magnitud de cargas axial a que se encuentra sometido el rodamiento se toma.

$$P = R_A$$

Por lo tanto

$$c \geq 2.8p$$

$$c \geq 2.8(6708.1N)$$

11.4.2 Calculo de carga estática. La carga estática debe ser evaluada también, dado el funcionamiento intermitente del rodamiento, para cargas radiales esta viene dada por:

$$c \geq S_o p_o$$

S_o = factor de seguridad estático = 1.

Por lo tanto:

$$C_o = 6708.1N.$$

Con los valores de carga estática, dinámica y diámetros del eje, se selecciona el rodamiento rígido de bolas 61822 de la empresa SKF (Ver anexo O).

11.5 MOTORES ELÉCTRICOS

Los motores eléctricos son máquinas utilizadas en transformar energía eléctrica en mecánica. Son los motores mas utilizados en la industria, pues combinan las ventajas del uso de la energía eléctrica (bajo, costo, facilidad de transporte, limpieza y simplicidad de la puesta en marcha, etc.) con una construcción relativamente simple, costo reducido y buena adaptación a los más diversos tipos de carga (ver figura 76).

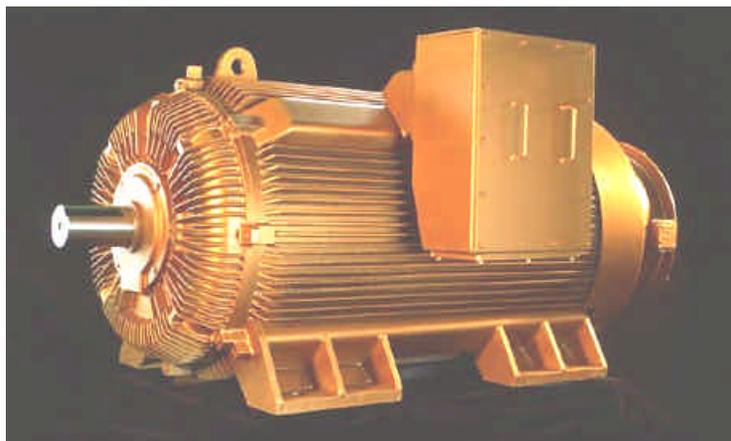


Figura 77. Motor trifásico de jaula de ardilla

De acuerdo a la fuente de tensión que alimente al motor, podemos realizar la siguiente clasificación:

Motores de corriente directa (DC)

Motores de corriente alterna (AC)

11.5.1 Motores de Corriente Directa (DC). Se utilizan en casos en los que es de importancia el poder regular continuamente la velocidad del eje y en aquellos casos en los que se necesita de un torque de arranque elevado.

Además, se utilizan en aquellos casos en los que es imprescindible utilizar corriente continua, como es el caso de trenes y automóviles eléctricos, motores de arranque, en los controles de automóviles, motores accionados a pilas o baterías, etc.

Para funcionar, el motor de corriente continua o directa precisa de dos circuitos eléctricos distintos: el circuito de campo magnético y el circuito de la armadura.

El campo (básicamente un imán o un electroimán) permite la transformación de energía eléctrica recibida por la armadura en energía mecánica entregada a través del eje. La energía eléctrica que recibe el campo se consume totalmente en la resistencia externa con la cual se regula la corriente del campo magnético, es decir, ninguna parte de la energía

eléctrica recibida por el circuito del campo, es transformada en energía mecánica. El campo magnético actúa como una especie de catalizador que permite la transformación de energía en la armadura..

La armadura consiste en un grupo de bobinados alojados en el rotor y en un ingenioso dispositivo denominado colector mediante el cual se recibe corriente continua desde una fuente exterior y se convierte la correspondiente energía eléctrica en energía mecánica que se entrega a través del eje del motor. En la transformación se pierde un pequeño porcentaje de energía en los carbones del colector, en el cobre de los bobinados, en el hierro (por corriente parásita e histéresis), en los rodamientos del eje y la fricción del rotor por el aire.

11.5.2 Motores de Corriente Alterna (AC). Bajo el título de motores de corriente alterna podemos reunir a los siguientes tipos de motores.

Motor Síncrono

El Motor Asíncrono o de Inducción

11.5.2.1 El Motor Síncrono. Este motor tiene la característica de que su velocidad de giro es directamente proporcional a la frecuencia de la red de corriente alterna que lo alimenta. Por ejemplo si la fuente es de 60 Hz, si el motor es de dos polos, gira a 3600 R.P.M.; si es de cuatro polos gira a 1800 R.P.M. y así sucesivamente. Este motor gira a la velocidad constante dada por la fuente o, si la carga es excesiva, se detiene.

El motor síncrono es utilizado en aquellos casos en que los que se desea velocidad constante. En nuestro medio sus aplicaciones son mínimas y casi siempre están en relacionadas con sistemas de regulación y control mas no con la transmisión de potencias elevadas.

Como curiosidad vale la pena mencionar que el motor síncrono, al igual que el motor de corriente directa, precisa de un campo magnético que posibilite la transformación de energía eléctrica recibida por su correspondiente armadura en energía mecánica entregada a través del eje.

A pesar de su uso reducido como motor, la maquina síncrona es la mas utilizada en la generación de energía eléctrica. Por ejemplo, en nuestro país, todas las centrales hidroeléctricas y termoeléctricas mediante generadores sincrónicos trifásicos.

11.5.2.2 El Motor Asíncronico o de Inducción. Si se realizara en el ámbito industrial una encuesta de consumo de la energía eléctrica utilizada en alimentar motores, se vería que casi la totalidad del consumo estaría dedicado a los motores asíncronicos.

Estos motores tienen la peculiaridad de que no precisan de un campo magnético alimentado con corriente continua como en los casos del motor de corriente directa o del motor síncrono.

Una fuente de corriente alterna (trifásica o monofásica) alimenta a un estator. La corriente en las bobinas del estator induce corriente alterna en el circuito eléctrico del rotor (de manera algo similar a un transformador) y el rotor es obligado a girar.

De acuerdo a la forma de construcción del rotor, los motores asíncronos se clasifican en:

Motor Asíncrono de Rotor Bobinado

Motor Asíncrono tipo Jaula de Ardilla

11.5.2.2.1 Motor Asíncrono de Rotor Bobinado. Se utiliza en aquellos casos en los que la transmisión de potencia es demasiado elevada (a partir de 200 kW) y es necesario reducir las corrientes de arranque.

También se utiliza en aquellos casos en los que se desea regular la velocidad del eje.

Su característica principal es que el rotor aloja un conjunto de bobinas que además se pueden conectar al exterior a través de anillos rozantes. Colocando resistencias variables en serie a los bobinados del rotor se consigue suavizar las corrientes de arranque. De la misma

manera, gracias a un conjunto de resistencias conectadas a los bobinados del rotor, se consigue regular la velocidad del eje. Un detalle interesante es que la velocidad del eje nunca podrá ser superior que la velocidad correspondiente si el motor fuera síncrono.

11.5.2.2.2 Motor Asíncrono tipo Jaula de Ardilla. Finalmente aquí llegamos al motor eléctrico por excelencia. Es el motor relativamente más barato, eficiente, compacto y de fácil construcción y mantenimiento.

Siempre que sea necesario utilizar un motor eléctrico, se debe procurar seleccionar un motor asíncrono tipo jaula de ardilla y si es trifásico mejor.

La diferencia con el motor de rotor bobinado consiste en que el rotor está formado por un grupo de barras de aluminio o de cobre en formas similares al de una jaula de ardilla.

11.5.3 Otros Motores. Hemos mencionado los motores eléctricos de mayor uso en nuestro medio. Existen otros que son utilizados en casos especializados o domésticos. Entre ellos conviene destacar los siguientes:

El motor universal

El motor paso a paso

11.5.3.1 Motor universal. Tiene la forma de un motor de corriente continua en conexión serie. La principal diferencia es que es diseñado para funcionar con corriente alterna. Se utiliza en los taladros, aspiradoras, licuadoras, lustradoras, etc. su eficiencia es baja (de orden del 51%), pero como se utilizan en maquinas de pequeña potencia esta ineficiencia no se considera importante.

11.5.3.2 Motores paso a paso. Básicamente consiste en un motor con por lo menos cuatro bobinas que al ser energizadas con corriente continua de acuerdo a una secuencia, origina el avance del eje de acuerdo a ángulos exactos (submúltiplos de 360). Estos motores son muy utilizados en impresoras de microcomputadoras, en disketeras en general, en sistemas de control de posición accionado digitalmente.

11.5.4 Aplicaciones Generales de los diferentes tipos de Motores eléctricos. Como ya se ha comentado, a escala industrial los motores que usualmente se utilizan son los síncronicos trifásicos tipo jaula de ardilla y su uso es tan generalizado que al referirse a los motores eléctricos, muchas personas piensan en el motor tipo jaula de ardilla, suponiendo que este es el único que existe.

Son muchos los factores que deben tenerse en cuenta al elegir un motor. La solución por lo general no es única, pudiendo existir diversas opiniones respecto al cual es el motor adecuado. Sin embargo, puede resumirse que el motor apropiado es aquel que e ajusta a los requerimientos técnicos solicitados con un costo mínimo. Este último requisito no es factor difícil de calcular. Deben incluirse, no solo el costo de adquisición, sino también los gastos

de explotación. El costo de adquisición incluye la provisión de cualquiera de los equipos de alimentación y control necesarios para hacer funcionar al motor.

Los gastos de explotación incluyen asimismo los intereses del equipo principal y edificios y los gastos por la energía consumida en los circuitos de la máquina y en su control.

Los valores del factor de potencia y el rendimiento son importantes. El mantenimiento es también un gasto corriente que explotación y normalmente es más elevado cuanto más complicado es el equipo de control, o cuando las máquinas son de anillos rozantes o tienen colectores.

Los gastos de instalación también pueden ser decisivos. Por ejemplo: se necesitan cimentaciones especiales para los equipos motor- generador, pero no para los equipos convertidores estáticos. Estos últimos equipos requieren además de menos espacio y son menos ruidosos que las máquinas rotativas. Algunos motores se excluyen de una aplicación determinada debido a que el ambiente de trabajo es hostil, tal como las condiciones de elevada temperatura, elevado vacío, elevada velocidad o debido a la presencia de líquidos o ambientes corrosivos. En este caso es esencial el empleo de un tipo de máquina sin escobillas.

Los motores de inducción son generalmente el tipo de máquinas más baratas, particularmente en el caso de un rotor de simple jaula. Su precio aumenta a medida que se exige más por parte del control de la velocidad o del torque o de las corrientes de arranque

y lo cual podría requerir el empleo de una maquina síncrona que podría llegar a ser competitiva.

Si se necesita un control de velocidad ajustable a cualquier valor dentro de un rango determinado, entonces se requieren motores de corriente continua, a menos que este justificado el empleo de un equipo de alimentación, podría compensarse en parte con los aparatos de corriente continua o corriente alterna alimentados con tensión variable

11.5.5 Selección del sistema motor – reductor. Para poder seleccionar el sistema motor reductor se deben considerara las siguientes condiciones.

✓ Características del trabajo a realizar.

- Tipo de maquina motriz (motor eléctrico, motor de gasolina etc.).
- Tipo de acople entre maquina motriz y reductor.
- Tipo de carga (uniforme, con choque, continua, discontinua etc.).
- Duración del servicio (horas por día).
- Arranques por hora, en versión de marcha.

✓ Condiciones del ambiente

- Humedad.
- Temperatura.

✓ Ejecución del ambiente

- Ejes a 180° o 90°
- Ejes de salida.

✓ Potencia de selección.

Es difícil encontrar en la práctica que un sistema motor – reductor trabaje idealmente, por tanto la potencia requerida por la máquina accionada debe multiplicarse por un factor de servicio F_s , factor que tiene en cuenta las características del trabajo a realizar (ver figura 77).

El resultado llamado potencia de selección, es el que se emplea para determinar el tamaño del sistema en la tabla de selección.

Potencia de selección (P_n) = Potencia requerida (P_r) x Factor de servicio (F_s).

En algunos casos los reductores son determinados por los torques de selección. El torque y la potencia están relacionados por la siguiente ecuación.

$$T_n (\text{kg.mt}) = \frac{716.2 P_n (\text{hp})}{N (\text{rpm})}$$

Donde:

$P_n = \text{HP de salida} = \text{HP de entrada} \times \text{eficiencia del reductor } (\eta).$

Tabla 4. Factor de servicio

Tipo de motor que acciona el reductor	Horas/día	Tipo de Carga		
		Uniforme	Media	Con choques
Motor eléctrico	2	0.9	1.1	1.5
	10	1	1.25	1.75
	24	1.25	1.5	2
Motor de combustión de varios cilindros (medianamente impulsivo)	2	1	1.35	1.75
	10	1.25	1.5	2
	24	1.5	1.75	2.5

Para un motor eléctrico, con tipo de carga media, que trabaja 2 horas por día, tenemos un factor de servicio de 1.1.

La potencia requerida será.²⁵

²⁵ LEDO, José María. Ascensores y Montacargas. 2ª Edición Editorial Limusa, P 61

$$Pr = \frac{QV}{130},$$

Donde:

Pr : potencia requerida (HP).

