

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR PARA LA RUEDA DE
EMERGENCIA DE BUSES INTERPROVINCIALES**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

PEDRO FERNANDO COLCHA VIZUETE
pedrocolcha@hotmail.com

HENRY FLAVIO URGILÉS GARCÍA
Hendrish99@hotmail.com

DIRECTOR: Ing. JAIME VARGAS T.
jaime.vargas@epn.edu.ec

Quito, Febrero del 2009

DECLARACIÓN

Nosotros, Pedro Fernando Colcha Vizuite y Henry Flavio Urgilés García, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoridad; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que hemos consultado las referencias que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la ley de propiedad Intelectual, y por la normativa institucional vigente.

Pedro Fernando Colcha Vizuite

Henry Flavio Urgilés García

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado en su totalidad por los señores Pedro Fernando Colcha Vizúete y Henry Flavio Urgilés García, bajo nuestra supervisión.

Ing. Jaime Vargas T.
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Jorge Escobar L.
COLABORADOR

Ing. Washington Altuna
COLABORADOR

DEDICATORIA

Con todo el amor de mi corazón dedico la culminación de este trabajo a las siguientes personas:

A Rosa, Catalina y Vicente porque aún a la distancia siempre están conmigo, confiando en mí y apoyándome con esa inmensa ternura que solo mi madre, mi hermana y mi padre tienen.

A Patty por brindarme su amor que llena de felicidad cada día de mi existencia.

A Catherine, Rubén, Vanesa, Dennis, Jessica, Javier, Pamela y Adriana por ser fuente de ánimo e inspiración.

Pedro

Dedico este proyecto a mis padres Flavio y Rita, por su gran cariño y comprensión, siendo para mí un gran ejemplo de constancia y superación

A mis hermanos Freddy y Priscila, a mi cuñada María Del Carmen, una hermana más; quienes me ayudaron y siempre estuvieron junto a mí, en los momentos difíciles. Siempre motivándome para seguir adelante y poder culminar este primer objetivo.

Henry

AGRADECIMIENTO

A Dios por brindarme bienestar, además de cuidar a las personas que quiero.

A mis padres y mi hermana por todo el cariño y apoyo que me brindan.

Al Ing. Jaime Vargas por su amistad y por el completo apoyo en cada uno de los proyectos y situaciones que complementaron mi desarrollo personal.

A Patty por compartir mis ideas, mis sueños y mis proyectos.

A mis amigas y amigos, especialmente a “los 38” por toda la alegría que le dan a mis días, por todo el apoyo, confianza, cariño, solidaridad y sabiduría que me brindan.

Pedro

A Dios por darme siempre salud y sabiduría para poder distinguir y elegir con prudencia y claridad en cada instante de la vida.

A mis padres quienes siempre estuvieron pendientes de mi desarrollo personal y académico en el transcurso de la carrera.

Al Ing. Jaime Vargas T. por su incondicional apoyo y ayuda, no sólo en lo académico si no en lo personal, brindándome su amistad.

A todos mis compañeros, amigos y profesores de la facultad por brindarme su amistad, ayuda y conocimiento.

Henry

ÍNDICE GENERAL

CAPITULO I

ESTUDIO DE LA RUEDA DE EMERGENCIA	1
1.1 DESCRIPCIÓN DE LA RUEDA DE EMERGENCIA	1
1.2 COMPOSICIÓN DE LA RUEDA DE EMERGENCIA	2
1.3 ESPECIFICACIONES.....	3
1.4 PROPIEDADES.....	3
1.5 DIMENSIONES	4
1.6 CIRCUNSTANCIAS DE UTILIZACIÓN	5
1.7 ARMADO Y DESARMADO.....	5
1.8 LOCALIZACIÓN EN EL VEHÍCULO	7

CAPITULO II

ESTUDIO DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO	9
2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	9
2.2 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES	9
2.2.1 ECONÓMICO – FINANCIEROS:.....	9
2.2.2 FÍSICAS:.....	10
2.2.3 HUMANAS:.....	10
2.2.4 AMBIENTE DE TRABAJO:.....	10
2.3 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES.....	11
2.4 ESTUDIO DE CAMPO	11
2.4.1 POSICIONAMIENTO MANUAL.....	12
2.4.2 POSICIONAMIENTO POR PALANCAS	13
2.4.3 POSICIONAMIENTO POR GRÚA.....	14
2.4.4 POSICIONAMIENTO POR TECLE.....	16
2.5 PARÁMETROS DE DISEÑO	18
2.6 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS	19
2.6.1 ALTERNATIVAS.....	19
2.6.2 FACTORES A ANALIZAR	19

2.6.2.1 FACILIDAD DE MANIPULACIÓN	19
2.6.2.2 DURACIÓN O VIDA ÚTIL	20
2.6.2.3 MANTENIMIENTO	20
2.6.2.4 FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN	20
2.6.2.5 FACILIDAD DE MONTAJE.....	20
2.6.2.6 CALIBRACIÓN	20
2.6.2.7 SEGURIDAD	21
2.6.2.8 COSTO.....	21
2.6.3 SISTEMAS A ANALIZAR.....	21
2.6.3.1 SISTEMA DE ELEVACIÓN	21
2.6.3.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	22
2.6.3.3 SISTEMA DE AVANCE	23
2.6.3.4 SISTEMA DE CONTROL	24
2.7 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA. SISTEMAS COMPONENTES	25
2.7.1 Sistema de elevación.-	25
2.7.2 Sistema de transmisión de potencia.-.....	26
2.7.3 Sistema de avance.-	26
2.7.4 Sistema de control.-	26
2.8 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROTOTIPO A CONSTRUIR	26
2.9 PROTOCOLO DE PRUEBAS	30
2.9.1 DIMENSIONES GENERALES.....	30
2.9.2 PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO EN VACIO	30
2.9.3 PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO CON CARGA.....	30
2.9.4 ALINEACIÓN DE GUÍAS.....	31
2.9.5 CAPACIDAD DE CARGA	31

CAPÍTULO III

DISEÑO DE ELEMENTOS MECÁNICOS A CONSTRUIR Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

3.1 DISEÑO DE ELEMENTOS MECÁNICOS.....	32
3.1.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA MÁQUINA.....	32

3.1.2 DETERMINACIÓN DEL CENTROIDE DE LA RUEDA DE EMERGENCIA.	33
3.1.3 DETERMINACIÓN DE LA FUERZA PARA REALIZAR LA ELEVACIÓN DE LA RUEDA DE EMERGENCIA.	35
3.1.4 DISEÑO DEL SISTEMA TORNILLO SIN FIN Y CORONA DENTADA.	42
3.2 CÁLCULO DE LA ARMADURA GIRATORIA	48
3.3 CÁLCULO DE LA SOLDADURA DE LA ARMADURA GIRATORIA	50
3.3.1 MOMENTO POLAR DE INERCIA DE LA SOLDADURA	51
3.3.2 ESFUERZO CORTANTE DE LA SOLDADURA	52
3.3.3 FACTOR DE SEGURIDAD DE LA SOLDADURA	52
3.4 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	53
3.5 SELECCIÓN DE CHUMACERAS	55
3.6 SELECCIÓN DE LA CADENA	55
3.6.1 CÁLCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO	55
3.6.2 SELECCIÓN DEL PASO DE LA CADENA	56
3.6.3 CÁLCULO DE LA LONGITUD DE LA CADENA	56
3.7 CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA PLACA SOPORTE	57
3.7.1 CARGA TOTAL QUE AFECTA A LA PLACA SOPORTE	58
3.7.2 ESPESOR DEL SOPORTE	59
3.8 SELECCIÓN Y VERIFICACIÓN DE PERNOS	62
3.8.1 PERNOS PARA LOS GANCHOS DEL SUJETADOR DE LA RUEDA.	62
3.8.2 PERNOS DE ANCLAJE PARA LAS PLACAS DE SUJECIÓN A LA CARROCERÍA.	66
3.9 SELECCIÓN DE CABLE	68
3.10 CALCULO DE EJES	71
3.10.1 CÁLCULO DEL EJE PORTA POLEA, CATARINA Y CARRETE	72
3.10.1.1. CÁLCULO A FATIGA DEL DIAMETRO DEL EJE PORTA CATARINA, POLEA Y CARRETE.	75
3.10.2 CÁLCULO DEL EJE DE LA CORONA DENTADA.	77
3.10.2.1.1 CÁLCULO A FATIGA DEL DIÁMETRO DEL EJE DE LA CORONA DENTADA.	80

3.10.3 CÁLCULO DEL EJE QUE SOPORTA AL MOTOREDUCTOR.....	81
---	----

CAPITULO IV

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO

4.1 CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO.....	85
4.1.1 REQUERIMIENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN.....	86
4.1.1.1 MÁQUINAS Y EQUIPOS.....	86
4.1.1.2 HERRAMIENTAS.....	86
4.1.1.3 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y VERIFICACIÓN	87
4.1.1.4 RESUMEN DE MATERIA PRIMA	87
4.1.1.5 ELEMENTOS ADICIONALES.....	87
4.1.2 HOJAS DE PROCESOS.....	87
4.2 MONTAJE DEL PROTOTIPO.....	89
4.2.1 SISTEMA DE AVANCE.....	89
4.2.1.1 MONTAJE DEL SISTEMA DE AVANCE VERTICAL.....	89
4.2.1.2 MONTAJE DEL SISTEMA DE AVANCE HORIZONTAL.....	89
4.2.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	89
4.2.3 SISTEMA DE CONTROL.....	90
4.2.4 MONTAJE FINAL	90
4.3 PRUEBAS DE CAMPO.....	94
4.3.1 ANÁLISIS DE LAS PRUEBAS DE CAMPO.....	94

CAPITULO V

COSTOS

5.1 INTRODUCCIÓN.....	95
5.2 ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS.....	96
5.2.1 COSTOS DE MATERIA PRIMA.....	96
5.2.2 COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS Y ADICIONALES.....	96
5.2.3 COSTOS DE MAQUINADO.....	97
5.2.4 COSTOS DE MONTAJE	98
5.2.5 COSTO DIRECTO TOTAL	99
5.3 ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS.....	99

5.3.1	COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS.....	99
5.3.2	COSTOS DE INGENIERÍA.....	100
5.3.3	COSTOS IMPREVISTOS.....	101
5.3.4	COSTO TOTAL INDIRECTO.....	101
5.4	COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA	102

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1	CONCLUSIONES.....	103
6.2	RECOMENDACIONES.....	104
7	BIBLIOGRAFÍA.....	105

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1.1 Rueda de emergencia	2
Fig. 1.2 Elementos componentes de la rueda de emergencia.....	3
Fig. 1.3 Rueda con dispositivo para asistencia de aire comprimido.....	6
Fig. 1.4 Bodega para el almacenamiento de la rueda de emergencia.	8
Fig. 2.1 Posicionamiento manual de la rueda de emergencia desde su depósito.	12
Fig. 2.2 Palanca tipo escalera para el posicionamiento de la rueda de emergencia.	13
Fig. 2.3 Posicionamiento mediante palanca tipo escalera.....	14
Fig. 2.4 Mecanismo de posicionamiento por grúa hidráulica.....	15
Fig. 2.5 Posicionamiento de la rueda de emergencia mediante grúa.....	16
Fig. 2.6 Ubicación del mecanismo por tecla en la parte baja del vehículo.	17
Fig. 2.7(a) Prototipo de elevador de rueda de emergencia.	29
Fig. 2.7 (b) Prototipo de elevador de rueda de emergencia instalado en el bus...	29
Fig. 3.1 Calculo de la posición del centroide de la rueda de emergencia.....	33
Fig. 3.2 Ubicación del centroide de la rueda de emergencia.....	34
Fig. 3.3 Esquema general del prototipo.....	35
Fig. 3.4 (a) y 3.4 (b.)Diagrama de cuerpo libre del eje soporte de la rueda	36
Fig. 3.5 Diagrama de cuerpo libre del conjunto de poleas asociadas al eje soporte de la rueda de emergencia.	37
Figura 3.6. Diagrama de cuerpo libre del conjunto de poleas.	37
Figura 3.7(a). Movimiento del cable de acero en el carrete	38
Figura 3.7 (b). Disposición del carrete.....	38
Figura 3.8 (a). Disposición de catarinas conectadas por una cadena.....	39
Figura 3.9. Disposición de fuerzas en el carrete.	40
Figura 3.10.Sistema: tornillo sin fin – corona dentada.....	42
Figura 3.11.Diagrama de fuerza máxima ejercida sobre la armadura giratoria. ...	48
Figura 3.12.Diagrama del momento máximo ejercido sobre la armadura giratoria.	49
Figura 3.12. Diagrama del cortante ejercido sobre la armadura giratoria.....	49
Figura 3.13 (a) Esfuerzos en la soldadura PLACA-EJE	51
Figura 3.13 (b) Esquema de la soldadura PLACA-EJE	51

