

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
Ingeniero Mecánico

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE PLATAFORMA
SALVAESCALERAS PARA PERSONAS CON CAPACIDADES ESPECIALES
CON MOVILIDAD REDUCIDA.**

AUTORES:

ROJAS VERDEZOTO LUIS ALBERTO
UNTUÑA TANDALLA ROBERTO CARLOS

DOCENTE TUTOR:

ING. PATRICIO QUITIAQUEZ

Quito, Agosto de 2016

Cesión de derechos de autor

Nosotros, Luis Alberto Rojas Verdezoto y Roberto Carlos Untuña Tandalla con documento de identificación N° 1717793770 7 y 171591129, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado "Diseño y construcción de un prototipo de plataforma salvaescaleras para personas con capacidades especiales con movilidad reducida", mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Nombre: Luis Rojas

Cédula: 171779377-0

Fecha: Agosto 2016



Nombre: Roberto Untuña

Cédula: 171591129-1

Fecha: Agosto 2016

Declaratoria de coautoría del docente tutor

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación, Diseño y construcción de un prototipo de plataforma salvaescaleras para personas con capacidades especiales con movilidad reducida, realizado por Luis Alberto Rojas Verdezoto y Roberto Carlos Untuña Tandalla, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, Junio de 2016



Patricio Quitiaquez

Dedicatoria

A mis padres

con mucho amor y cariño

le dedico todo mi esfuerzo

y trabajo puesto para

la realización de este proyecto

Luis Rojas

Índice

Introducción	1
Capítulo I.....	2
Marco teórico	2
1.1 Antecedentes.....	2
1.2 Sistema salvaescaleras	3
1.2.1 Características del salvaescaleras	4
1.2.2 Beneficios del sistema salvaescaleras.....	5
1.3 Modelos de salvaescaleras	6
1.3.1 Sillas salvaescaleras.....	6
1.3.2 Plataforma salvaescaleras	7
1.4 Sistemas de salvaescaleras.....	8
1.4.1 Sistema de tracción cable.....	9
1.4.2 Sistema de tracción por cadena.....	11
1.4.3 Sistema hidráulico.....	11
1.4.4 Sistema piñón – cremallera.....	12
1.5 Componentes y materiales del sistema salvaescaleras.....	13
1.5.1 Riel guía.....	13
1.5.2 Estructura	15
1.5.3 Plataforma.....	16
1.5.4 Brazos de seguridad	17
1.5.5 Sistema de transmisión	17
1.5.6 Componentes eléctricos y electrónicos.....	20
1.6 Selección de alternativas.....	20

Capitulo II	22
Diseño de componentes del salvaescaleras	22
2.1 Parámetros para el diseño del salvaescaleras	22
2.2 Cálculo de la capacidad máxima F_m	22
2.3 Diseño de riel (guía).....	25
2.4 Cálculo de la estructura.....	31
2.4.1 Simulación de estructura principal.....	31
2.4.2 Calculo de eje rodillos superiores	35
2.4.3 Selección de rodamientos para los rodillos.....	38
2.4.3.1 Carga estática	38
2.4.3.2 Carga dinámica.	39
2.5 Cálculo de plataforma	40
2.5.1 Simulación de esfuerzos a rampa.....	40
2.5.2 Selección del cable de plegado de rampas	44
2.5.3 Selección del motor para volteo de rampas	45
2.5.4 Cálculo de la base	46
2.5.5 Simulación de la bisagra para la plataforma	49
2.5.6 Cálculo del eje de giro de la plataforma	52
2.5.6.1 Cálculo del diámetro	53
2.5.6.2 Cálculo del límite de fatiga	54
2.5.7 Selección del motor para plegar la plataforma	56
2.6 Sistema de seguridad.....	57
2.6.1 Simulación de los brazos de seguridad	57
2.6.2 Diseño del eje de giro del brazo de seguridad.	60

2.7	Cálculo del sistema de transmisión.....	61
2.7.1	Diseño del piñón	61
2.7.1.1	Análisis del esfuerzo a flexión.....	63
2.7.1.2	Resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto o fatiga superficial)	66
2.7.2	Diseño de la cremallera.....	69
2.7.2.1	Esfuerzo a flexión	69
2.7.3	Selección del motoreductor.....	71
	Capítulo III.....	73
	Análisis de costos, manual del usuario, datos técnicos, manual de mantenimiento	73
3.1	Costos directos	73
3.1.1	Costos de materia prima, insumos y equipos	74
3.1.2	Costo mano de obra	76
3.2	Costos indirectos.....	77
3.3	Costo del proyecto	77
	Costos de materia prima, insumos y equipos	77
	Costo mano de obra.....	77
3.4	Manual de usuario.....	78
3.5	Datos técnicos	80
3.6	Manuel de mantenimiento.....	81
	Conclusiones.....	83
	Recomendaciones.....	85
	Referencias.....	86
	Anexos	87
	Planos	103

Índice de figuras

Figura 1: Silla salvaescaleras	6
Figura 2: Plataforma salvaescaleras	7
Figura 3: Salvaescaleras verticales	8
Figura 4: Salvaescaleras con tracción por cable	9
Figura 5: Salvaescaleras piñón cremallera	12
Figura 6: Riel guía del salvaescaleras	14
Figura 7: Estructura salvaescaleras	15
Figura 8: Plataforma salvaescaleras	16
Figura 9: Diagrama cuerpo libre	23
Figura 10: Vista de riel, separadores y anclaje	26
Figura 11: Áreas y centroides del riel guía	27
Figura 12: Visualización de la distancia v más alejada.	29
Figura 13: Esquema de la distancia máxima entre apoyos del riel guía.....	30
Figura 14: Cargas y secciones de sujeción de la estructura	32
Figura 15: Tensión de Von Mises para la estructura	32
Figura 16: Deformación de la estructura	33
Figura 17: Factor de seguridad de la estructura	34
Figura 18: Diagrama de fuerzas cortantes del eje del rodillo superior.....	36
Figura 19: Diagrama de momentos del eje del rodillo superior	37
Figura 20: Representación de las fuerza que actúa sobre la rampa	41
Figura 21: Cargas y secciones de sujeción de la rampa.....	41
Figura 22: Tensión de Von Mises para la rampa de acceso	42

Figura 23: Deformación de la rampa.....	43
Figura 24: Factor de seguridad de la rampa.....	43
Figura 25: Diagrama de cuerpo libre de la fuerza en el cable de tensión.....	44
Figura 26: Plataforma base del salvaescaleras.....	46
Figura 27: Carga distribuida aplicada en plataforma.....	47
Figura 28: Diagrama de fuerzas cortantes de la plataforma base.....	48
Figura 29: Diagrama de momentos de plataforma base.....	48
Figura 30: Cargas y secciones de sujeción de la bisagra para la plataforma.....	49
Figura 31: Tensión de Von Mises para la rampa de acceso.....	50
Figura 32: Deformación de las bisagras.....	51
Figura 33: Factor de seguridad de la rampa.....	52
Figura 34: Carga en la plataforma base del salvaescaleras.....	52
Figura 35: Tensión axial y de flexión en el límite superior del brazo de seguridad.....	58
Figura 36: Deformación de los brazos de seguridad.....	59
Figura 37: Factor de seguridad en los brazos.....	59
Figura 38: Eje de giro del brazo de seguridad.....	60
Figura 39: Cargas del sistema piñón - cremallera.....	63

Índice de tablas

Tabla 1: Alternativas de la plataforma salvaescaleras	21
Tabla 2: Parámetros de diseño	22
Tabla 3: Peso de los componentes del salvaescaleras	24
Tabla 4: Coeficiente de rozamiento de varios materiales	25
Tabla 5: Momentos de inercia de riel	28
Tabla 6: Valor de las cargas que actúan en los rodillos superiores.....	36
Tabla 7: Valores mínimos del factor de seguridad S0	38
Tabla 8: Límite de fatiga del eje de giro de la plataforma base del salvaescaleras	55
Tabla 9: Valores calculados para el piñón	62
Tabla 10: Valores calculados para la cremallera.....	69
Tabla 11: Factor de forma de Lewis calculado por interpolación.....	70
Tabla 12: Materia prima directa, insumos y equipos usados	74
Tabla 13: Costos de construcción de las partes y piezas del salvaescaleras	76
Tabla 14: Costos indirectos.....	77
Tabla 15: Costo total del proyecto	77

Índice de anexos

Anexo 1: Coeficiente de esfuerzo dinámico fL según el tipo de montaje.....	87
Anexo 2: Escala para el cálculo de la vida nominal básica de los rodamientos	88
Anexo 3: Rodamientos rígidos de bolas.....	89
Anexo 4: Cables metálicos para diferente usos.....	90
Anexo 5: Valores factor por aplicación de carga fl según norma ISO 10823:1996.	91
Anexo 6: Factor de resistencia teórica	92
Anexo 7: Tubería estructural rectangular.....	93
Anexo 8: Dimensiones de ejes circulares del acero AISI 4340	94
Anexo 9: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín	94
Anexo 10: Efecto de la temperatura en la resistencia a la tensión del acero	94
Anexo 11: Factores de confiabilidad del límite de resistencia a la fatiga.....	95
Anexo 12: Eje redondo en torsión con agujero transversal.....	95
Anexo 13: Tubo redondo acero inoxidable.....	96
Anexo 14: Tamaño de dientes de uso general.....	96
Anexo 15: Factores de sobrecarga, k_0	97
Anexo 16: Distribución de cargas	97
Anexo 17: Factores geométricos YJ de engranes rectos	98
Anexo 18: Esfuerzos de flexión permisibles.....	98
Anexo 19: Factor de esfuerzos repetidamente aplicados de resistencia a flexión YN	99
Anexo 20: Factor de confiabilidad Kr	99
Anexo 21: Coeficiente elástico ZE	100
Anexo 22: Resistencia a la fatiga por contacto Sc a 107 ciclos y confiabilidad	100

Anexo 23: Factor de resistencia de esfuerzos de resistencia a la picadura	101
Anexo 24: Valor del factor de forma de Lewis Y	101
Anexo 25: Número de esfuerzos de flexión permisibles en engranajes de acero	102

Resumen

El diseño y construcción de este mecanismo, tiene el propósito de mejorar la calidad de vida de personas con capacidades especiales que poseen inconvenientes en su movilidad, debido a los accesos con gradas que usualmente se encuentran en las edificaciones.

Este dispositivo mecánico servirá para trasladar a una persona en su silla de ruedas a lo largo de gradas tipo recto comprendidas en un ángulo de 0° a 35° , brindando así un grado de autonomía en sus vidas cotidianas.

El criterio de diseño es basado a la realidad local, considerando materiales apropiados para su fin, ergonomía, costos y seguridad del usuario a través de la investigación científica y el uso de paquetes informáticos, con el fin de aportar con un sistema seguro, cómodo y que su funcionamiento sea lo más autónomo y natural posible.

Palabras clave: salvaescaleras, capacidades especiales, piñón, cremallera

Abstract

The design and construction of this mechanism, has the purpose of improving the quality of life for people with special abilities that have mobility issues due to the stairs that are usually are located in buildings.

The mechanism will be used to transport a wheel chair user straight up the stairs at an angle of 0° to 40° , thus providing a degree of autonomy in their daily lives

The criteria for the design is based on what is available locally, considering appropriate materials for purpose, ergonomics, cost and user safety through scientific research and the use of software packages, in order to provide a safe, comfortable system and allow it to function as autonomously and naturally as possible.

Keywords: stair lifts, special abilities, rack and pinion

Objetivos

Objetivo general

Diseñar y construir una plataforma salvaescaleras, para personas con capacidades especiales con movilidad reducida, que brinde comodidad y seguridad al usuario.

Objetivos específicos

- Diseñar un sistema que pueda adaptarse a la mayoría de gradas tipo recto comprendidos en un ángulo de 20 a 35°.
- Brindará seguridad y comodidad al usuario, este deberá funcionar de la forma más autónoma y natural posible.
- Ser de instalación rápida, sencilla y sin necesidad de realizar obras civiles significativas, podrá ser usado en interiores y al lado izquierdo o derecho de la escalera.
- Ocupará el menor espacio posible, y que no dificulte el libre paso de los usuarios de las escaleras.

Introducción

El presente proyecto tiene el propósito de mejorar el estilo de vida de personas con capacidades especiales cuya movilidad se encuentre reducida, a través del desarrollo de un sistema salvaescaleras para gradas rectas, con el fin de eliminar esta barrera arquitectónica que obstaculiza el desarrollo normal de actividades y disminuye el grado de autonomía en sus vidas cotidianas.

El criterio del diseño y construcción del mecanismo, está basado en estudios e investigaciones anteriores, lo cual ha permitido a través de conocimientos de ingeniería y paquetes informáticos, identificar y resolver inconvenientes anteriores para mejorar el sistema actual, con el fin de aportar con un sistema seguro, cómodo y que su funcionamiento sea lo más autónomo y natural posible.

El presente proyecto se encuentra dividido en tres capítulos, el primer capítulo presenta el marco teórico, selección de alternativas, selección de materiales y fórmulas a emplear.

El segundo capítulo, contempla el diseño del mecanismo a través de cálculos y aplicaciones de ingeniería en el que se determina el sistema de transmisión y potencia.

El tercer capítulo, presenta un análisis de costos que identifica todos los recursos necesarios para llevar a cabo este proyecto, además cuenta con un manual de operación y mantenimiento del equipo.

Capítulo I

Marco teórico

1.1 Antecedentes

La Ley Orgánica de Discapacidades en su artículo 4 de accesibilidad establece que; se garantizará el acceso de las personas con discapacidad al entorno físico, al transporte, la información y las comunicaciones, incluidos los sistemas y las tecnologías de información y las comunicaciones, y a otros servicios e instalaciones abiertos al público o de uso público, tanto en zonas urbanas como rurales; así como, la eliminación de obstáculos que dificulten el goce y ejercicio de los derechos de las personas con discapacidad y se facilitará las condiciones necesarias para procurar el mayor grado de autonomía en sus vidas cotidianas. (Conadis, 2012).

Mediante la resolución No. 091-2009, el Directorio del Instituto Ecuatoriano de Normalización considerando: Que, de conformidad con lo dispuesto en el numeral 10 del artículo 47 de la Constitución de la República del Ecuador y el artículo 4, literal b, de la ley de Discapacidades; establece que, es deber del estado garantizar las políticas de prevención de discapacidades y, de manera conjunta con la sociedad y la familia procurar la equiparación de oportunidades para las personas con capacidades especiales y su integración social, por el que se reconoce el derecho al acceso de manera adecuada a todos los bienes y servicios y la eliminación de las barreras arquitectónicas. (NTE INEN 042, 2009, p.1).

Existen estudios académicos realizados anteriormente, los cuales hacen referencia a la solución de un problema en particular, los cuales no podrían ser usados para brindar una solución que se adapte a varias instalaciones.

En tal virtud, y debido a que no todas las instalaciones y/o infraestructura cuentan con sistemas que se adapten a la movilidad de personas con capacidades especiales; se busca una solución para eliminar las barreras arquitectónicas como gradas, sin la necesidad de realizar mayores cambios y/o obras civiles significativas que podrían incurrir en gastos muchos más elevados que el sistema salvaescaleras inclinado.

En abril del 2015, se realiza un estudio y construcción de un salvaescaleras para silla de ruedas con guía rectilínea, con capacidad de 150 Kg, este sistema utilizó un izaje para el funcionamiento del mismo, y consiste en el desplazamiento de una plataforma a través del enrollamiento de un cable, el cual debe soportar la capacidad de carga y a través de este se comunica la velocidad de desplazamiento. Sin embargo en las recomendaciones de este estudio anuncian que no existe un sistema manual para el funcionamiento en caso de emergencia, además afirman que, el funcionamiento del sistema es sencillo para el usuario, pero se necesita que la persona en silla de ruedas este acompañado con otra persona que le ayude a ingresar y salir del salvaescaleras. Lo cual vuelve a este sistema inapropiado para su fin, ya que no brinda autonomía a las personas con capacidades especiales en sus vidas cotidianas. (Arguello & Caicedo, 2015, ps.76-77)

Por tanto, el desarrollo del diseño del sistema salvaescaleras propuesto busca eliminar los inconvenientes de estudios anteriores brindando seguridad y comodidad.

1.2 Sistemas salvaescaleras

Un salvaescaleras es un dispositivo mecánico que está diseñado para poder superar la gran barrera arquitectónica que suponen las escaleras, con la función de subir y bajar personas y/o sillas de ruedas; impedidas o con problemas de movilidad, por las escaleras de una vivienda o establecimiento.

Este sistema está compuesto de carriles motorizados adaptados a una silla ergonómica, que se dispone de forma paralela a una escalera ascendente o descendente, con la posibilidad de incluir tramos curvos para aquellos peldaños con diseños redondeados o escalinatas con descansos. De esta forma se podrán desplazar a personas desde una planta a otra ahorrando tiempo y desgaste físico.

En escaleras que disponen de una anchura suficiente, la silla salvaescaleras se instala sobre el riel que va colocado sobre los peldaños de la escalera o en la pared. La silla salvaescaleras se unen al riel que permite el desplazamiento a través de las escaleras, tanto en subida como en bajada.

De las investigaciones realizadas se resume que los sistemas salvaescaleras son completamente robustos y seguros, soportando pesos superiores a 150 Kg, con arranque y velocidades suaves, que volverán a transformar los peldaños en una tarea cotidiana y no en una barrera o experiencia traumática y dolorosa.

1.2.1 Características del salvaescaleras

La mayoría de sistemas salvaescaleras pueden instalarse en los diferentes tipos de gradas del hogar u otra instalación sean estas: escaleras rectas, curvas o de caracol. Los sistemas salvaescaleras constan de sensores y dispositivos con capacidad para detectar problemas y detenerse para evitar accidentes, brindando seguridad y confort en el desplazamiento.

Estos sistemas poseen una gran facilidad en su uso, debido a que con un solo botón activa la silla para que suba o baje. También disponen de mando a distancia en caso de necesitar subir y llamar a la silla para que baje. La instalación de las sillas salvaescaleras

se realiza atendiendo el estilo de la vivienda para que no desentone y sea un elemento integrado de la escalera (Sillas salvaescaleras, 2015).

1.2.2 Beneficios del sistema salvaescaleras

- Aumentan la independencia de la persona que se encuentre con problemas para superar unas escaleras, recuperando esa autonomía tan valiosa.
- Adaptar su propio hogar puede suponer un ahorro, tanto económico como en calidad de vida, a la hora de no tener que realizar un traslado a costosas residencias o centros habilitados.
- Saber que se cuenta con un sistema de estas características da una gran tranquilidad al resto de la familia, que confían en la seguridad y libertad del usuario.
- Con el sistema salvaescaleras se evitará que ocurran accidentes, como caídas o tropiezos, en un sitio tan peligroso como es una escalera.
- Su robustez da la posibilidad de poder utilizarlo como montacargas, ayudando a mover equipajes, mobiliario o cualquier otro bulto.
- Es ideal y aconsejable para aquellas personas convalecientes por algún tipo de intervención que le impidan la movilidad temporalmente.
- Las posibilidades de este sistema aumentan a la hora de adaptarlo y añadirle una plataforma que permita desplazar sillas de ruedas o personas de pie, alcanzando una accesibilidad muy alta (Sillas salvaescaleras, 2015).

1.3 Modelos de salvaescaleras

Estos sistemas están formados por varios tipos y se pueden clasificar en familias. No existe un modelo de salvaescaleras mejor que otro, dependen de la necesidad de cada usuario para utilizar uno u otro tipo de salvaescaleras. Dentro de estos sistemas se encuentran tres familias o grupos principales que se describen a continuación.

1.3.1 Sillas salvaescaleras

Son sillas que tienen un motor que le permite circular por medio de un riel que va fijado a la escalera. Esta riel puede ir instalado en escaleras de largo recorrido e incluso estrechas, y la silla es capaz de recorrer cualquier trayecto: curso, recto o de caracol. Su uso es para permitir el desplazamiento de las personas que tienen problemas de salud que le perjudica a la hora de la movilidad, estas suelen instalarse en las viviendas particulares para garantizar el acceso de los usuarios a todas las estancias de la casa.



1.3.2 Plataforma salvaescaleras

Las plataformas salvaescaleras están diseñadas para ofrecer la misma función que las sillas pero en su lugar disponen de una plataforma lo suficientemente grande para subir y bajar una silla de ruedas. Su funcionamiento es muy similar a la silla salvaescaleras y de igual manera consta de un motor que sube por un riel sujeto a la escalera. Su uso es principalmente para personas que tienen una movilidad prácticamente nula y tienen que estar en sillas de ruedas todo el tiempo.



1.3.3 Salvaescaleras vertical

Este sistema es un dispositivo que permiten elevar o bajar personas con un recorrido vertical en pequeñas distancias. No tienen un recorrido muy elevado y sirven para elevar a personas en sillas de ruedas o pequeñas cargas. Están instaladas sobre un riel vertical y solo permite el movimiento hacia arriba o hacia abajo.

Elevador



Figura 3: Salvaescaleras verticales

Fuente: (sillassalvaescaleras, 2015)

1.4 Sistemas de salvaescaleras

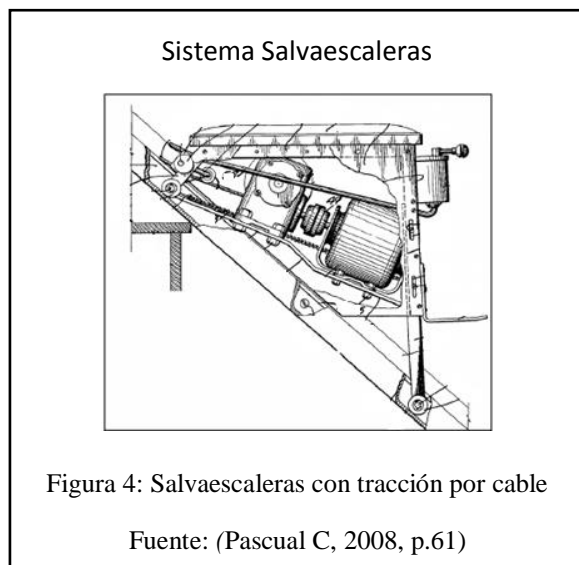
En la actualidad se podría encontrar salvaescaleras de dos tipos principalmente: sillas y plataformas, estos formatos usualmente podrían ser adaptados a tramos curvos y/o tramos rectos; pero el desarrollo del mecanismo discierne el uno del otro. Los sistemas para tramos curvos requieren de mayor precisión en su montaje ya que estos deben ser fabricados a medida de cada escalera ya que no se conseguiría fabricar un riel estándar que se adapta a todos los ángulos que se podrían presentar al momento de la instalación. Mientras que el dispositivo de escaleras rectas, cuenta con un riel estándar que podría adaptarse en la mayoría de escaleras independientemente de su longitud y que su ángulo varíen entre 20 y 45 °.

En el siguiente apartado serán descritas las características de los sistemas salvaescaleras según su formato.

1.4.1 Sistema de tracción cable

Los primeros sistemas surgieron a finales del siglo XIX. Desde esta época hasta 1920, todos los sistemas patentados buscaban un sistema de tracción y guiado que permitiese superar tramos de escaleras.

Los primeros sistemas, con un motor fijo en la parte superior o inferior de las escaleras tiraban de la plataforma, recogiendo este en un tambor, estos sistemas fueron evolucionando al añadirse un contrapeso que equilibra pares en el tambor, el sistema de frenado frente a la rotura del cable. Los sistemas de cable citados han sido reivindicados en la mitad de las patentes relativas a salvaescaleras, suponiendo una tercera parte los sistemas de cable y 17% los sistemas de cadena.



Los cables metálicos para la elaboración de estos sistemas se fabrican en dos tipos de arrollamientos. El torzal regular, que es el estándar aceptado, tiene el alambre enrollado en una dirección para constituir toroides y los toroides torcidos en la dirección opuesta, a fin de formar el cable. En el cable terminado, los alambres visibles están colocados casi

paralelos al eje del mismo. Los cables de torzal regular no se tuercen y son fáciles de manejar. Los cables estándares se fabrican con núcleo de cáñamo que soporta y lubrica los toroides, cuando un cable se somete a calor, se debe emplear un centro de acero o un toroide de alambre.

Los cables de acero se designan, por ejemplo, como cable de arrastre de 1 1/8 pulg. De 6x7. El primer número corresponde al diámetro del cable, el segundo y tercero son los números de toroides y de alambres en cada toroide respectivamente.

La primera consideración al seleccionar un cable metálico consiste en determinar la carga estática, que se compone de los siguientes puntos.

- Peso conocido o muerto
- Cargas adicionales causadas por paros o arranques repentinos.
- Cargas de impacto
- Fricción del cojinete de la polea

Cuando se suman estas cargas, el total se compara con la resistencia última del cable para determinar el factor de seguridad, sin embargo la resistencia última que se utiliza en esta determinación se debe reducir debido a la pérdida de resistencia que ocurre cuando el cable pasa sobre una superficie curva, como una polea estacionaria o sobre un pasador.

Una vez que se ha realizado una selección tentativa de un cable con base en la resistencia estática, el siguiente paso consiste en asegurar que la vida al desgaste del cable y de la polea o poleas cumpla ciertos requisitos, debido a que cuando un cable cargado se curva sobre una polea, el cable se estira como un resorte y roza contra la polea, lo que causa desgaste en el cable y en la polea. La cantidad de desgaste que ocurre depende de

la presión del cable en la ranura de la polea; tal presión se conoce como presión de apoyo (Budynas & Nisbett, 2008, págs. 883-886).

1.4.2 Sistema de tracción por cadena

En cuanto a los sistemas de cadena, estos han tratado de solventar los problemas de desgaste que presentan los cables de acero. La técnica a tratado más tiempo de ir adaptando estos sistemas debido a que presentan ventajas respecto a los cables, tales como la posibilidad de eliminar tambores, mejor mantenimiento, fiabilidad y sobre todo han sido empleados por que pueden engranar ruedas dentadas en ellas, mejorando así la transferencia de movimiento.

Las características básicas de las transmisiones de cadena incluyen una relación constante puesto que no se involucra al deslizamiento ni el arrastre, vida larga y capacidad para impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 874).

1.4.3 Sistema hidráulico

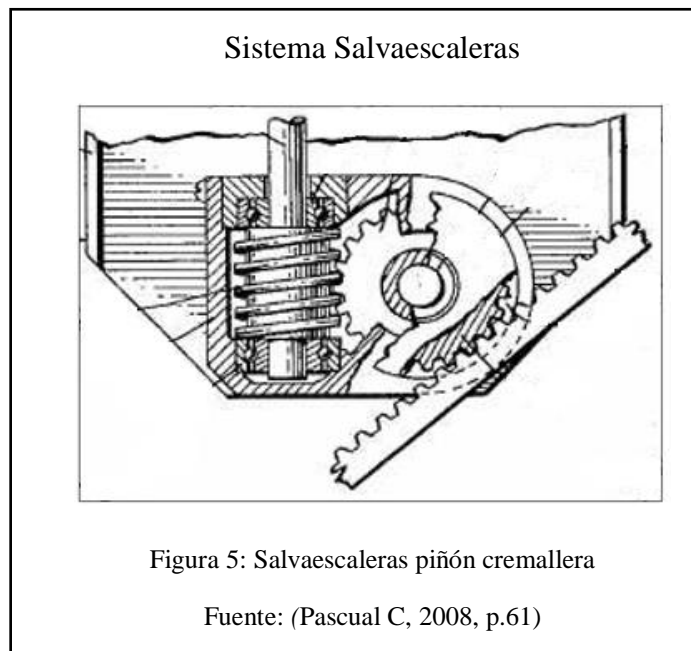
El sistema como el hidráulico ha tenido poco peso en el desarrollo de este tipo de elevadores, debido fundamentalmente al costo que supone el emplear uno de estos sistemas, no obstante han sido reivindicado cuatro sistemas que cambian el accionamiento hidráulico con el uso de cable y cadena montados con poleas o coronas a modo de polipasto.