Q : peso en kilogramos de la cabina mas la carga útil.

V: velocidad de desplazamiento vertical.

$$Pr = \frac{(849.5\text{Kg})\left(0.54 \frac{\text{mt}}{\text{seg}}\right)}{130} = 3.5287\text{HP}$$

$$Pn = Pr (1.1) = 3.8816 \text{ HP}$$

$$N = \frac{V}{D\pi} = \frac{\left(0.54 \frac{\text{mt}}{\text{seg}}\right)}{(381\text{mm})\pi} = 27.089\text{r.p.m.}$$

Se aproxima a 30 r.p.m.

$$N \approx 30 \text{ r.p.m.}$$

Ahora se tiene:

$P_n = 3.8816 \text{ HP}$,

$N = 30 \text{ r.p.m.}$,

Relación de velocidad 30:1



Figura 78. Esquema del sistema motor–reductor a seleccionar

Se tiene que el sistema motor – reductor, tiene la siguiente especificación

MRH – 353 – 4107 (ver anexo I)

Con:

Potencia de entrada = 4.8 HP.

Potencia de salida = 4.18 HP.

Torque = 49.9 Kg.mt

11.6 DISEÑO DEL CONTRAPESO

Con el fin de aligerar la exigencia del motor, asegurar la tensión en los cables de tracción y para garantizar el buen funcionamiento de la polea tractora, se acostumbra utilizar un contrapeso que viaje paralelo a la carga, de modo que este sobrepase el peso de la cabina vacía en un 40 a 45 % de la carga estipulada como la capacidad del ascensor. Con este contrapeso la carga media del ascensor queda aproximadamente equilibrada (ver figura 78).

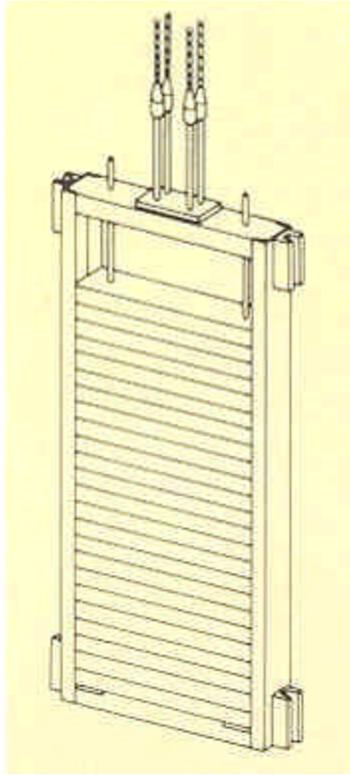


Figura 79. Contrapeso.

Los materiales usados para la elaboración de contrapesos son principalmente bloques macizos de concreto o placas de fundición, los cuales están montados en una estructura metálica, dirigida durante toda su trayectoria por guías metálicas o cables, además posee amortiguadores en el extremo inferior del recorrido, es decir en el fondo del foso, también van soldadas a la parte inferior del armazón.

Por consideraciones de diseño y espacio disponible, el contrapeso será elaborado en fundición, ya que es un material de alto peso específico.

El peso de dicho elemento será:

$$W_C = W_{\text{cabina}} + (0.45) W_{\text{carga útil}}$$

Donde:

W_C : Peso del contrapeso.

W_{cabina} : Peso de la cabina.

$W_{\text{carga útil}}$: carga útil a transportar.

$$W_C = 249.5664 \text{ Kg} + (0.45)600 \text{ Kg}$$

$$W_C = 519.6664 \text{ Kg}$$

El peso específico de la fundición es $\omega = 70600 \text{ N/mt}^3$

$$\omega = \frac{W_C}{V_C},$$

Donde V_C = Volumen del contrapeso.

$$V_C = \frac{519.5664 \text{Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{mt}}{\text{seg}^2}}{70600 \frac{\text{N}}{\text{mt}^3}},$$

$$V_C = 0.0721 \text{ mt}^3,$$

El espacio disponible para alojar el contrapeso es reducido, por lo tanto se asume para el bloque de fundición una base, con espesor 50 mm, y un largo máximo 1200 mm.

Por lo tanto el alto es de

$$V_C = 0.0721 \text{ mt}^3 = (0.05 \text{ m}) (1.2 \text{ m}) (h)$$

$$h = 1.2017 \text{ m} \approx 1.2 \text{ m}$$

12. DISEÑO DEL SISTEMA TRACTOR POR TAMBOR DE ARROLLAMIENTO

En el sistema de tracción por tambor de arrollamiento todo el cable del ascensor es enrollado sobre el perímetro de un cilindro metálico ranurado, acoplado a un sistema

reductor de velocidad que transmite la potencia proveniente de un motor eléctrico (ver figura 79).

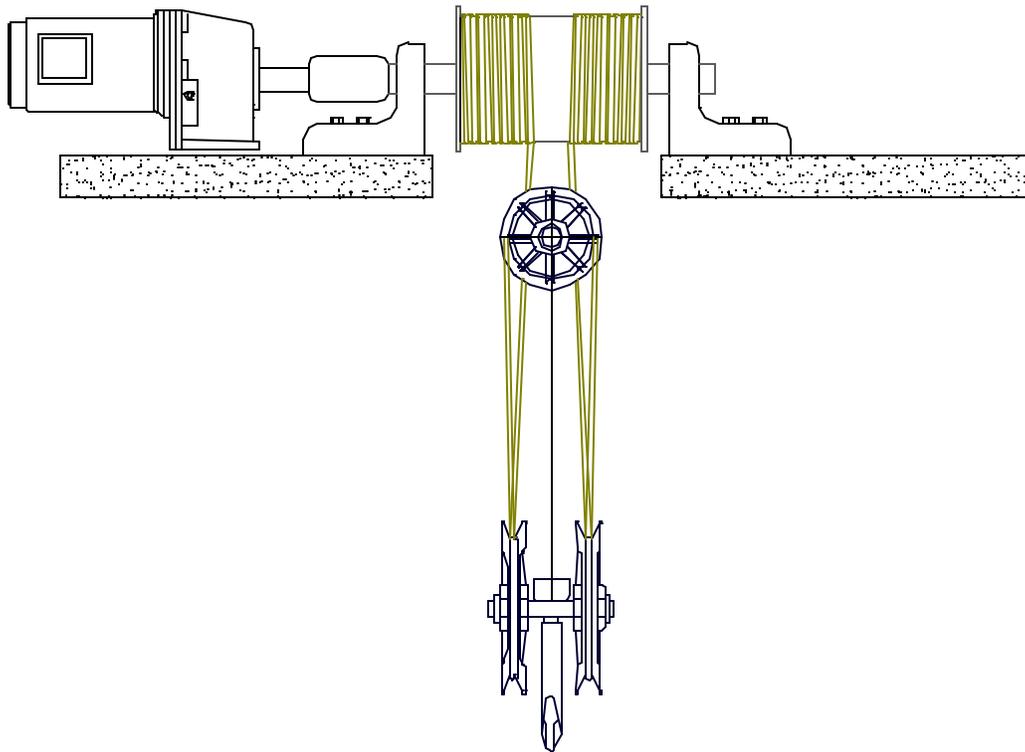


Figura 80. Diseño del sistema tractor por tambor de arrollamiento

Este sistema de tracción se compone de cuatro partes fundamentales, las cuales son:

- Cables de tracción.

- Poleas para cables
- Tambor de arrollamiento
- Sistema motor reductor.

12.1 SELECCIÓN DEL CABLE DE TRACCIÓN

$$N = \frac{C_1}{C_2 + C_3}$$

Donde:

N = Factor de seguridad ≥ 12

C_1 = (Carga mínima de rotura) x (Numero de cables).

C_2 = (Peso de la cabina) + (Carga máxima) + (Peso de cables)(Numero de cables)

C_3 = (tensión máxima originada por la aceleración de la cabina)

Numero de cables = 4

Carga mínima de rotura (F_0).²⁶

$$F_0 = (K^L) (d^2) (R_0) \text{ [N]}$$

Donde:

d = diámetro nominal del cable [mm]

R_0 = grado de tensión del alambre [N/mm^2]

K^L = factor empírico correspondiente a la mínima fuerza de rotura para un cable de construcción dada (ver figura 80).

Para esta aplicación (montacargas), ENCOABLES recomienda el uso del cable 8 x 19

Seale, el cual pertenece al grupo de 4 cables. (Ver anexo G).

²⁶ ICONTEC, Normas Técnicas Colombianas (NTC) 3236. P.7

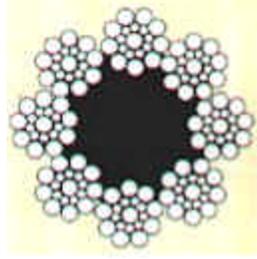


Figura 81. Cable 8 x 19 Seale

Para el cual:

$$K^L = 0.293$$

$$R_0 = 1770 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Peso de la cabina} + \text{Peso carga} = 249.5 \text{ Kg} + 600 \text{ Kg} = 849.5 \text{ Kg} = 8325.1 \text{ N}$$

$$\text{Peso cable} = (K)(d^2)(L)(n)$$

Donde:

$$K = \text{Factor empírico para la masa por unidad de longitud para un cable en } \frac{\text{Kg}}{100\text{mt} \cdot \text{mm}^2}$$

$$K = 0.347 \text{ (Ver anexo G)}$$

L = Longitud del cable = 7 mt

n = Numero de cables = 4

$$N = \frac{n(K^L d^2 R_o)}{849.5 + \frac{K}{100} d^2 L(n) + C_3}$$

$$12 = \frac{(4)(0.293)(d^2)(1770)}{8325.1 + 0.00347(d^2)(7)(4) + C_3}$$

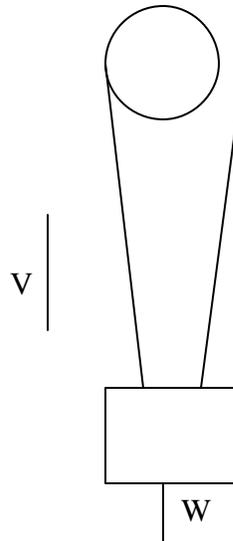
Análogamente con la sección 11.1 se tiene que:

$$d = 6.99 \text{ mm}$$

Estandarizando el diámetro teórico requerido por un diámetro comercial se tiene:

$$d = \frac{5}{16}'' = 7.9375 \text{ mm}$$

12.1.1 Análisis de la carga de impacto en el cable



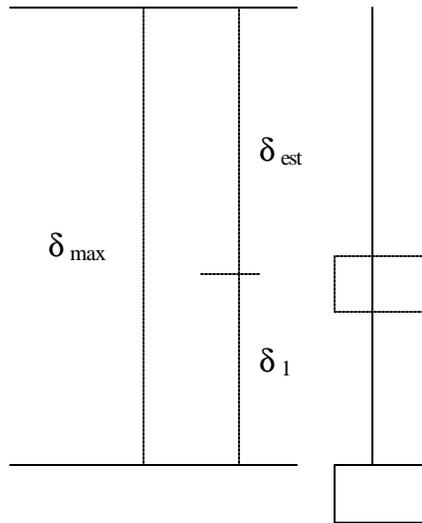
Según conservación de la energía antes de arrancar el sistema, tanto la energía cinética como la energía potencial son cero.

$$E_c = \frac{1}{2} mV^2 = 0$$

$$E_p = W.h = 0$$

En el instante antes de arrancar el sistema el cable tiene una elongación máxima

$$E_{DEF} = \frac{EA\delta_{max}}{2L}$$



Después de arrancar, alcanzando la velocidad nominal y suponiendo carga máxima se tiene que:

$$E_c = \frac{1}{2} mV^2$$

$$E_p = W(\delta_1) = W(\delta_{max} - \delta_{est})$$

$$E_{def} = \frac{EA\delta_{est}^2}{2L}$$

Igualando el sistema energético se tiene que:

$$\frac{EA\delta_{max}^2}{2L} = \frac{1}{2} \frac{WV^2}{g} + W(\delta_{max} + \delta_{est}) + \frac{EA\delta_{est}^2}{2L}$$

Analizando algebraicamente la ecuación anterior se obtiene:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{est}} \left(1 + \sqrt{\frac{V^2 EA}{gWL}} \right)$$

Donde:

V = velocidad nominal del elevador = 0.54 m/s

E = modulo de elasticidad del cable = 70 Gpa

$$A = \text{area del cable} = 0.4\pi \left(\frac{d}{2} \right)^2$$

G = gravedad = 9.8 m/s²

W = (peso canbina) + (peso carga) = 849.5 Kg

L = longitud del cable = 7 mt

Remplazando estos valores se obtiene

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{est}} (1 + 1.68) = 2.68 \cdot \sigma_{\text{est}}$$

Por lo tanto los cables resisten la carga de impacto, ya que se trabaja para el diseño de estos con un factor de seguridad de 12.

12.2 CALCULO DEL SISTEMA DE POLEAS

Este diseño requiere tres poleas dos de las cuales son móviles, desplazándose solidariamente con la cabina por estar sujetas a la parte superior de ella, la tercera esta fija en la parte superior del foso, sosteniendo el cable para permitir una relación de dos a uno (2:1) en la transmisión de movimiento.