Figura 3.14 Esquema de la placa soporte.....	58
Figura 3.15 Esquema del eje porta catalina, polea y carrete.....	74
Figura 3.16 Diagrama de fuerza cortante del eje porta catalina, polea y carrete.	74
Figura 3.17 Diagrama de momento flector (Suma) del eje porta catalina, polea y carrete.	75
Figura 3.19 Diagrama de de la forma optima del eje porta catalina, polea y carrete.	75
Figura 3.20 Esquema del eje de la corona dentada.	78
Figura 3.21 Esquema de fuerza cortante del eje de la corona dentada.	79
Figura 3.22 Diagrama de momento flector (Plano XY) del eje de la corona dentada.	79
Figura 3.23 Diagrama de la forma optima del eje de la corona dentada.	80
Figura 3.24 Esquema del eje Diagrama que soporta al motoreductor	83
Figura 3.25 Diagrama de fuerza cortante del eje que soporta al motoreductor....	83
Figura 3.26 Diagrama de momento flector (Plano XY) del eje que soporta el motoreductor	84
Figura 3.27 Diagrama de la forma optima del eje que soporta el motoreductor ...	84
Figura 4.1(a). Fabricación del agujero interior del carrete.....	88
Figura 4.1 (b). Fabricación del agujero interior del carrete.....	88
Figura 4.2(a). Montaje final del prototipo en el bus.	91
Figura 4.2 (b). Montaje final del prototipo en el bus.	91
Figura 4.3 (a). Posición inicial del prototipo en el bus.	92
Figura 4.3 (b). Posición final del prototipo en el bus.....	92
Figura 4.4. Inspección visual del prototipo.	93
Figura 4.5. Prototipo funcionando.	93

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Propiedades de la rueda de emergencia.....	4
Tabla 1.2 Dimensiones principales de las ruedas de emergencia.....	4
Tabla 1.3 Solicitud de ubicación de la rueda de emergencia en buses según empresas carroceras.....	7
Tabla 2.1 Ponderación de alternativas para el sistema de elevación.....	22
Tabla 2.2 Ponderación de alternativas para el sistema de potencia	23
Tabla 2.3 Ponderación de alternativas para el sistema de avance	24
Tabla 2.4 Ponderación de alternativas de Sistema de Control.....	25
Tabla 3.1 Distancia entre centros en función del Paso	57
Tabla 3.2. Número de grapas en relación del diámetro del cable.	71
Tabla 3.3 Propiedades de material (Acero):.....	72
Tabla 3.4. Fuerzas que actúan en el eje porta polea, catarina, carrete.....	72
Tabla 3.5. Fuerzas que actúan en el eje porta polea, catarina y carrete.....	73
Tabla 3.6. Reacciones en los soportes del eje porta polea, catarina y carrete	73
Tabla 3.7. Resultados del eje porta catarina, polea, carrete.	74
Tabla 3.8. Fuerzas que actúan en el eje de la corona dentada.....	77
Tabla 3.9. Cargas en el eje de la corona dentada.....	77
Tabla 3.10. Reacciones en los soportes del eje de la corona dentada.	78
Tabla 3.11. Resultados del eje de la corona dentada.	78
Tabla 3.12. Fuerzas que actúan en el eje que soporta al motoreductor.....	81
Tabla 3.13. Cargas en el eje que soporta el motoreductor.....	82
Tabla 3.14. Reacciones en los soportes del eje que soporta el motoreductor.	82
Tabla 3.15. Resultados del eje de que soporta al motoreductor.	83
Tabla 5.1 Costos de materias primas.....	96
Tabla 5.2 Costos de elementos normalizados.....	97
Tabla 5.3 Costos de maquinado.....	98
Tabla 5.4 Costos de Montaje.....	98
Tabla 5.5 Costo Directo Total.....	99
Tabla 5.6 Costos de materiales indirectos	99
Tabla 5.7 Tareas y tiempo utilizados en ingeniería	100
Tabla 5.8 Costos Imprevistos	101
Tabla 5.9 Costo Total Indirecto	101
Tabla 5.10 Costo Total de la Máquina.....	102

RESUMEN

El presente proyecto de titulación surge de la dificultad que presenta posicionar de forma manual la rueda de emergencia en su respectivo depósito en buses interprovinciales de una manera rápida, cómoda y segura para el personal de la tripulación que diariamente está expuesto a tener que realizar esfuerzo físico en este tipo de operaciones; razones por las cuales se decide diseñar y construir un prototipo que permita posicionar la rueda de emergencia desde su depósito al suelo y viceversa mediante un proceso semiautomático.

El capítulo uno abarca un estudio generalizado de la rueda de emergencia, poniendo especial atención a los métodos manuales que se utilizan actualmente para posicionar la rueda.

El capítulo dos define los parámetros importantes en los cuales se basan los diseños de los elementos y sistemas mecánicos, además de análisis y selección de alternativas, así como también el protocolo de pruebas que se realizan al prototipo al finalizar su construcción.

El capítulo tres contiene el diseño de los elementos mecánicos constitutivos del prototipo, la selección de elementos normalizados y el dimensionamiento general del elevador para ruedas de emergencia.

El capítulo cuatro detalla la construcción del prototipo, montaje y las pruebas de campo que se debe llevar a cabo en la máquina.

El capítulo cinco contiene el análisis de costos relacionados con el diseño y construcción del elevador para ruedas de emergencia de buses interprovinciales.

En el capítulo seis se presentan las conclusiones y recomendaciones que se debe tener en cuenta para el correcto funcionamiento del prototipo.

PRESENTACIÓN

El presente proyecto contempla, el diseño y construcción de un elevador para ruedas de emergencia para buses interprovinciales.

En la actualidad la gran mayoría de vehículos de transporte interprovincial de pasajeros no cuenta con un sistema que le permita posicionar la rueda de emergencia en su respectiva bodega de depósito en la carrocería hacia el suelo y viceversa. Realizar la mencionada operación manualmente implica un excesivo esfuerzo físico por parte de la tripulación, además de comprometer la seguridad tanto del bus como de su entorno, puesto que una mala manipulación de la rueda incide en lesiones para las personas que tratan de trasladar la rueda para utilizarla o guardarla; a más de causar daños en la propia carrocería.

En el desarrollo del trabajo se presenta un estudio de alternativas de diseño de acuerdo a los diferentes sistemas que conforman la máquina, seguido de la selección de la alternativa más viable de acuerdo a ciertos factores analizados.

El diseño de la máquina contempla, el dimensionamiento de los elementos mecánicos, sistemas de control, sistema de transmisión de potencia, sistema de elevación y traslación, además de la selección de elementos normalizados.

Se resalta que esta máquina facilita la elevación y descenso de la rueda de emergencia hacia y desde su bodega de depósito, puesto que presenta un sistema innovador que optimiza el tiempo de operación y a la vez, exige menos esfuerzo humano.

CAPITULO I

ESTUDIO DE LA RUEDA DE EMERGENCIA

1.1 DESCRIPCIÓN DE LA RUEDA DE EMERGENCIA

Conocida también como rueda de repuesto, es una rueda adicional completa, presente en muchos vehículos para sustituir otra operativa que se dañe por un pinchazo o rotura. En algunos países también se la conoce con el nombre de “rueda de galleta”.¹

En algunos vehículos livianos, como el caso de los automóviles, generalmente es un neumático de menores dimensiones que el resto de los que emplea el vehículo, con un perfil más alto que los normales y una banda de rodadura más estrecha. Existen dos tipos, las infladas y las desinfladas. Las segundas se emplean, sobre todo, en el caso de deportivos y automóviles con maletero de tamaño reducido y también en el caso de vehículos con distintas dimensiones en las ruedas traseras y delanteras. Se trata sólo de una solución temporal. La ventaja es que ocupan menos espacio y pesan menos que los neumáticos tradicionales.

Sin embargo, esta rueda de dimensiones reducidas también presenta algunas desventajas: por un lado, tiene limitación tanto de velocidad (no se debe rodar a más de 80 kilómetros por hora) como de kilometraje (la distancia no debe superar los 200 kilómetros). Resultando que el comportamiento del vehículo se ve muy afectado, especialmente a velocidades altas es mucho más inestable al ser las ruedas del mismo eje de diferentes dimensiones y características.²

¹ http://es.wikipedia.org/wiki/Rueda_de_repuesto

² http://motor.terra.es/ultimas-noticias-actualidad/articulo/tu_rueda_repuesto_37731.htm

En vehículos pesados la rueda de emergencia presenta características similares que el resto de las otras ruedas, esto en dimensión, presión y banda de rodadura. Esta similitud se justifica porque por lo general en el eje posterior se encuentra un par de llantas a cada lado y en el caso de sustituir alguna, la rueda que ingresa como repuesto debe permitir que el par trabaje con sus dos ruedas en las mismas condiciones. En la Figura 1.1 se muestra una rueda de emergencia para vehículo pesado.



Fig. 1.1 Rueda de emergencia

1.2 COMPOSICIÓN DE LA RUEDA DE EMERGENCIA.

Para un vehículo pesado, la rueda básicamente se encuentra compuesta por los siguientes elementos:

- a) Llanta
- b) Defensa
- c) Tubo o cámara
- d) Válvula
- e) Aro
- f) Cerco

En la figura 1.2. se muestra la composición de la rueda de emergencia.



Fig. 1.2 Elementos componentes de la rueda de emergencia

1.3 ESPECIFICACIONES.

Las especificaciones requeridas a la hora de definir una rueda de emergencia son:

- Dimensión de la rueda, la cual está relacionada con el número del rin.
- Tipo de neumático, dependiendo principalmente de su banda de rodadura.
- Número de agujeros del aro.
- Carga de presión del aire en la cámara.
- Estado de la banda de rodadura.

1.4 PROPIEDADES

En la tabla 1.1 se muestra información sobre las características físicas de la rueda de emergencia y algunas de las condiciones a las cuales va a desempeñar su trabajo.

Tabla 1.1 Propiedades de la rueda de emergencia

PROPIEDADES	DESIGNACIÓN
Aspecto	Sólido
Color	Negro (neumático)
	Gris (aro)
Peso	86 kg
Presión	110 PSI
Diámetro exterior	94 mm
Diámetro Interior	280 mm
Ancho	265 mm
Maniobrabilidad	Baja

Fuente: Propia

Elaboración: Pedro Colcha, Henry Urgilés

1.5 DIMENSIONES

Para el servicio de transporte interprovincial en el país se puede encontrar ruedas de emergencia con diferentes características, dependiendo del vehículo en el cual son utilizadas.

En la tabla 1.2 se muestran las dimensiones que caracterizan a las ruedas de emergencia para las marcas comerciales más utilizadas en transporte interprovincial de pasajeros.

Tabla 1.2 Dimensiones principales de las ruedas de emergencia

MARCA VEHICULO	DIÁMETRO EXTERIOR (mm)	DIÁMETRO INTERIOR (mm)	ANCHO (mm)	PESO (Kg)	PRESIÓN APLICADA (PSI)
HINO GD	940	280	265	86	110
HINO FF, FG	1040	280	270	95	120
MERCEDES BENZ	1000	280	270	90	115
INTERNACIONAL	1040	250	275	95	115
MAN	1000	260	280	95	115

Fuente: Propia

Elaboración: Pedro Colcha, Henry Urgilés

1.6 CIRCUNSTANCIAS DE UTILIZACIÓN

La elección del neumático debe de ser conforme al equipamiento de origen del vehículo y según las recomendaciones del fabricante. Cualquier otra configuración debe ser validada por un profesional de servicio autorizado del vehículo, que puede proponer la mejor solución adaptada a la utilización respetando las reglamentaciones vigentes.

- En un mismo eje se deben utilizar neumáticos con el mismo tipo de banda de rodadura (labrado).
- Si sólo se sustituyen 2 neumáticos se recomienda montar los neumáticos nuevos o menos usados en el eje trasero.
- No utilizar nunca los neumáticos con una presión incorrecta, a una velocidad superior a la de su código de velocidad, o con una carga superior a la de su índice de carga.
- La rueda de repuesto del tipo "uso temporal" sólo se debe utilizar durante el periodo de emergencia.

1.7 ARMADO Y DESARMADO

El montaje, desmontaje, inflado y balanceado deben ser realizados con herramientas y equipos apropiados y manejados por personal capacitado con el fin de asegurar entre otros aspectos:

- La aplicación de las recomendaciones del fabricante del vehículo en cuanto a la elección de los neumáticos: estructura, dimensión, código de velocidad, índice de carga.
- La verificación del aspecto exterior e interior del neumático antes de ser montado.