1.4.4 Sistema piñón – cremallera

Un gran sistema utilizado para evitar el uso de cables y cadenas, es el sistema piñón-cremallera, su uso se generalizó como patente desde 1980 ante la necesidad de recorrer tramos de escaleras de diferente pendiente y con curvas de manera eficiente. En estos sistemas, un piñón accionado por un motor situado en el chasis, engrana sobre una cremallera que sigue el trazado de la escalera.

Los primeros problemas que se trataron de resolver de estos mecanismos fueron relativos a la carga del peso sobre el piñón, la utilización de este sistema pretende salvar tramos de pendientes variables y con curvas.

Se considera a una cremallera como un engrane recto con un diámetro de paso infinitamente grande. Por consiguiente, la cremallera tiene un número infinito de dientes y un círculo base que se localiza a una distancia infinita desde el punto de paso. Los lados de los dientes de involutas de una cremallera son líneas rectas que forman un ángulo respecto de la línea entre centros es igual al ángulo de presión (Budynas & Nisbett, 2008, págs. 655-656).



1.5 Componentes y materiales del sistema salvaescaleras

El sistema se divide en varios bloques, atendiendo a las partes móviles y partes fijas existentes en el conjunto del sistema salvaescaleras. De esta manera se estudiará y adaptará soluciones de cada elemento del sistema.

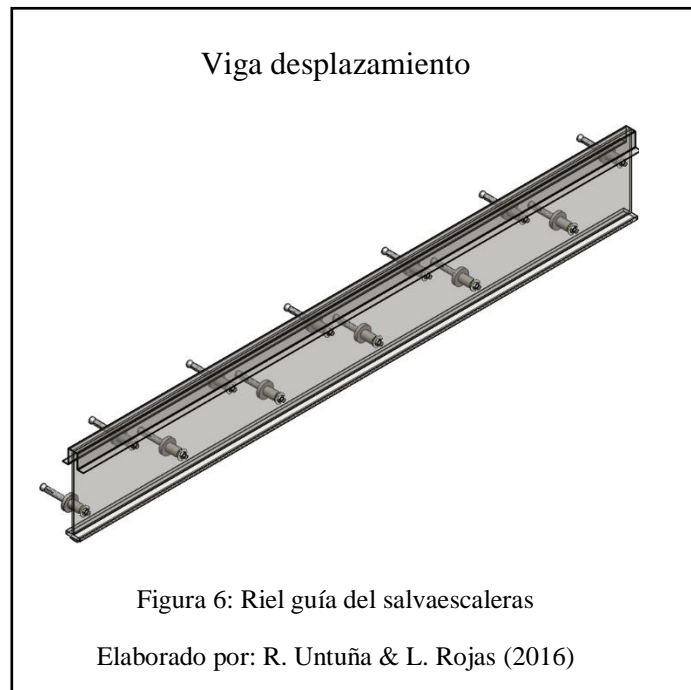
El sistema ha sido dividido en los siguientes elementos:

- Riel guía
- Estructura
- Plataforma
- Brazos de seguridad
- Sistema de transmisión
- Componentes Eléctricos y Electrónicos

Dentro de cada uno de estos elementos se hallan diferentes componentes los cuales serán analizados a medida que se realicen los cálculos correspondientes.

1.5.1 Riel guía

El riel guía se diseñará a modo de viga metálica sobre la que se desplazará el sistema salvaescaleras durante la operación, estará constituido de separadores de pared, riel propiamente dicha y pernos de expansión, se construirá con acero AISI-1010.



Para el cálculo se utilizará las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_t = \frac{M_{Fm\acute{a}x.}}{W_{x-x}} \quad \text{Ec. 1}$$

$$\sigma_A = \frac{\sigma_L}{\eta} \quad \text{Ec. 2}$$

$$M_{Fm\acute{a}x.} = Ra * La \quad \text{Ec. 3}$$

$$W_{x-x} = \frac{I_{m\acute{a}x.}}{v} \quad \text{Ec. 4}$$

Donde:

$M_{Fm\acute{a}x.}$: Momento flector máximo

W_{x-x} : Módulo resistente a flexión

σ_L : Límite elástico del material (σ_y)

η : Factor de seguridad

Ra : Reacción en el apoyo "A"

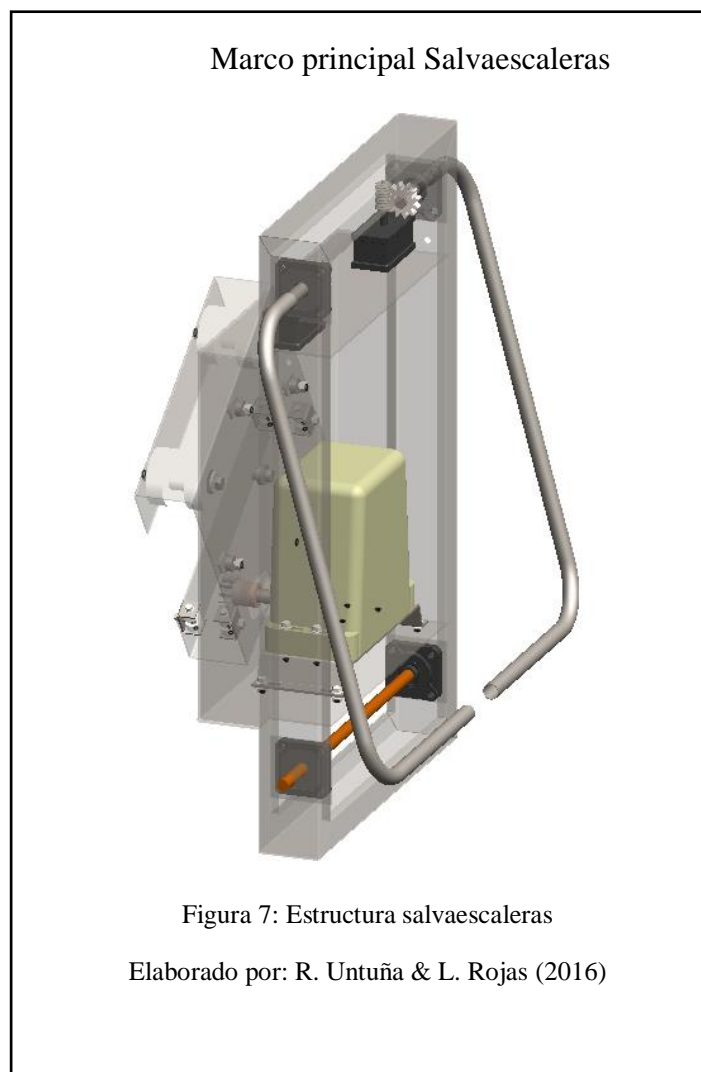
La : Distancia del apoyo "A" la carga

$I_{m\acute{a}x.}$: Momento de inercia máxima de la sección del riel

v : Distancia del centro de gravedad a la fibra más alejada

1.5.2 Estructura

La estructura soporta todos los componentes del sistema salvaescaleras. Está compuesta por la placa de fijación del motor principal, secundarios, los rodillos, brazos de seguridad, eje de giro y el sistema de transmisión de potencia. Para la construcción de este elemento, se usara perfilaría AISI-1010, que brinda una buena soldabilidad y es adecuado para la fabricación de estructuras en general.



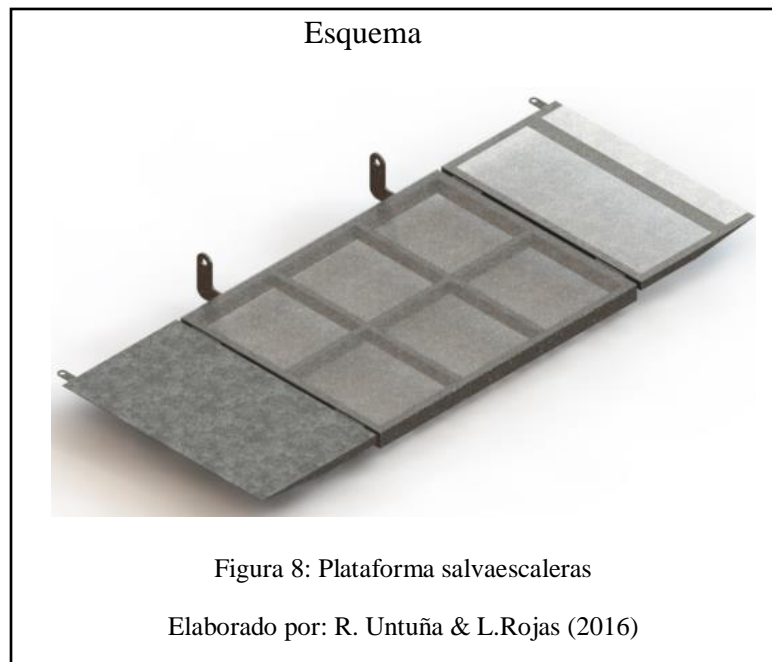
Si se asume que el mecanismo se desplazará a una velocidad constante, entonces el sistema tiene aceleración cero. Bajo esta condición se dice que el sistema está en equilibrio por tanto.

$$V_A = \text{Cte.} \rightarrow \sum f = 0 \quad \text{Ec. 5}$$

$$\sum M = 0 \quad \text{Ec. 6}$$

1.5.3 Plataforma

Se denomina plataforma al conjunto donde se ubicará el usuario, y este deberá soportar el peso del mismo. Está conformado por los soportes de fijación a la estructura, bisagras de la plataforma, aletas y dos actuadores mecánicos para su accionamiento.



En la fabricación de guías y espaciadores, se usará duralón por su alta resistencia y fácil mecanizado, aluminio corrugado antideslizante para la superficie de la plataforma, y

acero AISI 4340 en tornillería para unir elementos donde se requiere confiabilidad en alta resistencia a la fatiga.

Para el cálculo se utiliza la ecuación de carga de diseño:

$$U = 1.2 * L + 1.6 * D \quad \text{Ec. 7}$$

Donde:

U: Carga de diseño

L: Carga viva

D: Carga muerta; es la carga de la estructura de la plataforma base del salvaescaleras;

1.5.4 Brazos de seguridad

Es un dispositivo de seguridad del sistema salvaescaleras, consta de los brazos propiamente dichos, un actuador de accionamiento, y pasadores de fijación. Para la fabricación se utilizará acero inoxidable AISI 304, de $S_{ut} = 460 - 1100$ Mpa, ideal para terminados vistos ya que aportan al ornato y apariencia del equipo.

El cálculo de los brazos de seguridad se realizará con el uso de un software asistido por computadora.

1.5.5 Sistema de transmisión

Se trata del sistema mediante el cual se dotará de movimiento al sistema salvaescaleras. Está formado por el piñón, la cremallera y el motor principal. Para la construcción del piñón y cremallera se usará acero AISI 4340 que combina alta

resistencia mecánica con buena tenacidad, la capacidad del motor se seleccionara de acuerdo a los datos obtenidos.

Se usaran las siguientes ecuaciones útiles para el cálculo del piñón.

$$\sigma_p = W^t * K_0 * K_v * K_s * \frac{1}{b * m_t} * \frac{K_H * K_B}{Y_J} \quad \text{Ec. 8}$$

Donde:

σ_p : Esfuerzos a flexión mediante la metodología AGMA (del piñón)

W^t : Carga tangencial transmitida (N)

K_0 : Factor de sobrecarga

K_v : Factor dinámico

K_s : Factor de tamaño

b : Ancho de la cara del elemento más angosto

m_t : Módulo

K_H : Factor de distribución de carga

K_B : Factor de espesor del aro

Y_J : Factor geométrico de resistencia a la flexión (que incluye el factor de concentración de esfuerzo en la raíz del entalle k_f).

$$\eta_p = \frac{S_t * Y_N}{K_t * K_r} \quad \text{Ec. 9}$$

Donde:

η_p : Factor de seguridad

S_t : Resistencia a la flexión AGMA

Y_N : Factor de los ciclos de esfuerzo

K_t : Factor de temperatura

K_r : Factor de confiabilidad

σ : Esfuerzo de contacto

Para el diseño de la cremallera se considera módulo 4, las ecuaciones para el cálculo son las siguientes (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 745):

$$\sigma_G = \frac{K_v * W^t}{F * m_G * Y} \quad \text{Ec. 10}$$

Donde:

K_v : Factor dinámico

W^t : Fuerza tangencial

F : Ancho de cara

m_G : Módulo de la cremallera

Y : Factor de forma de Lewis

$$S_F = \frac{\frac{S_t * Y_N}{K_T * K_R}}{\sigma_G} \quad \text{Ec. 11}$$

Donde:

S_t : Resistencia a la flexión

Y_N : Factor de ciclos de esfuerzos

K_T : Factor de temperatura

K_R : Factor de confiabilidad

En la selección del motoreductor se procederá determinando la potencia requerida:

$$P_{m1} = T_1 * w_1 \quad \text{Ec. 12}$$

Donde:

P_{m1} : Potencia del motoreductor

T_1 : Torque

w_1 : Revoluciones por minuto que suministra el motoreductor.

1.5.6 Componentes eléctricos y electrónicos

Este grupo está formado por PLC el cual dirige todos los elementos, un transformador, los detectores inductivos de final de carrera, y los pulsadores o mandos.

1.6 Selección de alternativas

En esta sección revisaremos alternativas que satisfagan los parámetros de diseño, dado que tenemos sistemas salvaescaleras cuyo accionamiento puede ser eléctrico o hidráulico, y además se pueden usar sistemas por tracción por cable, tracción por cadena, y sistema piñón-cremallera.

La selección se dará en función del análisis de comparación de los factores del diseño.

- a) Fricción
- b) Confiabilidad
- c) Construcción
- d) Consumo Energético
- e) Costo-Accesibilidad de repuestos
- f) Durabilidad
- g) Mantenimiento
- h) Resistencia
- i) Seguridad

Se usara el factor de ponderación que refleja la importancia relativa de una prioridad subordinada al determinar la prioridad de su entidad de nivel superior (matriz). Para lo cual se determinarán porcentajes que tienen en cuenta los factores de ponderación de todos los ítems que se encuentran directamente bajo una única matriz.

Tabla 1:

Alternativas de sistemas salvaescaleras

Factores	Ponderación	Sistemas de operación para salvaescaleras			
		Hidráulico	Tracción cable	Tracción cadena	Piñón Cremallera
Fricción	5%	0,05	0,03	0,03	0,02
Confiabilidad	10%	0,08	0,06	0,06	0,09
Construcción	10%	0,05	0,09	0,09	0,08
Consumo Energético	10%	0,08	0,08	0,08	0,08
Costo-Accesibilidad de repuestos	25%	0,05	0,15	0,12	0,09
Durabilidad	10%	0,08	0,03	0,05	0,1
Mantenimiento	10%	0,04	0,08	0,07	0,09
Resistencia	10%	0,06	0,07	0,07	0,09
Seguridad	10%	0,08	0,06	0,06	0,08
TOTAL	100%	57%	65%	63%	72%

Nota: Selección de alternativas

Elaborado por: R. Untuña & L. Rojas

Capítulo II

Diseño de componentes del salvaescaleras

2.1 Parámetros para el diseño del salvaescaleras

Tabla 2

Parámetros de diseño

Parámetros	Simb.	Medidas	
Capacidad de carga máxima	W_c	2250 N	132 + 118 = 250 Kg
Carga nominal	W_{cn}	250 Kg/m ²	
Velocidad nominal de avance de la plataforma	V_A	0.15 m/s	
Longitud total de recorrido del salvaescaleras	L_T	1.580 m	
Dimensiones requeridas para la plataforma	L x A	0.9x0.7 m	
Ángulo máximo de volteo de la plataforma abatible	θ_p	90°	
Velocidad de plegado de la plataforma abatible	w_p	2 rpm	0.209 rad/s
Ángulo de giro de los brazos de seguridad	θ_B	0; 90	
Velocidad de giro de los brazos de seguridad	w_B	7.5 °/s	
Rango de giro de las rampas	θ_R	+20; -20	
Velocidad de giro de las rampas	w_R	7.5 °/s	
Factor de seguridad mínimo requerido	η	2.5	

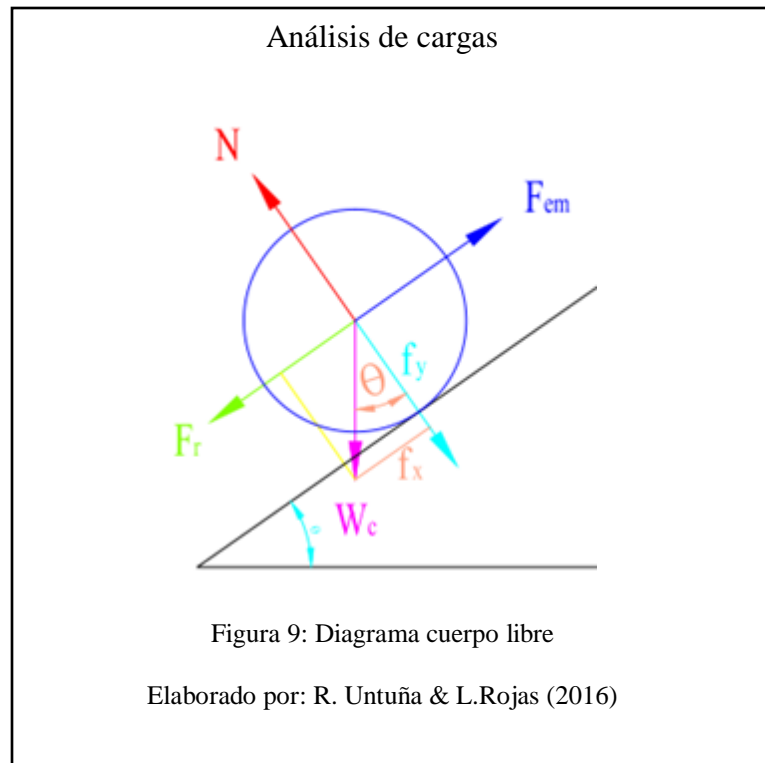
Nota: Parámetros de diseño por norma UNE-EN 81-40

Elaborado por: R. Untuña & L. Rojas

2.2 Cálculo de la capacidad máxima (F_m)

Los sistemas salvaescaleras para usuarios en silla de ruedas deben diseñarse de modo que la carga nominal mínima sea igual o superior a los 250 Kg/m². El tamaño de la plataforma en su dimensión mínima recomendada es de 700 x 900 para una silla de ruedas manual y de 750 x 1000 para una silla de ruedas motorizada. (Norma UNE-EN 81-40).

Para el desarrollo de este mecanismo se asumirá el análisis de una silla de ruedas manual, por tanto su carga nominal de estudio será de 132 kg y su ángulo de inclinación máximo será de 35°.



Al resolver el diagrama de cuerpo libre con respecto al eje y se tiene:

$$N - f_y = 0 \rightarrow N = f_y$$

$$f_y = W_c * \cos(\theta) * g$$

$$W_c = C_n + C_s$$

Donde:

θ : Ángulo de inclinación del riel guía = 35°

W_c : Carga total del salvaescaleras

C_n : Carga nominal = 132 Kg

C_s : Carga del salvaescaleras (Parámetros de diseño)

N : Carga normal

fy: Fuerza en el eje “Y”

g: Gravedad

Tabla 3

Peso de los componentes del salvaescaleras

Nombre	Dim. Final (mm)	Cantidad	Peso (Kg)
Plataforma	139 * 900 * 787	1	33.9
Estructura	1000 * 900 * 913	1	56.9
Otros		30%	27,2
TOTAL			118

Nota: Carga viva + carga muerta

Elaborado por: R. Untuña & L.Rojas

Al desarrollar la ecuación $W_c = C_n + C_s$

$$W_c = 132 + 118 = 250 \text{ Kg.}$$

$$N = 2006.96 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

Ec. 13

Al resolver la ecuación 13 se tiene:

$$F_{em} - F_r - f_x = 0 \rightarrow F_{em} = F_r + f_x$$

$$f_x = W_c * \text{sen}(\theta) * g$$

$$F_r = \mu_{a-n} * N$$

Donde:

F_{em} : Fuerza de empuje requerida para subir el salvaescaleras

f_x : Fuerza en el eje “X”

μ_{a-n} : Coeficiente de fricción estático

Tabla 4

Coefficiente de rozamiento de varios materiales

Máquinas simples	COEFICIENTES DE ROZAMIENTO				TABLA 7 . 4	
	MATERIALES EN ROZAMIENTO	Estático		Dinámico		
		Seco	Lubricado	Seco		Lubricado
	Acero sobre acero	0,15	0,10	0,10	0,09-0,08	
	Acero sobre fundición de hierro	0,19	0,10	0,18	0,08-0,05	
	Acero sobre bronce	0,19	0,10	0,18	0,08-0,05	
	Acero sobre antifricción				0,04	
	Acero sobre madera dura	0,6-0,5	0,10	0,4	0,08	
	Acero sobre hielo	0,026		0,015		
	Fundición sobre fundición (hierro)	0,20	0,16	0,14	0,10	
	Fundición sobre bronce	0,20	0,16	0,18	0,08	
	Fundición sobre madera dura	0,6	0,10	0,5	0,10	
	Bronce sobre bronce	0,20	0,11	0,19	0,05	
	Revestimiento de freno sobre acero	0,4		0,1		
	Correa de cuero sobre fundición	0,4		0,3		
	Correa de cuero sobre madera	0,5		0,4		
	Neumáticos sobre calzada (hormigonada, asfaltada)			0,75-0,65		
	Neumáticos sobre calzada empedrada (seca)			0,6		
	Neumáticos sobre calzada mojada			0,3-0,1		
	Cojinetes de máquinas (rodaduras)		0,1		0,06-0,03	
	Rodamientos de bolas y de rodillos				0,003-0,001	

Nota: Se asume rozamiento de acero sobre acero

Fuente: (Larbuero, 2004, pág. 134)

Al calcular $F_x = 1405.3 \text{ N}$, reemplazando los valores obtenidos da como resultado $F_r = 301.044 \text{ N}$, por consiguiente la fuerza de empuje será $F_{em} = 1706.34 \text{ N}$.

Carga máxima = Carga nominal + sobrecarga. Considérese sobrecarga al 25 % de la carga nominal.

$$F_m = 1706.34 * 1.25$$

$$F_m = 2132.93 \text{ N}$$

2.3 Diseño de riel (guía)

El riel soporta un esfuerzo a flexión que viene dado por el peso del salvaescaleras y de su ocupante (250 Kg).- Para determinar que no se rompa el riel, hay que comprobar que la tensión de trabajo (σ_T) a la que está sometido sea inferior a la tensión admisible (σ_A).