En este diseño las poleas cumplen la misión de redireccionar el cable de tracción, de estabilizar la cabina y de distribuir equitativamente las fuerzas de tracción en los cuatro tramos del cable.

Dado que la función de las poleas no es transmitir potencia por fricción estas deben ser calculadas únicamente por resistencia.

El diseño de las poleas se hace siguiendo las recomendaciones de la norma ICONTEC, sobre elevadores, y el manual de la empresa ENCOCABLES, se sugiere un diámetro de poleas 40 veces mayor que el diámetro nominal del cable.

$$D_p = 40 d$$

$$D_p = 40 (7.9375 \text{ mm}) = 317.5 \text{ mm}$$

Se toma el diámetro para las tres poleas de $D_p = 320 \text{ mm}$.

Según manual de ENCOCABLES. La presión máxima que puede ejercer un cable sobre una polea viene dada por la ecuación:

$$P_r = \frac{2(T)}{(d)(D_p)(n)} \quad (\text{Ver anexo H})$$

Donde:

P_r = Presión máxima del cable sobre la polea

N = Numero de cables = 1

T = Tensión del cable.

$$T = \frac{W}{4} = \frac{8325.1\text{N}}{4} = 2081.25\text{N}$$

Remplazando se obtiene:

$$P_r = \frac{2(2081.25\text{N})}{(7.9375\text{mm})(320\text{mm})(1)} = 1.6388\text{Mpa}$$

$$P_r = 237.6841 \text{ Psi}$$

Se procede a escoger un material de las poleas que soporte esta presión con un factor de seguridad igual al de los cables es decir de 12 como mínimo.

$$P_{r(\text{adm})} \geq (12)(237.684 \text{ Psi})$$

$$P_{r(\text{adm})} \geq 2852.208 \text{ Psi}$$

Por lo tanto se requiere una polea de acero al manganeso.

12.3 CALCULO DEL TAMBOR DE ARROLLAMIENTO

El diseño del tambor de arrollamiento se hace siguiendo las recomendaciones de la norma ICONTEC, sobre elevadores, se sugiere un diámetro de tambor 35 veces mayor que el diámetro nominal del cable.

$$D_T = 35 d$$

$$D_T = 35 (7.9375 \text{ mm}) = 277.8125 \text{ mm}$$

Se toma el diámetro para el tambor de $D_T = 280 \text{ mm}$.

Para las dimensiones de las ranuras del tambor se toman los valores de s , r , a del (Anexo M). Mediante una regresión lineal (ver figura 81), se tiene que:

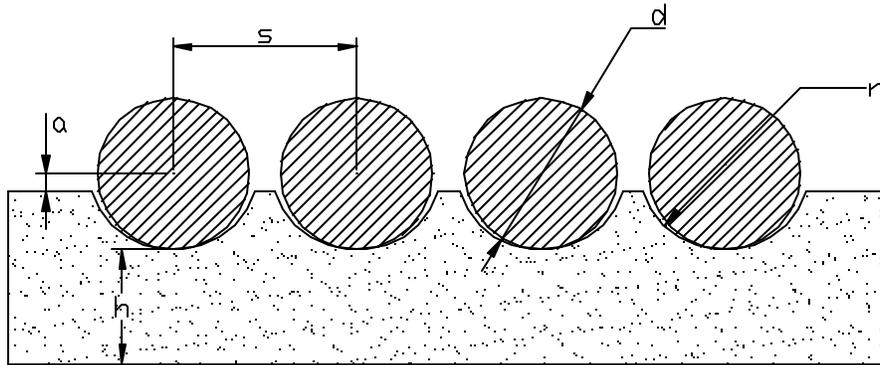


Figura 82. Dimensiones de las ranuras helicoidales del tambor

$$s = 9.5838 \cong 9.6 \text{ mm}$$

$$r = 4.4131 \cong 4.5 \text{ mm}$$

$$a = 0.8625 \cong 0.9 \text{ mm}$$

El número de espiras necesarias para arrollar el cable del elevador es:

$$n_E = \frac{L}{\pi D_T}$$

Donde:

n_E = Numero de espiras

L = Longitud que arrolla el sistema

L = (longitud total del cable) – (longitud mínima de cable entre la cabina y el tambor)

$$L = 28000 \text{ mm} - 4000 \text{ mm} = 24000 \text{ mm}$$

$$n_E = \frac{24000\text{mm}}{\pi(280\text{mm})} = 27.2837$$

$$n_E = 28$$

Por seguridad, en el tambor deben quedar por lo menos dos espiras arrolladas de cada lado, al estar la cabina en su punto inferior.

Por lo tanto:

$$N_{E(\text{total})} = 28 + 4 = 32$$

Luego, cada segmento de arrollado tiene 16 espiras.

La longitud axial del tambor viene dada por:

$$L = (s)(n_{E \text{ (total)}}) + (\text{Espacio entre segmentos de arrollado})$$

El espacio entre segmentos de arrollado se asumirá de 100 mm.

$$L = (9.6 \text{ mm})(32) + 100 \text{ mm} = 407.2 \text{ mm}$$

La sollicitación del tambor se compone de:

Un esfuerzo de torsión

Un esfuerzo de flexión causado por la tracción del cable

Un esfuerzo de compresión causado por el apriete del cable

Los esfuerzos de tensión son pequeños y por ello despreciables. Normalmente también los esfuerzos de flexión son despreciables, excepto para los tambores de longitud excesiva. Resulta, por lo tanto, que el espesor de un tambor debe elegirse de acuerdo con la sollicitud del arrollamiento

Los espesores del tambor en el fondo de la garganta están tabulados en función de las tracciones y los diámetros del cable, tanto para tambores de fundición como soldados en acero

La tabla del anexo M. Da los espesores del tambor en el fondo de la garganta para servicio normal en milímetros, los valores entre paréntesis son para tambores en fundición.

Con los siguientes datos se selecciona el espesor recomendado del tambor:

$d = \text{Diámetro del cable} = 7.9375 \text{ mm}$

$s = \text{Paso} = 9.6 \text{ mm}$

$D_T = \text{Diámetro delo tambor} = 280 \text{ mm}$

Tracción máxima de cada cable = 212.375 Kg

Se toma un espesor del fondo de la garganta del tambor de 6 mm.

$h = 6 \text{ mm}$

12.4 ANÁLISIS DE LA INCLINACIÓN DEL CABLE

El ramal ascendente y el descendente del cable deben estar, si es posible, en el plano de las gargantas de los tambores y de las poleas, para evitar que el cable de saltos o que en caso extremo se salga de las guías. En este diseño es necesario, por razones de construcción, dar al cable una cierta inclinación con el plano de las gargantas.

Se debe evaluar en el diseño, que la desviación presente no supere a la admisible. Se generan dos condiciones de máximo riesgo para una posible salida del cable en las poleas y defectos en el enrollamiento y desenrollamiento del cable en el tambor, las cuales son:

El primer caso se presenta cuando la cabina se encuentra en el punto superior de su recorrido normal (en el tercer piso).

El segundo caso se presenta cuando el ascensor se encuentre en la parte inferior del foso, apoyado totalmente sobre los amortiguadores.

12.4.1 Desviación del cable sobre el tambor de arrollamiento

La máxima desviación admisible para un tambor de arrollamiento depende del sentido de la inclinación del cable, si este se inclina en sentido de las ranuras helicoidales se calcula a partir de la grafica ubicada en el anexo p, con el factor:

$$\frac{D_T}{d} = \frac{280\text{mm}}{7.9375\text{mm}} = 35.3$$

Se obtiene

$$t_{1(\text{tambor})} = 68 \text{ mm}$$

Donde:

$t_{1(\text{tambor})}$ = máxima inclinación del cable por cada 1000 mm de distancia al centro del tambor

Para el caso de inclinación del cable en sentido contrario a las ranuras helicoidales, se calcula a partir de la grafica del anexo p Con los factores:

$$\frac{D_T}{d} = 35.3$$

$$\frac{s}{d} = \frac{9.6\text{mm}}{7.9375\text{mm}} = 1.2094$$

Donde:

$t_{2(\text{tambor})}$ = máxima inclinación del cable por cada 1000 mm de distancia al centro del tambor

Luego se tiene que $t_{2(\text{tambor})} = 65 \text{ mm}$.

Cuando la cabina se encuentra en la parte superior, la desviación del cable con respecto a la vertical, para una distancia al centro del tambor de 1000 mm es de, $t_{2(\text{tambor})} = 50 \text{ mm}$ (ver figura 82), la desviación admisible es $t_{2(\text{tambor})} = 65 \text{ mm}$, luego en esta posición el cable no tiene problemas de arrollamiento sobre el tambor.

Analizando el caso de la cabina en la parte inferior del foso, para una distancia al centro del tambor de 7000 mm, existe una desviación de $t_{1(\text{tambor})} = 103.6 \text{ mm}$ (ver figura 83), siendo la

desviación admisible $t_{1(\text{tambor})} = \frac{(7000\text{mm})(68\text{mm})}{1000\text{mm}} = 476\text{mm}$, luego en esta posición el

cable tampoco presenta problemas de arrollamiento sobre el tambor.