- El respeto de los procedimientos de montaje, desmontaje, equilibrado e inflado del neumático y el cambio sistemático de la válvula.
- Tener en cuenta las recomendaciones y la información que figura en los flancos de los neumáticos (sentido de rotación o sentido de montaje).
- Respetar las presiones de utilización preconizadas por el fabricante del vehículo, por el fabricante del neumático o por el preparador profesional (transformador).
- Tener en cuenta las particularidades de algunos neumáticos específicos: neumático con o sin cámara, utilización de parches fríos o calientes. En la Figura 1.3 se muestra una rueda con un dispositivo de asistencia de aire comprimido desde el propio vehículo para caso de emergencia.
- Después del montaje de las ruedas en el vehículo, se recomienda un apriete en las tuercas utilizando una llave y palanca que no exceda de sobremanera el par definido por el fabricante del vehículo.



Fig. 1.3 Rueda con dispositivo para asistencia de aire comprimido.

1.8 LOCALIZACIÓN EN EL VEHÍCULO

En vehículos para el traslado de pasajeros, es importante una buena distribución del espacio físico destinado para el transporte de equipaje, motivo por el cual no se dispone de muchos lugares donde almacenar la rueda de emergencia en el vehículo.

Las industrias carroceras se han dispuesto de entre algunas alternativas, ubicar una bodega en la parte posterior del autobús, con la finalidad de almacenar la rueda de emergencia.

En la tabla 1.3 se indica los diferentes lugares donde las empresas carroceras ubican la rueda de emergencia en sus buses.

Tabla 1.3 Solicitación de ubicación de la rueda de emergencia en buses según empresas carroceras.

INDUSTRIA CARROCERA	UBICACIÓN DE LA RUEDA DE EMERGENCIA EN LA CARROCERÍA (%)			
	Bodega posterior	Sobre el chasis	Bajo la carrocería	Bodega lateral
CEPEDA	95	0	5	0
IMCE	70	20	10	0
MEGA BUSS	80	20	0	0
IMETAM	0	60	10	30

Fuente: CEPEDA, IMCE, MEGA BUSS, IMETAM.

Elaboración: Pedro Colcha, Henry Urgilés

En la figura 1.4 se muestra una bodega, la cual a más de servir para almacenar la rueda es usada para guardar herramientas y otros enseres utilizados por la tripulación del bus.



Fig. 1.4 Bodega para el almacenamiento de la rueda de emergencia.

Las dimensiones de la bodega de almacenamiento son mínimas, y se determinan en función de las medidas de la rueda a guardar, sin dejar aparte la estética del bus y respetando una correcta disposición estructural al interior de la carrocería.

CAPITULO II

ESTUDIO DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO

2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El presente proyecto contempla, el diseño y construcción de un sistema de elevación de la rueda de emergencia para buses, para posicionarla y sujetarla en la bodega dispuesta en el bus con esa finalidad. Los buses interprovinciales equipados con carrocerías de fabricación nacional no disponen de un mecanismo capaz de maniobrar la rueda de emergencia con rapidez y seguridad.

En la actualidad, este proceso se lo realiza de forma manual, aplicando un excesivo esfuerzo físico por parte de la tripulación del bus, la cual se encuentra expuesta a la suciedad acumulada tanto en la parte interna del aro como en la parte exterior de la llanta, también se resalta el riesgo de lesiones físicas o situaciones peligrosas provocadas por impericia en este tipo de procedimiento puesto que con un rebote violento de la rueda contra el suelo, esta puede terminar impactando contra la humanidad de la misma persona que la manipula o contra algún vehículo que en este momento se encuentre en el lugar donde se realice la operación.

2.2 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES

Para un proceso de diseño es necesario tomar en cuenta factores que impiden que un modelo sea óptimo con relación a otro, los cuales son:

2.2.1 ECONÓMICO – FINANCIEROS:

Debido a la situación actual del mercado nacional surge una gran problemática al momento de diseñar y construir un elevador para la rueda de emergencia del bus, este no debe exceder los costos de operación. En la

actualidad este proceso se lo realiza de forma manual, lo cual incide en el tiempo utilizado para realizar el cambio de un neumático averiado, teniendo en cuenta que para los transportistas el tiempo es muy restringido sea por la incomodidad de detenerse en sectores riesgosos o por la necesidad de cumplir con itinerarios o estrategias establecidos, además del bajo desempeño del trabajo en el caso de lesiones físicas, todo esto implica fuertes reducciones en las utilidades para los transportistas.

2.2.2 FÍSICAS:

Estas comprenden las limitaciones físicas que se tiene para la ubicación y trabajo del dispositivo corresponden al espacio en el cual va a operar, por lo que, sus dimensiones deben ser menores al espacio disponible (el cual es muy reducido) para facilitar su operación y almacenamiento.

2.2.3 HUMANAS:

El grado de dificultad de operación del elevador de la rueda es mínimo y requiere de un solo operador con el conocimiento del procedimiento tradicional de cambio de ruedas.

2.2.4 AMBIENTE DE TRABAJO:

El ambiente externo de trabajo puede ser muy variado dependiendo del lugar donde se produzca la necesidad de cambiar la rueda, sin embargo el proceso de posicionamiento y el estado de almacenamiento siempre están bajo la cubierta proporcionada por la puerta de la bodega y del mismo deposito dispuesto con la finalidad de guardar la rueda de emergencia y otros artículos.

2.3 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

Para satisfacer los requerimientos funcionales se pretende diseñar y construir una máquina que cumpla a cabalidad las exigencias para las que fue concebida, se determina que los requerimientos son:

1. La máquina debe trabajar de manera semiautomática.
2. Debe tener la capacidad de realizar la operación posicionamiento y sujeción o viceversa en un lapso de tiempo de 60 segundos.
3. El elevador de la rueda de emergencia debe ser de fácil operación, con un procedimiento montaje del mecanismo que no comprometa daños en la carrocería, que a su vez el mantenimiento de cada una de las partes del dispositivo sea mínimo y pueda realizarse con comodidad y rapidez.
4. La velocidad de avance de la rueda con ayuda del mecanismo puede ser constante.
5. Debe evitar producir ruido, para evitar incomodidad especialmente a los pasajeros.
6. Sus dimensiones no deben exceder los 1200 mm de longitud, 36 mm de ancho y 1500 mm de altura, longitudes determinadas por el espacio de la bodega del bus destinada con el propósito de guardar la rueda de emergencia.

2.4 ESTUDIO DE CAMPO

Debido a la ausencia de información técnica al respecto de los métodos para de posicionar y sujetar la rueda de emergencia, se realiza un estudio con la finalidad de poder determinar el proceso más adecuado para este propósito, con lo cual se establece tres métodos principales, los cuales se presentan a continuación.

2.4.1 POSICIONAMIENTO MANUAL

Este procedimiento es muy utilizado en la actualidad, debido que la mayoría de buses equipados con carrocería nacional, no cuentan con algún dispositivo de elevación, dejando esta operación a cargo de los operadores de la unidad de transporte.

Consiste la aplicación directa de fuerza por parte de los operadores utilizando las manos y hasta el pecho en algunos casos, tanto para trasladar como para posicionar la rueda de emergencia en su depósito.

Para el proceso de descenso de la rueda, se la hala hacia fuera con cuidado desde su posición de almacenamiento, aplicando la fuerza en el sector superior del neumático, volcando y arrastrando de esta manera la rueda sobre la parte inferior del marco de la bodega como se puede visualizar en la figura 2.1. Al mismo tiempo que se supera este punto, se baja la rueda conteniendo manualmente su peso y buscando no golpearla violentamente contra el piso.



Fig. 2.1 Posicionamiento manual de la rueda de emergencia desde su depósito.

El proceso de elevación es contrario al de descenso, con la particularidad de que al volcar la rueda sobre la parte baja de la bodega, se busca que el neumático se posicione en su alojamiento adecuado en la base.

2.4.2 POSICIONAMIENTO POR PALANCAS

Este tipo de posicionamiento se lo realiza de forma manual mediante la utilización de una escalera a manera de palanca que trabaja utilizando como punto de apoyo la parte baja de la bodega donde se guarda la rueda de emergencia. La rueda se encuentra sujeta por medio de trabas a la escalera. El un extremo de la escalera cuenta con un aditamento de acople rápido que se acomoda a la parte baja de la bodega de la rueda, del otro extremo de la escalera se aplica la fuerza para movilizar la rueda por parte de una o dos personas. Esta escalera tiene como mayor propósito cuidar que la carrocería no sufra raspaduras provocadas por el neumático al momento de manipularlo.

En la figura 2.2 se muestra la escalera que trabaja en el posicionamiento por palancas.



Fig. 2.2 Palanca tipo escalera para el posicionamiento de la rueda de emergencia.

Entre las principales desventajas que presenta este sistema se tienen: el esfuerzo físico, el cual es mayor entre más alta (al respecto del suelo) se encuentre la bodega porta llantas, la poca estabilidad para colocar y sujetar la escalera respecto de la rueda, la poca eficiencia de la utilización del espacio físico dentro de la bodega para guardar la rueda, mayor tiempo utilizado para todo el proceso de cambiar el neumático averiado. En la figura 2.3 se observa la operación de elevación de la rueda de emergencia hacia su bodega.



Fig. 2.3 Posicionamiento mediante palanca tipo escalera.

2.4.3 POSICIONAMIENTO POR GRÚA

En este tipo de posicionamiento se lo realiza con ayuda de un brazo giratorio ubicado en el costado izquierdo de la bodega de la rueda de emergencia. Este brazo es accionado a manera de palanca por un cilindro hidráulico de accionamiento manual, en el extremo del brazo se encuentra un cable con su respectivo gancho al que se sujeta la rueda de emergencia para ser trasladada. La grúa esta empotrada a la carrocería mediante placas soldadas y chumaceras que contienen rodamientos que facilitan un movimiento giratorio que ayuda a posicionar la rueda en su lugar de sujeción, en donde se la asegura con una tuerca grande tipo mariposa.

En la figura 2.4 se muestra la grúa utilizada en este método de posicionamiento.



Fig. 2.4 Mecanismo de posicionamiento por grúa hidráulica.

Este tipo de dispositivo viene generalmente como parte del equipo en las carrocerías extranjeras. Algunos prototipos similares se construyen bajo pedido en talleres carroceros del país, pero su demanda es sumamente baja debido a sus altos costos de producción.

Si bien su manipulación no es difícil, su proceso resulta muy demorado especialmente porque para su funcionamiento el cilindro hidráulico es accionado por una pequeña bomba manual adjunta, la cual requiere un trabajo de bombeo muy repetitivo que puede resultar cansado. En la figura 2.5 se muestra el proceso de elevación con este método.



Fig. 2.5 Posicionamiento de la rueda de emergencia mediante grúa.

En algunos casos se han producido raspones y hasta deformaciones en la carrocería (en el marco de la bodega de la rueda) o en la misma estructura de la grúa, debido a una mala estimación de la trayectoria de desplazamiento del brazo de la grúa al momento de elevar y posicionar la rueda.

Una ventaja de este método es que se requiere de un solo operador y que no requiere de mayor esfuerzo físico.

2.4.4 POSICIONAMIENTO POR TECLE

Este método es utilizado en buses que transportan su rueda de emergencia en un espacio adecuado en la parte posterior de su propio chasis.

Originalmente el chasis para bus (principalmente en las marcas Hino e Isuzu) que se comercializa en Ecuador viene equipado con un tecle para posicionar y sujetar la rueda de reposición contra el vehículo, lo cual es aprovechado por los transportistas para economizar en la construcción de la carrocería, puesto que en este caso no se confecciona la bodega posterior del bus en la cual se hubiera guardado la rueda de emergencia.

En este proceso, el tecle recorre una cadena que tiene en su extremo una placa guiada que se acopla al aro de la rueda de emergencia a manera de gancho para subirla o bajarla según se requiera. En la figura 2.6 se muestra la ubicación en el vehículo para este dispositivo por tecle.



Fig. 2.6 Ubicación del mecanismo por tecle en la parte baja del vehículo.

El trabajo del tecle se lo efectúa mediante una manivela desmontable la cual se la introduce y acciona desde la parte lateral del bus. El proceso de subida de la rueda termina cuando la misma topa con la base en la que se sustenta el tecle, es este punto se le aplica una fuerza (desde el mismo accionamiento con la manivela) con el propósito de apretar de la rueda contra el chasis.

Este método tiene como ventajas que puede ser realizado por una sola persona y que implica una reducción de gasto para el transportista al momento de carrozar su unidad de transporte. Sin embargo el espacio restado a la capacidad que hubieran tenido las bodegas es considerable y repercute en la eficiencia del trabajo del bus en situaciones de llevar mayor cantidad de equipaje o encomiendas las cuales proporcionan beneficio económico al mismo transportista.