Esquema

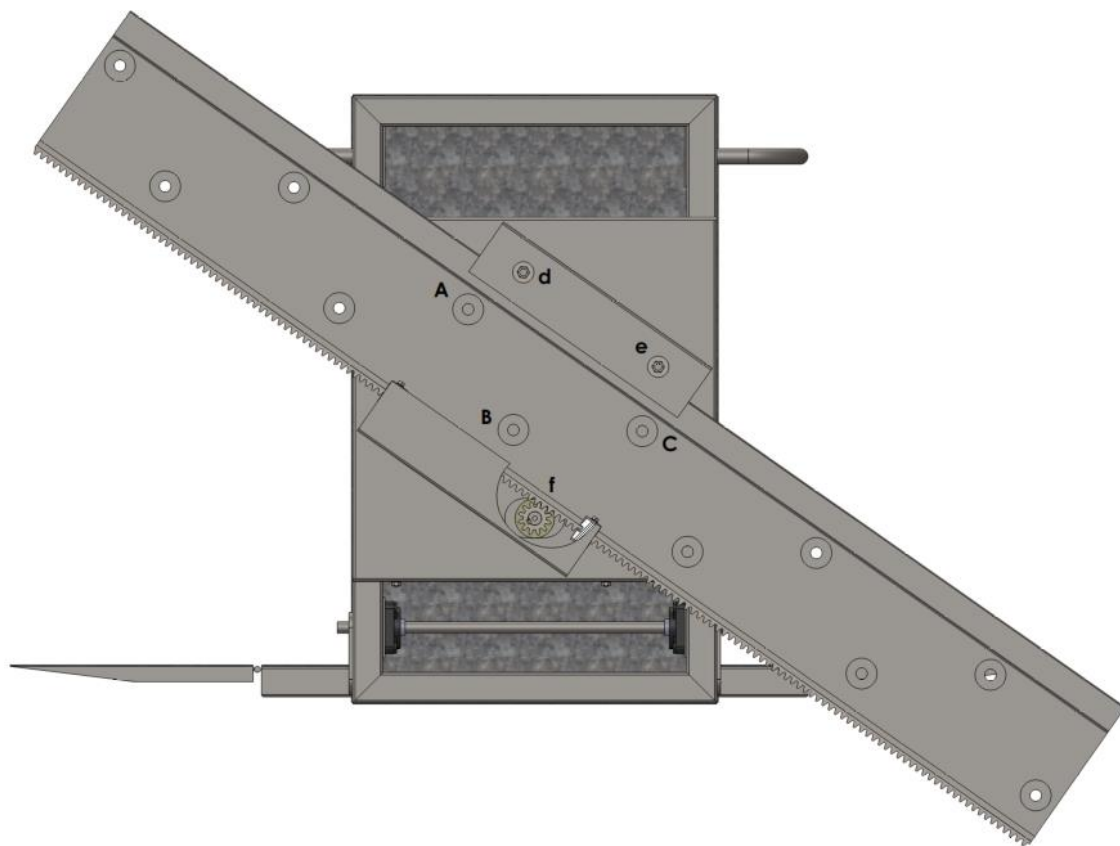


Figura 10: Vista de riel, separadores y anclaje

Elaborado por: R. Untuña & L. Rojas (2016)

Esquema viga desplazamiento

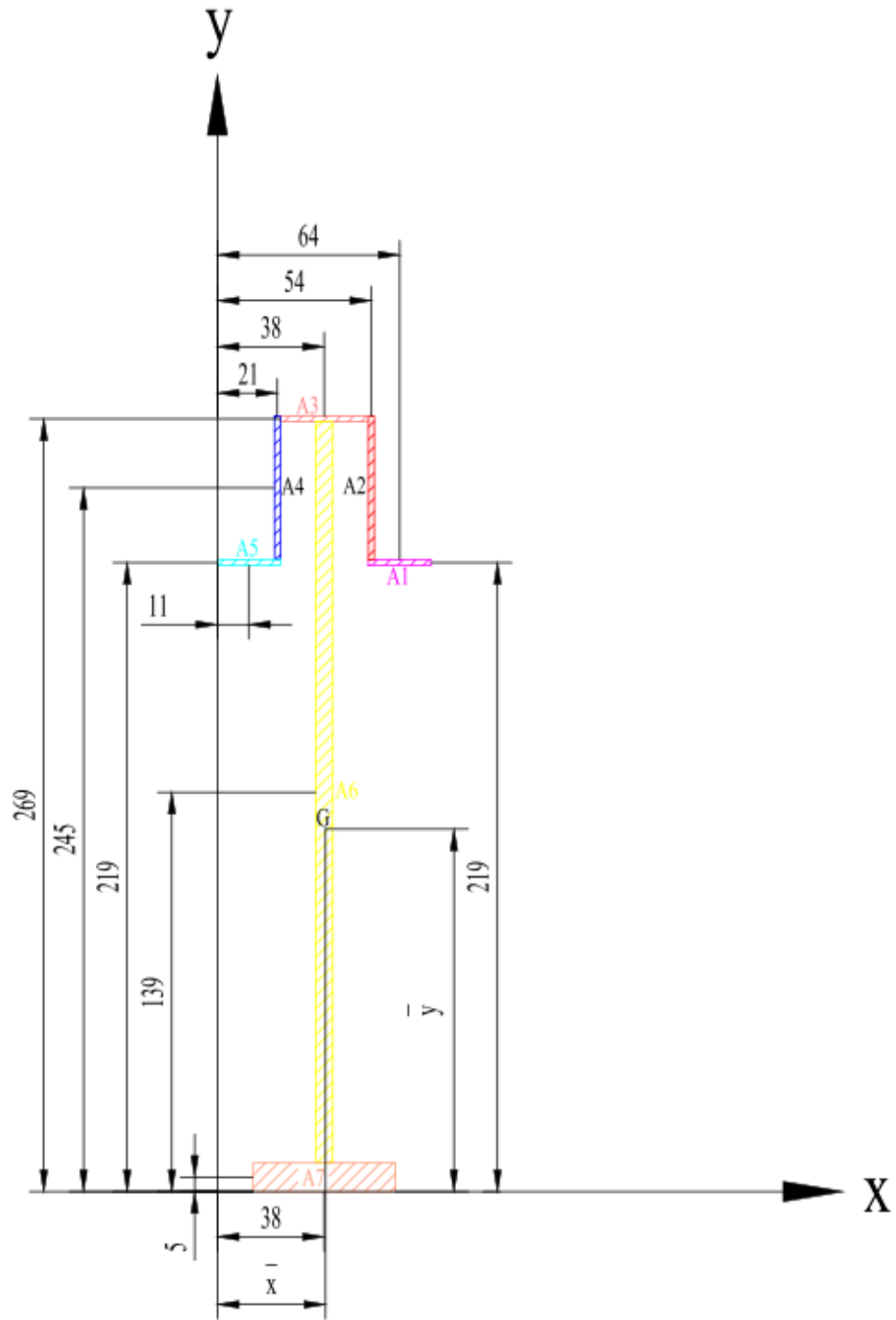


Figura 11: Áreas y centroides del riel guía

Elaborado por: R. Untuña & L. Rojas (2016)

Tabla 4

Momentos de inercia de riel

Ref.	Lados (mm)		Área mm ²	Centroides mm		Momentos estáticos mm ³		Momentos de inercia mm ⁴	
	b	H		x	y	M _x = A * y	M _y = A * x	I _x	I _y
1	22	2	44	64	219	9636	2816	1442454,5	171987,2
2	2	50	100	54	245	24500	5400	4308217,6	521274,01
3	31	2	62	38	269	16678	2356	3310121,5	487245,23
4	2	50	100	21	245	24500	2100	4308217,6	1106674,2
5	22	2	44	11	219	9636	484	1442454,5	585670
6	6	258	1548	38	139	215172	58824	24396671	12046088,
7	50	10	500	38	5	2500	19000	546688,5	3993522
Totales (A_t)			2398			302622	90980	39754826	18912461

Nota: Considerada en el riel de desplazamiento

Elaborado por: R. Untuña & L. Rojas

Donde se tiene:

$$\bar{x} = \frac{M_y}{A_t} \quad \text{Ec. 14}$$

$$\bar{y} = \frac{M_x}{A_t} \quad \text{Ec. 15}$$

Al calcular los centroides se tiene G ($\bar{x} = 37.94$; $\bar{y} = 126.197$) mm.

Los momentos de inercia para “X” y “Y”, se calcula con las siguientes ecuaciones.

$$I_x = \frac{b * h^3}{12} + A * \Delta y^2 \quad \text{Ec. 16}$$

$$I_y = \frac{b^3 * h}{12} + A * \Delta x^2 \quad \text{Ec. 17}$$

$$\Delta_y = \bar{y} - y \quad \text{Ec. 18}$$

$$\Delta_x = \bar{x} - x \quad \text{Ec. 19}$$

Al reemplazar los valores se tiene:

$$I_x = 39754825.7 \text{ mm}^4 = 3975.483 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 18912461.1 \text{ mm}^4 = 1891.25 \text{ cm}^4$$

$I_{\text{máx.}}$ Se calcula utilizando la siguiente ecuación:

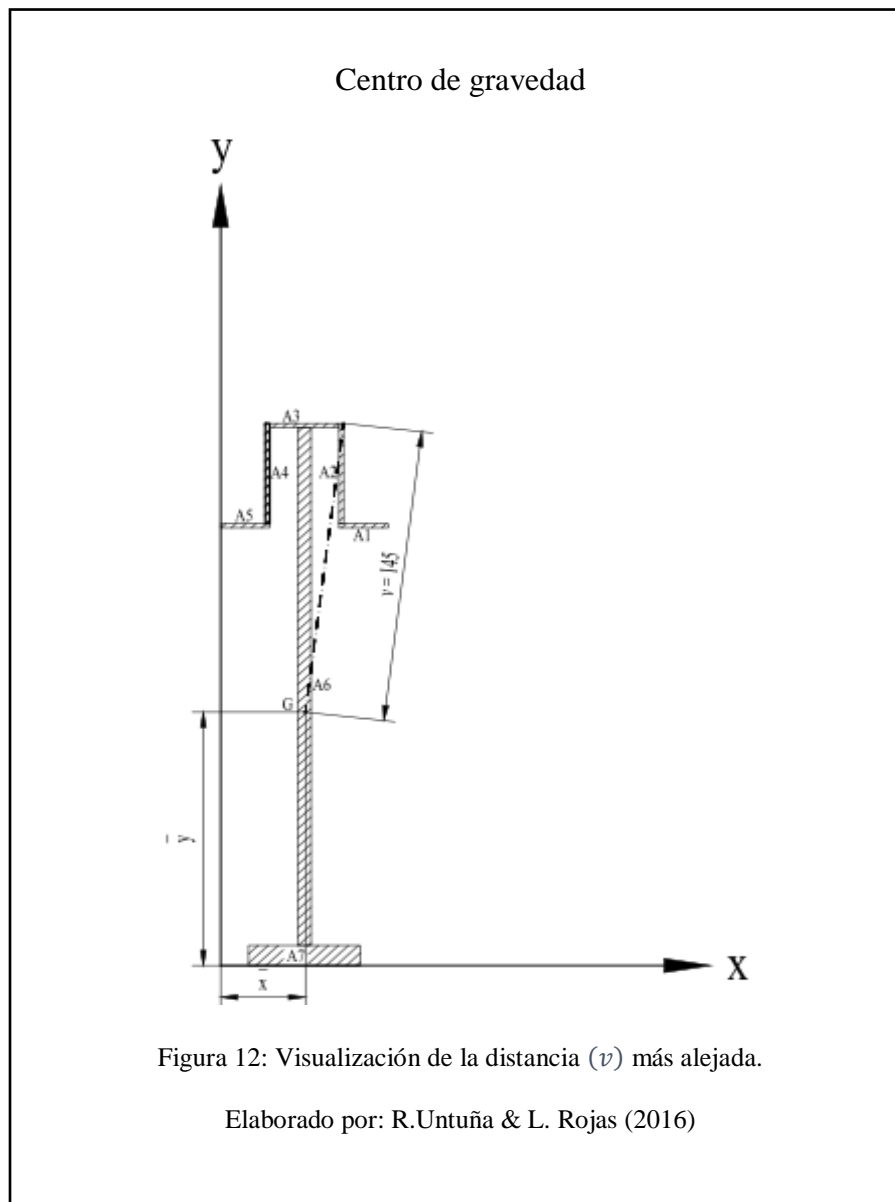
$$I_{\text{min}}^{\text{máx}} = \frac{I_x + I_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{I_x - I_y}{2}\right)^2 + I_{xy}^2}$$

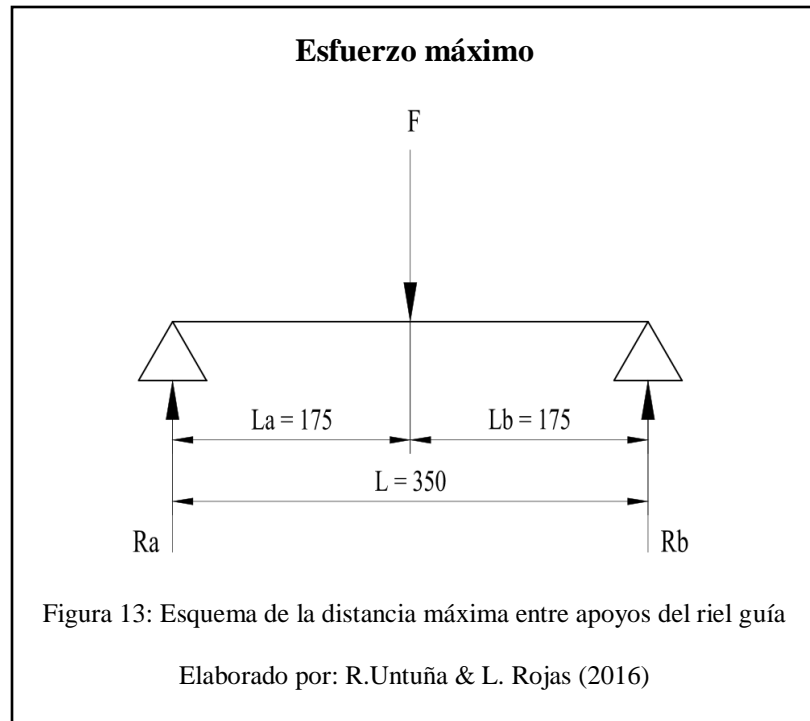
Ec. 20

Al desarrollar la ecuación 20 se tiene:

$$I_{\text{máx.}} = 52636115.5 \text{ mm}^4 = 5263.611558 \text{ cm}^4 = 5,26361 * E^{-5} \text{ m}^4$$

$$I_{\text{min.}} = 6031171.34 \text{ mm}^4 = 603.117134 \text{ cm}^4 = 6,03117 * E^{-6} \text{ m}^4$$





Para determinar el valor de Ra se utiliza la siguiente ecuación:

$$R_a = F * \frac{L_b}{L} \quad \text{Ec. 21}$$

Cuando $F = Wc$, al reemplazar los valores cálculos se tiene:

$$R_a = 1225 \text{ N}$$

$$M_{F_{\text{máx.}}} = 214375 \text{ N mm} = 21437.5 \text{ Ncm} = 214.375 \text{ Nm}$$

$$W_{x-x} = 363007.7 \text{ mm}^3 = 363.007 \text{ cm}^3 = 3,6 * E^{-4} \text{ m}^3$$

Al calcular la tensión de trabajo (σ_t) y la tensión admisible (σ_A), utilizando las ecuaciones descritas en el ítem 1.5.1 se tiene:

$$\sigma_t = 6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_A = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

El riel guía se construirá con acero AISI - 1010 de $S_y = 2530 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 250 \text{ Mpa} = 36 \text{ ksi} = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

De los cálculos se resume que el diseño del riel guía es óptimo ya que se cumple con la condición:

$$\sigma_A > \sigma_t$$

2.4 Cálculo de la estructura

La estructura principal se diseñara para soportar los elementos necesarios para el salvaescaleras como los brazos de seguridad, coraza giratoria, plataforma etc. Es importante dimensionar los elementos ya que con esto se asegurará que la estructura sea lo suficientemente resistente para el funcionamiento y su peso sea el ideal.

2.4.1 Simulación de estructura principal

En la estructura actuarán las siguientes cargas:

Capacidad de carga máxima $W_c = 2450 \text{ N}$

Peso de la plataforma con las dos rampas $W_p = 37 \text{ kg}$

Tensión para subir las rampas $F_{tc} = 19 \text{ Kg}$

Fuerza de empuje $F_{em} = 1706.344 \text{ N}$

Fuerza que actúa en el brazo de seguridad $F_{BS} = 100 \text{ N}$

La simulación de esfuerzos en la estructura, se lo hará a través del software de diseño mecánico SolidWorks.

En la siguiente figura se observa la aplicación de fuerzas en la estructura del sistema salvaescaleras.

Esquema estructura principal

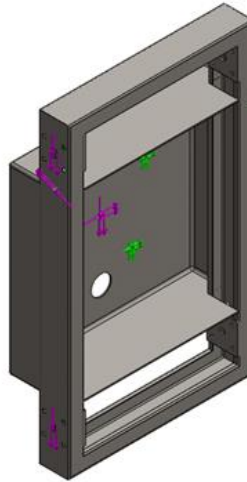


Figura 14: Cargas y secciones de sujeción de la estructura

Elaborado por: R. Untuña & L. Rojas (2016)

La tensión equivalente de Von Mises no supera el límite de cedencia máximo que soporta el acero ASTM A36

Simulación estructura principal

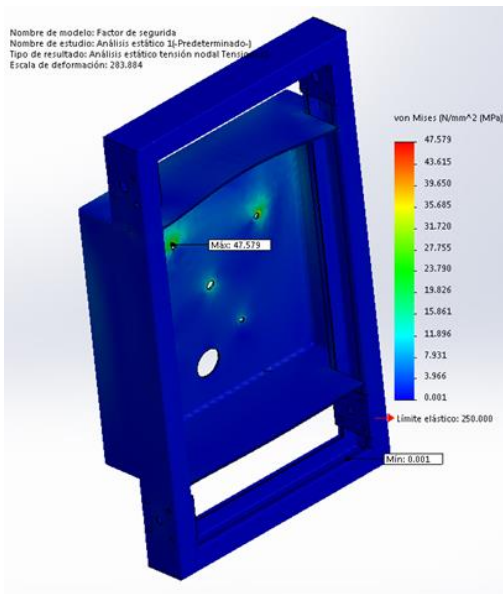


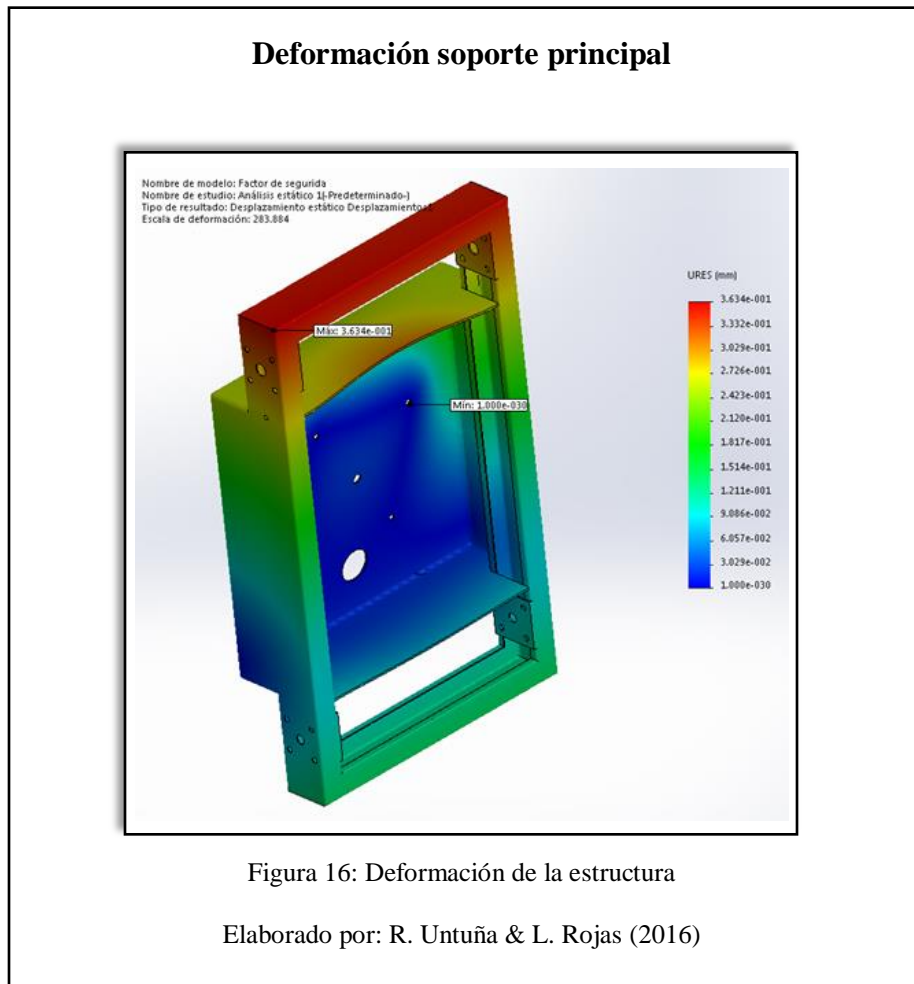
Figura 15: Tensión de Von Mises para la estructura

Elaborado por: R. Untuña & L.Rojas (2016)

Esfuerzo máximo obtenido	47.6 N/mm² (MPa)
Límite de fluencia acero ASTM A36	250 MPa

En la figura anterior, se evidencia que el límite de fluencia del material es mayor al esfuerzo máximo obtenido en el análisis, lo que indica que el diseño soportara sin ninguna dificultad las cargas asignadas sin correr el riesgo de alguna ruptura.

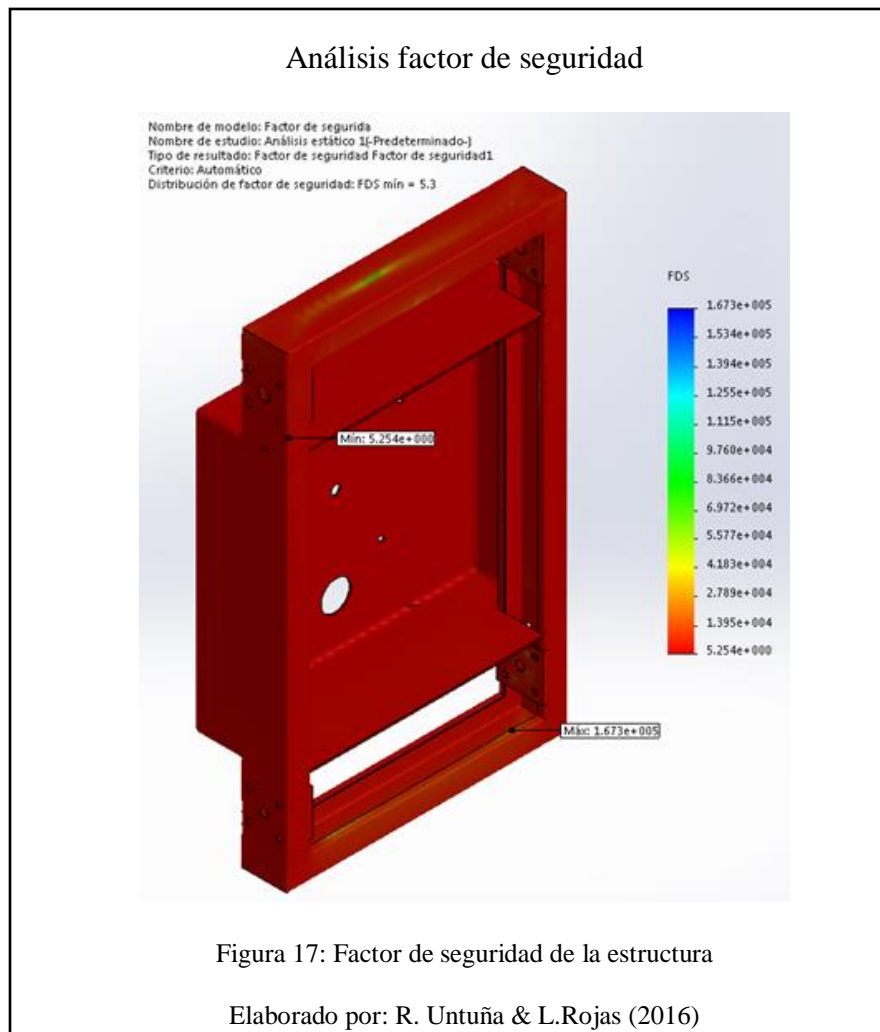
Al obtener los datos del análisis computarizado se observa en la siguiente figura como varía la deformación dependiendo del área donde se aplica las cargas.



Deformación total máxima	0.3363445 mm
Deformación total mínima	1,00e ⁻³⁰ mm

En el caso crítico, se presentará una deformación máxima 0.34 mm.

La siguiente figura permite analizar el factor de seguridad que debe ser mayor a 2.5



Se comprueba que el factor de seguridad mínimo es $\eta = 5.25 \cong 5$, se concluye, el diseño es adecuado.

2.4.2 Cálculo de eje rodillos superiores

Los rodillos superiores transmiten la carga al eje correspondiente a la suma de las tensiones sobre el mismo, en cada extremo del eje existen un rodamiento por lo que el eje no gira, sin embargo se manifiesta una carga de flexión fluctuante la cual tiene una amplitud muy baja por lo que el cálculo del eje se realiza con la teoría de Máximo Esfuerzo Axial, considerando:

- El eje soporta solo carga estática
- No se transmite ningún momento torsional, esto por los rodamientos ensamblados a los extremos interiores de los rodillos
- El eje tiene concentradores de esfuerzos de ranura circular

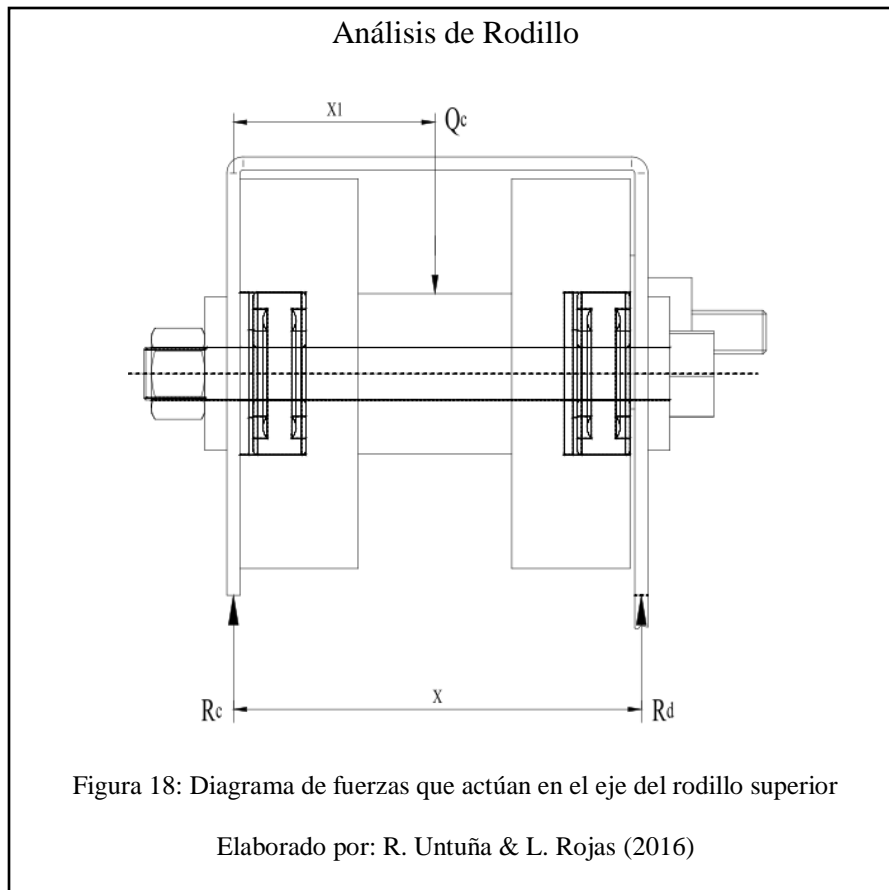


Tabla 5

Valor de cargas en rodillos superiores

Ítem	Detalle	Carga (N)
1	Base	362,31
2	Estructura	637,24
3	Usuario + silla de ruedas	1293.6
TOTAL CARGAS		2293.1

Nota: Valor que actúa sobre rodillos

Elaborado por: R. Untuña & L. Rojas

Por tanto $Q_c = 2293.1$ N

Donde:

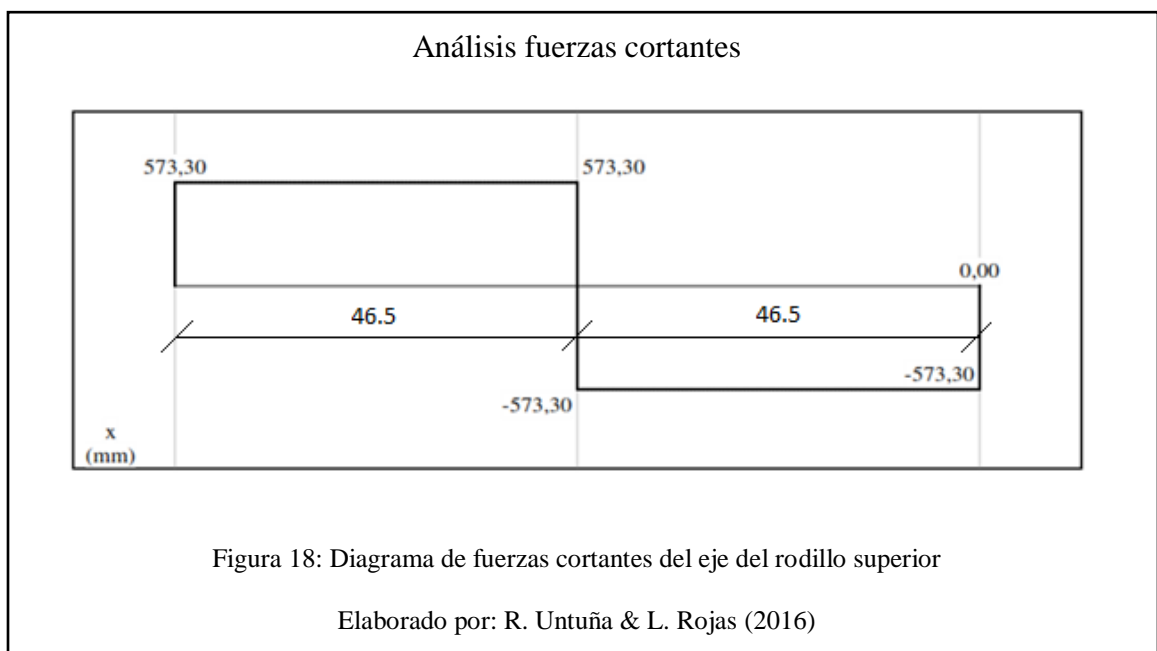
$X = 93$ mm Distancia entre centros de apoyo del eje

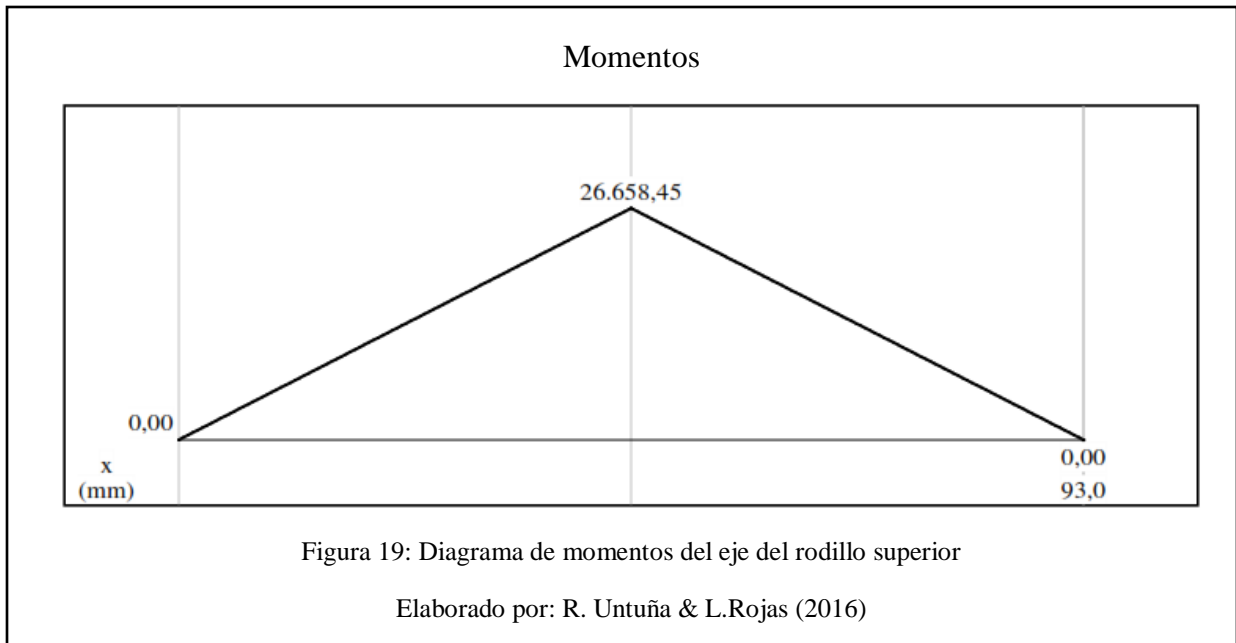
$X_1 = 46.5$ mm Distancia al centro donde actúa la carga

R_c ; R_d : Reacciones en los puntos de apoyo

Q_c : Carga que actúa sobre el eje

Se fabricarán dos rodillos, por tal razón la carga se compartirá igualmente, se comprueba el valor obtenido de las reacciones en los extremos de apoyo, mediante la utilización del software SolidWorks.