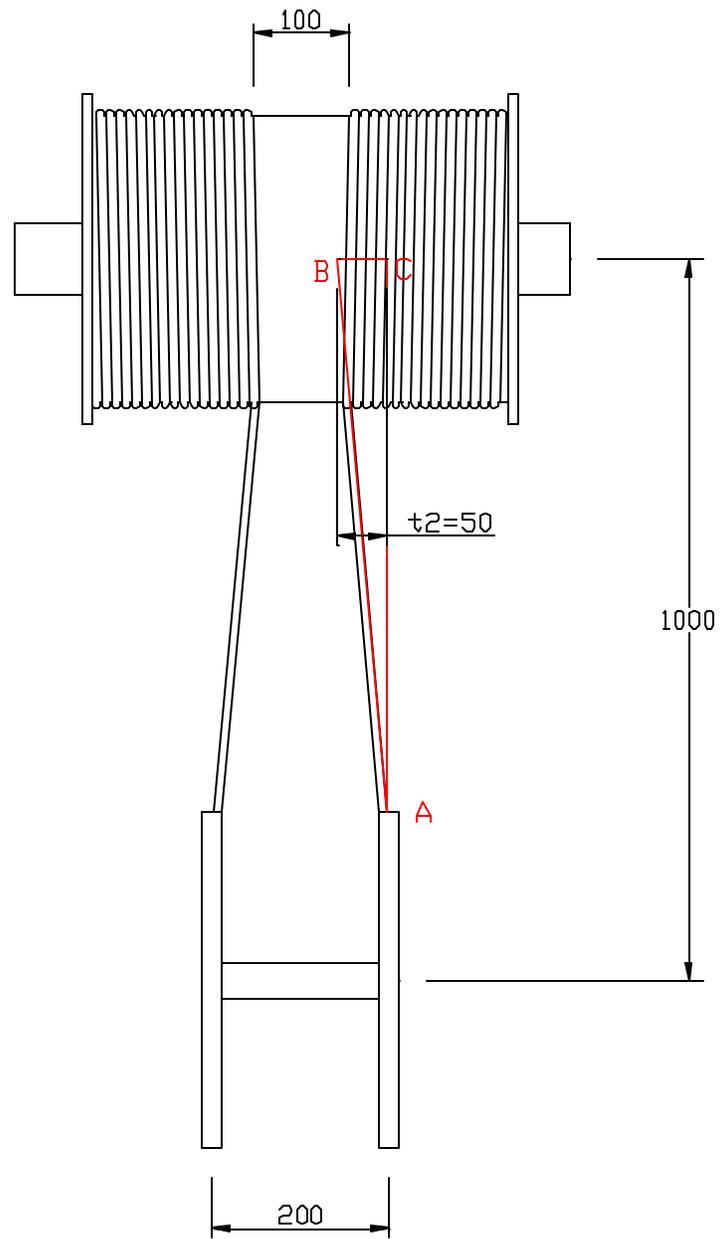


Figura 83. Desviación del cable entre el tambor y las poleas móviles

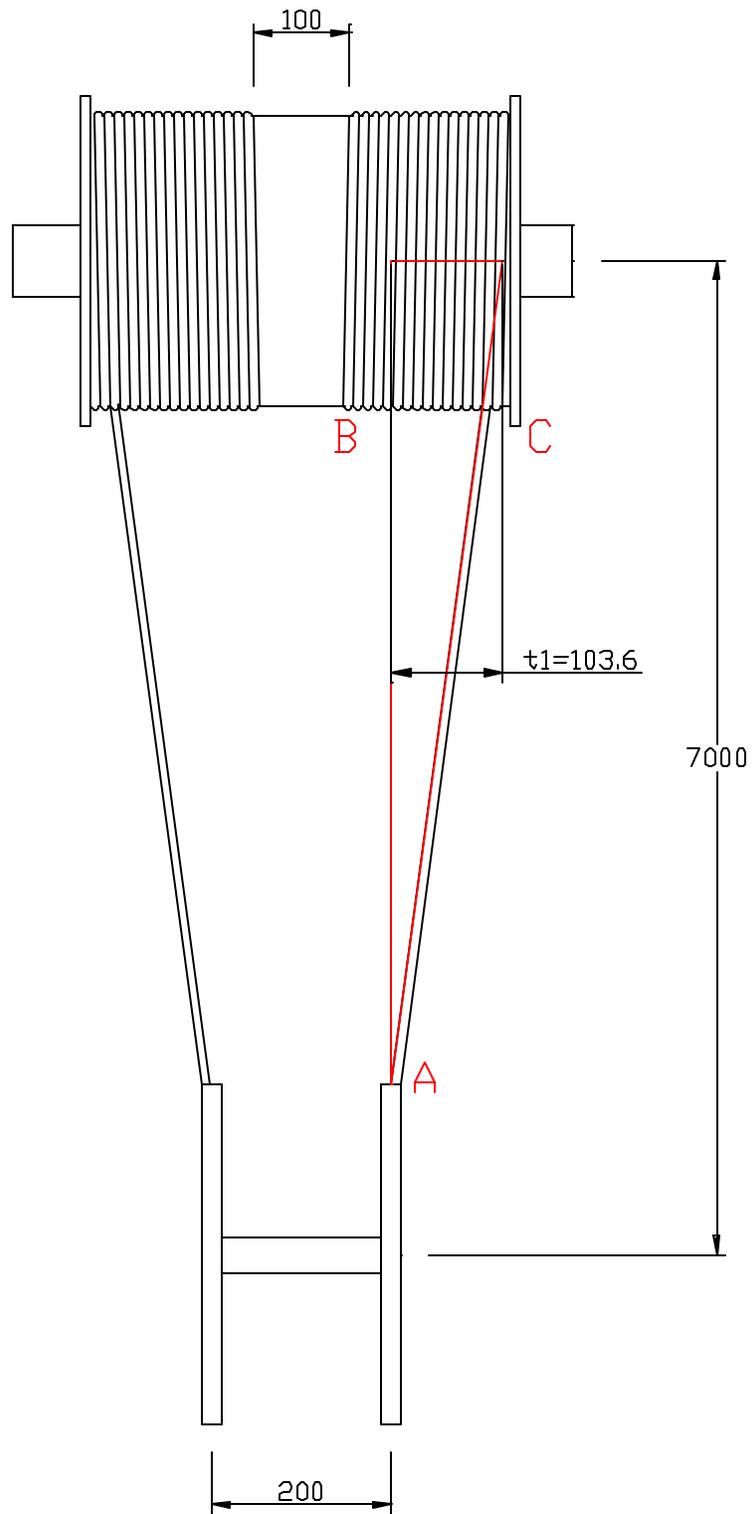


Figura 84. Desviación de cable entre el tambor y las poleas móviles

12.4.2 Desviación del cable sobre las poleas. La máxima inclinación admisible del cable a una distancia de 1000 mm al centro de la polea ($t_{3(polea)}$), (ver figura 84), está dada por:

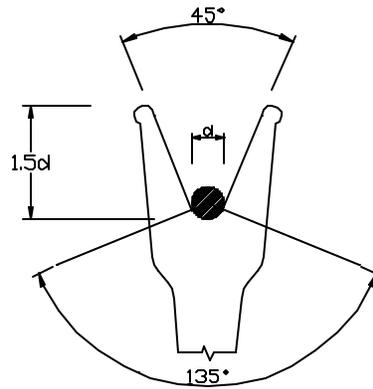


Figura 85. Dimensiones de la garganta de la polea

$$t_{3(polea)} = \frac{2000 \tan \beta}{\sqrt{1 + \frac{D_P}{k}}} \text{ [mm]}$$

Donde:

D_P = Diámetro de la polea

β = Angulo de inclinación de la pared de la garganta

k = profundidad de la garganta

$$\beta = \frac{45^{\circ}}{2} = 22.5^{\circ}$$

La profundidad de la garganta de la polea debe estar comprendida entre d y $2d$, se toma

$$k = 1.5 d = 1.5 (7.9375 \text{ mm}) = 11.9063 \text{ mm}$$

$$k \cong 12 \text{ mm}$$

Remplazando en la formula se tiene que:

$$(t_3 \text{ (polea)}) = 157.4983 \text{ mm}$$

En el caso que el ascensor de carga se encuentre en el nivel mas alto de recorrido (tercer piso) se presenta una desviación total entre poleas de:

$$t_3 \text{ (polea)} = \frac{320\text{mm} - 200\text{mm}}{2} = 60\text{mm} \quad (\text{Ver figura 85})$$

La máxima desviación admisible para la distancia de 1000 mm es:

$$t_3 \text{ (polea)} = 157.4983 \text{ mm}$$

Dado que el t_3 (polea) admisible es mayor que t_3 (polea) real el cable no se saldrá de la polea

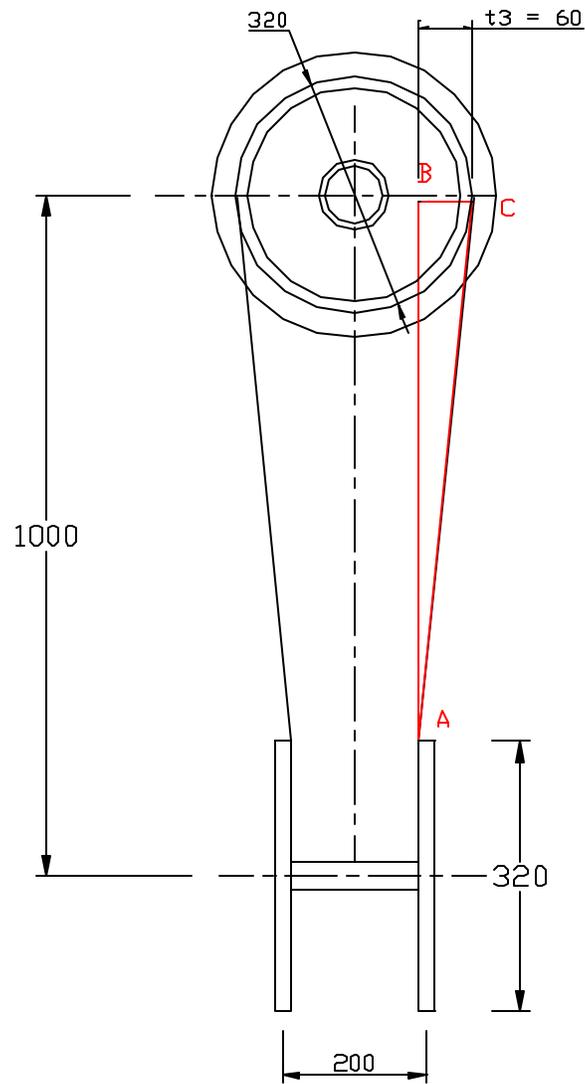


Figura 86. Desviación del cable entre poleas móviles y polea fija

Para analizar la desviación del cable entre las poleas móviles y el tambor de arrollamiento, es necesario analizar tanto la desviación del cable cuando la cabina se encuentra en la parte superior, es decir en el tercer piso, como cuando la cabina se encuentra en su parte más baja del foso.

Cuando la cabina se encuentra en la parte superior, como se ilustra en la figura 85, se observa una desviación real de 50 mm, que al ser comparada con la desviación admisible $t_{3(\text{polea})} = 157.4983 \text{ mm}$, indica que el cable no se saldrá de la ranura de la garganta de la polea.

En el siguiente caso indicado en la figura 83 Donde la cabina se encuentra en la parte inferior del foso, existe una desviación del cable con respecto al plano perpendicular al eje de la polea de 103.6 mm, que al ser comparada con la desviación admisible:

$$t_{3(\text{polea})} = \frac{157.4983\text{mm} \cdot 7000\text{mm}}{1000\text{mm}} = 1102.4881\text{mm}$$

Lo que indica que el cable no se saldrá de la garganta de la polea.

12.5 CALCULO DEL EJE DEL TAMBOR

Para el cálculo del eje que esta acoplado al tambor de arrollamiento se tiene en cuenta las fuerzas sobre este, al igual que los torques y momentos, generados por el peso de la cabina y la carga útil a transportar.

Este eje está sometido a esfuerzos fluctuantes, generados por las condiciones variables de carga que debe transportar el sistema, estas varían entre el peso de la cabina vacía y el peso de la cabina, mas la carga útil. Se empleara para el cálculo del eje por fatiga la teoría de Goodman modificada.²⁷

Las siguientes son las fuerzas a las que esta sometido el eje

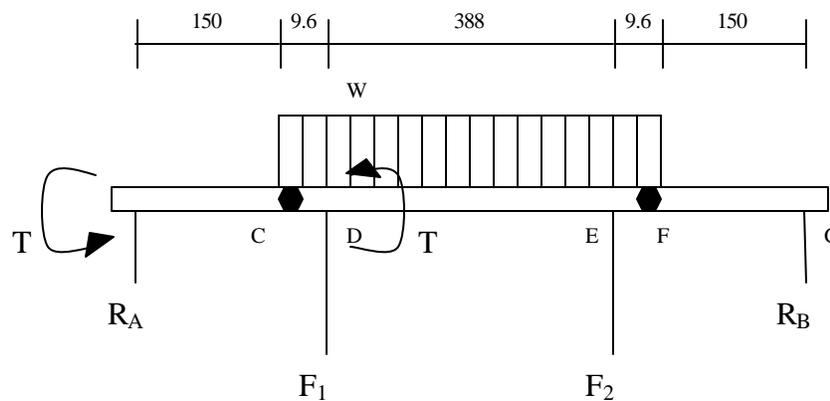


Figura 87. Esquema de distribución de fuerzas

²⁷ SHIGLEY, Joseph E. y MISCHKE, Charles. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ª Edición. Editorial Mc Graw Hill, p 788-820

$F_1 = F_2$: corresponden a la tensión del cable.

W_T = carga distribuida originada por el peso del tambor de arrollamiento.

T = torque que soporta el eje.

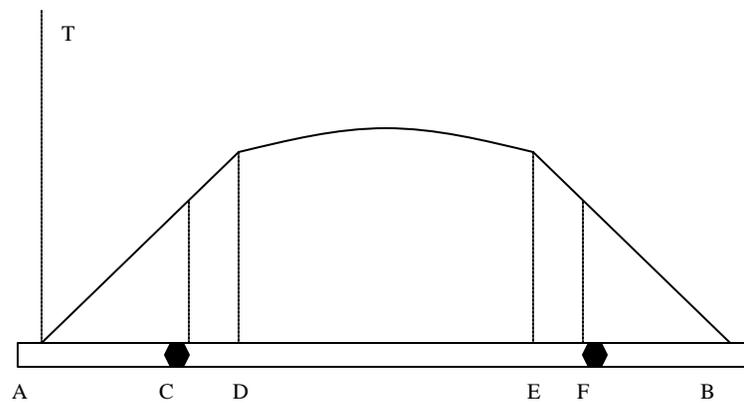


Figura 88. Diagrama de momento flector en el eje del tambor

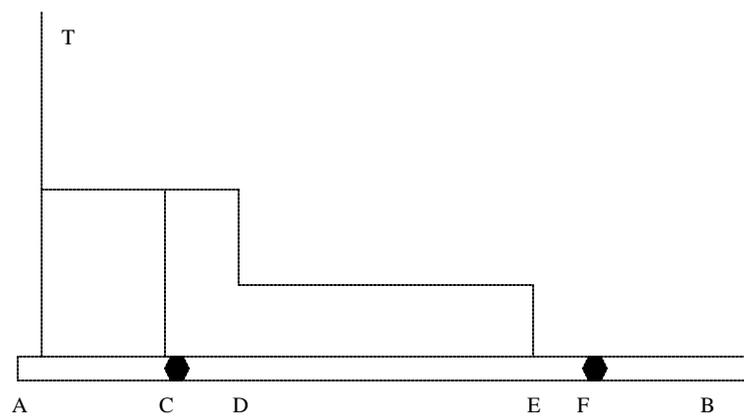


Figura 89. Diagrama de torque en el eje del tambor

Dado que el eje presenta una entalladura con la soldadura que lo une al tambor, el punto más crítico, donde se presenta la mayor concentración de esfuerzos y mayor momento flector, está localizado a 150 mm del apoyo (Punto C).