Además, esta es la manera que implica más tiempo para el proceso de elevación de la rueda, puesto que la misma tiene que ser empujada por el suelo hasta posicionarse bajo el tecle en donde se le coloca la placa guiada que está

sujeta a la cadena del teclé. Para efectuar esta parte del posicionamiento, el operador necesariamente ingresa bajo la parte posterior del bus (con mucha incomodidad), luego de lo cual sale para accionar la manivela del teclé.

En la mayoría de los casos es necesario volver a ingresar bajo el bus para colocar candados o seguros para evitar el robo de la rueda, los mismos que generalmente se deterioran o traban por estar expuestos directamente al agua y al polvo de la carretera.

2.5 PARÁMETROS DE DISEÑO

Para determinar los parámetros de diseño se parte de los requerimientos básicos dispuestos por un transportista de amplia experiencia en este tipo de procesos de cambio de la rueda de emergencia en las más variadas situaciones en algunas vías del país.

Por lo tanto los parámetros de diseño para el elevador de la rueda de emergencia para buses son los siguientes:

1. Capacidad de diseño para montaje de la rueda desde el piso a su depósito o viceversa en un máximo de 120 segundos, puesto que es el tiempo que normalmente dispone la tripulación del bus para efectuar ésta operación durante un intercambio de rueda de emergencia en carretera.
2. Desplazamiento de la rueda por una trayectoria que desarrolla una altura mínima de 1300 milímetros y máxima de 1400 milímetros.
3. El diámetro máximo admisible de la rueda es de 1050 milímetros involucrando un peso máximo de 95 kg.
4. El costo del sistema de elevación para la rueda de emergencia no debe exceder los 2000 dólares, debido a que un costo superior limitaría su adquisición, por parte de los usuarios.

2.6 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

Para solucionar el problema del posicionamiento de la rueda de emergencia se plantea distintas alternativas las cuales serán analizadas en base a los sistemas constitutivos de las mismas, considerando los parámetros de diseño, funcionales y económicos.

Se analiza cada una de las propuestas con una escala de ponderación de 0 a 10, siendo 0 el mínimo y 10 el máximo tomando en cuenta la seguridad y funcionalidad de cada uno de los sistemas.

2.6.1 ALTERNATIVAS

Para el desarrollo de la máquina es necesario plantear varias alternativas, con el objetivo de ubicar la más conveniente que se ajuste a los requerimientos del usuario. Para el elevador de la rueda de emergencia se indican varias alternativas para cada uno de sus sistemas, éstos están sujetos a varios factores de análisis.

2.6.2 FACTORES A ANALIZAR

La máquina está sujeta a diferentes solicitaciones, por cual se analizan los factores que intervienen para su correcto funcionamiento, los cuales se detallan a continuación en un su orden de importancia para el usuario.

2.6.2.1 FACILIDAD DE MANIPULACIÓN

Es esencial que el mecanismo sea muy fácil de operar, proporcionando a la vez una buena velocidad del proceso, tanto del desacoplamiento rueda-bus, como del desplazamiento de descenso de la rueda, y viceversa.

2.6.2.2 DURACIÓN O VIDA ÚTIL

Este es un factor importante de analizar, ya que, de este depende el régimen de trabajo al cual va a estar sometido el elevador, su tiempo de duración y el tiempo de mantenimiento que se va a aplicar.

2.6.2.3 MANTENIMIENTO

De este factor depende la facilidad y el tiempo de mantenimiento que se va a aplicar a dispositivo del sistema, ya sea preventivo o correctivo; involucrando suspensión o desmontaje temporal del sistema.

2.6.2.4 FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN

Este factor determina la dificultad que se puede presentar al momento de construir un elemento constitutivo del sistema, ya sea por su geometría, tipo de material empleado, experiencia por parte del fabricante y tiempo de construcción, lo cual incide en un aumento de los costos.

2.6.2.5 FACILIDAD DE MONTAJE

La importancia de analizar este factor, es tomar en cuenta el tipo de elementos utilizados para este proceso, así como también, el tiempo del montaje y puesta a punto del elevador.

2.6.2.6 CALIBRACIÓN

La importancia de este factor parte de la necesidad de los sistemas o elementos constitutivos de la máquina queden alineados o balanceados al momento de realizar el montaje para evitar posibles fallas o imperfecciones en el producto terminado.

2.6.2.7 **SEGURIDAD**

Este factor determina el nivel de confiabilidad al momento de operar la máquina, lo cual proporciona la certeza suficiente al operador de que el trabajo a realizar no conlleva riesgo de accidentes.

2.6.2.8 **COSTO**

Este es el factor más importante al momento de realizar el diseño puesto que si los costos de diseño, selección, construcción, montaje superen los parámetros presupuestados, no se podrá terminar el proyecto. Para lo cual se debe saber escoger los mejores elementos al menor costo, mayor calidad y buena accesibilidad.

2.6.3 **SISTEMAS A ANALIZAR**

La máquina está constituida por varios sistemas, estos están determinados en función del trabajo que desempeñan en el prototipo para que finalmente realice la operación de posicionamiento de la rueda de emergencia.

2.6.3.1 **SISTEMA DE ELEVACIÓN**

El sistema de elevación es el más importante, este es la base de la cual se parte para diseñar el elevador de la rueda de emergencia. Cabe resaltar que este sistema también sirve para descender la rueda. Se lo analiza en función del estudio de campo, teniendo en cuenta las siguientes alternativas:

- A.** Sistema de elevación por cilindro hidráulico
- B.** Sistema de elevación por cables y poleas
- C.** Sistema de elevación por tornillo

En la tabla 2.1 se muestra la ponderación de las diferentes alternativas para accionar el sistema de elevación.

Tabla 2.1 Ponderación de alternativas para el sistema de elevación

FACTORES	ALTERNATIVAS		
	A	B	C
DURACIÓN	9	9	7
MANTENIMIENTO	8	8	7
FAC. DE CONSTRUCCIÓN	9	8	6
FACTOR DE MONTAJE	8	8	7
CALIBRACIÓN	7	8	8
SEGURIDAD	8	8	9
COSTO	5	8	7
TOTAL	54	57	51

Fuente: Propia

Elaboración: Pedro Colcha, Henry Urgilés

De la tabla 2.1, se concluye que la alternativa B es la de mejor opción de acuerdo a su calificación, por lo cual es la seleccionada para el sistema.

2.6.3.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

El sistema de transmisión de potencia que se caracteriza por proporcionar el movimiento motriz a los sistemas de elevación y posicionamiento. Se tienen como posibles alternativas las siguientes:

- A.** Sistema de transmisión por engranes.
- B.** Sistema de transmisión por poleas y bandas.
- C.** Sistema de transmisión por catalinas y cadenas.

En la tabla 2.2 se muestra la ponderación para cada una de las diferentes alternativas del sistema de transmisión de potencia para el dispositivo de elevación.

Tabla 2.2 Ponderación de alternativas para el sistema de potencia

FACTORES	ALTERNATIVAS		
	A	B	C
DURACIÓN	8	8	8
MANTENIMIENTO	8	9	9
FAC. DE CONSTRUCCIÓN	9	8	8
FACTOR DE MONTAJE	8	8	8
CALIBRACIÓN	8	6	8
SEGURIDAD	6	7	8
COSTO	5	7	8
TOTAL	52	53	57

Fuente: Propia

Elaboración: Pedro Colcha, Henry Urgilés

De la tabla 2.2 se concluye que la alternativa C es la seleccionada para este sistema.

2.6.3.3 SISTEMA DE AVANCE

El sistema a más de sustentar todo el conjunto rueda-elevador, le permite un movimiento que propicie la salida o entrada, desde o hacia la bodega de almacenamiento, evitando que la rueda roce con la parte exterior de la carrocería.

Para determinar este sistema se cuenta con las siguientes posibles alternativas:

- A.** Sistema de avance por brazos giratorios
- B.** Sistema de avance por guías y rodillos
- C.** Sistema de avance por doble manivela

En la tabla 2.3 se muestra la ponderación de cada alternativa de sistema de avance.

Tabla 2.3 Ponderación de alternativas para el sistema de avance

FACTORES	ALTERNATIVAS		
	A	B	C
DURACIÓN	9	7	8
MANTENIMIENTO	8	8	8
FAC. DE CONSTRUCCIÓN	9	8	8
FACTOR DE MONTAJE	9	7	7
CALIBRACIÓN	8	8	7
SEGURIDAD	8	7	9
COSTO	8	7	7
TOTAL	59	52	54

Fuente: Propia

Elaboración: Pedro Colcha, Henry Urgilés

De la tabla 2.3 se concluye que la alternativa A es la más propicia, por lo cual es seleccionada para este sistema.

2.6.3.4 SISTEMA DE CONTROL

Este sistema es el encargado del control global de la maquina, lo cual implica el encendido, el avance, la elevación, la transmisión de potencia, también proporciona la seguridad necesaria para la operación del elevador.

Los posibles tipos de sistemas de control son:

- A.** Sistema de control semiautomático.
- B.** Sistema de control automático

En la tabla 2.4 se muestra la ponderación de alternativas de sistema de control.

Tabla 2.4 Ponderación de alternativas de Sistema de Control

FACTORES	ALTERNATIVAS	
	A	B
DURACIÓN	7	7
MANTENIMIENTO	6	8
FAC. DE CONSTRUCCIÓN	8	6
FACTOR DE MONTAJE	7	7
CALIBRACIÓN	7	8
SEGURIDAD	5	8
COSTO	6	9
TOTAL	52	57

Fuente: Propia

Elaboración: Pedro Colcha, Henry Urgilés

De la tabla 2.4 se concluye que la alternativa C, es la seleccionada para este sistema.

2.7 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA. SISTEMAS COMPONENTES

Partiendo del análisis realizado mediante la ponderación de cada sistema con sus respectivas alternativas, se concluye que, la máquina estará constituida por los siguientes sistemas principales:

2.7.1 Sistema de elevación.-

Para este sistema la mejor alternativa es la utilización de cables y poleas, puesto que en el estudio de campo se observa que presenta mayor facilidad al momento de elevar a la rueda de emergencia, así como no causa imperfecciones en el desenvolvimiento normal del prototipo.

2.7.2 Sistema de transmisión de potencia.-

La alternativa escogida para este sistema es mediante catalinas y cadenas, puesto que esto permite un adecuado control de avance en el momento de elevar o descender a la rueda de emergencia, requiere menos tiempo de mantenimiento, evita pérdidas de potencia y aumenta la seguridad al momento de operar el dispositivo.

2.7.3 Sistema de avance.-

La alternativa óptima es la utilización de brazos articulados, debido a que este sistema proporciona sujeción de la rueda de emergencia tanto en el descenso como en la elevación.

2.7.4 Sistema de control.-

La alternativa de control óptima es la que se realiza de forma semiautomática, debido a que esta presenta menor costo, el cual es un factor predominante en la construcción del prototipo.

2.8 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROTOTIPO A CONSTRUIR

Luego de seleccionar cada uno de los sistemas que forman parte del prototipo, es importante plantear las características de funcionamiento y su respectiva ubicación dentro del proyecto a diseñarse.

El prototipo está compuesto por cuatro conjuntos principales, estos están determinados en función del trabajo que desempeñan en el prototipo para que finalmente realice la operación de posicionamiento de la rueda de emergencia.

El primer conjunto de la máquina se lo denomina bancada, es la más importante ya que en esta se encuentran ubicados los sistemas de elevación, transmisión de potencia y de avance. Está destinada a sustentar el soporte de la

rueda de emergencia mediante el sistema de elevación durante el todo el proceso de movilización. Consta de un arco de estructura rígida para soportar el peso y las cargas del sistema citado, se encuentra ubicada en la parte frontal y sustentada por los brazos giratorios. Además está dotada de guías telescópicas de metal, las cuales permiten el descenso y la elevación de la rueda de emergencia, asegurando así la exactitud del movimiento vertical.

El segundo conjunto del elevador es el soporte, tiene como finalidad sustentar la rueda de emergencia, además de proporcionarle un movimiento giratorio al momento de ingresarla a la bodega. Consta de una barra estructural con una forma geométrica apropiada para que el eje de giro de la rueda pase por el centro de gravedad de la misma. Contiene una armadura en su parte central con el objetivo de sujetar el aro de la rueda mediante un acople. Está ubicada en la parte inferior del elevador y sujeta a los extremos libres de los brazos telescópicos mediante juntas giratorias.