Se obtiene:

$$R_c = R_d = 573.3 \text{ N}$$

$$M = 26658.45 \text{ Nmm}$$

La magnitud máxima del esfuerzo en flexión ocurrirá donde y tiene la magnitud más grande se calcula con las siguientes ecuaciones.

$$\sigma_{\text{máx.}} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad \text{Ec. 22}$$

$$\eta = \frac{S_{ut}}{\sigma_{\text{máx.}}} \quad \text{Ec. 23}$$

Donde:

$\sigma_{\text{máx.}}$: Esfuerzo máximo en flexión

M: Momento en flexión

d: Diámetro del eje para los rodillos superiores

Los ejes se fabricará con acero AISI 4340, se considera el factor de seguridad de $\eta = 2.5$, para calcular el diámetro requerido se reemplaza la ecuación 22 en la 23 y despejando (d) se tiene:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * \eta}{\pi * S_{ut}} * M} \quad \text{Ec. 24}$$

Al resolver la ecuación 24 se tiene que $d = 8.5 \text{ mm} \cong 9 \text{ mm}$, del catalogo (Dipac, Ejes aisi 4340, s.f.), se selecciona un eje de diámetro 16 mm, para maquinar hasta un diámetro de 12 mm de tal forma que coincida con el rodamiento.

2.4.3 Selección de rodamientos para los rodillos

Para la selección se utilizará el catalogo (NTN, s.f., pág. 115), para lo cual se debe determinar las cargas requeridas:

2.4.3.1 Carga estática

$$C_{or} = S_0 * P_0 \quad \text{Ec. 25}$$

Donde:

C_{or} : Capacidad de carga estática

S_0 : Factor de seguridad

P_0 : Carga equivalente estática (N) o (kgf)

Tabla 6

Valores mínimos del factor de seguridad (S_0)

Condiciones de operación	Rodtos. de bolas	Rotos. de rodillos
Requerimiento de alta precisión rotacional	2	3
Requerimiento de precisión rotacional normal (Aplicación universal)	1	1.5
Permite ligero deterioro de la precisión rotacional (Baja velocidad, altas cagas, etc.)	0.5	1

Nota: Selección de rodamientos de rodillos

Fuente: (NTN, s.f., pág. 23)

Las fuerzas radiales están determinadas por cada uno de los ejes, se toma la de mayor valor ($P_o = F_m$), por cuanto se requiere de márgenes de seguridad apropiados a las condiciones de diseño, al resolver la ecuación 25 se tiene:

$$C_{or} = 250\text{kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$C_{or} = 2450 \text{ N} = 2.45 \text{ KN.}$$

2.4.3.2 Carga dinámica.

Para determinar la carga dinámica de un rodamiento de bolas se utilizara la ecuación recomendada por (NTN, s.f., pág. 116).

$$C = \frac{f_L * P}{f_n * f_h} \quad \text{Ec. 26}$$

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad \text{Ec. 27}$$

Donde:

C: Capacidad de carga dinámica

f_L : Factor de esfuerzos dinámicos

f_n : Factor de velocidad de giro

f_h : Factor de vida

P: Carga dinámica equivalente a la que está sometido el rodamiento (KN)

F_r : Fuerza radial aplicada

Y: Factor de carga radial

F_a : Fuerza axial aplicada

X: Factor de carga axial

El factor de carga axial $X = 1$ se obtiene de (NTN, s.f., pág. 116), la fuerza radial (F_r) se considera $F_m = 2132.93 \text{ N}$ ya que es la mayor de las fuerzas de las que actúan en el eje

superior, la fuerza axial (F_a) en el eje es despreciable por tanto $F_a = 0$, al reemplazar los valores obtenidos en la ecuación de la carga dinámica equivalente se tiene $P = 2132.93 \text{ N}$.

El factor de esfuerzos dinámicos $f_L = 2.1$, se establece en función al tipo de trabajo que realiza cada máquina o equipo, en este caso se considera como un coche ligero, según Anexo 1.

La velocidad proporcionada por el motor es $w_{mr} = 6.25 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} = 60 \text{ rpm}$, se estima un tiempo de vida nominal de $L_{10h} = 10000$ horas; del Anexo 2 se obtiene: $f_n = 0.81$ y $f_h = 2.7$, al calcular la capacidad de carga dinámica se tiene $C = 2048.08 \text{ N} = 2.048 \text{ KN}$.

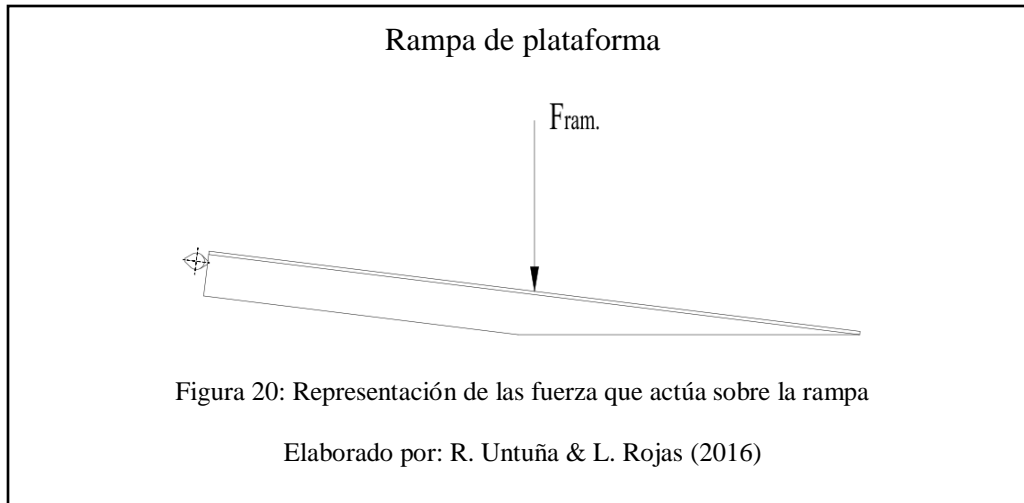
Con los valores encontrados se selecciona las chumaceras tipo UCF210, (diámetro $\frac{3}{4}$) según Anexo 3.

2.5 Cálculo de plataforma

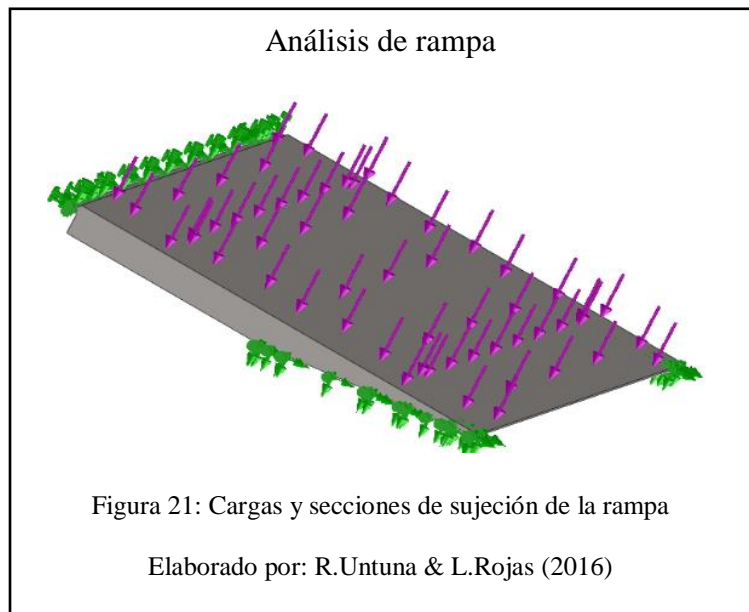
La plataforma es la base donde se transportara el usuario, por tal motivo este debe ser un elemento seguro y resistente. Su dimensionamiento viene dado por la Norma UNE-EN 81-40, y deberá contar con la opción de plegado de plataforma para facilitar el acceso de usuarios de gradas con paquetes o por si las gradas con cuentan con el ancho necesario y obstaculizan el paso.

2.5.1 Simulación de esfuerzos a rampa

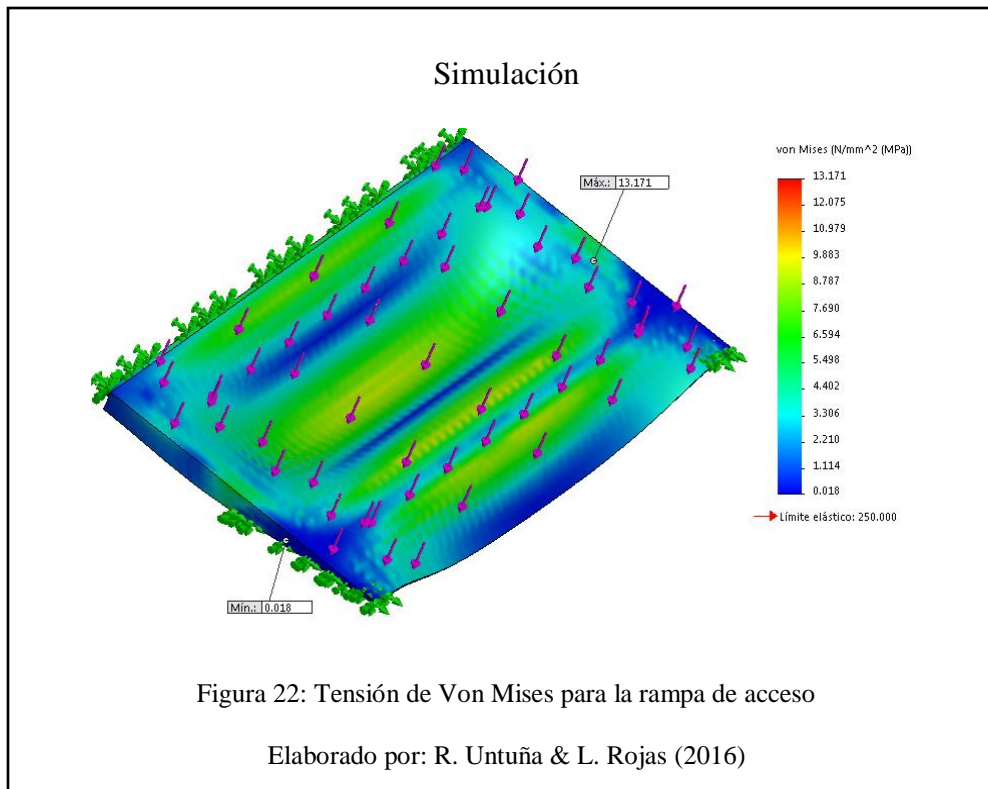
Las rampas son elementos que soportarán el peso estimado de una persona en silla de ruedas ($C_n = 132 \text{ Kg}$), durante el ascenso o descenso del sistema salvaescaleras. La rampa se construirá con acero AISI - 1010 cuyas propiedades mecánicas se describen en el ítem del cálculo del riel guía.



Al calcular $F_{ram} = 1293.6 \text{ N}$, en la siguiente figura se observa la aplicación de la fuerza en la rampa.



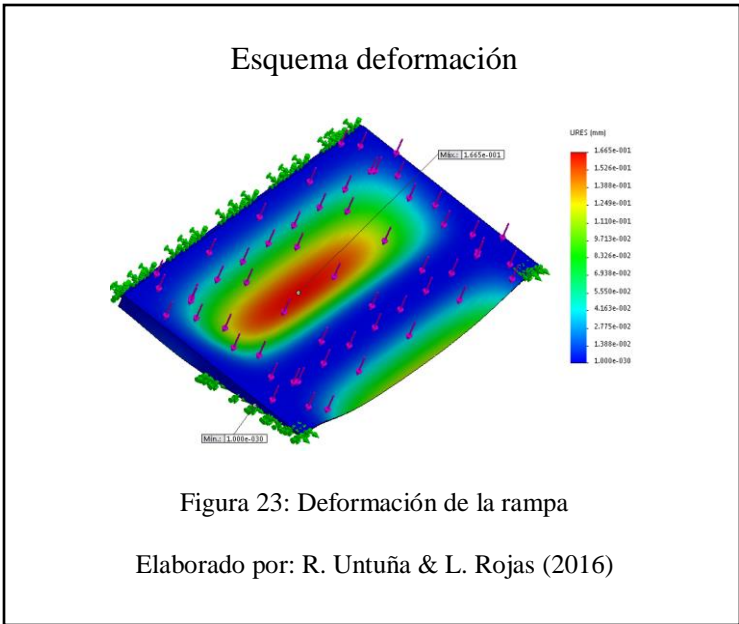
Es importante confirmar si la tensión equivalente de Von Mises no supera el límite de cedencia máximo que soporta el acero AISI-1010.



Esfuerzo máximo obtenido	13.171 MPa
Límite de fluencia acero AISI-1010	250 MPa

En la figura 23, se evidencia que el límite de fluencia del material es mayor al esfuerzo máximo obtenido en el análisis, lo que indica que el diseño de la rampa soportara sin ninguna dificultad las cargas.

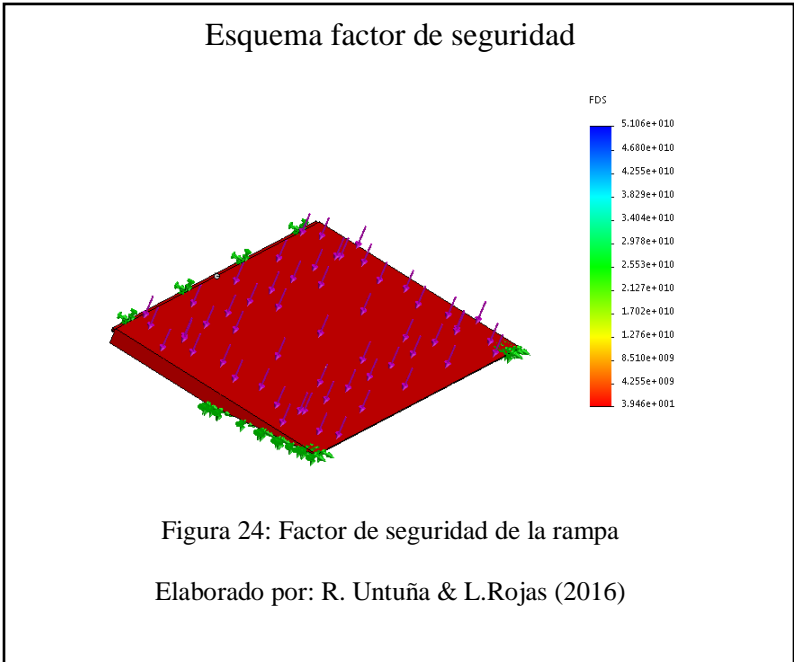
Al obtener los datos del análisis computarizado se observa en la figura 24 como varía la deformación dependiendo del área donde se aplica las cargas.



Deformación total máxima	1.67 mm
Deformación total mínima	$1,00e^{-30}$ mm

En el caso crítico, se presentará una deformación máxima 1.67 mm.

La siguiente figura permite analizar el factor de seguridad que debe ser mayor a 2.5



Se evidencia que el factor de seguridad mínimo es $\eta = 3.9$.

2.5.2 Selección del cable de plegado de rampas

En el diseño del salvaescaleras se estima que las rampas deben girar una tensión suficiente (F_t), tal que sea capaz de vencer el peso de las mismas (7.04 Kg), para el cálculo y selección del cable se utiliza las siguientes ecuaciones:

$$F_t = \frac{W_{rampa}}{\cos(\theta_t)} \quad \text{Ec. 28}$$

Donde:

W_{rampa} : Carga de la rampa = 68.992 N

θ_t : Ángulo de apertura de la rampa = 25°

$$F_t = 76,12 \text{ N}$$

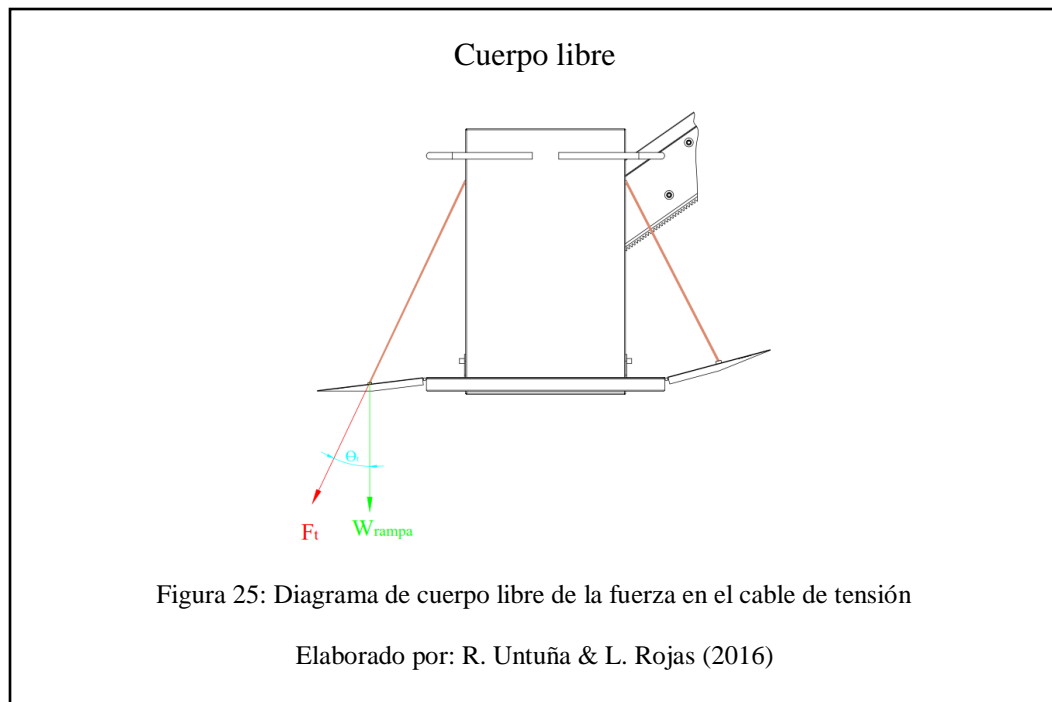


Figura 25: Diagrama de cuerpo libre de la fuerza en el cable de tensión

Elaborado por: R. Untuña & L. Rojas (2016)

Por tanto el cable debe resistir una fuerza de tensión F_{tc} , respecto al factor de seguridad ($\eta = 2.5$), se calcula con la siguiente ecuación.

$$F_{tc} = \eta * F_t \quad \text{Ec. 29}$$

Al determinar $F_{tc} = 190.31 \text{ N} = 19.42 \text{ Kgf}$, del Anexo 4 se selecciona el cable tipo A de 6 mm de diámetro que cumple con las características técnicas de diseño.

2.5.3 Selección del motor para volteo de rampas

Las rampas giran en posición de embarque o desembarque del usuario del sistema salvaescaleras, por lo que es indispensable seleccionar un motor adecuado para este fin.

Las siguientes ecuaciones permiten determinar la potencia que proporciona el motor y el torque que requiere para articular las rampas.

$$P_{0r} = T_r * w_r \quad \text{Ec. 30}$$

$$T_r = F_{tc} * r_{mr} \quad \text{Ec. 31}$$

Donde:

P_{0r} : Potencia del motor

T_r : Torque requerido

r_{mr} : Radio de la polea del motor

w_r : Velocidad de giro del motor

Por recomendaciones técnicas se asume las siguientes especificaciones:

$$r_{mr} = 16 \text{ mm} = 0.016 \text{ m}$$

$$w_r = 65 \text{ rpm} = 6,81 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

Al computarizar la ecuación 31 se tiene $T_r = 3.045 \text{ Nm}$, al reemplazar el valor del torque en la ecuación 30 se tiene $P_{0r} = 20,74 \text{ W}$.

Para la selección de un motor de debe considerar la potencia de diseño (P_{d1}) para lo cual se utiliza el factor de servicio f_1 , según Anexo 5.

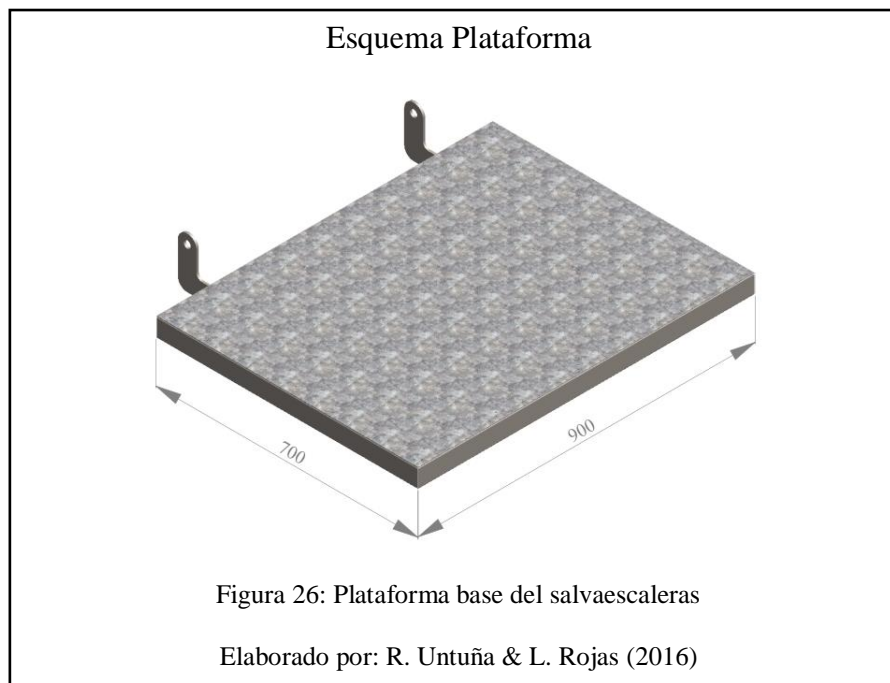
$$P_{d1} = P_{0r} * f_1 \quad \text{Ec. 32}$$

Se considera $f_1 = 1.1$, debido al uso que se realiza en las instalaciones donde está funcionando el salvaescaleras.

La potencia de diseño calculada es $P_{d1} = 22.81 \text{ W}$, con los valores encontrados, se selecciona de la existencia en el mercado nacional un motor de corriente continua de $P_{d1} = 50 \text{ Watts}$, torque de 5 Nm y velocidad 65 rpm .

2.5.4 Cálculo de la base

Considerando las recomendaciones técnicas de la norma UNE-EN 81-40, específica que se debe convenir una carga distribuida (L), de $250 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$, además, las cargas de diseño son las cargas que soportara la plataforma base durante su servicio, dicha carga se calculará con la ecuación descrita en el ítem 1.5.3.