Se calculan las componentes alternantes de las reacciones en el punto C

$$M_{c \max} = 3307785.913 \text{ Nmm}$$

$$T_{c \max} = 582757 \text{ Nmm}$$

$$M_{c \min} = 111095.223 \text{ Nmm}$$

$$T_{c \min} = 171157 \text{ Nmm}$$

A partir de los datos anteriores se obtiene:

$$M_m = 220940 \text{ Nmm}$$

$$M_a = 109845.3455 \text{ Nmm}$$

$$T_m = 376957 \text{ Nmm}$$

$$T_a = 205800 \text{ Nmm}$$

Para el acero AISI 1020, se tiene $S_{ut} = 380 \text{ Mpa}$, $S_y = 210 \text{ Mpa}$

Según la teoría modificada de Goodman se tiene:

$$d = \left(\frac{32n}{\pi} \left\{ \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{f,s} T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \left[\left(\frac{M_m}{S_{ut}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

D = diámetro del eje [mm]

N = factor de seguridad = 12.5

K_f = factor de concentración de esfuerzo en fatiga por flexión

K_{fs} = factor de concentración de esfuerzo en fatiga por torsión

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_{ut} = esfuerzo último a la tensión

M_a = momento alternante

T_a = torque alternante

M_m = momento medio

T_m = torque medio

Calculando los valores que intervienen en la ecuación anterior se tiene:

Límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * S'_e$$

S'_e = limite de resistencia a la fatiga de una muestra de viga rotatoria el cual se determina de acuerdo a la resistencia ultima a la tensión que posee el material

$$S'_e = 0.504 S_{ut} = 0.504 (380\text{Mpa})$$

$$S'_e = 205.2 \text{ Mpa}$$

K_a = factor de superficie

$K_a = a S_{ut}^b$ para una superficie laminada en caliente (ver anexo D)

$$K_a = (57.7)(380\text{Mpa})^{-0.719} = 0.8108$$

K_b = factor de tamaño

Se asume $K_b = 0.75$

K_c = factor de carga

Para flexión y torsión $K_c = 1$

K_d = factor de temperatura

Para trabajo a temperatura ambiente $K_d = 1$

Remplazando se obtiene

$$S_e = 116.4775 \text{ Mpa}$$

Factor de concentración de esfuerzos en fatiga por flexión (K_f)

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

Donde:

q = sensibilidad a la muesca, la cual se determina por medio del anexo N.

Considerando un radio de entalle de $r = 3\text{mm}$, se obtiene un valor de $q = 0.75$.

K_t = factor de concentración de esfuerzo

Este factor se determina mediante el anexo N, asumiendo $D/d = 1.2$ y $r/d = 0.15$

Donde:

D = diámetro mayor de la soldadura que une el eje con el tambor

d = diámetro del eje

Se obtiene

$$K_t = 1.5 \quad (\text{ver anexo N})$$

Por lo tanto el valor de $K_f = 1.375$

Factor de concentración de esfuerzo en fatiga por torsión con inversión

$$K_{fs} = 1 + q (K_{ts} - 1)$$

Donde:

q = sensibilidad a la muesca por torsión la cual se determina considerando un radio de entalle de $r = 3\text{mm}$, obteniéndose un valor de $q = 0.96$

K_{ts} = factor de concentración de esfuerzo por torsión

Este factor se determina, asumiendo $D/d = 1.2$ y $r/d = 0.15$

Se obtiene

$K_{ts} = 1.25$ (ver anexo N)

Por lo tanto el valor de $K_{fs} = 1.24$

Remplazando los valores en la ecuación de Goodman modificada se obtiene (ver figura 89).

$d = 75.16$ mm el cual se estandariza a

$d = 3'' = 76.2$ mm

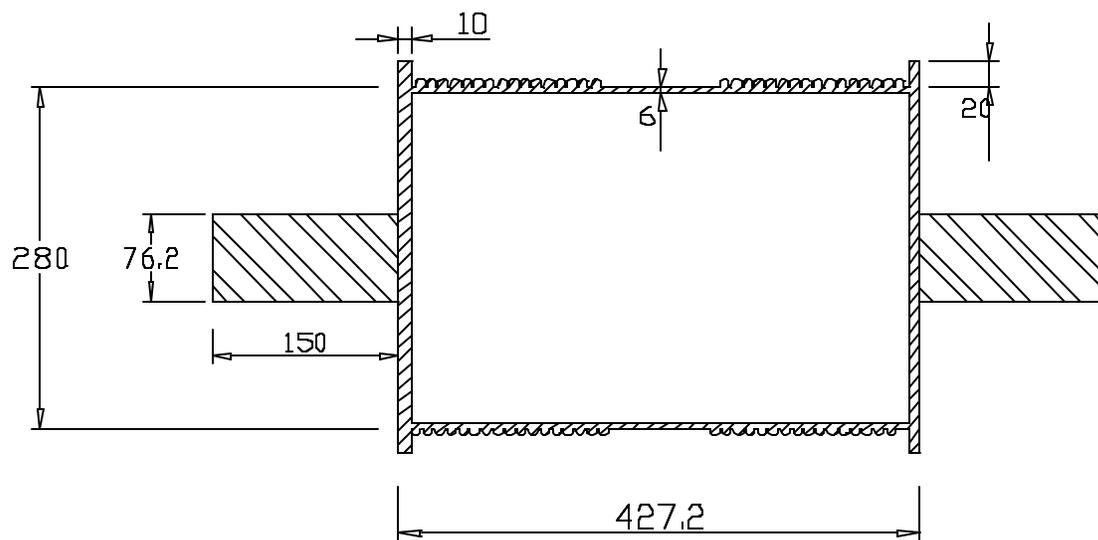


Figura 90. Corte transversal del tambor y el eje

12.6 SELECCIÓN DEL SISTEMA MOTOR – REDUCTOR

La selección del sistema motor – reductor que genera el torque necesario para movilizar la cabina con su carga, viene dada por la potencia máxima requerida para mover el sistema, a una velocidad vertical de $V = 0.54$ m/seg.

Las condiciones ideales a las que trabaja un motor no se tienen en la practica, por tanto la potencia requerida por la máquina accionada debe multiplicarse por un factor de servicio (F_s), factor que tiene en cuenta las características del trabajo a realizar.

Potencia de selección (P_n) = Potencia requerida (P_r) x Factor de servicio (F_s).

En algunos casos los reductores son determinados por los torques de selección. El torque y la potencia están relacionados por la siguiente ecuación.

$$T_n \text{ (kg.mt)} = \frac{716.2P_n(\text{hp})}{N(\text{rpm})}$$

Donde:

$P_n = \text{HP de salida} = \text{HP de entrada} \times \text{eficiencia del reductor } (\eta)$.

Para un motor eléctrico, con tipo de carga media, que trabaja 2 horas por día, tenemos un factor de servicio de 1.1.(Ver tabla 4)

La potencia requerida será.²⁸

$$Pr = \frac{QV}{75},$$

Donde:

Pr : potencia requerida (HP).

Q : peso en kilogramos de la cabina mas la carga útil.

V: velocidad de desplazamiento vertical.

$$Pr = \frac{(849.5\text{Kg}) \left(0.54 \frac{\text{mt}}{\text{seg}} \right)}{75} = 6.1164\text{HP}$$

$$Pn = Pr (1.1) = 6.728 \text{ HP}$$

Para el sistema de poleas y tambor del diseño el número de revoluciones por segundo del tambor viene dada por:

²⁸ LEDO, José María. Ascensores y Montacargas. 2^a Edición Editorial Limusa, P 61

$$N = \frac{2V}{D_T \pi} = \frac{(2) \left(\frac{0.54 \text{ m}}{\text{seg}} \right)}{(0.28 \text{ m}) \pi} = 1.2278 \text{ r.p.s.}$$

$$N = 73.6 \text{ r.p.m.}$$

$$N \approx 70 \text{ r.p.m.}$$

Ahora se tiene:

$$P_n = 6.728 \text{ HP}$$

$$N = 70 \text{ r.p.m.}$$

Relación de velocidad 25:1

Se tiene que el sistema motor – reductor, tiene la siguiente especificación

MRH – 353 – 4130 (ver anexo I)

Con:

Potencia de entrada = 9.0 HP.

Potencia de salida = 7.83 HP.

Torque = 80.1 Kg.mt

12.7 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Para la selección de los rodamientos se utilizara el catalogo de la SKF, el cual recomienda rodamientos de una hilera de bolas para el caso de la presencia de cargas radiales y pequeñas cargas axiales.

En el caso del sistema trabajando a plena carga, la fuerza radial que soporta cada rodamiento viene dada por la reacción en el apoyo correspondiente.

12.7.1 Calculo de la carga dinámica. Para calcular la carga dinámica que deben soportar los rodamientos se tiene en cuenta la relación c/p la cual se calcula a partir del número de revoluciones por minuto a los cuales deben trabajar los rodamientos y la vida útil requerida de los mismos, las cuales son:

$n = 70$ rpm

$L_{10h} = 10000$ horas

La recomendación de 10000 horas de vida útil, es dada para máquinas que deban trabajar con alta viabilidad de funcionamiento, durante cortos periodos o intermitentemente, como ascensores y grúas para mercancías embaladas.

Con los datos anteriores, se tiene que

$$\frac{c}{P} = 3.5 \quad (\text{Ver anexo O})$$

Siendo c = capacidad de carga dinámica y P = carga dinámica equivalente

Dada la pequeña magnitud de carga axial a que se encuentra sometido el rodamiento se toma.

$$P = R_A$$

Por lo tanto

$$c \geq 3.5p$$

$$c \geq 3.5(2205.24N)$$

$$c \geq 7718.34N$$

12.7.2 Calculo de carga estática. La carga estática debe ser evaluada también, dado el funcionamiento intermitente del rodamiento, para cargas radiales esta viene dada por:

$$c_o \geq S_o p_o$$

S_o = factor de seguridad estático = 1,

Por lo tanto:

$$C_o = 2205.24$$

Con los valores de carga estática, dinámica y diámetro del eje, se selecciona el rodamiento Rígido de bolas **61815** de la empresa SKF (Ver anexo O).

13 DISEÑO DE LOS AMORTIGUADORES DE LA CABINA



Figura 91. Amortiguadores

El tipo de amortiguador a usar será el de acumulación de energía tipo resorte²⁹, ya que la velocidad nominal del ascensor es menor que $1.5 \frac{m}{seg}$. Se dispondrán dos amortiguadores para la cabina colocados en paralelo, su diseño estará estipulado por las siguientes condiciones (ver figura90).

- ♦ La carrera total de los amortiguadores, debe de ser por lo menos igual a dos veces la distancia de la parada, por gravedad corresponde al 115% de la velocidad nominal, expresada esta en $\frac{m}{seg}$ y la carrera en m, la cual viene dada por la expresión.

²⁹ ICONTEC, Normas técnicas colombianas (NTC) 2769. P. 55

$$\text{Carrera} = \left[\frac{(1.15v)^2}{2g} \right] \cdot 2 = 0.135v^2$$

Sin embargo esta carrera no será inferior a 65 mm.

- ♦ Por condiciones de diseño el diámetro medio del resorte no debe ser mayor a 70 mm, para los dos amortiguadores de la cabina.
- ♦ Los amortiguadores deben ser calculados de manera que recorran la carrera antes definida bajo una carga estática comprendida entre 2.5 y 4 veces la masa de la cabina con su carga nominal.

Teniendo en cuenta las condiciones enunciadas anteriormente que dan los primeros parámetros para el diseño, se procede a realizar este.

Cada resorte esta sometido a una fuerza igual a la mitad de la carga de diseño.

$$W_T = 600 \text{ Kg} + 249.5664 = 849.5664 \text{ Kg} = 8325.7507 \text{ N}$$

$F = (K) (X)$ donde;

F: Carga o fuerza que actúa en el resorte incrementada de 2.5 a 4 veces la carga total.

K: Constante o módulo del resorte.

X: carrera o deflexión máxima del resorte.

$$X = 0.135v^2 = 0.135(0.56)^2 = 0.0423 \text{ m} = 42.3360 \text{ mm}$$

Para tener un margen de seguridad aceptable se escogería una carrera de 75 mm.

$$F = (2.5) P_{\text{resorte}}$$

$$P_{\text{resorte}} = \frac{W_T}{2} = \frac{8325.7507\text{N}}{2} \Rightarrow P_{\text{resorte}} = 4162.8754\text{N}$$

$$F = (2.5) (4162.8754\text{N}) = 10407.1884\text{N}$$

$$K = \frac{F}{X} = \frac{10407.1884\text{N}}{75\text{mm}} = 138.7625 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Las siguientes ecuaciones a utilizar para desarrollar los cálculos pertinentes, se tomaran de los planteamientos de Joseph Shigley.³⁰

³⁰ SHIGLEY, Joseph E. y MISCHKE, Charles. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ª Edición. Editorial Mc Graw Hill, p 468 - 480

El esfuerzo cortante máximo (τ) esta dado por.

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^2}; \quad \text{Ec. (a)}$$

Donde

$$K_s = \frac{2C+1}{C} \quad \text{y} \quad C = \frac{D}{d}; \quad \text{siendo } K_s \text{ el factor de corrección de cortante y } C \text{ el índice del}$$

Resorte.

$$C = \frac{70}{d} \quad \Rightarrow \quad K_s = \frac{\frac{140}{d} + 1}{\frac{140}{d}} = \frac{140 + d}{140}$$

$$K = \frac{d^2 G}{8D^3 N_a} \quad \text{Ec (b)}$$

Donde:

$$G: \text{ modulo de rigidez, para acero } G = 79.3 \times 10^{-3} \frac{N_w}{\text{mm}^2}$$

d: diámetro del alambre.

D: diámetro medio del resorte.