El tercer conjunto del prototipo consta de un conjunto de cuatro brazos articulados, que sirven para que la bancada se sustente y desplace horizontalmente al respecto de la estructura (del bus) que se dispone para el anclaje, cubriendo una distancia desde el lugar en el que se encuentra almacenada la rueda hasta un punto determinado lo suficientemente distante para que cuando ésta se desplace verticalmente, no tenga rozamiento con la carrocería del bus.

Cada brazo articulado está compuesto por un par de eslabones unidos mediante una bisagra, cada extremo del par tiene una junta giratoria para acoplarlo a la estructura de anclaje y a la bancada respectivamente. Los brazos se encuentran ubicados en la parte posterior del elevador y dispuestos simétricamente dos a cada lado.

Finalmente el cuarto conjunto de la máquina lo conforman los dispositivos de elevación, transmisión y potencia que se encuentran alojados o acoplados en una caja que les sirve de bastidor.

El movimiento de la máquina se lo consigue con la ayuda de un motor ubicado en la parte superior de la estructura en la denominada caja-bastidor, este transmite la potencia al eje porta catalina mediante un dispositivo tornillo-corona.

En este eje está montada la catalina motriz, la cual transmite potencia a la catalina conducida mediante una cadena. Finalmente a ésta última catalina esta acoplado en carrete en el que se tracciona y recoge el cable del sistema de elevación.

El sistema de control consta de una caja ubicada en un lado de la estructura, con una disposición para una fácil accesibilidad. Su finalidad es proporcionar un control adecuado y de forma eficiente al operador. Dentro de esta se encuentran dispositivos como son contactores, protecciones y pulsadores. El elevador tiene un dispositivo sensor con el propósito de determinar el fin de carrera, su finalidad es enviar una señal a un circuito eléctrico y detener el motor en cuanto los brazos telescópicos se recojan totalmente. Está ubicado en la parte superior del brazo y es regulable según la altura a trabajar.

Con todos los planteamientos anteriormente anotados se presenta a continuación un esquema general del prototipo a construirse. En las figuras 2.7 (a) y 2.7 (b), se observa el prototipo.

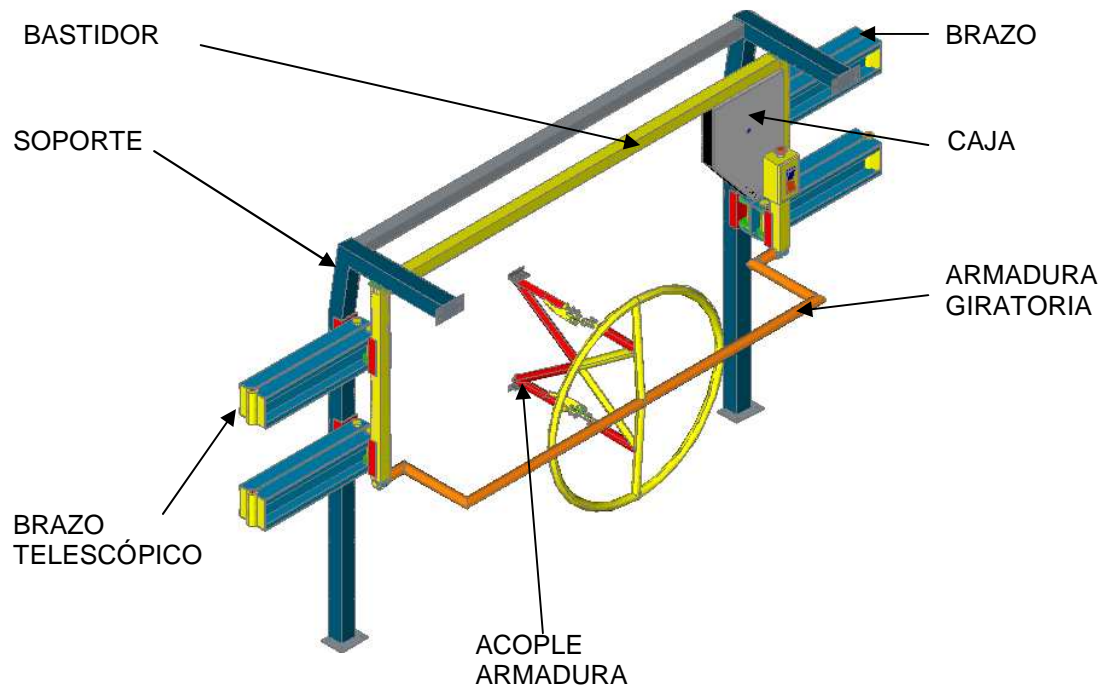


Fig. 2.7(a) Prototipo de elevador de rueda de emergencia.

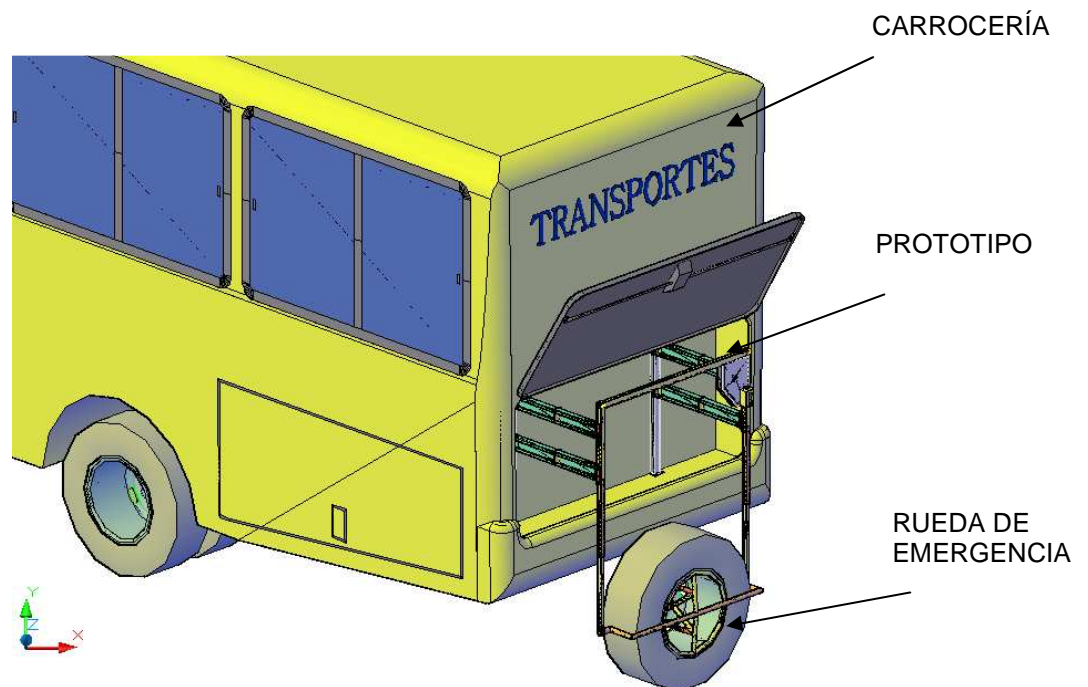


Fig. 2.7 (b) Prototipo de elevador de rueda de emergencia instalado en el bus.

2.9 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Una vez que se construya el prototipo se debe realizar un conjunto de pruebas que permitan verificar su adecuado funcionamiento, para lo cual, se procede a comprobar los siguientes aspectos:

- Dimensiones generales.
- Prueba de funcionamiento en vacío.
- Prueba de funcionamiento con carga.
- Alineamiento de guías.
- Capacidad de carga.
- Velocidad de avance.
- Carga máxima a elevar.

2.9.1 DIMENSIONES GENERALES

Tomar las dimensiones necesarias en el prototipo construido para comparar con las dimensiones del elevador diseñado.

2.9.2 PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO EN VACIO

Esta prueba consiste en verificar que todos los sistemas del prototipo funcionen de manera adecuada sin estar sometidos a carga.

2.9.3 PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO CON CARGA

Esta prueba tiene como objetivo comprobar que los sistemas funcionen de manera óptima y adecuada bajo condiciones extremas de trabajo, es decir, se incrementa el peso de la rueda hasta su capacidad máxima.

2.9.4 ALINEACIÓN DE GUÍAS

En este tipo de prueba se busca verificar que las guías, que son el elemento indispensable para el proceso de descenso y elevación, queden totalmente alineadas con respecto al eje motriz y a la rueda de emergencia para garantizar que el trabajo a ejecutar cumpla con los requerimientos deseados.

2.9.5 CAPACIDAD DE CARGA

Esta prueba es aquella que se realiza para verificar la capacidad máxima para la cual fue diseñado el prototipo, se basa en el aumento de carga progresiva a elevar en un tiempo determinado.

Los resultados de esta prueba se los registra en el protocolo de pruebas, cuyo formato se presenta en el anexo V.

CAPÍTULO III.

DISEÑO DE ELEMENTOS MECÁNICOS A CONSTRUIR Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

3.1 DISEÑO DE ELEMENTOS MECÁNICOS.

3.1.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA MÁQUINA

Para dimensionar la máquina se debe tener en cuenta los parámetros técnicos y humanos, además del espacio físico donde se instala la máquina y también en las condiciones máximas de trabajo en las que se utiliza.

En base al estudio de campo realizado se establecen como referencia las siguientes medidas; tanto de la rueda de emergencia como del espacio donde va a ser alojado el prototipo en conjunto con la rueda, con el propósito de determinar las dimensiones que puede alcanzar el mecanismo.

- Dimensiones de la rueda de emergencia:

Diámetro exterior: 940 (mm)

Diámetro interior: 275 (mm)

Ancho: 374 (mm)

- Peso de la rueda de emergencia:

Peso: 95 (Kg)

- Dimensiones de la bodega:

Ancho: 1820 (mm)

Alto: 1025 (mm)

Profundidad: 386(mm)

- Desplazamientos:

Vertical: 1020 (mm)

Horizontal: 495 (mm)

3.1.2 DETERMINACIÓN DEL CENTROIDE DE LA RUEDA DE EMERGENCIA.

El centroide de la rueda de emergencia coincide con el centro de masa del objeto y además con el centro de gravedad; ya que el objeto analizado posee densidad uniforme en sus elementos componentes.

Mediante la utilización del programa AUTOCAD se obtuvo la posición exacta del centroide de la rueda de emergencia.

En la figura 3.1 se ilustra el cálculo de la posición del centroide.

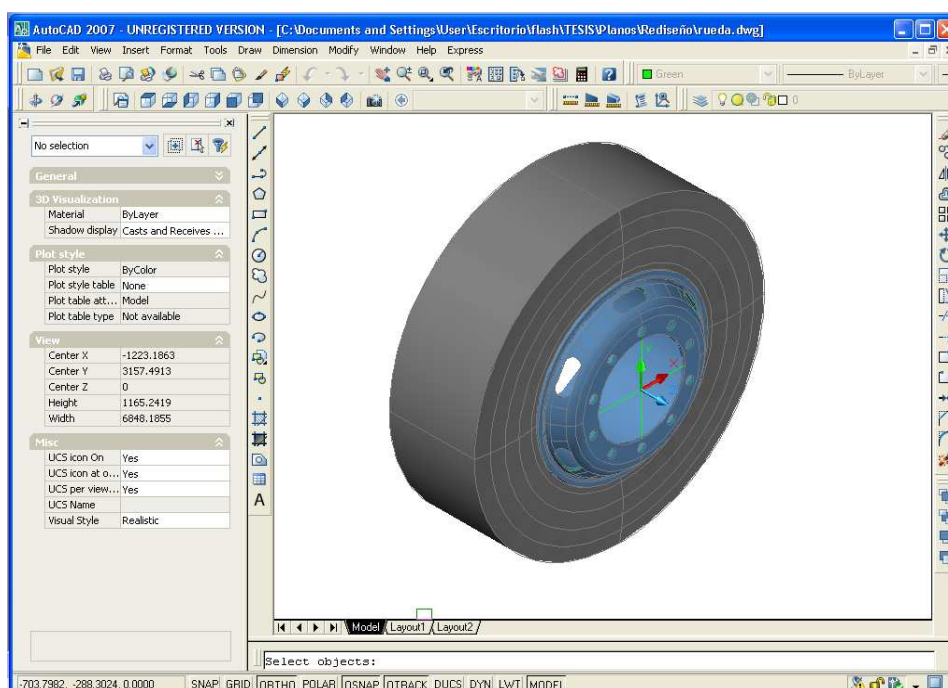


Fig. 3.1 Cálculo de la posición del centroide de la rueda de emergencia.