Al reemplazar el valor en la ecuación 7 se tiene que $U = 3.47 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$; como el valor esta dado como carga por unidad de área en $\frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$, se multiplica por la profundidad del salvaescaleras (considerando como columna en voladizo) para convertir las cargas en valores de carga por unidad de longitud en $\frac{\text{KN}}{\text{m}}$, se tiene entonces $U = 2.43 \frac{\text{KN}}{\text{m}}$, con el valor calculado de la carga de diseño por unidad de longitud, se procede a seleccionar la sección requerida $Z_{\text{req.}}$, mediante la siguiente ecuación.

$$Z_{\text{req.}} = \frac{M_u}{\phi_t * S_y} \quad \text{Ec. 33}$$

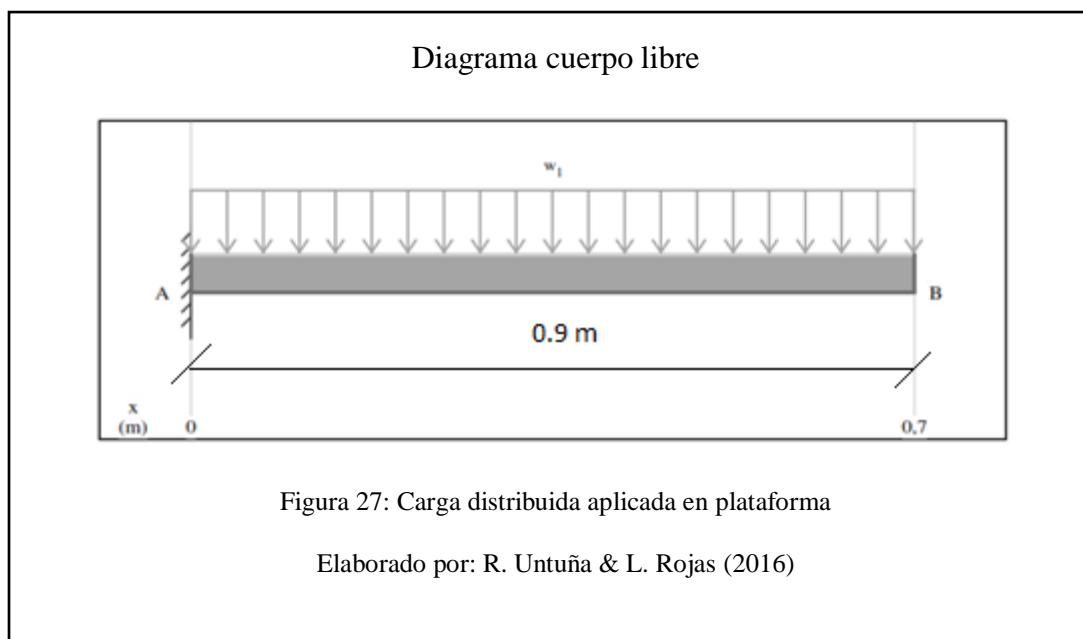
Donde:

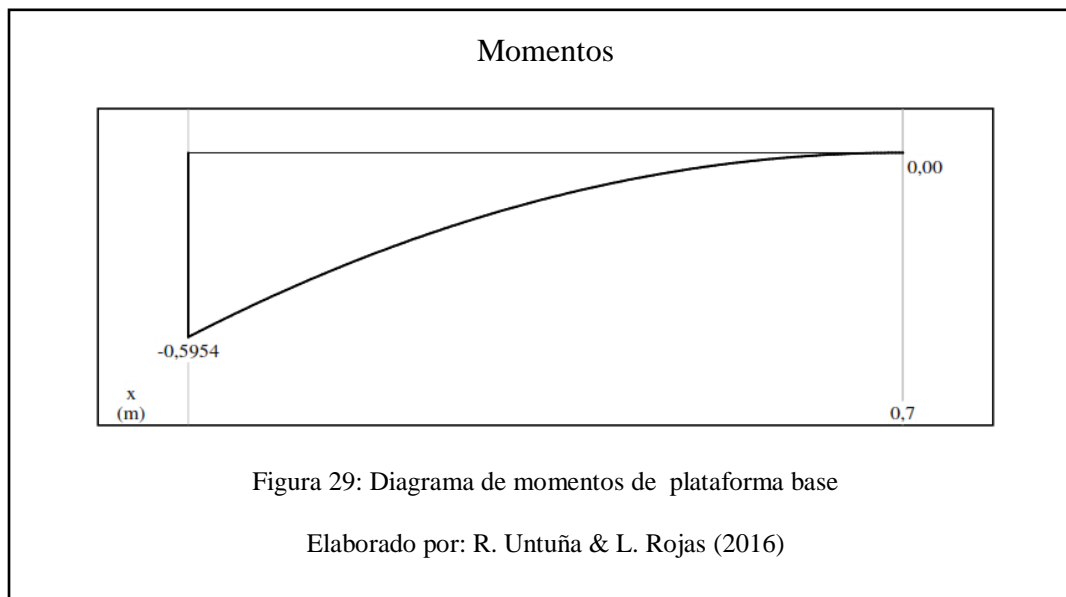
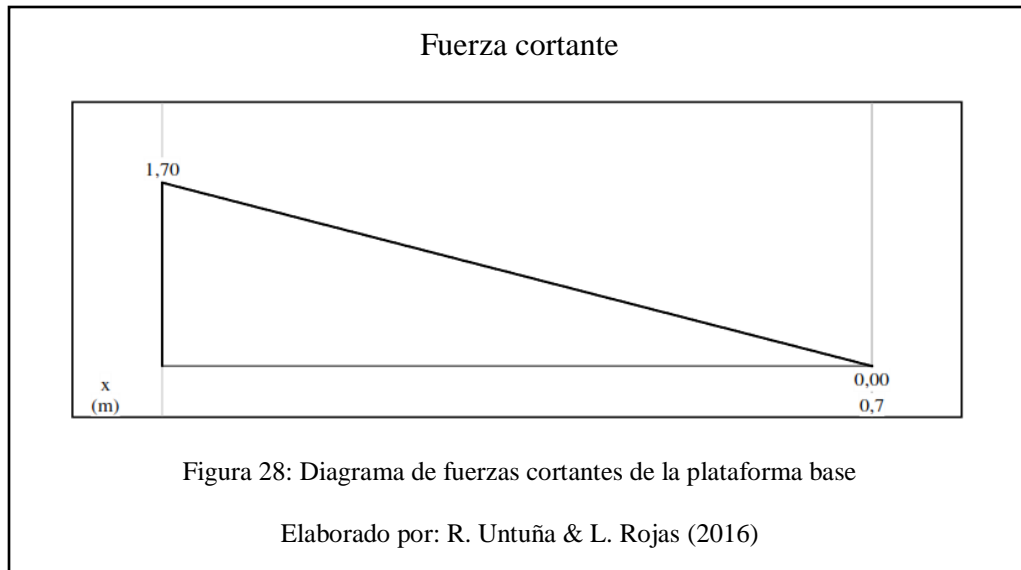
M_u : Momento último del área donde actúa la carga de diseño

S_y : Límite de fluencia propiciada por el material (Acero AIAI-1010 250 MPa)

ϕ_t : Factor de minoración = 0.9, valor tomado del Anexo 6

El cálculo del momento se contrasta mediante el uso del software MDSolids.





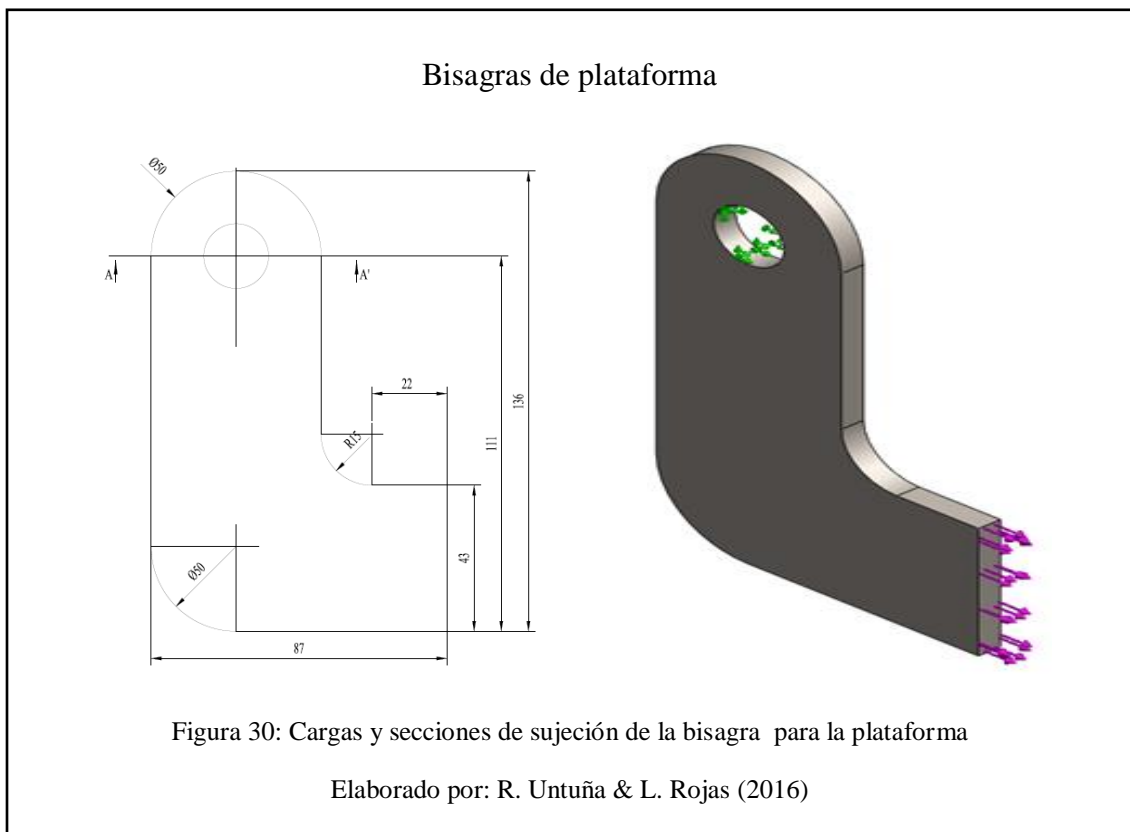
De la figura 30 se obtiene $M_u = 0.5954 \text{ KN} \cdot \text{m} \cong 0.6 \text{ KN} \cdot \text{m}$, al reemplazar los valores en la ecuación 33 se tiene $Z_{\text{req.}} = 2.67 \text{ mm}^2$.

Del anexo 7 se selecciona un tubo rectangular cuyas medidas son 50 mm de alto, 25 mm de ancho y 2 mm de espesor.

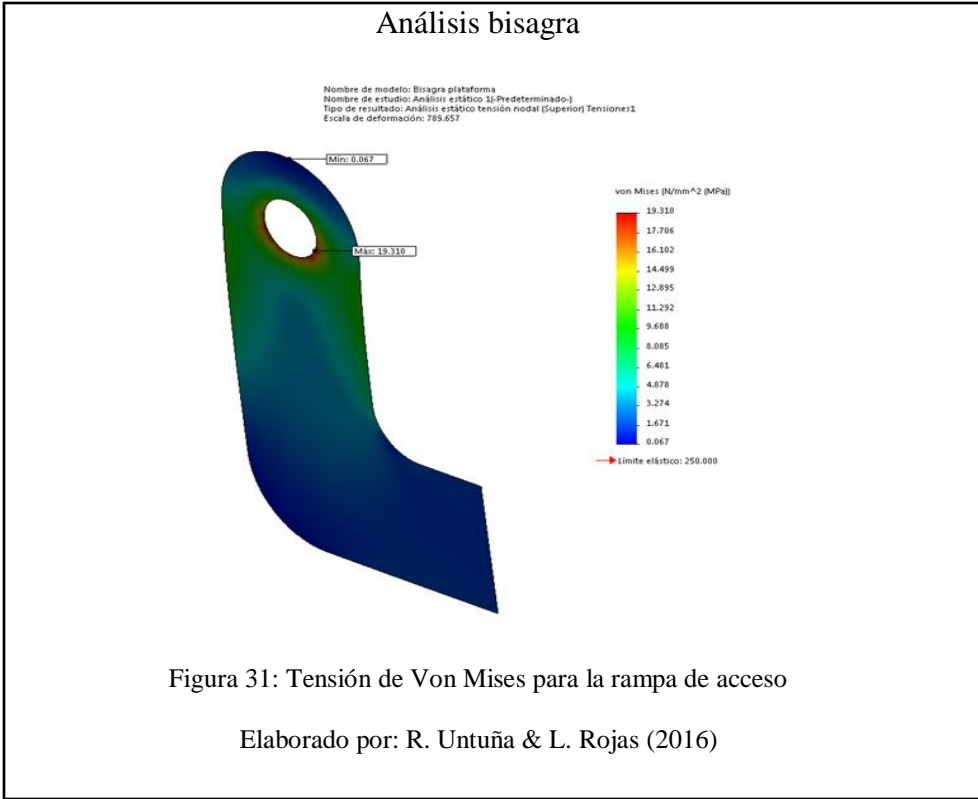
2.5.5 Simulación de la bisagra para la plataforma

La bisagra del salvaescaleras es un elemento que posibilita el giro de la plataforma, es un dispositivo de una sola pieza, que mediante proceso de soldadura MIG se une a la plataforma y se acopla con el eje de giro para permitir el plegado de la plataforma.

Para la selección de las bisagras de la plataforma se utilizara el software asistido por computadora SolidWorks.



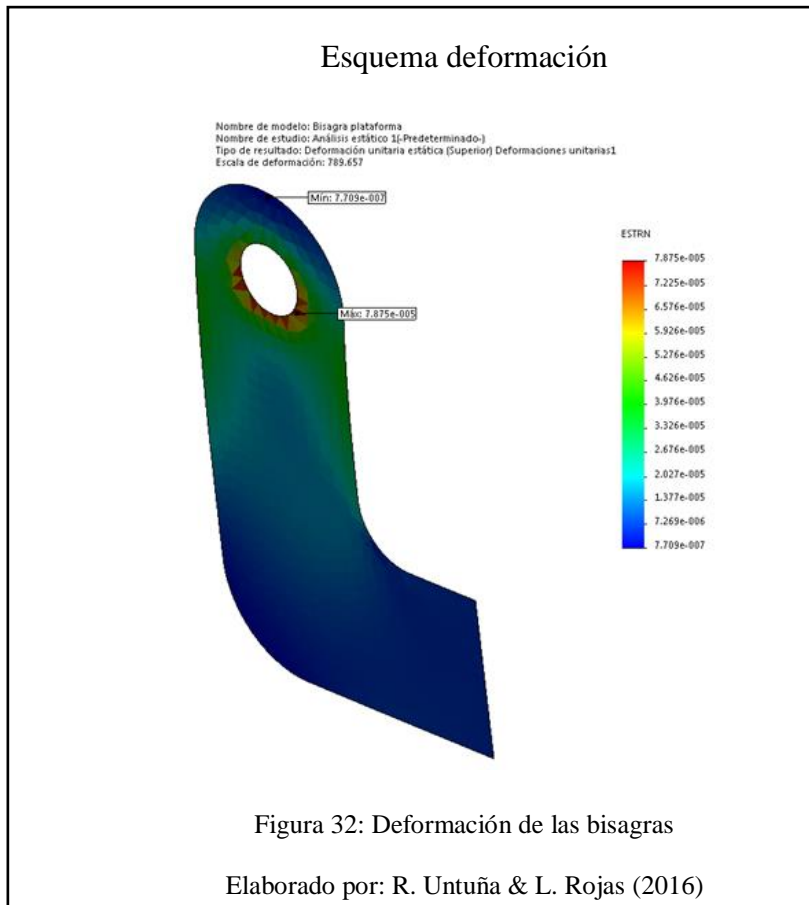
El análisis se realiza considerando el momento de operación, la carga que soportara las bisagras es el resultado de la suma entre la plataforma, rampas y el usuario en silla de ruedas que haciende a 1656,2 N.



Esfuerzo máximo obtenido	19.31 MPa
Límite de fluencia acero AISI-1010	250 MPa

En la figura 32, se evidencia que el límite de fluencia del material es mayor al esfuerzo máximo obtenido en el análisis, este resultado nos asegura que las bisagras soportarán sin correr el riesgo de alguna ruptura.

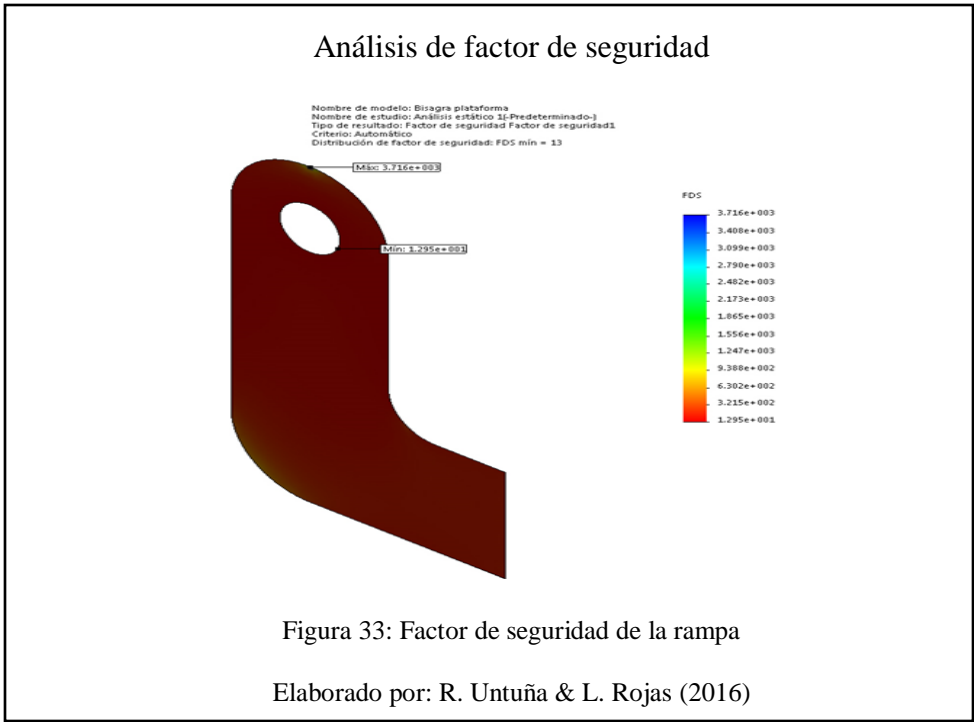
Al obtener los datos del análisis computarizado se observa en la figura 33 como varía la deformación dependiendo del área donde se aplica las cargas.



Deformación total máxima	$7.875e^{-5}$ mm
Deformación total mínima	$7.709e^{-7}$ mm

En el caso crítico, se presentará una deformación máxima 0.00007875 mm.

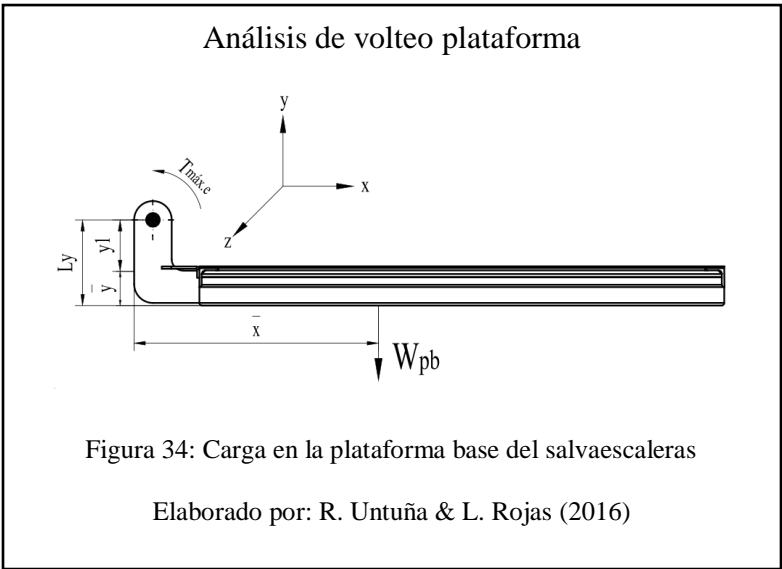
Como se planteó inicialmente el factor de seguridad que debe ser mayor a 2.5, en la siguiente figura se evidencia el cumplimiento de los parámetros requeridos para este caso



El factor de seguridad máximo encontrado mediante software es de $\eta = 3.71 \cong 4$, para cada bisagra, esto asegura que el diseño y funcionamiento de la misma es correcto.

2.5.6 Cálculo del eje de giro de la plataforma

Se encarga de transmitir el torque que entrega el motor eléctrico a la plataforma cuando el salvaescaleras no se encuentra en uso o se va iniciar el uso.



El torque máximo ($T_{\text{máx.e}}$) se calcula utilizando la ecuación 34 donde $W_{\text{pb}} = 36.97 \text{ Kg}$ producto de la sumatoria de las cargas de la plataforma, las rampas y sus accesorios.

$$T_{\text{máx.e}} = W_{\text{pb}} * d \quad \text{Ec. 34}$$

Donde:

d : Distancia desde el centro de gravedad del eje hasta el centro de gravedad de la plataforma del salvaescaleras (\bar{x})

$L_y = 114 \text{ mm}$: Distancia desde el centro del eje a la arista vertical más alejada

$y_1 = 68.41 \text{ mm}$: Diferencia entre la distancia a la arista vertical más alejada y la distancia del centro de gravedad (\bar{y}).

Los centros de masa de la plataforma son:

$$\bar{x} = 325.87 \text{ mm}$$

$$\bar{y} = 45.59 \text{ mm}$$

$$\bar{z} = -450.0 \text{ mm}$$

Al reemplazar los valores se tiene $T_{\text{máx.e}} = 118064.66 \text{ N} * \text{mm} = 118.06466 \text{ Nm}$, el momento máximo generado ($M_{\text{máx.}}$) por el peso de la plataforma se calcula con la siguiente ecuación:

$$M_{\text{máx.}} = W_{\text{pb}} * y_1 \quad \text{Ec. 35}$$

Calculando se tienen $M_{\text{máx.}} = 24785.4 \text{ N} * \text{mm}$

2.5.6.1 Cálculo del diámetro

El eje de giro de la plataforma está sometido a cargas de flexión y torsión (esfuerzos combinados), para calcular su diámetro mínimo se aplica la teoría de la energía de distorsión (Mott, 2006, pág. 198) utilizando la ecuación 36:

$$\phi_1 = \left[\frac{32 * \eta}{\pi * S_y} * \left(M_{\text{máx.}}^2 + \frac{3}{4} * T_{\text{máx.e}}^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. 36}$$

Se fabricará con acero AISI – 4340 cuyas propiedades técnicas son: y $S_{ut} = 1100$ Mpa al reemplazar la ecuación 36 se tiene $\phi_1 = 13.5 \text{ mm} \cong 14 \text{ mm}$, del catálogo de Dipac Manta se selecciona ejes de 25 mm de diámetro (Anexo 8).

2.5.6.2 Cálculo del límite de fatiga

Del eje seleccionado se maquinará hasta obtener un $\phi_1 = 19.05 \text{ mm}$, con estos valores se procede a comprobar mediante el cálculo por fatiga, utilizando la siguiente ecuación:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad \text{Ec. 37}$$

Donde:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

k_a : Factor de modificación de la condición superficial

k_b : Factor de modificación del tamaño

k_c : Factor de modificación de la carga

k_d : Factor de modificación de la temperatura

k_e : Factor de confiabilidad

k_f : Factor de modificación de efectos varios

\sqrt{a} : Constante de Neuber y es una constante del material

k_{ts} : Factor de concentración de esfuerzos por torsión

Para calcular la ecuación 31 se crea la siguiente tabla:

Tabla 7

Calculo de eje plataforma

Ref.	Descripción	Fuente	Resultados
S'_e	$S'_e = 0.504 S_{ut}$	Acero AISI 4340	660,24 MPa
k_a	$k_a = a * S_{ut}^b$	Anexo 9	0.6731
k_b	Si: $2.79 \leq \phi_1 \leq 51$ mm $k_b = \left(\frac{\phi_1}{7.62}\right)^{-0.107}$	(Budynas & Nisbett, 2008, p. 280)	0.906
k_c	Se considera que la pieza está sometida a torsión	(Budynas & Nisbett, 2008, pág. 282)	0,577
k_d	Se considera que el elemento opera a temperatura ambiente	Anexo 10	1
k_e	Si: $\frac{S'_e}{S_{ut}} = 0,504$	Anexo 11	0.814
k_f	$k_f = 1 + \frac{k_{ts} - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$	(Budynas & Nisbett, 2008, p. 288)	1.638
\sqrt{a}	$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794 \times 10^{-2} * S_{ut} + 0.150874 \times 10^{-4} * S_{ut}^2 - 0.266978 \times 10^{-7} * S_{ut}^3$	(Budynas & Nisbett, 2008, p. 28)	0.0225
k_{ts}	Si: $\frac{d}{D} = \frac{5}{19.05} = 0.26$	Anexo 12	2.65

Nota: Considérese análisis por fatiga

Elaborado por: R. Untuña & L. Rojas

Con los diversos factores calculados se determina el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina será $S_e = 289.9$ MPa.

El factor de seguridad (η) es directamente proporcional al límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria e inversamente proporcional al producto del factor de

modificación de efectos varios por la amplitud de la tensión o tensión alternante (Budynas & Nisbett, 2008, p. 289)

$$\eta = \frac{S'_e}{k_f * \sigma_f} \quad \text{Ec. 38}$$

$$\sigma_f = \frac{M_{\text{máx}} * c}{I} = \frac{64 * M_{\text{máx}} * c}{\pi * \emptyset_1^4} \quad \text{Ec. 39}$$

Donde:

σ_f : Esfuerzo a flexión

Calculando las ecuaciones anteriores se tiene $\sigma_f = 36.52 \text{ MPa}$, $\eta = 4.85 \cong 5$

El factor de seguridad para el análisis por fatiga es aceptable, por consiguiente el diámetro del eje transmisión será $\emptyset_1 = 19.05 \text{ mm}$.

2.5.7 Selección del motor para plegar la plataforma

La potencia requerida en el motoreductor para el plegado de la plataforma base se calcula mediante el uso de la siguiente ecuación:

$$P_1 = T_{\text{max1}} * w_1 \quad \text{Ec. 40}$$

Donde:

P_1 : Potencia requerida para plegar la plataforma base

$T_{\text{max1}} = T_{\text{máx.e}}$

w_1 : Velocidad de plegado de la plataforma base = $0.209 \frac{\text{rad.}}{\text{seg.}}$

Al resolver la ecuación se tiene que $P_1 = 24.6 \text{ W}$, de igual manera para la selección de este motor también se debe considerar la potencia de diseño (P_{d2}) para lo cual se utiliza el factor de servicio $f_1 = 1.1$; resolviendo la ecuación 32 se tiene $P_{d2} = 27.01 \text{ W}$.

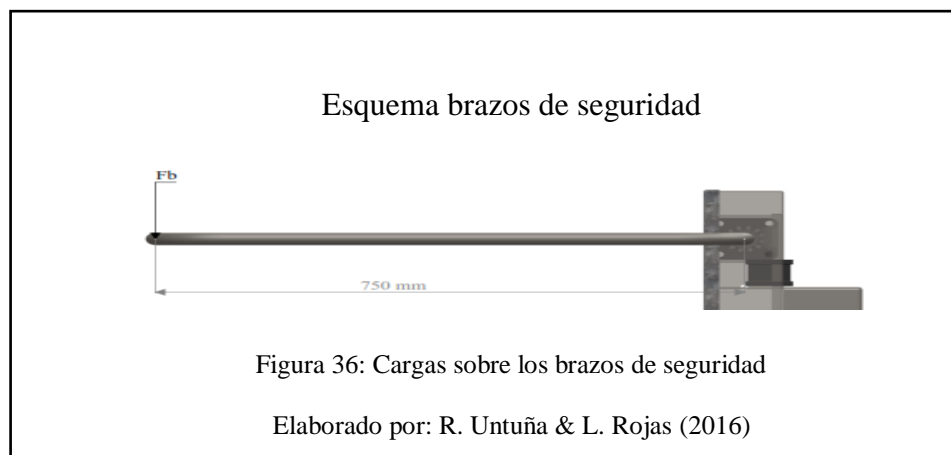
Con los valores calculados se selecciona un motor eléctrico que entregue 27.01 W con un torque no menor a 120 Nm y una velocidad de $0.209 \frac{\text{rad.}}{\text{seg.}}$.

2.6 Sistema de seguridad

El sistema de seguridad constituye el brazo y el eje de acople para dicho brazo que unidos al sistema piñón tornillo sin fin generan confianza en el usuario al momento de usar el sistema salvaescaleras.