N_a : número de espiras activas.

$$K = 138.7625 = \frac{d^4 (79.3 \times 10^3)}{8(70^3) N_a} \quad \text{Ec (c).}$$

$$138.7625 = 0.0289 \left(\frac{d^4}{N_a} \right)$$

Ahora se tiene:

$$S_{Sy} = 0.45 S_{ut}$$

Pero:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad \text{Ec (d).}$$

$A = 1790 \text{ Mpa}$ y $m = 0.155$ (Ver anexos J)

$$S_{ut} = \frac{1790}{d^{0.155}} \quad \text{Remplazando en Ec (d).}$$

$$S_{Sy} = 0.45 S_{ut} = \frac{805.5}{d^{0.155}}$$

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^3}$$

Donde:

$$K_s = \frac{14 + d}{140}$$

$$F = 10407.1884 \text{ N}$$

$$D = 70 \text{ mm}$$

$$\tau_{\text{m}\acute{a}\text{x}} = S_{Sy} = \frac{805.5}{d^{0.155}}$$

Remplazando se tiene:

$$\frac{805.5}{d^{0.155}} = \left(\frac{140+d}{140} \right) \left(\frac{88(10407.1884)(70)}{\pi d^3} \right)$$

$$d^{2.845} = 2303.0641 + 16.4505d$$

$$d = 15.781 \text{ mm}$$

Estandarizando a $d = 16 \text{ mm}$.

$$C = \frac{70}{16} = 4.375$$

$$138.7625 = 0.0289 \left(\frac{d^4}{N_a} \right)$$

$$N_a = 13.6492$$

Estandarizamos $N_a = 14$

$$N_t = N_a + 2$$

$$N_t = 16$$

14 SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL

A continuación se presentan algunas consideraciones del sistema eléctrico y de seguridad del elevador.

Todas las partes de la instalación que estén bajo tensión sin estar cubiertas con materiales aislantes y si estuvieren al alcance normal de la mano, deben estar protegidas contra cualquier contacto casual.

En todos los casos debe estar prevista la conexión a tierra de las partes metálicas de la instalación normalmente aisladas del circuito eléctrico, como caños, armazones, cajas o revestimientos metálicos, aparatos de maniobra y protección, que por un defecto de aislamiento pudieran quedar bajo tensión.

14.1 TABLEROS EN INSTALACIONES ELÉCTRICAS

Los aparatos de protección y control del sistema deben estar siempre colocados sobre tableros de material aislante, incombustible y no higroscópico, los tableros deben ubicarse en lugares secos y de fácil acceso.

Salvo el caso en que los tableros se instalen en locales especialmente destinados para ellos deben protegerse las partes conductoras de corriente contra contactos casuales por medio de cajas con tapas o revestimientos especiales, con preferencia de metal.

Los tableros deben estar dispuestos de modo tal que las conexiones puedan efectuarse y revisarse fácilmente debiendo ligarse los conductos que parten y llegan al tablero mediante bornes que permitan desconectarlos sin necesidad de retirar el tablero de sus soportes, los portafusibles y las llaves deben tener una indicación bien visible que los individualice. La distancia mínima entre las partes desnudas bajo tensión y las partes metálicas es de 3 cm.

Las grapas que soportan el tablero deben ser de metal. La distancia mínima entre las partes desnudas bajo tensión y la pared o tapas es de 6 cm. Alrededor del tablero se colocará una cubierta que evite la acumulación de suciedad o de materias extrañas sobre los conductores o conexiones. Cuando los tableros se instalen en nichos deben colocarse dentro de cajas metálicas.

En caso de usarse como tableros cajas blindadas, los distintos aparatos de maniobra y protección deben estar aislados de las mismas con material adecuado.

14.2 INTERRUPTORES, CONMUTADORES Y FUSIBLES EN ELEVADORES

Los interruptores, conmutadores automáticos y los fusibles, deben llevar estampada la indicación de la tensión y la intensidad de servicio para cuyo uso han sido construidos; no

pueden emplearse para tensiones e intensidades mayores que las marcadas y estarán ejecutados de tal modo que aseguren un corte rápido del arco de interrupción. Cualquier elemento metálico que forme parte del dispositivo de manejo debe estar convenientemente aislado de las partes conductoras.

No se permite la colocación y el uso de cartuchos o fusibles reparados, salvo construcciones especiales que permitan renovar el elemento fusible en forma fácil y sin necesidad de soldadura (cartuchos renovables, en los cuales el elemento fusible debe ser de plata o aleación especial, con exclusión del plomo).

14.3 DISPOSITIVOS DE MANIOBRA Y ARRANQUE EN MOTORES ELÉCTRICOS

Las resistencias, reóstatos y aparatos de arranque deben instalarse en forma que el calor que desarrollen no dañe los objetos cercanos y en especial que no constituyan peligro de incendio. En caso de ser colocados sobre una pared o tablero, la distancia mínima de éste a aquélla debe ser de 5 cm. Las manijas de los reóstatos y aparatos de arranque deben ser de material aislante y resistente al calor, o en su defecto serán cuidadosamente aislados. Las partes conductoras deben estar protegidas por tapas o cubiertas contra contactos casuales. Las partes metálicas que normalmente no están bajo tensión deben ser conectadas a tierra.

En los reóstatos y aparatos de arranque se evitará la formación de un arco de duración dañosa al interrumpirse la corriente. Los bornes de los aparatos de arranque deben estar marcados para indicar con qué parte del circuito deben ser conectados.

Los motores deben ser provistos de un interruptor que corte todas las fases o polos, simultáneamente.

Para la protección de motores de corriente alterna monofásicos y de corriente continua, se debe utilizar un dispositivo de interrupción (fusibles o interruptores, automáticos) que corte el circuito cuando la intensidad adquiera un valor peligroso.

En el caso de los motores trifásicos, además de la protección indicada anteriormente debe utilizarse un dispositivo de interrupción automático que corte el circuito de alimentación cuando la tensión baje de un valor determinado

14.4 UNIÓN DE CONDUCTORES ENTRE SÍ, CON MÁQUINAS O ARTEFACTOS

La unión de conductores entre sí debe efectuarse mediante soldadura, tornillos u otras piezas especiales para el caso, que aseguren un perfecto contacto eléctrico. Para la soldadura deben usarse, para asegurar la adherencia de los metales, sustancias libres de ácidos. Las uniones después de efectuadas, deben cubrirse con una capa de goma pura y otra de cinta aisladora de manera de alcanzar un aislamiento equivalente al de los conductores. La unión de conductores de sección menor que $2,5 \text{ mm}^2$ pueden ejecutarse

mediante el retorcido y sin soldaduras. Las uniones no deben estar sometidas a esfuerzos mecánicos.

La conexión de conductores con máquinas, barras, colectores, interruptores, fusibles y aparatos fijos de consumo se efectuará mediante tornillos o bornes con los cuales los conductores de un hilo, hasta 4 mm^2 , se conectarán directamente. Cuando el conductor sea flexible y para mayor sección que 4 mm^2 , se emplearán terminales o piezas especiales soldadas al mismo

Los conductores de las líneas de fuerza motriz deben instalarse en caños independientes de los que correspondan a las líneas de alumbrado, debiéndose independizar, asimismo, las correspondientes a cajas de paso y de distribución. En las instalaciones alimentadas por distinta clase de corriente (alterna y continua) las cañerías y sus cajas también deben ser independientes.

14.5 MANIOBRAS EN ASCENSORES

La maniobra de la cabina de un ascensor puede ser realizada por:

- Un sistema a palanca, manivela o pulsador de iniciación de marcha

- Un sistema de botones o pulsadores ubicados en una botonera o panel de comando en la cabina y pulsadores en los rellanos

- Un sistema que reúna los dos anteriores usando uno u otro. En la botonera o panel de comando del coche, además de los dispositivos para hacerlo marchar estarán: el interruptor de la luz accionable a voluntad, el pulsador para la alarma y la llave o pulsador para detener el movimiento. Todos estos elementos, incluso los pulsadores correspondientes a los pisos, serán debidamente individualizados y legibles a través del tiempo. Los pulsadores para cada piso se los marcará de la siguiente manera:

- el del Piso Bajo o principal, llevará el número "0".

- el de los pisos ubicados encima del "0", llevarán sucesivamente hacia arriba, los números 1, 2, 3, 4, 5,...

Los diferentes tipos de maniobra pueden ser:

a) A palanca a manivela: Cuando la maniobra se realiza mediante una palanca o manivela emplazada en la cabina, tendrá posición de "sube" en sentido de marcha de las agujas del reloj, la de "baja" en sentido opuesto y la de "para" en la parte media o central. Las tres posiciones se las marcará con las letras "S", "P" y "B". La palanca volverá sola a la posición "P" si no se acciona sobre ella.

b) Automática simple: Cuando la maniobra es automática simple habrá:

- En la cabina: una botonera que contiene un pulsador por cada rellano servido por el coche;
- En cada rellano: un pulsador de llamada y una señal luminosa que permanecerá encendida mientras marcha el coche y se apagará al detenerse éste.

La presión momentánea en uno de los pulsadores hará que la cabina viaje sin interrupción hasta el piso para el cual se oprimió el pulsador, donde se detendrá automáticamente.

Estando la cabina detenida, obedecerá al primer pulsador que se oprima. No tendrán efecto otras órdenes provenientes de la cabina o de los rellanos mientras la cabina está viajando.

c) Automática simple con interconexión de llamadas de rellano para dos o más coches:

Cuando la maniobra es automática simple con interconexión de llamadas de rellano para dos o más coches habrá:

- En la cabina: una botonera que contiene un pulsador por cada rellano servido por los coches;
- En cada rellano: un pulsador de llamada por cada coche y una señal luminosa también por cada coche que permanecerá encendida mientras éste marcha y se apagará al detenerse.

La presión momentánea en uno de los pulsadores en una de las cabinas hará que la cabina viaje sin interrupción hasta el rellano para el cual se oprimió el pulsador donde se detendrá automáticamente.

La presión momentánea de uno de los pulsadores de un rellano, hará que el elevador correspondiente atienda la llamada y se detendrá automáticamente en ese piso. Si en este rellano se efectúa otra llamada, no será atendida por los coches hasta tanto el primero se detenga en dicho rellano. Además, no tendrán efecto otras órdenes provenientes de las cabinas o de los pisos para el aparato que está viajando.

d) Acumulativa-selectiva descendente para un elevador:

Cuando la maniobra es acumulativa-selectiva descendente para un elevador habrá:

- En la cabina: una botonera que contiene un pulsador por cada rellano servido por el aparato y flechas direccionales luminosas que se encenderán según corresponda al sentido de marcha y se apagarán cuando el elevador quede disponible;

- En cada rellano: un pulsador de llamada y una señal luminosa que se encenderá en el rellano donde se oprimió un pulsador y se apagará al detenerse el coche en dicho rellano.

Para subir, si el coche está disponible y en la botonera de la cabina se oprimen uno o más botones, el coche viajará en sentido ascendente parando sucesivamente en los pisos para los cuales se presionó el correspondiente pulsador con independencia del orden en que fueron oprimidos. En el viaje de subida no atenderá llamadas de rellano a no ser que sea la más alta registrada.

Para bajar el elevador iniciará el descenso si se produce una orden o llamada en ese sentido. En tal caso se detendrá sucesivamente en los pisos para los cuales se haya presionado un pulsador de cabina o de rellano con independencia del orden en que fueron oprimidos.

Si el coche está disponible y se oprimen uno o más pulsadores de rellano ubicados por encima de aquél en donde se halla detenido viajará en sentido ascendente y sólo se detendrá en el piso más alto en el cual se oprimió el pulsador. El descenso se realizará en la forma descrita antes para bajar.

Si el elevador está disponible y se oprimen uno o más pulsadores en rellanos ubicados por debajo de aquél en donde se halla detenido, viajará en sentido descendente y las paradas se realizarán del modo descrito para bajar.

e) Acumulativa-selectiva ascendente y descendente para un elevador:

Cuando la maniobra es acumulativa-selectiva ascendente y descendente para un coche habrá:

- En la cabina: una botonera que contiene un pulsador por cada rellano servido por el coche y flechas direccionales luminosas que se encenderán según corresponda al sentido de marcha y se apagará cuando el coche queda disponible;

- En cada rellano: dos pulsadores de llamada (sube y baja) y sendas señales luminosas, salvo en las paradas extremas que habrá un pulsador y una señal. La señal luminosa se encenderá en el rellano donde se oprimió el respectivo pulsador y se apagará al detenerse el coche en dicho rellano.

Este tipo de maniobra acumula y selecciona todas las órdenes provenientes de la cabina y las llamadas provenientes de los rellanos, las que irá atendiendo sucesivamente en curso de ascenso o en curso de descenso, según sea el sentido de la marcha del elevador.

Si la maniobra se equipa para ser manejada también por ascensorista:

- Puede haber un pulsador o interruptor en la cabina que, al ser accionado por el ascensorista, el coche no responderá a llamadas de rellano, las cuales quedarán registradas para ser atendidas en otro viaje;

- Puede (en la cabina) haber dos pulsadores, uno para subir y otro para bajar, que permitan al ascensorista elegir uno de estos sentidos de marcha;

- Debe haber en la cabina una llave especial sólo accionable por el ascensorista para efectuar el traspaso de la forma de operar;

- Las llamadas provenientes de los rellanos serán registradas y las órdenes que emanen de la cabina serán dadas por el ascensorista, pero ninguna alterará las secuencias acumulativo-selectivo del sistema.