RESULTADOS:

Mass: 149382569.4573
Volume: 149382569.4573
Bounding box: X: -470.0000 -- 470.0000
Y: -470.0000 -- 470.0000
Z: -360.1761 -- 0.0000
Centroid: X: 0.0000
Y: 0.0000
Z: -208.6421
Moments of inertia: X: 1.8002E+13
Y: 1.8002E+13
Z: 2.0789E+13
Products of inertia: XY: -790240.4440
YZ: -579207.1244
ZX: -0.0006
Radii of gyration: X: 347.1410
Y: 347.1410
Z: 373.0478

En la figura 3.2 se muestra la posición del centroide respecto a la rueda.

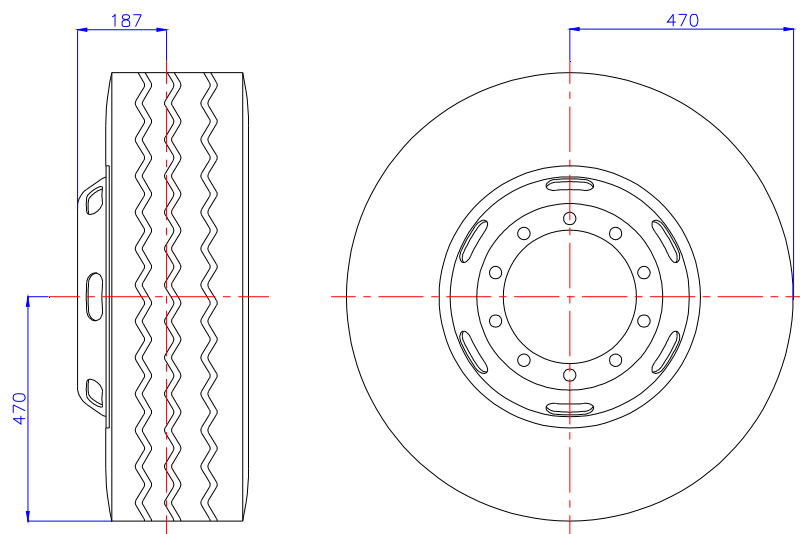


Fig. 3.2 Ubicación del centroide de la rueda de emergencia.

3.1.3 DETERMINACIÓN DE LA FUERZA PARA REALIZAR LA ELEVACIÓN DE LA RUEDA DE EMERGENCIA.

Dispositivo elevador de la rueda de emergencia, caracterizado por el hecho de que el elemento activo del elevador está constituido por una transmisión por tornillo sin fin y corona dentada, estando directamente accionado el tornillo sin fin por un eje motriz, sobre el que se actúa mediante un moto reductor, que penetra en un encaje especial constituido por una ranura, con lo cual se hace girar el eje conducido que es solidario de la rueda dentada.

La transmisión está contenida en una caja, que está soldada directamente sobre el ala de un ángulo del bastidor situado en un extremo del prototipo, el cual forma par con otro ángulo en cuya ala se apoya el extremo del eje conducido, que emerge de la transmisión y sobre el cual, que actúa como tambor, se arrolla y desarrolla el cable, cuyo extremo libre está rematado por un terminal portador del eje de sustentación, que unen el cable a la pletina en la que se apoya la rueda de recambio por medio de la armadura giratoria, que desciende o asciende haciendo girar en sentido conveniente propiciando el posicionamiento de la rueda en su correspondiente depósito. En la figura 3.3 se ilustra el esquema del prototipo.

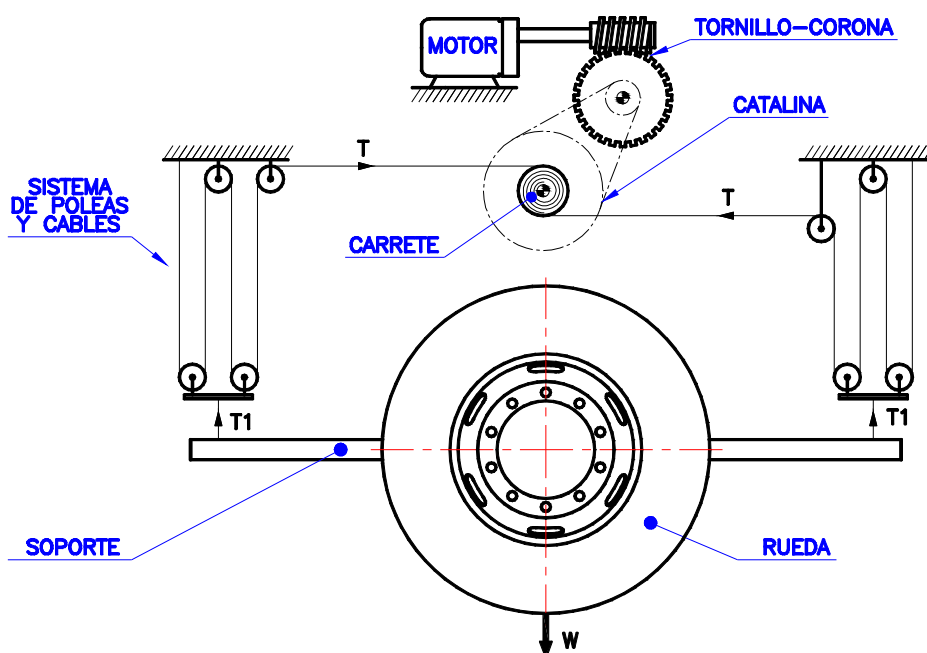


Fig. 3.3 Esquema general del prototipo.

Para el cálculo de la fuerza que ejerce la rueda de emergencia al sistema se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre de cada elemento que opera en el prototipo.

En la figura 3.4(a) y 3.4 (b), se ilustra el diagrama de cuerpo libre del eje soporte de la rueda.

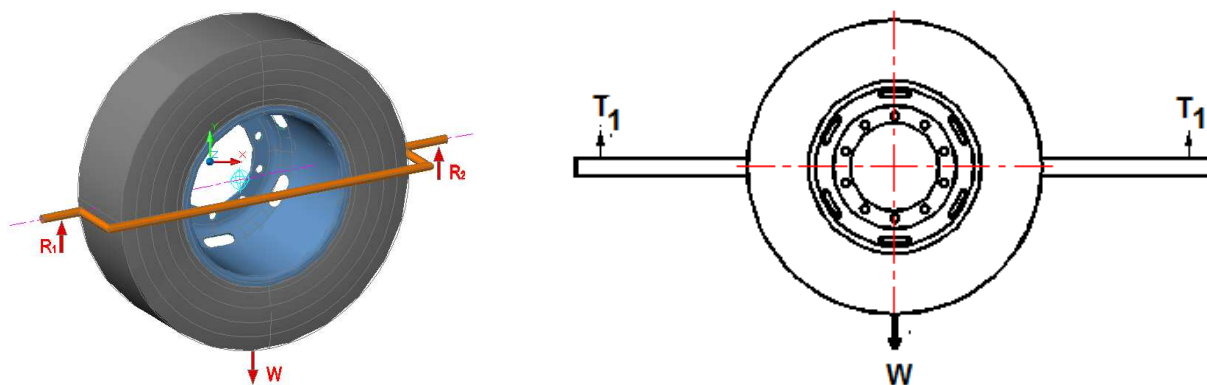


Fig. 3.4 (a) y 3.4 (b.)Diagrama de cuerpo libre del eje soporte de la rueda

Experimentalmente se determina que el peso de la rueda de emergencia es de 68.2 (Kg).

Aplicando las ecuaciones en equilibrio de tiene:

$$W = 68,2 \text{ (Kg)} = 150 \text{ (Lb)}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$2 \bullet T_1 = W$$

$$T_1 = \frac{W}{2}$$

$$T_1 = 75 \text{ (lb)}$$

[3-1]

En la figura 3.5 se ilustra el diagrama de cuerpo libre de las poleas acopladas al eje porta rueda de emergencia.

Como el par de poleas de la izquierda es el mismo que el par de poleas de la derecha se toma solo un lado y se realiza la analogía al otro.

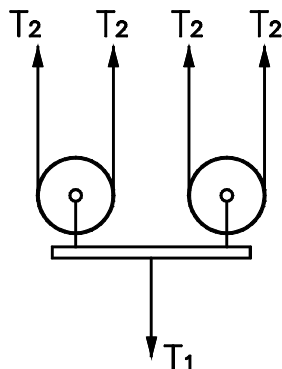


Fig. 3.5 Diagrama de cuerpo libre del conjunto de poleas asociadas al eje soporte de la rueda de emergencia.

Aplicando las ecuaciones en equilibrio se tiene:

$$\sum F_Y = 0 \quad [3-2]$$

$$4 \cdot T_2 = T_1$$

$$T_2 = \frac{T_1}{4}$$

$$T_2 = \frac{75(lb)}{4}$$

$$T_2 = 18.75(lb)$$

Realizando finalmente el diagrama de cuerpo libre del resto de poleas se tiene que después de todo el sistema la fuerza no varía hasta el final.

Esto se ilustra en la figura 3.6.

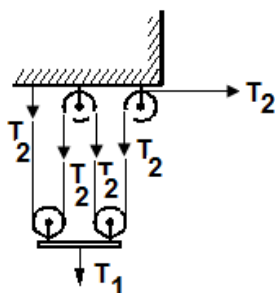


Figura 3.6. Diagrama de cuerpo libre del conjunto de poleas.

Se puede concluir que la fuerza T_2 del sistema de poleas que ingresa al carrete es igual a 18.75 (lb).

El cable de acero con una fuerza de 18.75 (lb) ingresa al carrete y realiza el movimiento detallado en las figuras 3.7 (a) y 3.7 (b).

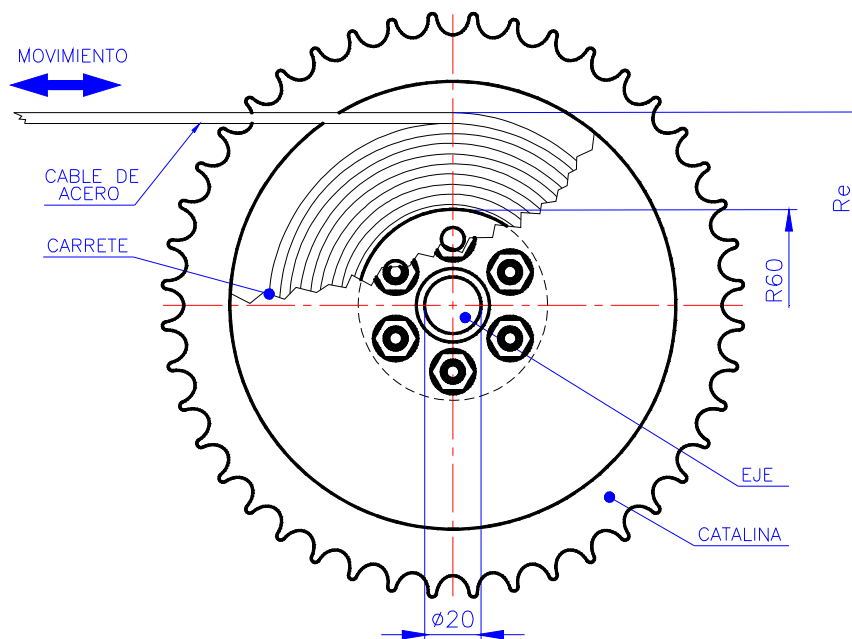


Figura 3.7(a). Movimiento del cable de acero en el carrete

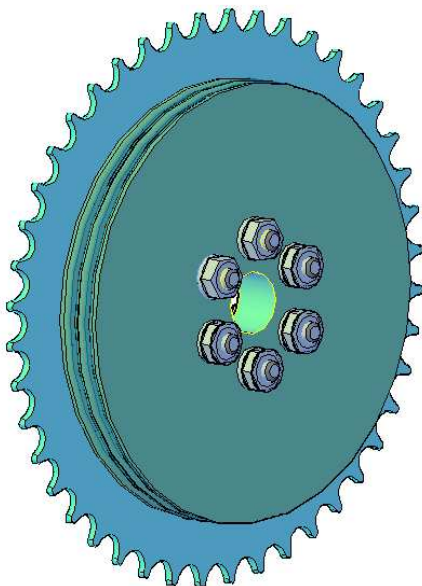


Figura 3.7 (b). Disposición del carrete.

Luego, se calcula la velocidad lineal en el carrete y catarina.

Se supone que la rueda de emergencia queda totalmente asentada en el suelo en 50 (s), por lo tanto, se obtiene:

[3-3]

$$V = \frac{\text{dis tan cia}}{\text{tiempo}}$$

$$V = \frac{1.50(m)}{50(s)}$$

$$V = 0.03\left(\frac{m}{s}\right)$$

Como se ve en la figura 3.7 tanto el carrete y la catarina giran alrededor de un eje fijo, todos los puntos del objeto tienen la misma velocidad angular y la misma aceleración angular.