2.6.1 Simulación de los brazos de seguridad

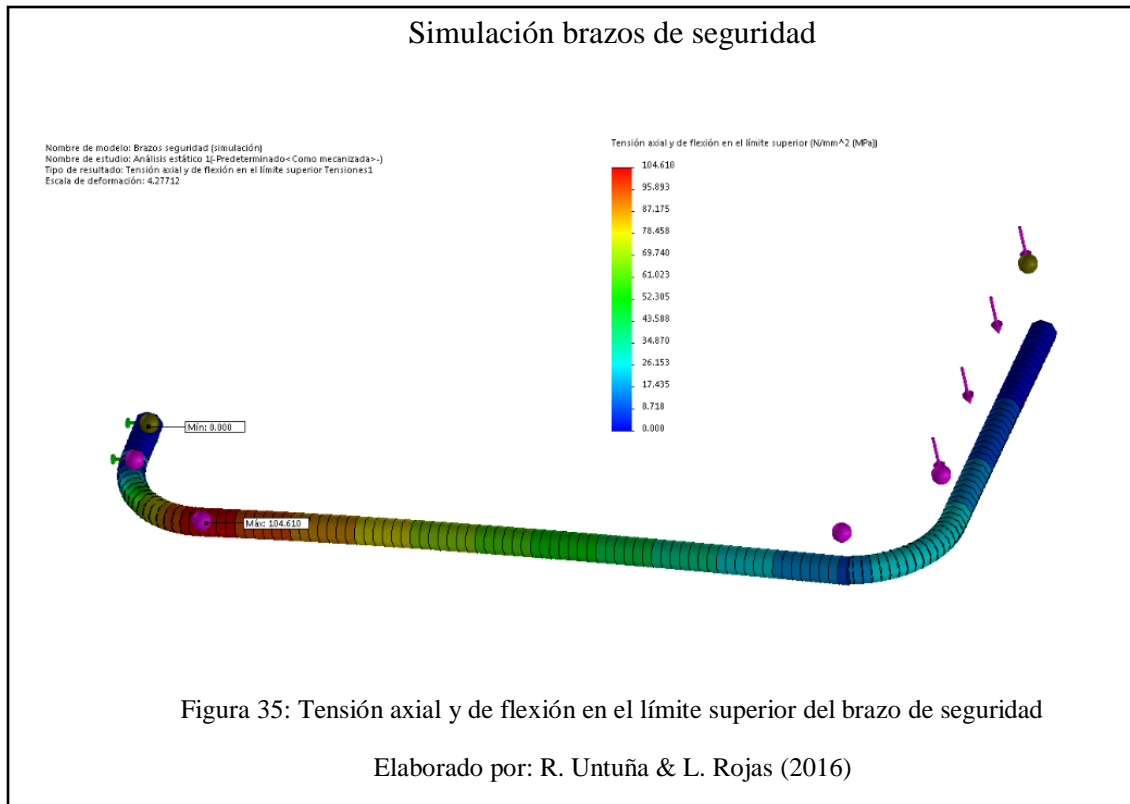
Los brazos de seguridad son diseñados para soportar la carga que se produce cuando una persona se apoya o se sostiene en el extremo más alejado del mismo, la fuerza considerada es de $F_b = 100 \text{ N}$, para la fabricación se utilizará tubo de acero AISI 304, del catálogo de DIPAC MANTA (Anexo 13), se selecciona un tubo $\varnothing_{tp} = 1 \text{ inch}$, de espesor 1.5 mm , se considera además que el factor de seguridad del tubo $\eta_{tp} = 2.5$.



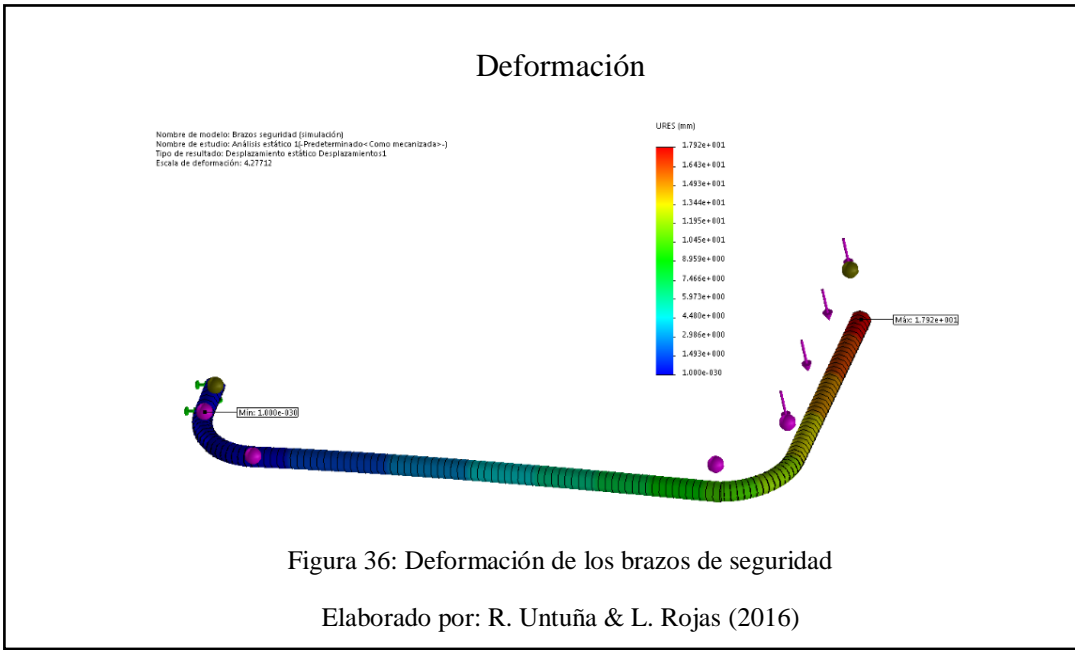
Para la comprobación del diseño de los tubos de seguridad se utiliza el software asistido por computadora SolidWorks, donde se puede observar:

Durante la operación del salvaescaleras, en los brazos de seguridad se produce tensión axial y de flexión, no superando el límite de cedencia máximo que soporta el tubo AISI-304.

Esfuerzo máximo obtenido	104.61 MPa
Límite de fluencia acero AISI-304	780 MPa

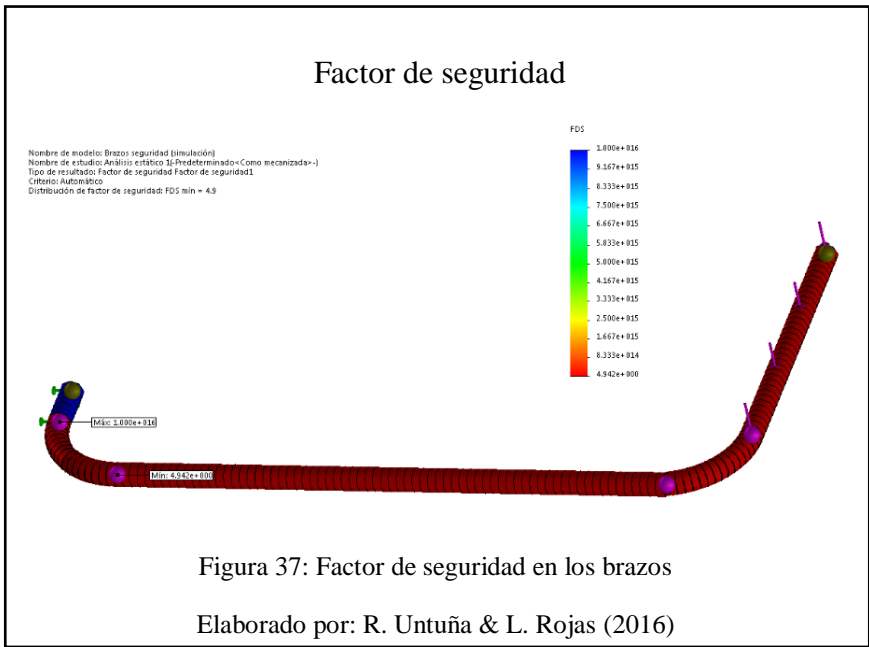


La deformación máxima ocurre donde se aplica la fuerza a la que se somete el tubo, esto se da solo en momentos que se someta a una carga externa por alguna circunstancia.



Deformación total máxima	1.79 mm
Deformación total mínima	$1,00e^{-30}$ mm

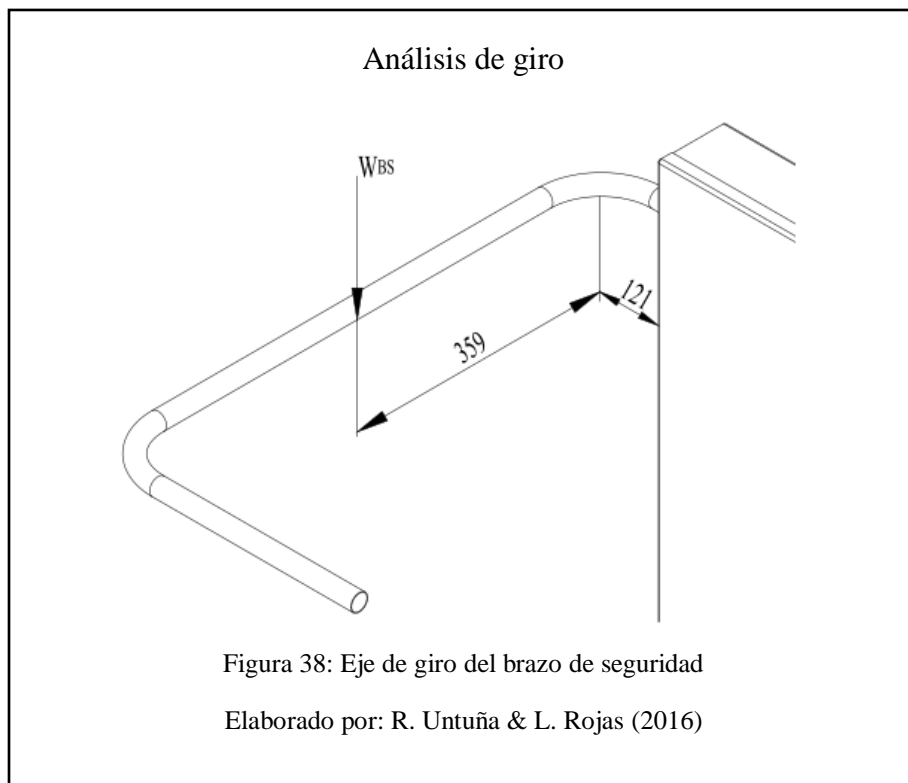
El factor de seguridad mínimo de la simulación es de $\eta_{tp} = 4.9 \cong 5$, mayor al propuesto inicialmente.



Los resultados obtenidos en la simulación, muestran que la selección del tubo es el adecuado.

2.6.2 Diseño del eje de giro del brazo de seguridad.

El eje eleva o baja según los requerimientos del usuario, soportan el peso propio del brazo de seguridad, ya que solo gira al momento de posicionar los brazos



Para resolver los cálculos se debe utilizar las ecuaciones del momento flector y del torque requerido, según se detalla respectivamente.

$$M_{ES} = W_{BS} * d_{BS1} \quad \text{Ec. 41}$$

$$T_{ES} = W_{BS} * d_{BS2} \quad \text{Ec. 42}$$

Donde:

M_{ES} : Momento generado por el giro del brazo de seguridad

W_{BS} : Peso de cada brazo de seguridad = 7.9 N

d_{BS1} : Distancia desde el centro de giro al centro del tubo del brazo = 121 mm

d_{BS2} : Distancia desde el centro de giro al centro de gravedad del brazo = 359 mm

Al resolver las ecuaciones 41 y 42 se tienen $M_{ES} = 956$ Nmm, $T_{ES} = 2836.1$ Nmm con los datos obtenidos se procede a calcular el diámetro requerido $\phi_2 = 6.5$ mm mediante la ecuación de energía de distorsión (36) para el acero ASTM A36.

Determinado el diámetro requerido del eje de giro para el brazo de seguridad se decide que debe ser de $\phi_2 = 19.05$ mm, de tal manera que se acople internamente el mencionado tubo.

2.7 Cálculo del sistema de transmisión

El sistema de transmisión estará constituido por: el piñón motriz, la cremallera y por el moto reductor, que juntos son los encargados de transmitir el movimiento de avance tanto para ascenso como descenso del salvaescaleras.

2.7.1 Diseño del piñón

El piñón se calculará mediante la metodología AGMA (American Gear Manufacturers Association), que recomienda; emplear dos ecuaciones fundamentales para el análisis de esfuerzos, una del esfuerzo de flexión y la otra de la resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto).

Para determinar los valores de maquinado del piñón se toma en referencia del Anexo 14 y se detalla en la siguiente tabla:

Tabla 8

Datos piñón

Módulo (m)	Número de dientes (N_p)	Diámetro exterior (D_e)	Diámetro de paso (D_p)	D. de base (D_b)	Altura de diente (H)	Espesor de diente $t = \frac{\pi * m}{2}$	Ángulo de presión del diente (φ)
4	12	56	48	38	9	6.283	20

Nota: Sistema de transmisión piñón-cremallera

Elaborado por: R. Untuña & L.Rojas

Se establece los parámetros estimados para el cálculo del sistema de transmisión piñón – cremallera:

$V_A = 0.15 \frac{m}{seg}$: Velocidad de avance del salvaescaleras

$w_{mot} = 60 \text{ rpm} = 6.28 \frac{rad}{seg}$: Velocidad de giro del moto-reductor

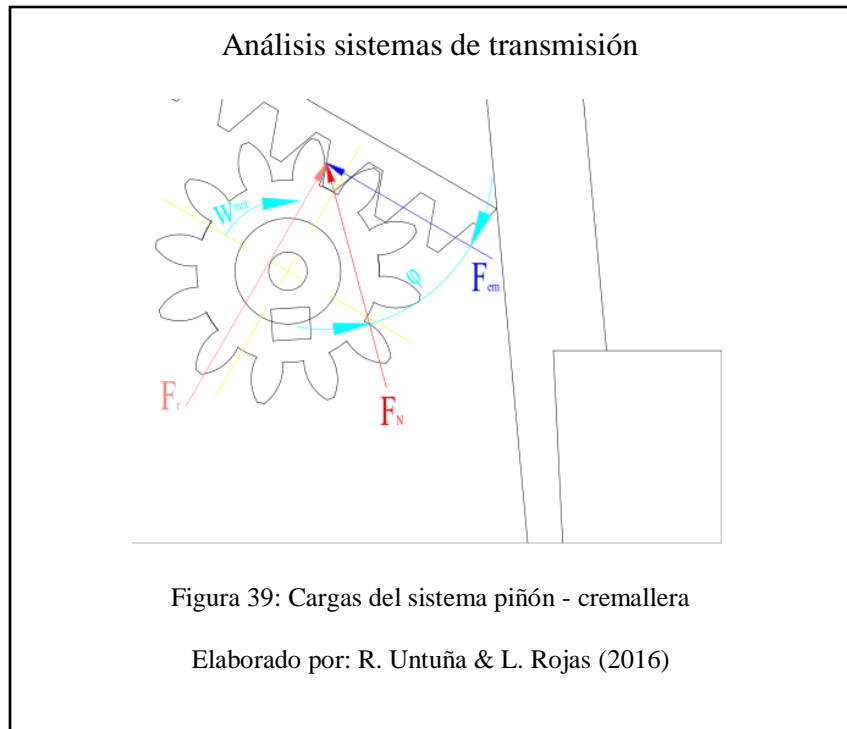
$b = 30 \text{ mm}$ El ancho de la cara

Para determinar el diámetro de paso del piñón y el número de dientes se utiliza las ecuaciones 43 y 44 respectivamente:

$$V_A = w_{mot} * \frac{D_p}{2} \quad \text{Ec. 43}$$

$$N_p = \frac{D_p}{m} \quad \text{Ec. 44}$$

Al calcular se tiene $D_p = 47.78 \text{ mm}$, $N_p = 11,945 \cong 12$ dientes.



$$F_r = F_{em} * \tan(\varphi) \quad \text{Ec. 45}$$

$$F_n = \frac{F_{em}}{\cos(\varphi)} \quad \text{Ec. 46}$$

$$T_{\text{piñón}} = F_{em} * \frac{d_p}{2} \quad \text{Ec. 47}$$

Al calcular se tiene:

$$F_r = 927.85 \text{ N}$$

$$F_n = 2712.86 \text{ N}$$

$$T_{\text{piñón}} = 61182.24 \text{ Nm}$$

2.7.1.1 Análisis del esfuerzo a flexión

Los esfuerzos a flexión mediante la metodología AGMA se analiza con la ecuación 8 que induce (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 726) y se enuncia en el ítem 1.5.5.

El piñón se fabricara con acero AISI 4340 cuyas propiedades son $S_{ut} = 1310 \text{ Mpa} = 13358.28 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$.

El factor de sobrecarga $K_0 = 1$, toma en cuenta todas las cargas que se aplican de manera externa en exceso de la carga tangencial nominal (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 738) y se selecciona del anexo 15.

Factor dinámico K_v , se considera para tomar en cuenta imprecisiones en la fabricación y acoplamiento de los dientes de engranes en movimiento (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 736)

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B ; V \text{ en } \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Ec. 48}$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad \text{Ec. 49}$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3} \quad \text{Ec. 50}$$

$$(V_t)_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x.}} = \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200}; \text{ en } \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Ec. 51}$$

Donde:

Q_v : Nivel de exactitud en la transmisión, de 8 al 12 son de calidad de precisión (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 736)

$(V_t)_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x.}}$: Velocidad máxima representa el punto final de Q_v

El sistema piñón-cremallera necesita de precisión por tanto $Q_v = 10$, desarrollando las ecuaciones 49, 50 y 51 se tiene:

$$B = 0.397$$

$$A = 83.78$$

$$(V_t)_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x.}} = 41.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Al reemplazar los valores calculados en la ecuación 48 se determina $K_v = 1.34$

El factor de tamaño K_s refleja la falta de uniformidad de las propiedades del material debido al tamaño, AGMA sugiere que se utilice un valor de $K_s = 1$ (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 739)

El factor de distribución de carga $K_H = 1.6$, refleja la distribución no uniforme de la carga a lo largo de la línea de contacto, se establece del Anexo 16.

El factor de espesor del aro $K_B = 1$, para piñones sólidos, rectos y pequeños (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 744)

El valor del factor geométrico de resistencia a la flexión $Y_J = 0.21$, se obtiene del Anexo 14.

Al reemplazar los valores encontrados en la ecuación 8 se tiene $\sigma_p = 216.9$ Mpa.

Para calcular el factor de seguridad a flexión del piñón se debe hallar los diferentes factores de la ecuación 9.

El acero con el que se fabricará el piñón se considera de grado dos y la resistencia a la flexión AGMA se obtiene de la ecuación del Anexo 18.

$$S_t = 102 \text{ HB} + 16400 \text{ psi} \quad \text{Ec. 52}$$

Templando el acero AISI 4340 (830-860 °C) y enfriando en aceite se tiene un incremento de dureza que llega a 555 HB, con estos datos obtenidos al resolver la ecuación 52 se calcula $S_t = 503.4$ Mpa.

La metodología AGMA para fatiga por flexión o fatiga por esfuerzo de contacto establece una aplicación de 10^7 ciclos de carga, los valores de dichos factores se determina en el Anexo 19.

$$Y_N = 1.6831 N^{-0.00323} \quad \text{Ec. 53}$$

$$Y_N = 0.94$$

El valor del factor de temperatura $K_t = 1$, cuando el equipo o máquina trabaja hasta temperaturas de 120° C (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 744)

El factor de confiabilidad toma en cuenta el efecto de las distribuciones estáticas de las fallas por fatiga del material, las resistencias AGMA se basan en una confiabilidad del 99%, del Anexo 20 se extrae $K_r = 1.0$.

Al resolver la ecuación del factor de seguridad para el piñón por el método de resistencia flexión AGMA se tiene $\eta_p = 2.2$, se resume que el diseño del piñón es válido en trabajo a flexión.

2.7.1.2 Resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto o fatiga superficial)

El esfuerzo a la picadura o de contacto se determina mediante la siguiente ecuación recomendada por (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 726), para engranajes exteriores.

$$\sigma_{rp} = Z_E * \sqrt{W^t * K_o * K_v * K_s * \frac{K_H}{d_{w1} * b} * \frac{Z_R}{Z_I}} \quad \text{Ec. 54}$$

Donde:

W^t : Carga tangencial transmitida (N)

Z_E : Coeficiente elástico $\sqrt{N/mm^2}$

K_o : Factor de sobrecarga

K_v : Factor dinámico

K_s : Factor de tamaño

d_{w1} : Diámetro de paso del piñón (mm)

b: Ancho de la cara del elemento más angosto

K_H : Factor de distribución de carga

Z_R : Factor de condición superficial

Z_I : Factor geométrico de resistencia a la picadura

Importando del Anexo 21 se tiene que $Z_E = 191 \sqrt{N/\text{mm}^2}$, para el factor superficial AGMA recomienda que $Z_R > 1$, para el cálculo del factor geométrico Z_I se maneje la subsecuente ecuación, considerando engranajes externos:

$$Z_I = \frac{\cos(\phi) * \text{sen}(\phi)}{2 * m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1} \quad \text{Ec. 55}$$

$$m_G = \frac{N_G}{N_p} \quad \text{Ec. 56}$$

Donde:

m_G : Relación de velocidad

m_N : Relación de repartición de carga, = 1 (para engranajes rectos)

N_G : Número de dientes de la cremallera, = 160 dts.

N_p : Número de dientes del piñón, = 12 dts.

Reemplazando los valores en las ecuaciones 56 y 55 se tiene $m_G = 13.33$, $Z_I = 0.1733$ con los factores determinados se reemplaza en la ecuación de resistencia a la picadura y se obtiene que $\sigma_{rp} = 950.32 \text{ Mpa}$

Para asegurar que el diseño sea adecuado se calcula el factor de seguridad de la resistencia por picadura.

$$S_H = \frac{S_c * Z_n * Z_w}{\sigma_{rp} * Y_\theta * Y_Z} \quad \text{Ec. 57}$$

Donde:

S_c : Factor de esfuerzo de contacto permisible

Z_n : Factor de vida de ciclos de esfuerzo

Z_w : Relación de dureza a la picadura

Y_θ : Factor de temperatura

Y_Z : Factor de confiabilidad

El cálculo del factor de esfuerzo de contacto permisible se determina de acuerdo al material a fabricar, para el efecto se considera un material de grado dos y se emplea la ecuación del Anexo 22.

$$S_c = 349 * H_B + 34300 \text{ psi} \quad \text{Ec. 58}$$

$$S_c = 1571.97 \text{ MPa}$$

El piñón es diseñado para un servicio de vida útil de 10^9 , el factor de vida de ciclos de esfuerzo se calcula con la ecuación seleccionada del Anexo 23.

$$Z_n = 2.466 N^{-0.056} \quad \text{Ec. 59}$$

$$Z_n = 0.78$$

Relación de dureza a la picadura $Z_w = 1$

El piñón trabajara a temperatura no mayor a 120° C , es decir se estima que el factor de temperatura $Y_\theta = 1$

Se considera confiabilidad del 99 % por consiguiente el factor $Y_Z = K_r = 1$

Al resolver la ecuación 57 se tiene que $S_H = 1.42$, se da por asentado que el diseño del piñón soportara las cargas en funcionamiento del salvaescaleras.

2.7.2 Diseño de la cremallera

El piñón al igual que la cremallera por su forma de construcción comparte algunas características técnicas.

Tabla 9

Datos cremallera

Módulo (m_G)	N. dientes (N_G)	Altura de diente (H_G)	Espesor de diente $t = \frac{\pi * m}{2}$	Ángulo de presión diente (φ)	Ancho de cara (F)
4	160	9	6.283	20	30

Nota: Sistema de transmisión

Elaborado por: R. Untuña & L. Rojas

2.7.2.1 Esfuerzo a flexión

Se calcula mediante la ecuación de Lewis que explica (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 719) y se suscribe en el ítem 1.5.5 como ecuación 10.

El factor dinámico K_v , se calcula mediante la ecuación que introduce AGMA (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 719).

$$K_v = \frac{6.1 + V}{6.1} \quad \text{Ec. 60}$$

Donde:

V: Es la velocidad de avance de la cremallera, del mismo valor que del piñón

Al calcular la ecuación 54 se tiene $K_v = 1.024$.

Los valores iniciales del factor de forma de Lewis (Y) analiza la flexión del diente, los valores se obtiene del Anexo 24.

Para encontrar el valor de Y se procede a interpolar utilizando la ecuación 61.

$$Y_1 = \left[\frac{(Y_0 - Y_2) * (X_1 - X_2)}{X_0 - X_2} \right] + Y_2 \quad \text{Ec. 61}$$

Tabla 10

Lewis calculado por interpolación

Número de dientes		Y	
X ₀	150	0,46	Y ₀
X ₁	160	0,4608	Y ₁
X ₂	300	0,472	Y ₂

Nota: Factor de forma

Elaborado por: R. Untuña & L. Rojas

Resolviendo la ecuación de Lewis se tiene $\sigma_G = 47.21$ Mpa.

El factor de seguridad a flexión (S_F) se calcula utilizando la ecuación 11 que se describe en el ítem 1.5.

$$S_F = \frac{S_t * Y_N}{K_T * K_R * \sigma_G} \quad \text{Ec. 62}$$

Donde:

S_t : Resistencia a la flexión

Y_N : Factor de ciclos de esfuerzos

K_T : Factor de temperatura

K_R : Factor de confiabilidad

Para calcular la resistencia a la flexión (S_t), se selecciona la ecuación del Anexo 26, considerando que para este caso el acero es de grado 2.

$$S_t = 108.6 * H_B + 15890 \text{ psi} \quad \text{Ec. 63}$$

$$S_t = 525.12 \text{ MPa.}$$

La cremallera esta diseñada para brindar 10^8 ciclos, factor de ciclos de esfuerzo (Y_N) se determina en el Anexo 25 del item del item 2.7.1.2.

$$Y_N = 1.6831 N^{-0.0323} \quad \text{Ec. 64}$$

$$Y_N = 0.9283$$

El factor de temperatura $K_T = 1$, considerando que la cremallera no trabaja a más de 120° C .

La cremallera al igual que el piñón tiene una confiabilidad del 99 % por consiguiente

$$K_R = 1$$

Por tanto :

$$S_F = 10.32$$

2.7.3 Selección del moto reductor

El motoreductor debe ser capaz de trasladar el peso total del salvaescaleras más el peso del usuario en silla de ruedas, se debe considerar también los efectos mecánicos que producen los materiales en rozamiento, por eso la fuerza que debe vencer el motoreductor es la capacidad máxima $F_m = 2132,93 \text{ N}$.