Otros tipos de maniobras pueden ser empleados para varios coches, sean agrupados o no, siempre que se mantengan o se mejoren los esquemas básicos descritos en los Incisos b), c), d) y e).

Cualquier elevador estará en situación de iniciar la marcha si se cumplen simultáneamente:

- La "condición de partida" o sea, tener cerradas las puertas de la cabina y también, cerradas y trabadas electromecánicamente, las puertas de los rellanos;

- El "tiempo de bloqueo" o sea, haber transcurrido por lo menos 3 segundos, después de cada parada.

En caso de maniobra acumulativa-selectiva, si el coche se encuentra en curso de ascenso o de descenso y se produce una llamada de rellano que no puede atender en esos viajes, será retenida para ser servida en uno posterior.

En edificios de varias unidades de vivienda, donde el recorrido R es de 12 o más pisos, la maniobra del coche será acumulativa-selectiva descendente por lo menos. En edificio de escritorios o de oficinas que tenga ascensor, la maniobra del aparato será acumulativa-selectiva ascendente y descendente. Si varios ascensores se encuentran agrupados en una

misma caja, o bien se hallan en cajas adyacentes formando ángulo o en cajas enfrentadas y tienen cuarto de máquinas común, por lo menos dos de ellos contarán con maniobra automática simple con interconexión de llamadas o maniobras acumulativa-selectiva con coordinación de llamadas en los pisos que los respectivos elevadores tienen acceso desde un mismo lugar.

15 MANTENIMIENTO DEL ASCENSOR

Un programa de mantenimiento general en el ascensor, es indispensable para el óptimo desempeño del aparato, y así garantizar la seguridad del personal operativo.

Las empresas dedicadas al montaje y mantenimiento de ascensores, coinciden en recomendar, mantenimientos preventivos o programados mensualmente, seguido de un mantenimiento correctivo según anomalías presentadas en cada máquina.

Este programa de mantenimiento es complementado por mantenimientos generales realizados semestralmente.

Un cronograma de mantenimiento detallado se obtiene ordenando las tareas e inspecciones con la rutina de mantenimiento indicada en el anexo K.

Los elementos del ascensor que más atención requiere, en el momento de realizar una inspección periódica, debido a su importancia en el debido proceso de transporte de carga son.

La cabina, cable de tracción, cuarto de maquinas.

A continuación se detallan algunas sugerencias individuales, para el mantenimiento preventivo llevado a cabo mensualmente.

15.1 MANTENIMIENTO DE LA CABINA.

Se debe examinar mediante una inspección visual la no presencia de desgaste y abolladuras anormales en el piso y paredes de la cabina. Las botoneras de cabina deben estar en buen estado y funcionar perfectamente, para esto se recomienda el uso de botoneras anti - vandálicas.

Las puertas de cabina deben cerrar con un ajuste suave y seguro. Quedando estas por el lado externo separadas de las paredes del foso por no más de 3 cm.

Los extremos de los cables que sostienen la cabina deben sujetarla firme y seguramente.

El ajuste entre las zapatas y las guías no debe presentar juego excesivo.

Los operadores de puerta deben estar alineados, sin fugas de aceite y con cableado eléctrico en óptimas condiciones.

El cable viajero debe estar completamente suspendido. Se debe verificar el funcionamiento de los siguientes elementos.

- Alarma de cabina
- interruptores de limite de carrera
- Cerraduras de puertas
- Sistema de reapertura de puertas.

Además se debe verificar en las puertas de foso el buen funcionamiento de las botoneras, timbres de llegada, llaves de emergencia y zapatas guías de puertas.

15.2 MANTENIMIENTO DE LOS CABLES DE TRACCIÓN

El cable seleccionado para esta aplicación debe ser reemplazado cuando se presente un 3% de alambres rotos visibles sobre la longitud de un paso, o cuando hay una pérdida de diámetro mayor del diez por ciento del valor nominal, o cuando existe una concentración de rotura en un solo torón (más de seis en una longitud de 30 cm).

Se debe inspeccionar la presencia de tensiones, alma estallada, moho, estiramientos o amarres, por último asegurar la correcta lubricación del cable y un perfecto agarre con la cabina y contrapeso.

Además de las anteriores normas el reemplazo de los cables de tracción deteriorados o gastados por otros nuevos de iguales características y diámetro es obligatorio cuando:

- Los alambres rotos están uniformemente distribuidos en los cabos que forman el cable y, en una vuelta de la hélice el número de rotos en la sección excede de 24 a 30 en el cable de 8 x 19.
- Los alambres rotos predominan en uno o dos cabos y, en una vuelta de la hélice el número de rotos en la sección excede de 10 a 16 en el cable de 8 x 19.
- Cuatro o cinco cables adyacentes se rompen a través de la corona de los cabos y, en una vuelta de la hélice el número de rotos en la sección peor excede de 12 a 20 en el cable de 6 x 19 y de 16 a 24 en el cable de 8 x 19.

- En condiciones desfavorables tales como corrosión, desgaste de alambres individuales en los cabos, tensión desigual, garganta defectuosa de la polea, el número de alambres rotos excede la mitad de las cantidades especificadas en los puntos anteriores.

Una vuelta de hélice o tendido, es la distancia sobre la generatriz del cable en la que los cables completan un giro alrededor del alma de dicho cable. Esta distancia es, aproximadamente, 6,5 diámetros del cable.

15.3 MANTENIMIENTO DEL CUARTO DE MAQUINAS

Es necesaria una inspección completa del motor - reductor para evitar posibles averías de consideración; por lo general los fabricantes recomiendan revisar que no presente ruido, vibraciones ni temperaturas excesivas, generalmente en esta inspección se puede omitir el empleo de aparatos de medición especializados; además se debe verificar la lubricación y desgaste en los elementos rotatorios y la correcta unión en los elementos eléctricos.

En las poleas revisar las gargantas, buscando imperfecciones como huellas en espiral, gargantas falsas, gargantas señaladas por un lado, rodamientos o ejes estropeados, melladuras, ondulaciones, etc.

En cuanto al sistema eléctrico se debe verificar la capacidad de los fusibles, diodos, transistores, circuitos integrados y protectores, por medio de un multímetro.

Los relés no deben estar atorados, ni las bobinas y resistencias con sobre calentamiento.

A continuación se detallan algunas sugerencias para el mantenimiento preventivo llevado a cabo semestralmente.

-- Constatar el estado de desgaste de los cables de tracción y accionamiento, del cable del regulador o limitador de velocidad, del cable o cinta del selector o registrador de las paradas en los pisos y del cable de maniobra, particularmente su aislamiento y amarre.

-- Limpieza de guías.

-- Controlar el accionamiento de las llaves de límites finales que interrumpe el circuito de maniobra y el circuito de fuerza motriz y que el mismo se produzca a la distancia correspondiente en cada caso, cuando la cabina rebasa los niveles de los pisos extremos.

-- Efectuar las pruebas correspondientes en el aparato de seguridad de la cabina y del contrapeso.

16 EVALUACIÓN ECONÓMICA

El proceso metodológico de comparación, evaluación y decisión entre alternativas operacionales o proyectos de inversión, tiene que empezar por la caracterización de la situación en análisis para de allí definir las necesidades de información, hacer los modelos y supuestos requeridos, definir el tipo de criterio decisorio (maximización o minimización), para finalmente escoger la herramienta específica que mejor se adapta a la situación de análisis.

16.1 COMPARACIÓN ENTRE LAS DOS ALTERNATIVAS DE DISEÑO

En este proyecto de diseño, las dos alternativas seleccionadas producen los mismos beneficios durante cada periodo, esto origina el que no sean evaluados, ya que al ser iguales no modifican la decisión.

Al estudiar alternativas de igual servicio, la comparación se realiza en función de los egresos; y en general, se incluyen la inversión inicial de la alternativa, los costos de operación, mantenimiento, seguros y administración por periodos, y el valor de salvamento del equipo.

Esto produce que, generalmente, las comparaciones se hagan en términos de costos equivalentes, bien sean ellos presentes, anuales o futuros, y el criterio es minimizar los costos.

En este proyecto se tomará como criterio de decisión el costo presente equivalente (CPE).³¹

³¹ Varela Rodrigo. Evaluación Económica de Proyectos de Inversión. Editorial Iberoamérica, 6 Ed p 151-153.

Costos iniciales

a) Diseño por tambor de arrollamiento

PARTES	COSTOS
CABINA	3.257.705.00
3 poleas	1.559.736.00
Tambor de arrollamiento	150.336.00
Moto reductor	977.184.00
Cableado	324.000.00
2 Guía en T	169.128.00
Control eléctrico	2.764.800.00
Regulador y freno de emergencia	572.400.00
3 entradas de foso	1.458.000.00
Botonera	442.800.00
TOTAL PARTES	11.676.089.00
Montaje	2.732.400.00
TOTAL	14.408.489.00

b) Diseño por polea de fricción

PARTES	COSTOS
CABINA	3.257.705.00
1 polea	1.309.176.00
Contrapeso	194.184.00
Moto reductor	714.096.00
Cableado	324.000.00
4 Guía en T	338.256.00
Control eléctrico	2.764.800.00
Regulador y freno de emergencia	572.400.00
3 entradas de foso	1.458.000.00
Botonera	442.800.00
TOTAL PARTES	11.375.417.00
Montaje	3.002.400.00
TOTAL	14.377.817.00

Gastos de operación

a) **Diseño por tambor de arrollamiento**

Para la operación del elevador, cargue y descargue de mercancía se requiere emplear un operario durante medio tiempo al que se le pagará un total de 257.250 pesos mensuales, (salario integral) es decir 3.087.000 pesos anuales.

El aparato emplea un motor de 9.0 Hp, lo que representa para una operación normal de dos horas al día un gasto de:

$$9.0 \text{ Hp} = 6.7113 \text{ Kw.} \rightarrow 6.7113 \text{ Kw.} (2 \text{ H}) = 13.4226 \text{ Kw /h} \text{ por día.}$$

Además consume una energía para la iluminación interna de 100 w durante 6 horas al día.

$$100 \text{ w} (6 \text{ H}) = 0.6 \text{ Kw/h}$$

El consumo total por cada día será de 14.0226 Kw/h, si el aparato trabaja seis (6) días por semana, tendrá un consumo de energía anual de:

$$14.0226 \text{ Kw/h} (6) (52) = 4375.05 \text{ Kw. de consumo anual.}$$

El valor del Kw. Para el almacén “Abastos la Popa” es de \$ 135.72 pesos, el gasto anual e pesos por concepto de electricidad es de \$ 593.781.

El contrato de mantenimiento es a todo costo sin incluir daños en el motor por sobrevoltaje, tiene un costo de \$ 1.944.000 anual.

Por lo tanto los costos anuales de operación del elevador por tambor de arrollamiento serán de \$ 5.624.781.

b) Diseño por polea de fricción

Para la operación del elevador, cargue y descargue de mercancía se requiere emplear un operario durante medio tiempo al que se le pagará un total de 257.250 pesos mensuales, (salario integral) es decir 3.087.000 pesos anuales.

El aparato emplea un motor de 4.8 Hp, lo que representa para una operación normal de dos horas al día un gasto de:

$$4.8 \text{ Hp} = \text{Kw.} \rightarrow 3.5793 \text{ Kw. (2 H)} = 7.1587 \text{ Kw /h por día.}$$

Además consume una energía para la iluminación interna de 100 w durante 6 horas al día.

$$100 \text{ w (6 H)} = 0.6 \text{ Kw/h}$$

El consumo total por cada día será de 7.7587 Kw/h, si el aparato trabaja seis (6) días por semana, tendrá un consumo de energía anual de:

$$7.7587 \text{ Kw/h (6) (52)} = 2420.72 \text{ Kw. de consumo anual.}$$

El valor del Kw. Para el almacén “Abastos la Popa” es de \$ 135.72 pesos, el gasto anual e pesos por concepto de electricidad es de \$ 328.540.15

El contrato de mantenimiento es a todo costo sin incluir daños en el motor por sobrevoltaje, tiene un costo de \$ 2.160.000 anual.