Las dos catarinas están conectadas por una cadena; se procede a calcular la velocidad angular, así como también la potencia transmitida.

En la figura 3.8 se muestra las dos catarinas conectadas con la cadena, en el cual se realiza el análisis de fuerzas.

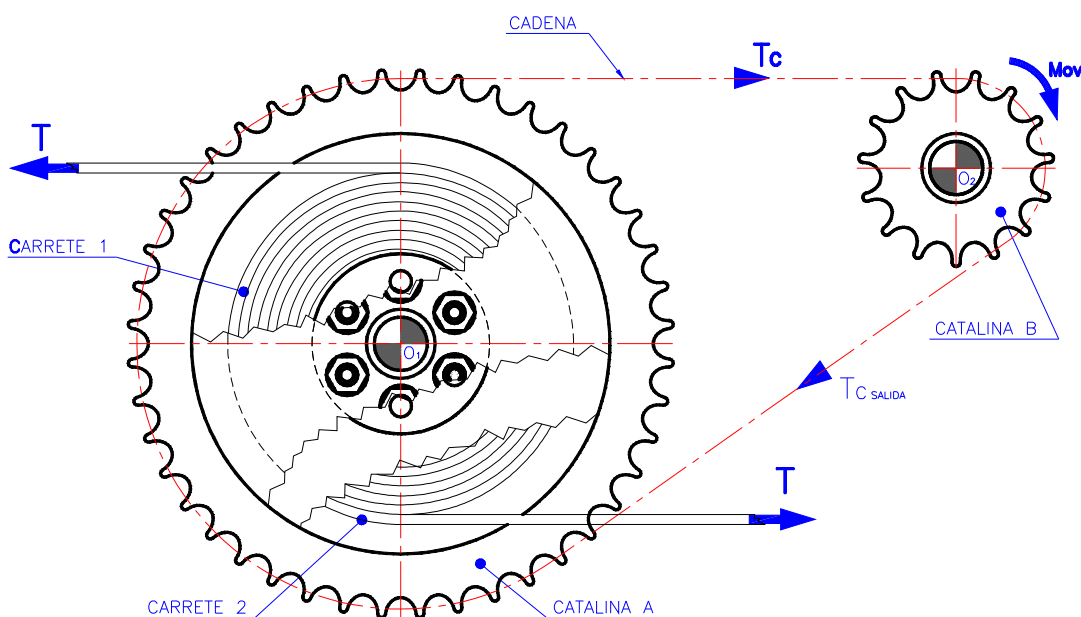


Figura 3.8 (a). Disposición de catarinas conectadas por una cadena

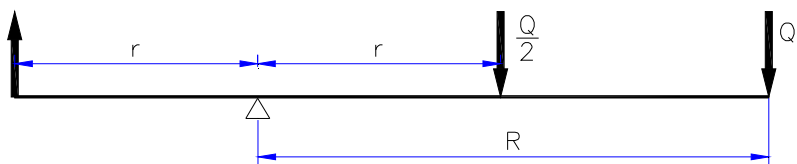


Figura 3.9. Disposición de fuerzas en el carrete.

De acuerdo a las leyes de equilibrio: $\sum M_0 = 0$

$$\begin{aligned} \frac{Q}{2} \cdot R &= \frac{Q}{2} \cdot r + P \cdot R \\ P \cdot R &= \frac{Q}{2} (R - r) \\ \therefore P &= \frac{Q(R - r)}{2R} \end{aligned} \quad [3-4]$$

Este motor debe dar movimiento a 2 catarinas, 1 rodete, 1 corona dentada y al sistema de deslizamiento continuo (brazos telescópicos), como para el sistema ya se conoce su potencia necesaria, entonces para el cálculo de la potencia de este motor se tiene:

$$P_T = P_{C, RD, R} + P_{DC} \quad [3-5]$$

Donde:

P_T → Potencia del Motor.

$P_{C, CD, R}$ → Potencia del Sistema de 2 catarinas, 1 rodete, 1 corona dentada.

P_{DC} → Potencia de del sistema de deslizamiento continuo.

El sistema de catalinas, rueda dentada y carrete se mueve mediante un motoreductor que gira a 60 r.p.m a la salida, entonces para determinar la potencia de este motoreductor se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$P = \frac{T * n}{63000} \quad [3-6]$$

$$T = F_a * r \quad [3-7]$$

Donde:

T → Torque generado

F_a → Fuerza de avance

r → Radio de la corona dentada

Del estudio de campo de tiene:

$$F_a = 9.32kg \rightarrow 20.5lb$$

$$T = 20.5 * 4.33 = 88.79 lb - pu lg$$

$$P = \frac{88.79 * 60}{63000} = 0.084 HP$$

Ahora se considera que esta potencia es para elevar la rueda de emergencia, en el proceso se tiene en contacto con 3 elementos en cada vuelta, lo que hace incrementar la potencia en un mínimo de tres veces, entonces se tiene:

$$P_{C,CD,R} = 0.084 * 3HP = 0.25HP$$

Por lo tanto utilizando la ecuación [3-5] la potencia total del motoreductor es:

$$P_T = 0.25 + 0.2 = 0.45 HP \cong 0.5 HP$$

Entonces la potencia necesaria para mover todo el sistema es 0.5 HP.

3.1.4 DISEÑO DEL SISTEMA TORNILLO SIN FIN Y CORONA DENTADA.

De acuerdo al funcionamiento de la máquina se requiere de un sistema de tornillo sin fin y corona dentada, puesto que presentan mayores ventajas como son: bajo costo, facilidad de construcción.

En la figura 3.10 se ilustra cómo está dispuesto el sistema: tornillo sin fin - corona dentada.

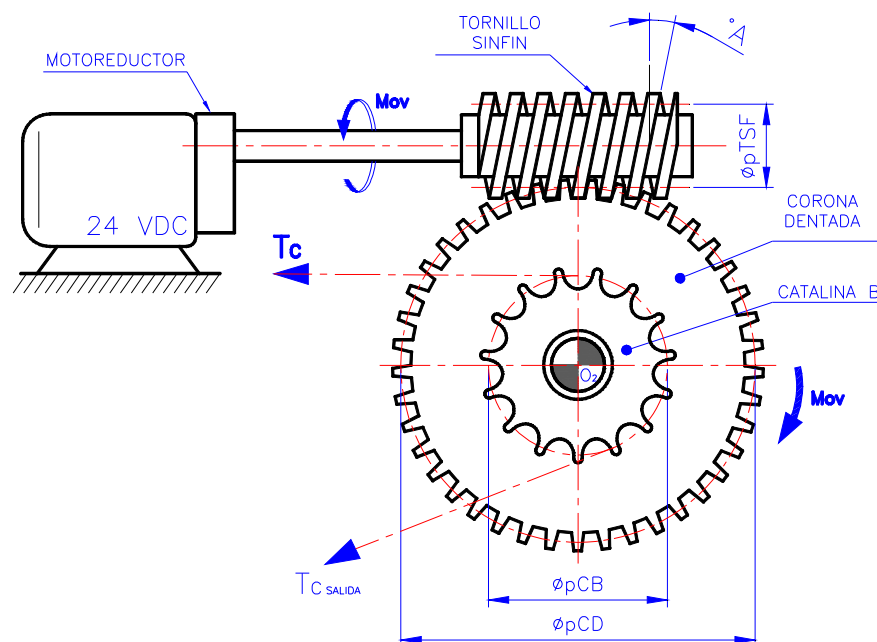


Figura 3.10. Sistema: tornillo sin fin – corona dentada.

Al especificar el paso en mecanismo de tornillo sin fin se acostumbra enunciar el paso axial P_x y este es igual al paso circular de la corona dentada P_t ya que estos forman un ángulo entre ejes de 90 grados.

Para una transmisión:

- Salida del motor de 60 rpm

- Corona dentada de 100 dientes
- Paso diametral de 10 dientes/pulgada
- Ancho de cara FG de 1 pulgada de la rueda del sin fin
- □ paso=dw=1 pulgada
- Nw=1 diente

$$\square n = 14 \frac{1}{2} \text{ pulgada}$$

$$fg = 2 \frac{1}{2} \text{ pulgada}$$

Paso axial:

$$P_x = P_t \quad [3-8]$$

$$P_x = \frac{\Pi}{P}$$

$$P = 0.314(\text{pulg})$$

Diámetro de paso de la corona (d_g):

$$d_g = \frac{N_g}{P} \quad [3-9]$$

$$d_g = \frac{100(\text{dientes})}{10(\text{dientes / pulg})}$$

$$d_g = 10(\text{pulg})$$

Distancia entre centros (C):

$$C = \frac{d_w + d_g}{2} \quad [3-10]$$

$$C = \frac{(1+10)\text{pulg}}{2}$$

$$C = 5.5(\text{pulg})$$

Puesto que no hay relación con el número de dientes, el tornillo sin fin puede tener cualquier número de paso, sin embargo este debe de ser igual al de paso del cortador utilizado para formar los dientes del engrane del gusano.

$$\frac{C^{(0.875)}}{3.0} \leq d_w \leq \frac{C^{0.875}}{1.7} \quad [3-11]$$

$$1.48 \leq d_w \leq 2.61$$

Avance

$$L = p \cdot N_w$$

$$L = 0.314 \cdot 1 \quad [3-12]$$

$$L = 0.314(\text{pulg.})$$

Adendo

$$a = 0.3683 \cdot p_x$$

$$a = 0.116(\text{pulg}) \quad [3-13]$$

Dedendo

$$b = 0.3683 \cdot p_x$$

$$b = 0.116(\text{pulg}) \quad [3-13]$$

Angulo de avance

$$\tan(\lambda) = \frac{1}{\Pi \cdot d_w} \quad [3-14]$$

$$\lambda = \arctan\left(\frac{L}{\Pi \cdot d_w}\right)$$

$$\lambda = \arctan\left(\frac{0.314}{\Pi \cdot 1}\right)$$

$$\lambda = 5.7^\circ$$

Velocidad lineal del gusano

$$V_w = \frac{\Pi \cdot d_w \cdot n_w}{12} \quad [3-15]$$

$$V_w = 15.71(\text{pies} / \text{min})$$

Velocidad angular de la corona

$$n_g = \frac{1}{100} \cdot 60(\text{rpm}) \quad [3-16]$$

$$n_g = 0.6(\text{rpm})$$

Velocidad lineal de la corona

$$V_g = \frac{\Pi \cdot d_g \cdot n_g}{12}$$

$$V_g = 1.57(\text{pie} / \text{min})$$

$$V_g \approx 1.6(\text{pie} / \text{min})$$

Velocidad relativa

$$V_s = \frac{V_w}{\cos(\lambda)} \quad [3-17]$$

$$V_s = \frac{3.14}{\cos(2.9)}$$

$$V_s = 314.4(\text{pie} / \text{min})$$

Coefficiente de fricción:

En base a la curva B del anexo I se determina que:

$$\mu = 0.57$$

Coefficiente de fricción:

En base a la curva A del anexo I se determina que:

$$\mu = 0.7$$

Fuerzas que la corona ejerce sobre el sin fin:

$$W_{wt} = \frac{33000H}{V_w} \quad [3-18]$$

$$W_{wt} = 2100(lb)$$

$$W = \frac{W_x}{\cos \phi_n \cdot \text{sen } \lambda + \mu \cdot \cos \lambda}$$

$$W = 1363.2(lb)$$

$$W_y = W \cdot \text{sen } \phi_n$$

$$W_y = 341.3(lb) \quad [3-19]$$

$$W_z = W \cdot \cos \phi_n \cdot \text{sen } \lambda - \mu \cdot \text{sen } \lambda$$

$$W_z = 131.022(lb)$$

$$W_{Ga} = -W_x = -1363.2(lb)$$

$$W_{Gr} = -W_y = -341.3(lb)$$

$$W_{wt} = -W_z = -131.022(lb)$$

Factor de Seguridad:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_x} \quad [3-20]$$

$$\sigma_x = \frac{W_{Gt}}{P_n \cdot F_G \cdot y}$$

Donde:

n = Factor de Seguridad

σ = Esfuerzo por flexión (psi)

W_{Gt} = Carga transmitida (lb)

P_n = Paso circular normal (pulg)

- P_x = Paso circular axial (pulg)
 F_G = Ancho de cara d la rueda del sin fin.
 Y = Factor de norma de Lewis, relación con el diámetro de paso.
 λ = Angulo de avance.