Se calculara el torque necesario (T_{mr}) conociendo ciertos parametros calculados anteriormente:

$$V_A = 0.15 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$D_p = 48 \text{ mm}$$

$$T_{mr} = F_m * \frac{D_p}{2} \quad \text{Ec. 65}$$

La potencia (P_{mr}) de avance requerida del motoreductor del salvaescaleras, es dada por:

$$P_{mr} = T_{mr} * w_{mr} \quad \text{Ec. 66}$$

$$w_{mr} = \frac{V_A}{\frac{D_p}{2}} \quad \text{Ec. 67}$$

Donde:

w_{mr} : Velocidad proporcionada por el motoreductor

D_p : Diámetro de paso del piñón

V_A : Velocidad nominal de avance de la plataforma

Al resolver las ecuaciones precedentes se tiene:

$$T_{mr} = 51.19 \text{ Nm}$$

$$w_{mr} = 6.25 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$P_{mr} = 319.94 \text{ W} = 0.43 \text{ HP}$$

Considerando una eficiencia del sistema piñón cremallera (η_{pc}) del 90% y del motoreductor (η_{mr}) de 75%, la potencia efectiva requerida del motoreductor es:

$$P_{ef.} = \frac{P_{mr}}{\eta_{pc} * \eta_{mr}} \quad \text{Ec. 68}$$

De donde se tiene $P_{ef.} = 0.64 \text{ HP}$

$$n = \frac{V}{r}$$

$$n = 60 \text{ rpm}$$

Por tanto se seleccionara un motoreductor del mercado nacional de similares características de 110/220 (V) y 60 hz.

Capítulo III

Análisis de costos, manual de usuario, datos técnicos, manual de mantenimiento.

Es difícil especificar un precio ya que todo salvaescaleras va diseñado a medida para cada usuario atendiendo diversas variantes: tipo de escalera, materiales empleados, complejidad de la instalación o tipo de silla salvaescaleras empleada.

Existen varios factores que influyen en el precio final, como pueden ser:

- Complejidad y tipo de escalera.
- Diseño del riel.
- Número de curvas.
- Características y especificaciones del salvaescaleras.
- Gastos adicionales si el salvaescaleras debe instalarse en un área exterior.

Los costos involucrados en el desarrollo de este proyecto se desglosan de la siguiente manera:

- Costos directos
- Costos indirectos

3.1 Costos directos

El costo directo se considera como, todo aquello que se necesita en la fabricación de un producto en su totalidad.

3.1.1 Costos de materia prima, insumos y equipos

Tabla 11

Determinación de costos

Denominación	Dim	cantidad	v./unitario	v./total
Correa G	6000x100x50x2,5	1,0	13,7	13,7
Tubo rectangular	6000x50x25x1,2	1,0	8,9	8,9
Tubo rectangular	6000x40x20x1,2	1,0	6,3	6,3
Placas bisagras	280x90x6	2,0	3,4	6,7
Tubo redondo	3/4 x1.2	0,5	4,9	2,4
Tool negro e= 3	118x96x3	1,0	27,6	27,6
Platina	1"x6	0,1	1,5	0,1
Platina	400x 100x3	0,1	2,0	0,2
Pernos	M10 x65	16,0	0,5	7,2
Arandelas de presión	Øin10	16,0	0,1	1,9
Pernos de anclaje	3/8 x 2 1/2	2,0	0,8	1,6
Chumaceras de pared	Øin 3/4	8,0	6,3	50,0
Motores de base	CC 12V	1,0	2,0	2,0
Pernos	M6 x 30	16,0	0,2	3,2
Eje de acero	3/4 x 340	0,0	18,0	0,8
Pasador elástico	4-3 x 25	2,0	0,1	0,2
Tubo celular	Øex 32xØin 16 x65	12,0	1,8	21,0
Tubo celular	Øex 32xØin 16 x15	2,0	0,4	0,8
Planchas de Al antideslizante	1540 x 700	1,0	35,0	35,0
Bisagras para piano	3000	1,0	7,8	7,8
Remaches	5/32 x 1/2	0,0	100,0	1,0
Eléctricos	6011x1/8	4,0	5,8	23,2
Disco de desbaste	7"x1/4	1,0	3,5	3,5
Disco de corte	14"	1,0	6,0	6,0
Discos de corte	7"	3,0	2,0	6,0
Motor cc para cable	12 vol. 65 RPM	2,0	50,0	100,0
Servo Motor	CC12V	2,0	25,0	50,0
Pernos	M4x12	16,0	0,2	2,9
Eje acople a motor	2"x250	1,0	60,0	60,0
Eje de acero	25 x 10	4,0	0,2	0,7

Nota: Materia prima directa, equipos y accesorios.

Elaborado por: R. Untuña & L. Rojas

Denominación	Dim	cantidad	v./unitario	v./total
Pernos	M10x25	4,0	0,3	1,0
Arandelas planas	Øin 10	8,0	0,1	1,0
Arandelas de presión	Øin 10	4,0	0,2	0,6
Pernos	1/2 x 5"	2,0	1,5	2,9
Tuercas de seguridad	1/2	2,0	0,5	0,9
Arandelas planas	Øin 12	8,0	0,2	1,2
Eje pera pivote	32x32	1,0	0,6	0,6
Arandelas planas	Øin 10	2,0	0,1	0,2
Pernos	M10x12	2,0	1,3	2,6
Motor principal		1,0	550,0	550,0
Prisionero	M6x6	2,0	0,1	0,2
Placa base motor	440x100x3	1,0	2,0	2,0
Pernos anclaje de motor	5/16 x 1	4,0	0,2	0,8
Pernos anclaje de base	M10x25	4,0	0,3	1,0
Tuercas	M10	4,0	0,3	1,0
Arandelas 5/16	Øin 5/16	4,0	0,1	0,4
Perfil de carrocería		0,3	16,8	5,0
Plancha de acero	2000x35x6	1,0	25,0	25,0
Placa	2000x50x10	1,0	15,0	15,0
Cremallera l=2000	M3x20x30	2,0	45,0	90,0
Prisionero	M6x25	20,0	0,3	5,0
Ertalón	Øex 90mm	2,0	11,7	23,4
Ertalón negro 32 mm	Øex 32	4,0	0,7	2,7
Rodamiento de bolas	608	8,0	0,4	3,5
Rodamiento de bolas	6301	4,0	1,0	4,0
Pernos de anclaje	16x155	12,0	2,7	32,3
Tortas acero	50,8x15	12,0	2,1	25,2
Tool negro 0,8	102x64	1,0	6,0	6,0
Platina 440x25x1,5	440x25x1,5	1,0	1,0	1,0
Pintura	esmalte	1,0	13,0	13,0
Thinner	laca	1,0	5,9	5,9
Franela industrial		3,0	1,0	3,0
Lija	metal # 150	4,0	1,3	5,0
Material eléctrico: pulsadores, contactores, cables	varios	*	*	450
			TOTAL (USD)	1762,1

Nota: Materia prima directa, equipos y accesorios.

Elaborado por: R. Untuña & L. Rojas

3.1.2 Costo mano de obra

En los costos de mano de obra se consideró el valor de la transformación del material, es decir el maquinado de las piezas y partes en cantidad unitaria ya que con ello se logra que el trabajo sea realizado en su totalidad por cuestiones de tiempo y costos.

Tabla 12

Determinación de costos

Descripción	cantidad	v./unitario	v./Total
Separador de pared	12,0	2,5	30,0
Rodillos de apoyo	4,0	4,0	16,0
Rodillos superior	2,0	10,0	20,0
Espaciador	4,0	1,0	4,0
Buje principal	1,0	55,0	55,0
Piñón	1,0	60,0	60,0
Eje inferior	2,0	6,0	12,0
Brazo de seguridad	2,0	25,0	50,0
Estructura principal	1,0	200,0	200,0
Riel de desplazamiento	1,0	80,0	80,0
Soporte principal	1,0	14,0	14,0
Coraza giratoria	1,0	13,6	13,6
Pivote	1,0	4,0	4,0
Base aleta	2,0	5,0	10,0
Tapa marco principal	1,0	1,0	1,0
Base motor	1,0	4,0	4,0
Soporte rodillo de apoyo	4,0	2,0	8,0
Ensamblaje del salvaescaleras	1,0	100,0	100,0
Montaje de riel	1,0	60,0	60,0
Pintura de estructura	1,0	150,0	150,0
Montaje eléctrico	1,0	300,00	300,00
		TOTAL (USD)	1191,56

Nota: Costos de construcción de las partes y piezas del salvaescaleras

Elaborado por: R. Untuña & L. Rojas

3.2 Costos indirectos

El costo indirecto es todo aquello que no se considera en la fabricación de un producto, pero que es necesario para el desarrollo de las actividades administrativas y más de las gestiones del proyecto.

Tabla 13

Determinación de costos

Descripción	v./Total
Electricidad domestica	24,58
Teléfono	18,6
Internet	16,5
Transporte de materiales	120
Fuentes de consulta	25
TOTAL (USD)	204,68

Nota: Costos indirectos

Elaborado por: R. Untuña & L. Rojas

3.3 Costo del proyecto

Tabla 14

Determinación de costos

Referencia	Costo
Costos de materia prima, insumos y equipos	1762,1
Costo mano de obra	1191,56
Costos indirectos	204,68
Total (usd)	3158,34

Nota: costo total del proyecto

Elaborado por: R. Untuña & L. Rojas

3.4 Manual de usuario

Uso y mantenimiento

Manual de uso.

La plataforma salvaescaleras está destinada a transportar personas con movilidad reducida en silla de ruedas, previamente instruidas para su uso. Su instalación está destinada para ambientes internos con gradas cuya inclinación no sobrepase los 40°. Si la persona que utiliza la plataforma no es autosuficiente, la maniobra deberá ser realizada por otra persona que opere como acompañante.

En ningún caso la máquina deberá sobrepasar su capacidad máxima de 160 kg de carga, no deberá realizar ningún tipo de modificaciones, no introducir líquidos en agujeros o ranuras.

Manejo de la plataforma salvaescaleras

La máquina siempre se encontrará disponible en uno de los extremos de las gradas con la plataforma cerrada en posición de reposo, si desea desplegar la plataforma lo deberá realizar en forma manual el descenso será controlado con un sistema de freno mecánico para controlar la caída brusca. Si la plataforma se encuentra en la posición contraria a la ubicación del usuario, bastará con presionar el botón de llamado para que se dirija la plataforma hasta su ubicación.

Para hacer uso de la plataforma deberá presionar el botón de inicio la cual le permitirá acceder a esta con la silla de ruedas para su desplazamiento, una vez concluida el embarque y se ubiquen en su posición los dispositivos de seguridad, deberá presionar el botón de avance el cual lo transportará hasta su destino final.

La silla de ruedas deberá situarse sobre la plataforma salvaescaleras de tal manera que ninguna parte del cuerpo del usuario ni de la silla de ruedas sobresalga respecto de la plataforma, durante el desplazamiento el usuario debe permanecer sentado sin balancearse ni moverse, además debe permanecer siempre en la posición prevista, con la silla de ruedas frenada en todo el recorrido. Mantener los pies sobre el apoyapié de la silla y la mano libre sobre el brazo de seguridad de la plataforma.

La persona transportada debe quedar siempre mirando en la dirección de movimiento y debe detener de inmediato la plataforma a través del botón de paro de emergencia, en caso de que una persona ocupe el recorrido de la marcha u ocurra un evento inesperado No se deberá colocar las manos ni objetos en la zona de las guías, ni de la plataforma durante el desplazamiento.

Está terminantemente prohibido pulsar dos botones al mismo tiempo en cualquiera de las botoneras.

Finales de carrera

Los finales de carrera están situados en varias zonas a lo largo del sistema y permiten la detención automática en las posiciones de embarque y desembarque, en caso de anomalía la plataforma contara con fines de carrera adicionales que garanticen la seguridad del sistema.

Alimentación

La plataforma salvaescaleras es alimentada con tensión de 220 V.

3.5 Datos técnicos

La plataforma salvaescaleras es un sistema de transporte para personas en silla de ruedas con movilidad reducida.

Medidas: 900x700 según Norma UNE-EN 81-40

Versión:

Derecha (mirando desde abajo, si la riel con respecto a la escalera está a la izquierda; versión izquierda, si está a la derecha; versión derecha).

Instalación:

Debido a su construcción esta versión se debe instalar en lugares cubiertos.

Color:

Carrocería color aluminio y riel negro mate.

Pendiente:

El sistema puede funcionar en pendientes desde 0° hasta 35°

Riel:

El riel está construida con acero AISI-1010, en la que está instalada la cremallera, su instalación está dispuesta de tal manera que la riel siga exactamente el desarrollo de la escalera.

Anchura del riel:

75 mm

Espacio ocupado con la plataforma cerrada:

350 mm

Fijación:

La fijación del riel se lo hará directamente sobre la pared mediante pernos de expansión, la distancia y número de pernos se determinará dependiendo del material de construcción de la pared donde será instalado el riel.

Carga:

El sistema se encuentra diseñado para soportar cargas hasta de 160 Kg.

Tracción:

El sistema se acciona mediante un moto-reductor a través de un sistema piñón-cremallera

Motor:

Para el sistema se requiere de un motor de 0.75 hp colocado en la misma plataforma, con freno electromagnético a falta de corriente.

3.6 Mantenimiento

El mantenimiento tiene por objeto asegurar el normal funcionamiento del salvaescaleras, es aconsejable realizar mantenimiento trimestral con la finalidad de aumentar la vida útil de sus componentes y prevenir averías.

Puntos de revisión.

- Riel:** Inspeccione visualmente la riel en busca de daños o desgastes excesivos
- Revisar la sujeción y soportes de riel en la escalera
- Revisar la sujeción de la cremallera en el riel.
- Verifique el desgaste en la cremallera y la presencia de lubricante.
- Verifique que el cable de alimentación no presente daños
- Estructura:** Inspeccione visualmente es estado general de la estructura
- Verifique la sujeción y/o mecanismos de los servomotores y moto reductor
- Revisar el desgaste en el piñón de accionamiento principal y la presencia de lubricante
- Comprobar el accionamiento de todos los fines de carrera
- Revisión del estado de chumaceras y su lubricación
- Verifique el estado y accionamiento de brazos de seguridad.
- Controle el desgaste en los rodillos
- Plataforma:** Inspeccione visualmente el estado general de la plataforma
- Verifique el estado de las bisagras de plataforma
- Verifique el estado de las rampas
- Compruebe su funcionamiento.
- Componentes eléctricos:** Verifique el estado de fin de carrera y compruebe su funcionamiento
- Verifique estado de botoneras y compruebe el paro de emergencia
- Controle el funcionamiento de todos los mandos.

Conclusiones

1. El sistema salvaescaleras es la mejor opción para sortear las barreras arquitectónicas como gradas o bordillos, en lugares que no disponen de espacio necesario para implementar un elevador, además que su instalación es rápida, sencilla, no requiere realizar obra civil significativa y se puede instalar al lado izquierdo o derecho de la grada.
2. El sistema salvaescaleras es el dispositivo mecánico más económico y versátil, se puede adaptar a diferentes tipos de gradas y ángulos comprendidos entre los 20 y 35° de inclinación además que es muy útil para tramos de larga distancia ya que su riel se puede incrementar de acuerdo a la necesidad.
3. Las pruebas de funcionamiento demuestran que la plataforma satisface la necesidad de una persona con capacidades especiales de movilidad reducida, ya que su diseño brinda la autonomía, seguridad y comodidad necesaria al usuario, logrando su inclusión al entorno social o laboral de acuerdo establecen las normas nacionales.
4. Un sistema salvaescaleras es posible fabricarlo con materiales y mano obra nacional con altos índices de efectividad, seguridad y confort dando cumplimiento a normas internacionales como la Norma UNE-EN 81-40.
5. El costo de fabricación del mecanismo permite que este sistema esté al alcance de personas de toda índole y clase social, además no dificulta el libre paso de los usuarios de las escaleras, ya que la plataforma plegada ocupa 350mm solamente.

6. La selección del motoreductor es la adecuada ya que cumple con la especificación de desplazamiento que bordea los 0.14m/s, valor que se encuentra dentro de la norma especificada para la construcción del mecanismo salvaescaleras. .

Recomendaciones

1. Al diseñar un mecanismo, se recomienda tener en cuenta el proceso de ensamble e instalación del equipo, y se deberá proveer de los espacios necesarios para que no se presenten inconvenientes en el armado, generando trabajo adicional no planificado y aumento en sus costos.
2. El sistema salvaescaleras cuenta con un freno electromagnético en caso de emergencias, sin embargo se recomienda para análisis posteriores la inclusión de un sistema anti retroceso como un dispositivo de seguridad.
3. La automatización del mecanismo se podría mejorar, de acuerdo a las necesidades específicas del usuario y/o instalaciones.
4. Instruirse para su uso, tomando en consideración el manual del usuario para la correcta manipulación, en caso de que el usuario tenga movilidad nula este deberá contar con un acompañante para su operación.
5. Para alargar la vida útil del sistema salvaescaleras se recomienda hacer uso del plan de mantenimiento y operación del equipo adjunto.
6. Cuando el equipo se encuentre en posición de reposo, es necesario mantener la plataforma plegada para permitir el libre acceso de los usuarios de gradas.

Referencias

- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México D. F.: Mc Graw Hill Interamericana.
- Darley, D. (1962). *Gear handbook*. New York: McGraw-Hill Company.
- Dipac. (s.f.). *Ejes aisi 4340*. Obtenido de http://www.dipacmanta.com/index.php?route=product/product&path=67&product_id=73
- Dipac. (s.f.). *Tubo estructural rectangular negro*. Obtenido de http://www.dipacmanta.com/index.php?route=product/product&path=61_93&product_id=34
- Dipac. (s.f.). *Tubos acero inoxidable*. Obtenido de http://www.dipacmanta.com/index.php?route=product/product&path=71&product_id=85
- Emcocables. (s.f.). *Cables - EMCOCABLES*. Obtenido de <http://www.emcocables.com/catalogos/cables.pdf>
- Francescato, M., E, A., & L., Z. B. (2008). *Manual de combustible de madera*. Valladolid: Aveboim.
- Homsí, A. (04 de 01 de 2013). *Resistencia requerida y resistencia de diseño. Estados Límites*. Recuperado el 30 de 05 de 2016, de <https://akramhomsih.files.wordpress.com/2013/01/capitulo-ii-1.pdf>
- Larburu, N. (2004). *Máquinas prontuario*. España: Thomson paraninfo.
- Larburu, N. (2004). *Máquinas prontuario*. España: Thomson.
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson educación.
- NTN. (s.f.). *Rodamientos de bolas y rodillos*. Obtenido de http://www.ntnmexico.com/catalogo/catalogos/cat4_2202-VII-S_CAT_Rodam_Bolas_y_Rodillos-esp.pdf
- Roja, U. (2016). *Tesis*. Quito: Norma.
- Uclm. (s.f.). *Tema 10.- Rodamientos*. Obtenido de <https://www.uclm.es/profesorado/porrasyoriano/elementos/Tema10.pdf>

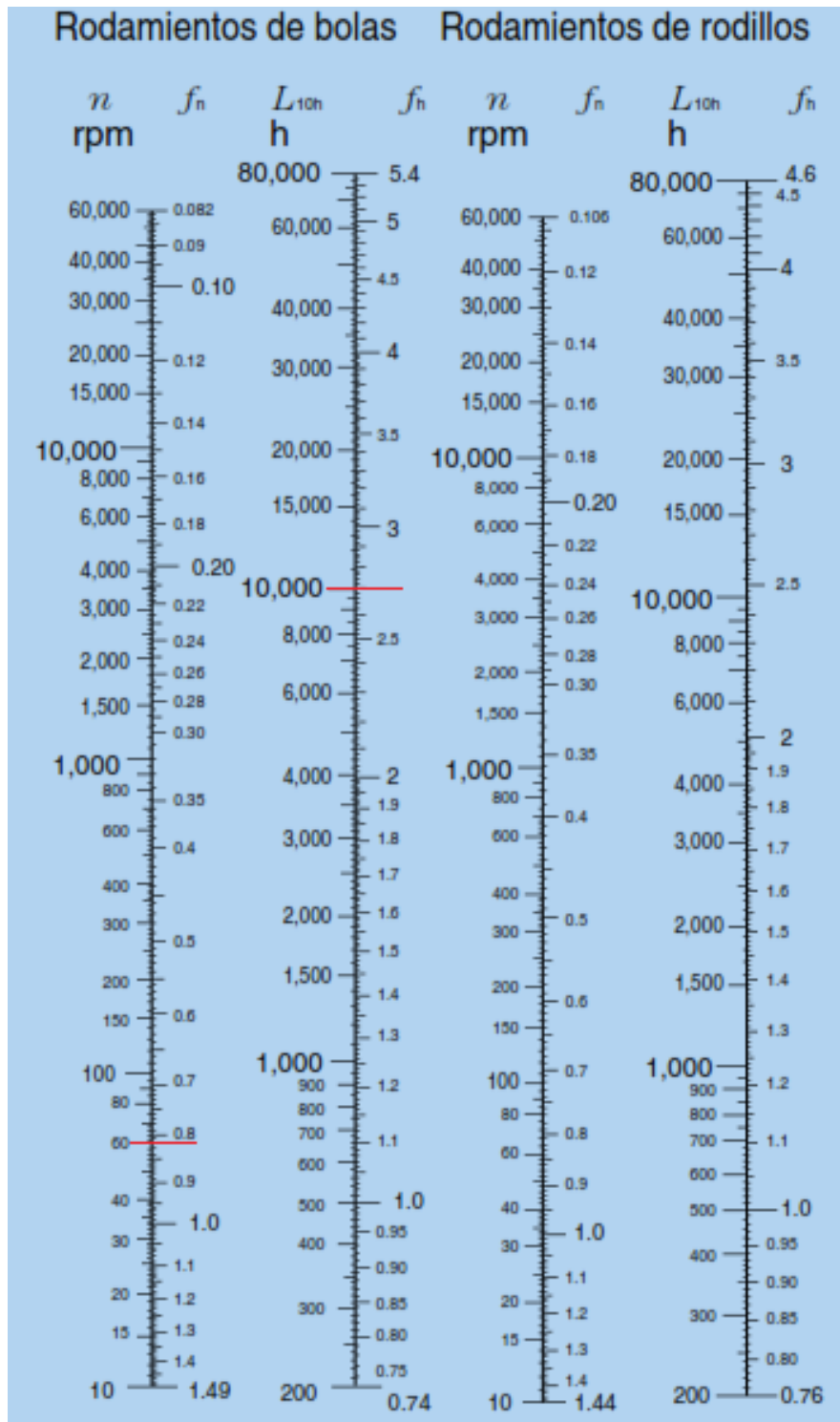
ANEXOS

Anexo 1: Coeficiente de esfuerzo dinámico (f_L) según el tipo de montaje y clases de esfuerzo

<i>Lugar de montaje</i>	<i>f_L</i>	<i>Lugar de montaje</i>	<i>f_L</i>
Maquinaria en general		Engranajes	
Trenes de laminación	2.0-2.5	Engranajes universales pequeños	2.5-3.5
Rodamientos de empuje para barcos	2.9-3.6	Engranajes univ. de tipo medio	3.0-4.0
Rodamientos de ejes propulsores de hélices de barcos	> 6.0	Grandes engranajes para barcos	2.6-4.0
Ventiladores pequeños	2.5-3.5	Engranajes para vehículos sobre carriles	3.5-4.5
Ventiladores de tipo medio	3.0-4.5	Engranajes para laminadores	3.0-5.0
Ventiladores grandes	4.5-5.5	Vehículos	
Bombas centrífugas	2.5-4.5	Motocicletas	1.4-1.9
Centrifugadoras	3.0-4.0	Coches ligeros	1.6-2.1
Poleas para cables de extracción	4.5-5.0	Coches pesados	1.7-2.2
Rodillos para cinta transportadora	3.0-4.5	Camiones ligeros	1.7-2.2
Draga de rueda de paletas, rueda de paletas y elevador	> 6.0	Camiones pesados	2.0-2.6
Machacadoras de piedra	3.0-3.5	Autobuses	2.0-2.6
Molinos batidores	3.5-4.5	Tractores	1.6-2.2
Cribas vibratorias	2.5-2.8	Vehículos a orugas	2.1-2.7
Grandes apisonadoras vibratorias	1.6-2.0	Ruedas delanteras	
Excitadores excéntricos		Cajas de cambio	
Aparatos vibratorios	1.0-1.5	Eje de transmisión	
Prensa para briquetas	4.5-5.0	Motores eléctricos	
Grandes batidoras	3.5-4.0	Motores para aparatos electrodomésticos	1.5-2.0
Molinos de tubos	> 6.0	Motores pequeños de serie	2.5-3.5
Rodillos para hornos giratorios	4.5-5.0	Motores de tipo medio de serie	3.0-4.0
Tornos, fresadoras y taladradoras	2.7-4.5	Grandes motores estacionarios	3.5-4.5
Rectificadoras, lapeadoras y pulidoras	2.7-4.5	Motores eléctricos de tracción	3.0-4.0
Volantes	3.4-4.0	Cajas de grasa	
Maquinaria de imprenta	4.0-4.5	Vagonetas	3.0-4.0
Maquinas para la fabricación de papel	5.0-6.0	Tranvías	4.5-5.5
Máquinas para trabajar la madera	3.0-4.0	Coches de viajeros	4.0-5.0
Maquinaria textil	3.6-4.7	Vagones de mercancías	3.5-4.0
Máquinas para fundición centrifugada	3.4-4.0	Vagones de descombro	3.5-4.0
		Automotores	4.0-5.0
		Locomotoras	4.0-5.5
		(rodamientos exteriores)	
		Locomotoras	4.5-5.5
		(rodamientos interiores)	

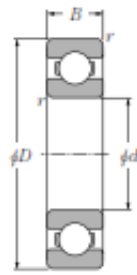
Fuente: (Uclm, s.f., pág. 05)

Anexo 2: Escala para el cálculo de la vida nominal básica de los rodamientos



Fuente: (NTN, s.f., pág. 20)

Anexo 3: Rodamientos rígidos de bolas



Tipo abierto



Tipo con tapas (ZZ)



Tipo con sello de no contacto (LLB, LLF)



Tipo con sello de bajo torque (LLH)