Por lo tanto los costos anuales de operación del elevador por tambor de arrollamiento serán de \$ 5.575.540

Valor de salvamento

a) Diseño por tambor de arrollamiento

Se le estima a esta alternativa un valor de salvamento del 30% del valor inicial, por lo tanto

$$VS = \$ 14.408.489 (0.3)$$

$$VS = \$ 4.322.547$$

b) Diseño por polea de fricción

Se le estima a esta alternativa un valor de salvamento del 30% del valor inicial, por lo tanto

$$VS = \$ 14.377.817 (0.3)$$

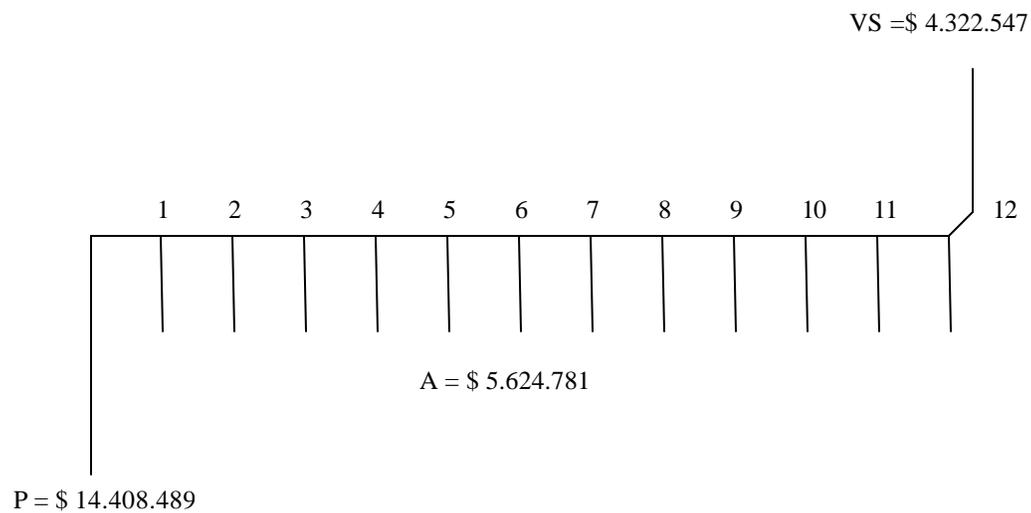
$$VS = \$ 4.313.345$$

Costo presente equivalente

a) Diseño por tambor de arrollamiento.

El almacén “Abastos la Popa” posee una tasa interna de retorno (TIR) del 17.5%

La vida útil de la maquina se estima en 12 años.

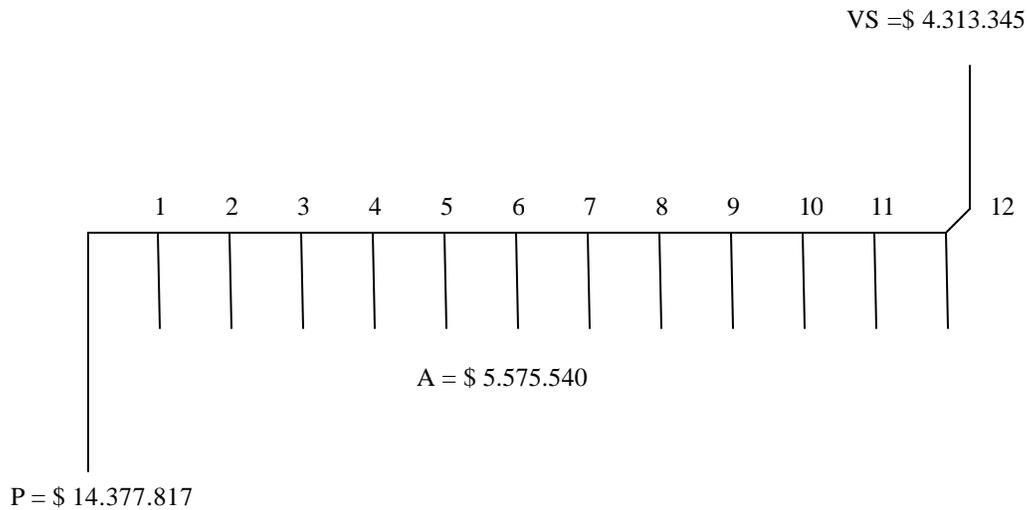


$$(CPE) = 14.408.489 + 5.624.781 (P/A, 17.5, 12) - 4.322.547 (P/F, 17.5, 12)$$

$$(CPE) = 14.408.489 + 5.624.781 (4.889) - 4.322.547 (0.1444)$$

$$(CPE) = 41.283.867$$

b) Diseño por polea de fricción.



$$(CPE) = 14.377.817 + 5.575.540 (P/A, 17.5, 12) - 4.313.345 (P/F, 17.5, 12)$$

$$(CPE) = 14.377.817 + 5.575.540 (4.889) - 4.313.345 (0.1444)$$

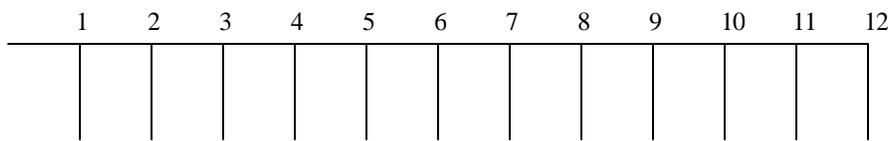
$$(CPE) = 41.013.785$$

Se debe elegir la alternativa con menor (CPE) costo presente equivalente es decir el diseño por polea de fricción.

16.2 EVALUACIÓN FINANCIERA DEL DISEÑO

Al realizar una evaluación financiera al proyecto seleccionado es necesario comparar dicha alternativa con la opción de continuar transportando la mercancía manualmente.³²

Actualmente se presentan gastos originados por los salarios devengados a los cuatro (4) trabajadores que cargan, descargan y organizan la mercancía los cuales obtienen un salario mensual integral de \$257.250 cada uno, lo que representa un gasto anual de \$ 12.348.000

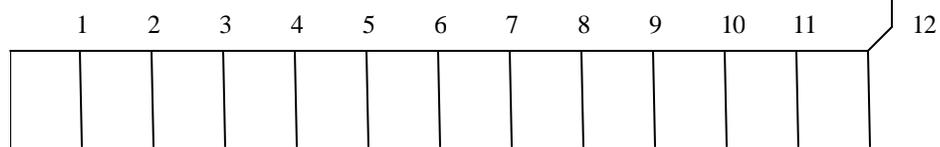


$$A = \$ 12.348.000$$

Utilizando el método de tasa de retorno incremental, el cual permite determinar si se justifica realizar el proyecto de mas alta inversión inicial, con el objetivo de reducir costos durante la vida útil de la maquina y recibir al final el valor de salvamento del sistema, la forma de análisis consiste en restar de la alternativa de mayor valor inicial, la otra alternativa.

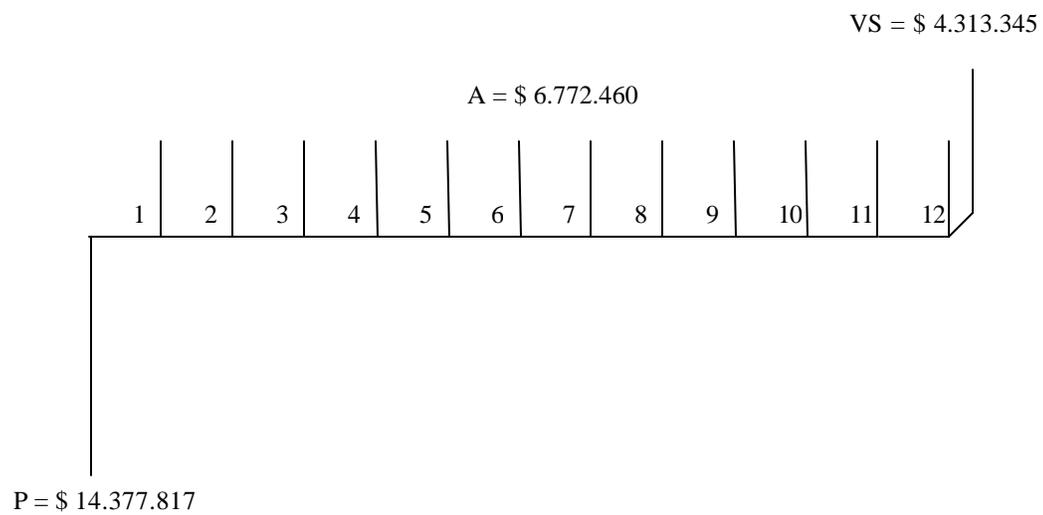
$$VS = \$ 4.313.345$$

³²Varela Rodrigo. Evaluación Económica de Proyectos de Inversión. Editorial Iberoamérica, 6 Ed p 153-155.



(-)

Como resultado de la diferencia de las dos alternativas, se obtiene la alternativa incremental.



$$14.337.817 = 6.772.460 (P/A, i, 12) + 4.131.345 (P/F, I, 12)$$

$$14.337.817 = 6.772.460 \left(\frac{(1+i)^{12} - 1}{i(1+i)^{12}} \right) + 4.131.345 \left(\frac{1}{(1+i)^{12}} \right)$$

$$i = 0.46772619$$

$$i = 46.7726\%$$

Al ser la tasa de retorno de la alternativa incremental mayor que la (TIR) de la empresa (17.5 %), se hace factible el proyecto de diseño y construcción de un sistema elevador de carga por polea de fricción para el almacén “Abastos la Popa”.

Otros puntos intangibles que se podrían tener en cuenta en la evaluación económica serían la valorización comercial del inmueble, además la inversión en esta tecnología aumenta el nivel de credibilidad y aceptación de la empresa en la comunidad. Por otro lado un factor negativo del proyecto es su alto costo inicial, el cual descapitalizaría temporalmente a la empresa.

CONCLUSIONES

Se determinó que es posible diseñar y construir mecanismos de elevación vertical con tecnología nacional y que satisfaga los requerimientos de seguridad exigidos por el ICONTEC; obteniéndose un diseño económico y confiable que cumple con las expectativas de funcionamiento para la empresa “Abastos la Popa “.

Se ha recopilado información técnica y académica sobre elevadores, que permite tener una base para futuras investigaciones e implementaciones de estos mecanismos en el sector comercial, industrial y residencial.

El diseño de estructuras metálicas por el método de Cross optimiza el empleo de los recursos computacionales en estructuras como marcos rígidos y pórticos.

El empleo de perfiles estructurales en acero de lamina delgada en conjunto con perfiles C estándar americano demostraron ser un buen sustituto de las estructuras prefabricadas utilizadas por parte de las empresas extranjeras.

Los elementos necesarios para la creación de ascensores que cumplan con las normas de seguridad exigidas internacionalmente, ya se fabrican casi todos en el país incluyendo dispositivos electrónicos y de seguridad.

El mercado de ascensores en Colombia, aunque aun es cerrado, por el grado de conocimiento técnico y relaciones comerciales que exige para entrar en él, ha estado abriéndose los últimos años debido a que los recortes de personal capacitado en las grandes multinacionales de elevadores, la crisis económica que atraviesa el país, limitando las posibilidades de acceso, por parte de la pequeña y mediana industria a los servicios de construcción y mantenimiento de ascensores ofrecidos por las reconocidas pero costosas empresas tradicionales y al creciente impulso por parte del estado de las iniciativas de creación de empresas, están dando las condiciones para que surjan empresas nacionales económicas y confiables dedicadas a los aparatos de elevación y transporte, competitivas en pequeña escala con las grandes compañías extranjeras.

La experiencia de llevar a cabo un proyecto real de diseño mecánico es muy diferente a analizar únicamente los aspectos teóricos de la ingeniería estudiados durante el transcurso de nuestra carrera. Cuando entran en juego consideraciones económicas, locativas y la obligación de cumplir con un reglamento vigente de construcción, la complejidad y exigencia del proyecto aumentan, sin embargo nuestros esfuerzos se ven recompensados por la satisfacción de culminar un proyecto decisivo en nuestra vida como ingenieros.

Bibliografía

ACESCO S.A. Manual Técnico de Perfiles Estructurales en Acero de Lamina Delgada 3ed. Bogota. Gráficas Lourdes limitada, 2000. Pág. 137.

BEER, F. y JHONSTON R. Resistencia de Materiales. 4ed. Santa fé de Bogotá. Editorial Mc Graw Hill, Pág. 509-515 ,407-469, 672,1-32

CHARON, Pierre, Calculo Práctico de Vigas, Pórticos y Marcos, 1ed. Barcelona España. Editores Técnicos Asociados, S.A., 1979

EMCOCABLES S.A Manual, Pág. 15

FAIRES, Virgil. Diseño de Elementos de Maquinas. 3ed. Limusa, Noriega Editores. Mexico D. F. 2000. Pág. 686-687

HELLMUT Ernst. Aparatos de elevación y transporte. 1ed. Barcelona. Editorial Blume, 1964 Pág. 35 tomo 1

ICONTEC, Normas Técnicas Colombianas (NTC 2769).Aparatos de elevación, código de seguridad para la construcción e instalación de ascensores eléctricos Pág. 3, 36, 47, 55,59

ICONTEC, Normas Técnicas Colombianas (NTC 3236).Siderurgia cables de acero para propósitos generales, características Pág. 7 ,55

KRICK, edward, Introducción a la ingeniería y al DISEÑO EN INGENIERIA. 2ed. México D.F. Editorial Limusa.1991 Pág. 240.

LEDO, José María, Ascensores y montacargas. Pág. 61,160

MARKS, Manual del ingeniero mecánico. 8ed. Cali. Mc Graw Hill. 1990. Volumes 1 y 2.

SHIGLEY, Joseph E. y MISCHKE, Charles. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ed. México. Editorial Mc Graw Hill, 1980 Pág. 302-365, 831, 433-467, 788-820, 468-480

VÁRELA, Rodrigo. Evaluación Económica de Proyectos de Inversión., 6ed. Santa fé de Bogota. Editorial Iberoamérica. Pág. 151-153.