Tipo con sello de contacto (LLU)

d 10 ~ 20mm

d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_c	Velocidades límites				Números de rodamientos				
	mm			$r_{max}^{(1)}$	kN		kgf			r.p.m.		r.p.m.		tipo abierto	con tapas	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
	D	B	r		C_r	C_{or}	C_r	C_{or}	grasa tipo abierto ZZ	aceite tipo abierto LLB	LLH	LLU						
10	15	3	0.1	—	0.855	0.435	87	44	15.7	10 000	12 000	—	—	6700	—	—	—	—
	19	5	0.3	—	1.83	0.925	187	94	14.8	32 000	38 000	—	24 000	6800	ZZ	LLB	—	LLU
	22	6	0.3	0.3	2.7	1.27	275	129	14.0	30 000	36 000	—	21 000	6900	ZZ	LLB	—	LLU
	26	8	0.3	—	4.55	1.96	465	200	12.4	29 000	34 000	25 000	21 000	6000	ZZ	LLB	LLH	LLU
	30	9	0.6	0.5	5.10	2.39	520	244	13.2	25 000	30 000	21 000	18 000	6200	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0.6	0.5	8.20	3.50	835	355	11.4	23 000	27 000	20 000	16 000	6300	ZZ	LLB	LLH	LLU
12	18	4	0.2	—	0.930	0.530	95	54	16.2	8 300	9 500	—	—	6701	—	LLF	—	—
	21	5	0.3	—	1.92	1.04	195	106	15.3	29 000	35 000	—	20 000	6801	ZZ	LLB	—	LLU
	24	6	0.3	0.3	2.89	1.46	295	149	14.5	27 000	32 000	—	19 000	6901	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	—	—	16001	—	—	—	—
	28	8	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	21 000	18 000	6001	ZZ	LLB	LLH	LLU
	32	10	0.6	0.5	6.10	2.75	620	280	12.7	22 000	26 000	20 000	16 000	6201	ZZ	LLB	LLH	LLU
	37	12	1	0.5	9.70	4.20	990	425	11.1	20 000	24 000	19 000	15 000	6301	ZZ	LLB	LLH	LLU
15	21	4	0.2	—	0.940	0.585	96	59	16.5	6 600	7 600	—	—	6702	—	LLF	—	—
	24	5	0.3	—	2.08	1.26	212	128	15.8	26 000	31 000	—	17 000	6802	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	0.3	3.65	2.00	375	204	14.8	24 000	28 000	—	16 000	6902	ZZ	LLB	—	LLU
	32	8	0.3	—	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	—	—	16002	—	—	—	—
	32	9	0.3	0.3	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	18 000	15 000	6002	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0.6	0.5	7.75	3.60	790	365	12.7	19 000	23 000	18 000	15 000	6202	ZZ	LLB	LLH	LLU
	42	13	1	0.5	11.4	5.45	1 170	555	12.3	17 000	21 000	15 000	12 000	6302	ZZ	LLB	LLH	LLU
17	23	4	0.2	—	1.00	0.660	102	67	16.3	5 000	6 700	—	—	6703	—	LLF	—	—
	26	5	0.3	—	2.23	1.46	227	149	16.1	24 000	28 000	—	15 000	6803	ZZ	LLB	—	LLU
	30	7	0.3	0.3	4.65	2.58	475	263	14.7	22 000	26 000	—	14 000	6903	ZZ	LLB	—	LLU
	35	8	0.3	—	6.80	3.35	695	345	13.6	20 000	24 000	—	—	16003	—	—	—	—
	35	10	0.3	0.3	6.80	3.35	695	345	13.6	20 000	24 000	16 000	14 000	6003	ZZ	LLB	LLH	LLU
	40	12	0.6	0.5	9.60	4.60	980	465	12.8	18 000	21 000	15 000	12 000	6203	ZZ	LLB	LLH	LLU
	47	14	1	0.5	13.5	6.55	1 380	665	12.2	16 000	19 000	14 000	11 000	6303	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	17	1.1	—	22.7	10.8	2 320	1 100	11.1	14 000	16 000	—	—	6403	—	—	—	—
20	27	4	0.2	—	1.04	0.730	106	74	16.1	5 000	5 700	—	—	6704	—	LLF	—	—
	32	7	0.3	0.3	4.00	2.47	410	252	15.5	21 000	25 000	—	13 000	6804	ZZ	LLB	—	LLU
	37	9	0.3	0.3	6.40	3.70	650	375	14.7	19 000	23 000	—	12 000	6904	ZZ	LLB	—	LLU
	42	8	0.3	—	7.90	4.50	810	455	14.5	18 000	21 000	—	—	16004	—	—	—	—
	42	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	13.9	18 000	21 000	13 000	11 000	6004	ZZ	LLB	LLH	LLU
	47	14	1	0.5	12.8	6.65	1 310	680	13.2	16 000	18 000	12 000	10 000	6204	ZZ	LLB	LLH	LLU
	52	15	1.1	0.5	15.9	7.90	1 620	805	12.4	14 000	17 000	12 000	10 000	6304	ZZ	LLB	LLH	LLU

Fuente: (NTN, s.f., págs. B-8)

Anexo 4: Cables metálicos para diferente usos

Construcción del Cable				Construcción del Torón					
Item	Cantidad			Item	Cantidad				
Torones	6			Alambres	5 A 9				
Torones Externos	6			Alambres Externos	4 A 8				
Capa de Torones	1			Capa de Alambres	1				
Alambres en Cable	30 A 54								

Diámetro	Peso Aprox.	Carga Máxima de Rotura							
		1770	EPS	1960	Rango Diámetro		1770	1960	
mm	kg/m	kg	kg	kg	mm	mm	kg	kg	
6	0,100	0,144	2,84	22,9	25,3	0,236	0,250		
7	0,130	0,196	3,11	31,1	34,5	0,276	0,292		
8	0,170	0,252	4,41	40,7	45	0,313	0,331		
9	0,220	0,324	6,3	51,5	57	0,354	0,372		
10	0,240	0,363	8,32	63,5	69,4	0,394	0,413		
11	0,270	0,4	11,1	76,9	85,1	0,433	0,455		
12	0,330	0,494	14	91,5	99,7	0,472	0,496		
13	0,430	0,645	17,1	107	119	0,512	0,537		
14	0,450	0,784	24,4	125	138	0,551	0,579		
16	0,530	0,917	33	154	168	0,630	0,661		
18	0,680	1,058	42,7	183	200	0,709	0,744		
20	0,890	1,224	51,5	229	254	0,748	0,785		
22	0,990	1,432	63,5	268	291	0,790	0,827		
24	1,080	1,6	76,9	306	341	0,866	0,909		
26	1,330	1,976	91,5	365	405	0,945	0,992		
28	1,550	2,504	107	430	476	1,024	1,075		
30	1,730	2,754	125	498	552	1,102	1,157		
32	2,130	3,266	144	58,9	64	1,125	1,181		
34	2,710	4,032	17,1	72,3	79	1,250	1,313		
36	2,750	4,696	24,4	85,1	92	1,380	1,444		
38	3,280	4,879	33	96,5	102	1,375	1,444		
40	3,480	5,184	42,7	104	112	1,417	1,488		
42	3,900	5,806	51,5	122	130	1,500	1,575		

Fuente: (Emcocables, s.f., pág. 09)

Anexo 5: Valores recomendados del factor por aplicación de carga f_l según norma ISO

10823:1996.

Trabajo característico de la máquina movida	Trabajo de la máquina motriz		
	uniforme:	choques leves:	choques moderados:
	Motores eléctricos, turbinas de gas, motores de combustión interna con acoplamiento hidráulico.	Motores eléctricos sometidos a frecuentes arranques, motores de combustión interna con seis o más cilindros.	Motores de combustión interna con menos de seis cilindros con acoplamiento mecánico
Movimiento uniforme: bombas y compresores centrífugos, impresoras, transportadoras de banda uniformemente cargadas, agitadores y mezcladores de líquidos, secadores, rotatorios, ventiladores.	1	1,1	1,3
Choques moderados: bombas y compresores con tres o más cilindros, mezcladoras de concreto, transportadoras de banda no cargadas uniformemente, agitadores y mezcladores de sólidos.	1,4	1,5	1,7
Choques fuertes: excavadoras, molinos de bolas, máquinas para procesado de gomas, prensas, cizallas, bombas y compresores con uno o dos cilindros	1,8	1,9	2,1

Fuente: González, 2001, p. 26

Anexo 6: Factor de minoración

Factores de minoración de la Resistencia Teórica	Factor de minoración ϕ
<u>Flexión o flexión simultánea con carga axial</u>	
a) Secciones controladas por compresión	
i) Miembros zunchados con refuerzo helicoidal continuo	0.7
ii) Miembros con ligaduras cerradas como refuerzo transversal	0.65
b) Secciones controladas por tracción del acero	0.9
c) Secciones en la zona de transición entre los controles de tracción y compresión	*
d) Flexión en ménsula	0.75
<u>Corte</u>	
Para todos los miembros estructurales, incluyendo los muros que no pertenezcan al sistema que resiste cargas de sismo	0.75
Para los muros estructurales que formen parte del sistema resistente a sismo	0.60
En los nodos y vigas de acoplamiento interceptados por barras en diagonal	0.85
<u>Torsión</u>	
	0.75
<u>Aplastamiento del concreto</u>	
Flexión, corte, compresión y aplastamiento en miembros estructurales de concreto simple o no reforzado	0.65
	0.55

Fuente: (Homsí, 2013, pág. 02)

Anexo 7: Tubería estructural rectangular



Dimensiones				Área	Ejes Y-Y			Ejes X - X		
A mm	B mm	Espesor (e) mm	Peso Kg/m	Área cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm	i cm ⁴	W cm ³	i cm ³
20	40	1.2	1.09	1.32	2.61	1.30	1.12	0.88	0.88	0.83
20	40	1.5	1.35	1.65	3.26	1.63	1.40	1.09	1.09	0.81
20	40	2.0	1.78	2.14	4.04	2.02	1.37	1.33	1.33	0.79
25	50	1.5	1.71	2.10	6.39	2.56	1.74	2.19	1.75	1.02
25	50	2.0	2.25	2.74	8.37	3.35	1.75	2.80	2.24	1.01
25	50	3.0	3.30	4.14	12.56	5.02	1.74	3.99	3.19	0.99
30	50	1.5	1.88	2.25	7.27	2.91	1.80	3.32	2.21	1.21
30	50	2.0	2.41	2.94	9.52	3.81	1.80	4.28	2.85	1.21
30	50	3.0	3.30	4.21	12.78	5.11	1.74	5.66	3.77	1.16
30	70	2.0	3.03	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25
30	70	3.0	4.48	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20
40	60	1.5	2.29	2.91	14.90	4.97	2.26	7.94	3.97	1.65
40	60	2.0	3.03	3.74	18.08	6.13	2.22	9.81	4.90	1.62
40	60	3.0	4.48	5.41	25.31	8.44	2.16	13.37	6.69	1.57
30	70	1.5	2.34	2.91	18.08	5.17	2.49	4.76	3.17	1.28
30	70	2.0	2.93	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25
30	70	3.0	4.25	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20
40	80	1.5	2.76	3.74	31.75	7.94	2.91	10.77	5.39	1.70
40	80	2.0	3.66	4.54	37.32	9.33	2.87	12.70	6.35	1.67
40	80	3.0	5.42	6.61	52.16	13.04	2.81	17.49	8.75	1.63
50	100	2.0	4.52	5.74	74.94	14.99	3.61	25.65	10.26	2.11
50	100	3.0	6.71	8.41	106.34	21.27	3.56	35.97	14.39	2.07
50	150	2.0	6.17	7.74	207.45	27.66	5.18	37.17	14.87	2.19
50	150	3.0	9.17	11.41	298.35	39.78	5.11	52.54	21.02	2.15

(Dipac, Tubo estructural rectangular negro, s.f., pág. 01)

Anexo 8: Dimensiones de ejes circulares del acero AISI 4340

Propiedades Mecánicas					Dimensiones
Diámetro (mm)	Resistencia Mecánica (N/mm ²)	Punto de fluencia (N/mm ²)	Elongación % Min.	Dureza ROKWELL B	Diámetro
16 o menos	1200 - 1400	1000	9	240 - 380	25 mm
16 - 40	1100 - 1300	900	10	240 - 380	32 mm
41 - 100	1000 - 1200	800	11	240 - 380	38 mm
					45 mm
					50 mm
					60 mm
					70 mm
					90 mm

Fuente: (Dipac, s.f., pág. 01)

Anexo 9: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín

Acabado superficial	Factor <i>a</i>		Exponente <i>b</i>
	S_{UT} kpsi	S_{UT} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: Budynas & Nisbett, 2008, p. 280

Anexo 10: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

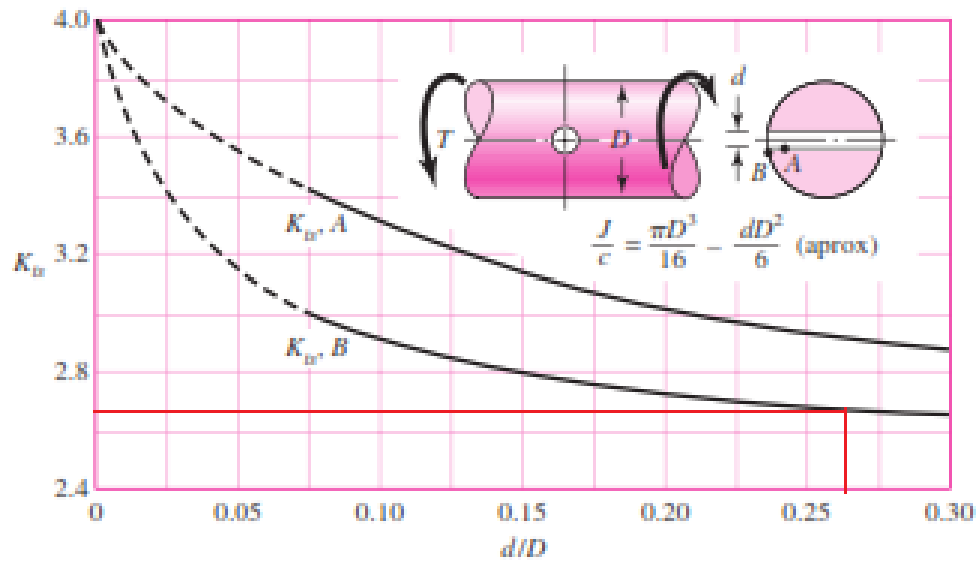
Fuente: Budynas & Nisbett, 2008, p. 283

Anexo 11: Factores de confiabilidad correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_c
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

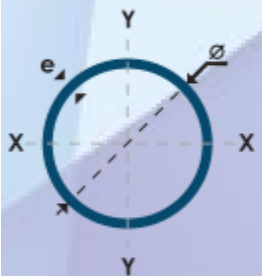
Fuente: Budynas & Nisbett, 2008, p. 285

Anexo 12: Eje redondo en torsión con agujero transversal



Fuente: Budynas & Nisbett, 2008, p. 1009

Anexo 13: Tubo redondo acero inoxidable



Dimensiones		Propiedades		
Ø		Espesor (e)	Peso	Área Sección
Pulg	mm	mm	Kg/m	Pulg ²
1"	25.40	1.2	0.7235	0.1414
1"	25.40	1.5	0.8391	0.1745
1"	24.40	2	1.1659	0.2278
1 1/4"	31.75	1.2	0.9148	0.1785
1 1/4"	31.75	1.5	1.1323	0.2209
1 1/2"	38.10	1.2	1.1031	0.2156
1 1/2"	38.10	1.5	1.3677	0.2673
2"	50.80	1.2	1.4828	0.2898
2"	50.80	1.5	1.8423	0.3600
2"	50.80	2	2.4315	0.4752

Fuente: (Dipac, s.f., pág. 01)

Anexo 14: Tamaño de dientes de uso general

Paso diametral	
Basto	2, 2 $\frac{1}{4}$, 2 $\frac{1}{2}$, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 16
Fino	20, 24, 32, 40, 48, 64, 80, 96, 120, 150, 200
Módulos	
Preferidos	1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
Siguiente elección	1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 677)

Anexo 15: Factores de sobrecarga, k_0

Máquina impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

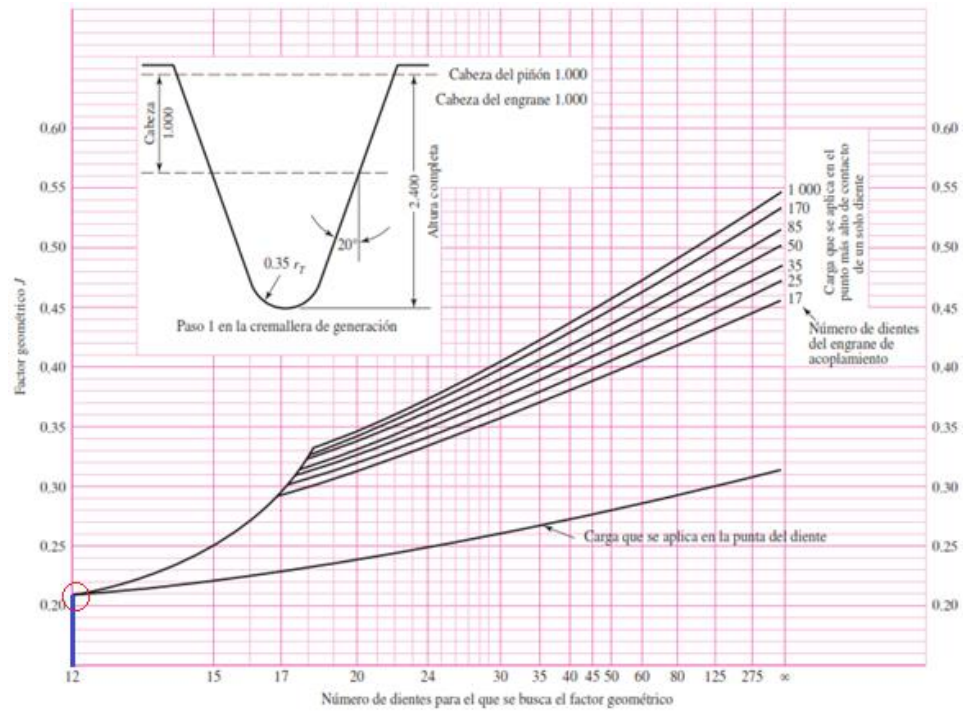
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 747)

Anexo 16: Distribución de cargas

Características de montaje	Ancho de cara, pulg			
	0 a 2	6	9	16 o más
Exactos, holguras pequeñas en cojinetes, mínima flexión del eje, engranes de precisión.	1.3	1.4	1.5	1.8
Menos rígidos, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara	1.6	1.7	1.8	2.2
Exactitud y ajuste tales que el área de contacto es menor que la de toda la cara	Mayor que 2.2			

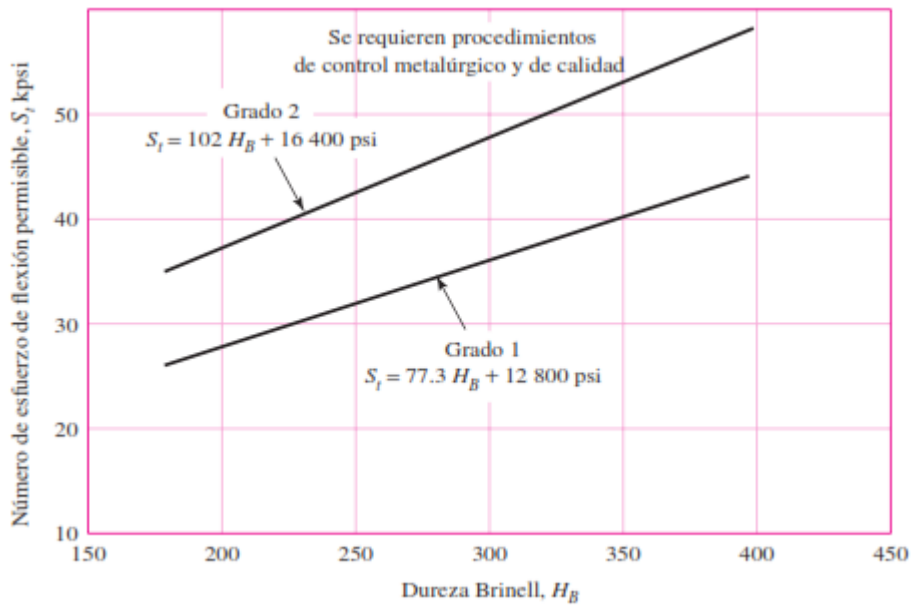
Fuente: (Darley, 1962)

Anexo 17: Factores geométricos Y_J de engranes rectos



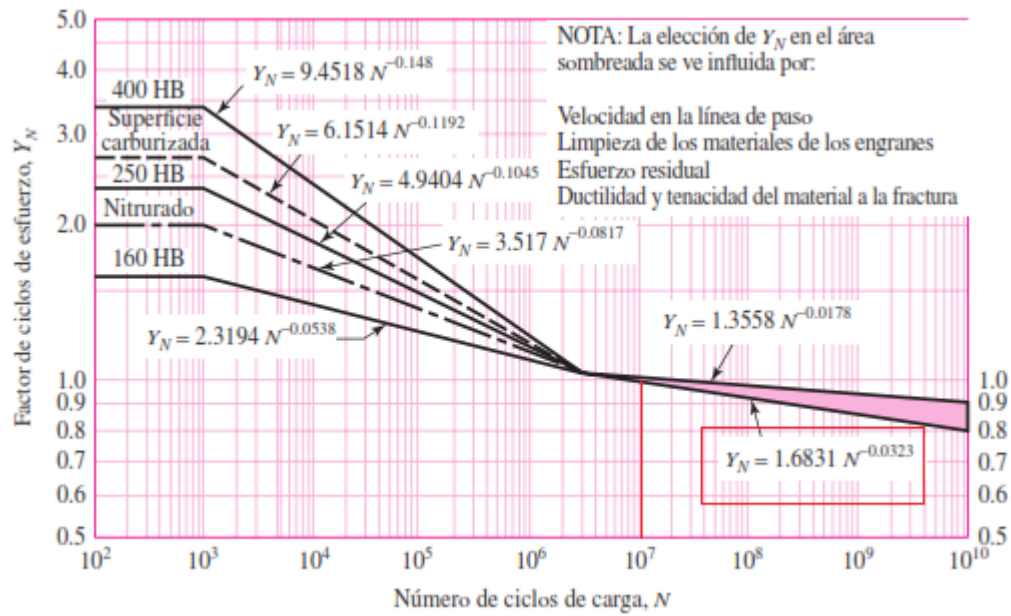
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 733)

Anexo 18: Esfuerzos de flexión permisibles



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 727)

Anexo 19: Factor de ciclos de esfuerzos repetidamente aplicados de resistencia a la flexión Y_N



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 743)

Anexo 20: Factor de confiabilidad K_r

Confiabilidad	$K_R (Y_Z)$
0.99999	1.50
0.9999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

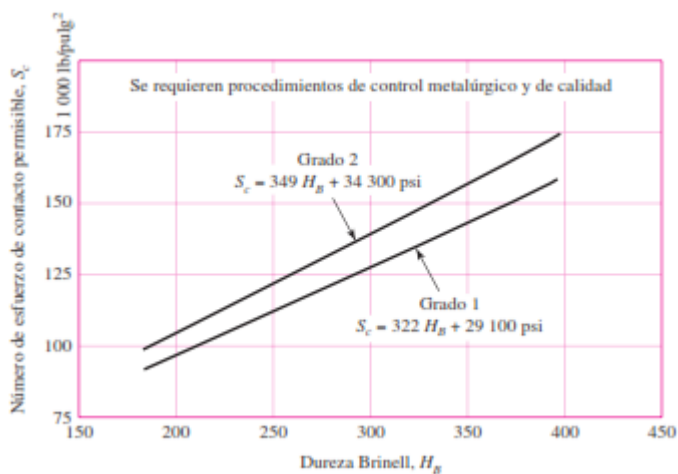
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 744)

Anexo 21: Coeficiente elástico (Z_E)

Material y módulo de elasticidad de la corona E_o lb/pulg ² (MPa)*							
Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón E_p psi (MPa)*	Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro fundido 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce al aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce al estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22×10^6 (1.5×10^5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

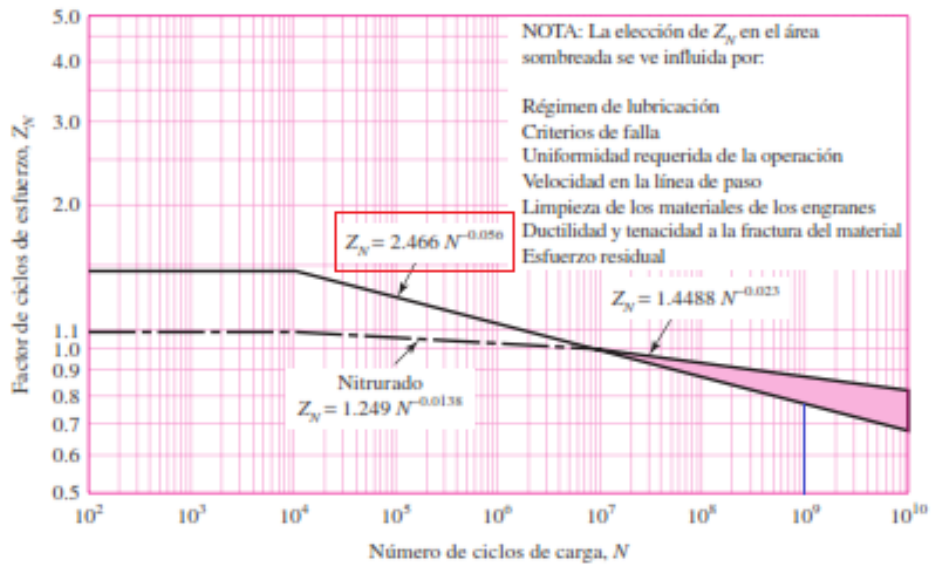
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 737)

Anexo 22: Resistencia a la fatiga por contacto (S_c) a 10^7 ciclos y confiabilidad de 0.99 de engranes de acero



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 730)

Anexo 23: Factor de resistencia de esfuerzos de resistencia a la picadura



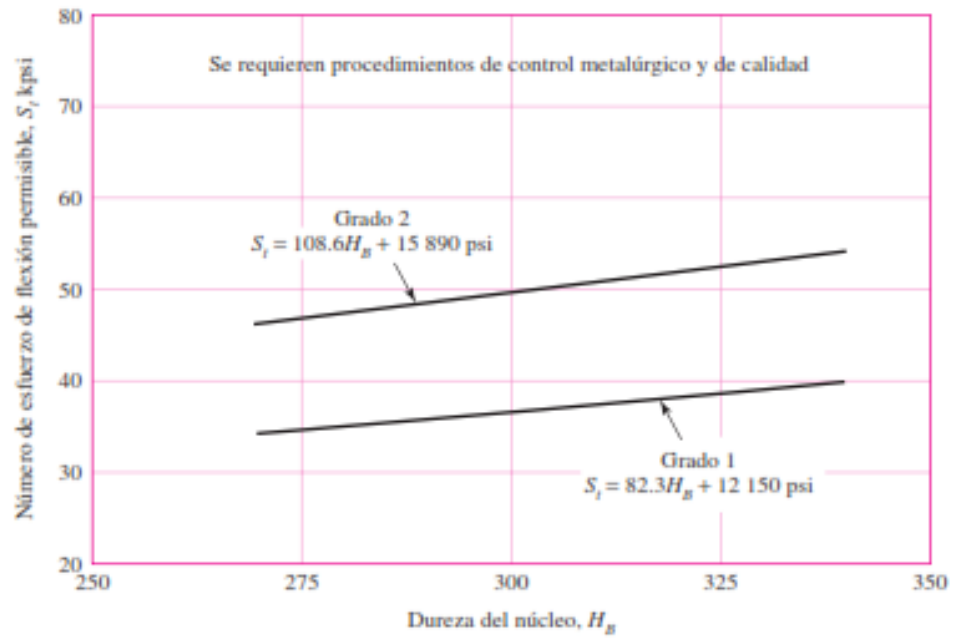
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 743)

Anexo 24: Valor del factor de forma de Lewis Y

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 718)

Anexo 25: Numero de esfuerzos de flexión permisibles en engranajes de acero



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 727)

PLANOS