Se selecciona un acero A-36, debido a su gran disponibilidad en el mercado y bajo costo.

$$S_y = 36000 \text{ (psi)}$$

$$n = \frac{S_y \cdot P_n \cdot F_G \cdot y}{W_{Gt}} \quad [3-21]$$

Donde:

$$\varphi_n = 14 \frac{1}{2} \text{ (pulg)}$$

$$y = 0.1$$

$$P_n = P_x \cdot \cos \lambda$$

$$P_n = 0.314 \text{ (pulg)} \cdot \cos(5.7^\circ)$$

$$P_n = 0.312 \text{ (pulg)}$$

$$n = 2.95 \approx 3$$

Para que el sistema de tornillo sin fin y corona dentada presente condiciones de auto bloqueante, debe cumplir lo siguiente:

$$\Pi \cdot \mu \cdot d_m > 1 \quad [3-22]$$

$$\frac{\Pi \cdot \mu \cdot d_m}{\Pi \cdot d_m} > \frac{1}{\Pi \cdot d_m}$$

$$\mu > \frac{1}{\Pi \cdot d_m}$$

$$si : \frac{1}{\Pi \bullet d_m} = \tan(x)$$

$$\therefore \mu > \tan(x)$$

$$\mu = 0.78$$

$$x = 5.7^\circ$$

$$\tan(5.7^\circ) = 0.09$$

Por lo tanto:

$$0.78 \gg 0.09$$

Por lo que se concluye que el sistema es auto bloqueante.

3.2 CÁLCULO DE LA ARMADURA GIRATORIA

El análisis estructural de la armadura giratoria se desarrolló mediante el programa SAP – 2000 que se encarga del cálculo de flexión del material utilizado.

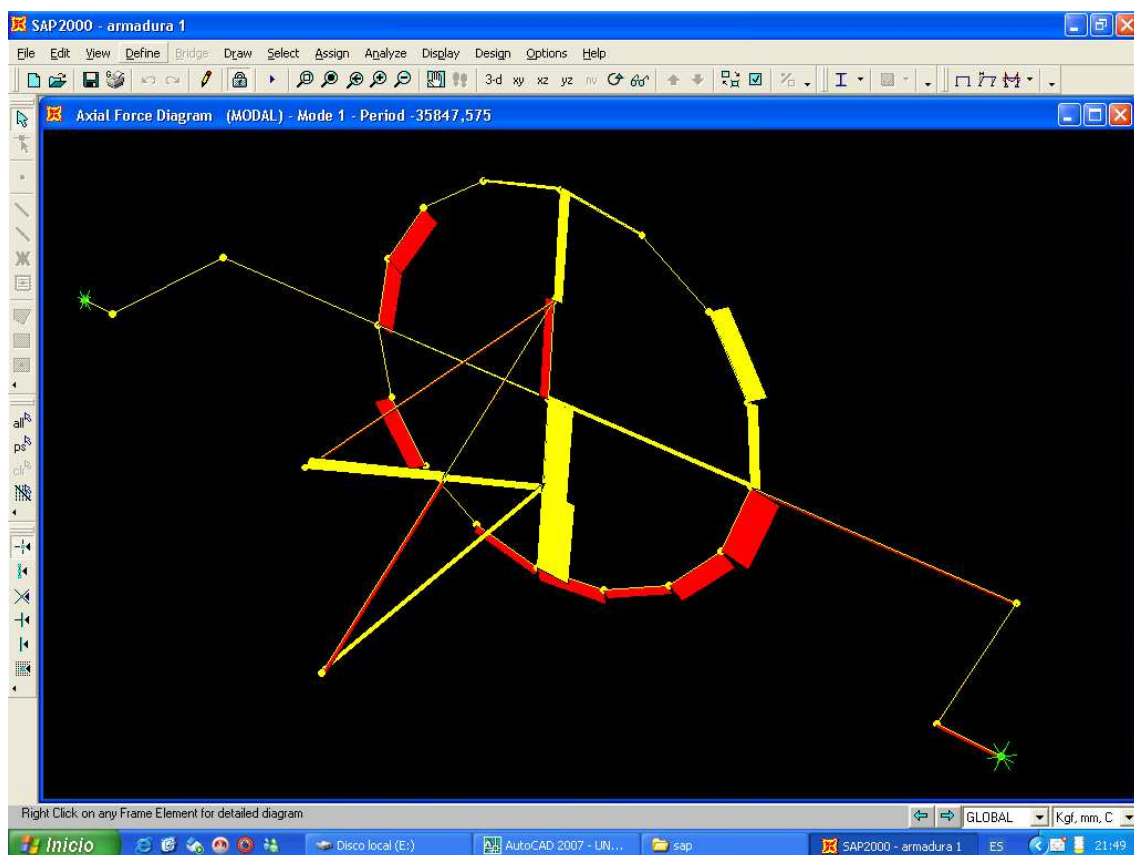


Figura 3.11. Diagrama de fuerza máxima ejercida sobre la armadura giratoria.

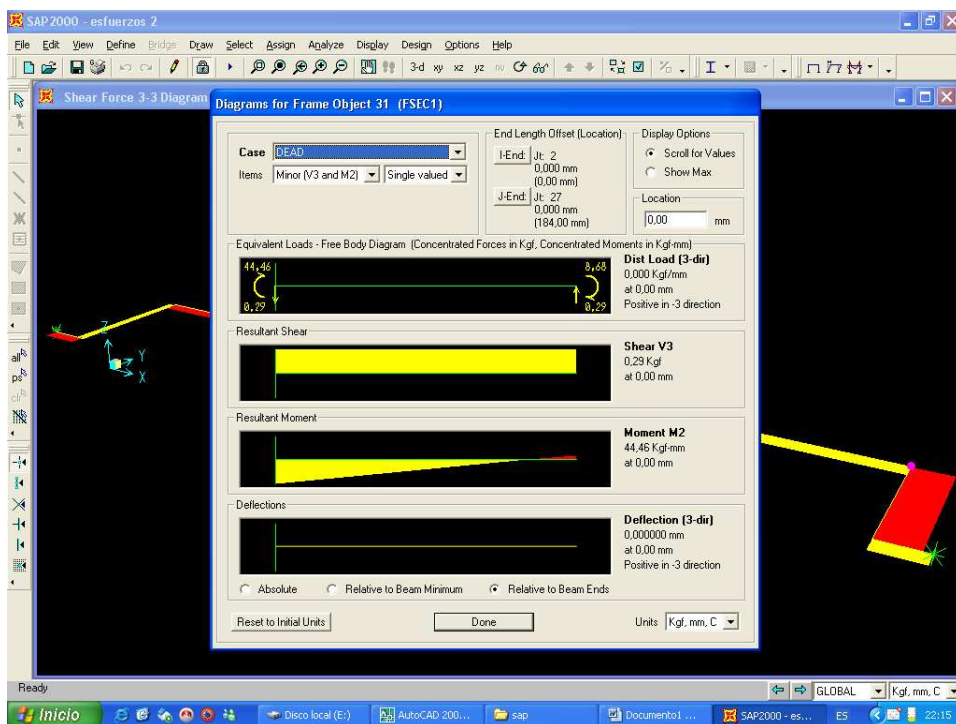


Figura 3.12. Diagrama del momento máximo ejercido sobre la armadura giratoria.

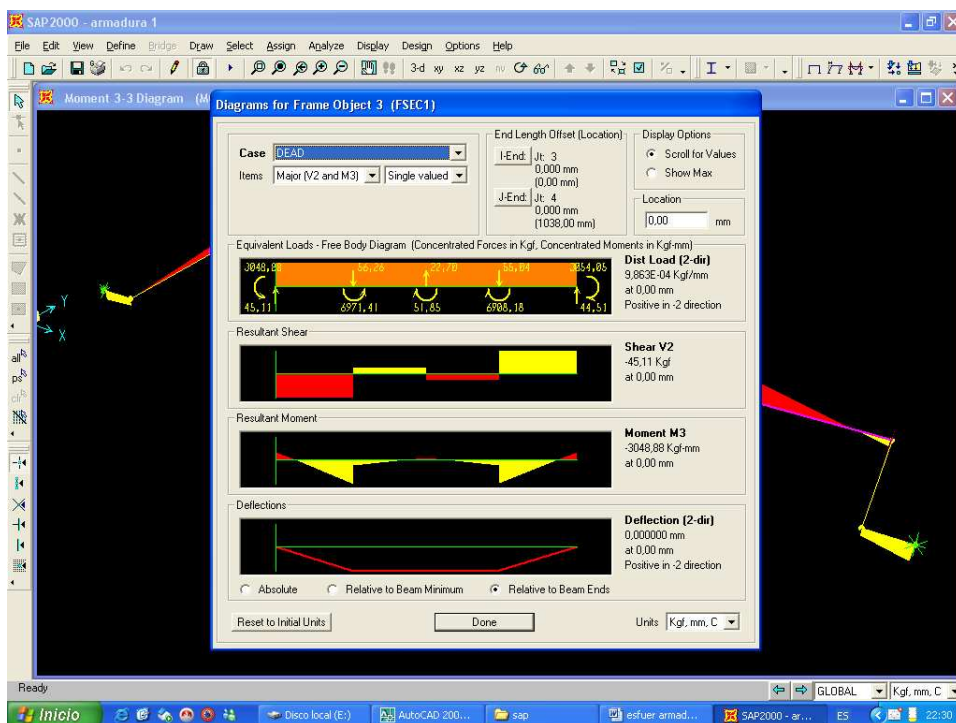


Figura 3.12. Diagrama del cortante ejercido sobre la armadura giratoria.

El anexo V muestra las tablas de resultados arrojados por el programa.

3.3 CÁLCULO DE LA SOLDADURA DE LA ARMADURA GIRATORIA

Para determinar el esfuerzo cortante que produce el torque aplicado a la armadura giratoria se utiliza la siguiente ecuación:

$$\tau_{xy} = \frac{T * r}{J} \quad [3-23]$$

Donde:

τ_{xy} → Esfuerzo Cortante.

T → Torque aplicado al eje

r → Radio del eje $\left(\frac{d}{2}\right)$

J → Momento polar de Inercia $\left(\frac{\pi}{32} * d^4\right)$

Para determinar el torque que se aplica a la armadura giratoria se utiliza la siguiente ecuación, entonces se tiene:

$$P = \frac{T * n}{63000} \quad [3-24]$$

$$T = \frac{63000 * P}{n}$$

$$T = \frac{63000 * 0.5}{60} = 525 \text{ lb-pulg}$$

Debido a que el eje de acople se suelda a la carrocería, se debe verificar si la soldadura resiste el torque aplicado.

La soldadura trabaja con un torque de 525 lb-pulg (6061.36 kg-mm), ésta se realiza como se muestra en las figuras 3.13 (a) y 3.13 (b).

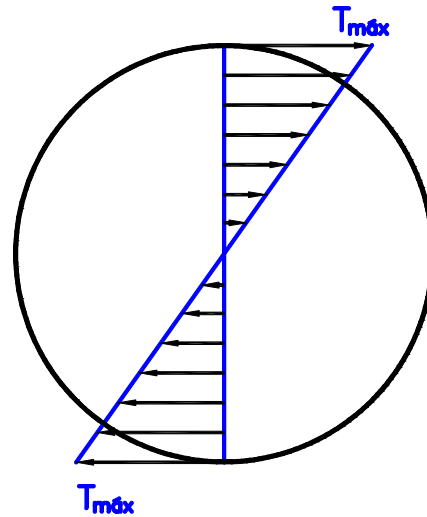


Figura 3.13 (a) Esfuerzos en la soldadura PLACA-EJE

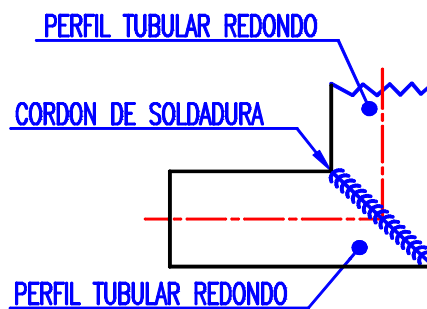


Figura 3.13 (b) Esquema de la soldadura PLACA-EJE

Para determinar la resistencia de la soldadura se realizan los siguientes cálculos:

3.3.1 MOMENTO POLAR DE INERCIA DE LA SOLDADURA

Para determinar el momento polar de inercia de la soldadura se utiliza la siguiente ecuación:

$$J_{sol.} = \frac{\pi}{32} (d^{4}_{ext.} - d^{4}_{int.}) \quad [3-25]$$

Donde:

$J_{sol.}$ → Momento Polar de Inercia de la soldadura

$d_{ext.}$ → Diámetro externo

$d_{int.}$ → Diámetro Interno (Diámetro del eje)

g → Garganta de la soldadura = 5 mm

Para determinar el valor del $d_{ext.}$ se realiza el siguiente cálculo:

$$d_{ext.} = d_{int.} + 2 * g = 16 + 2 * 5 = 26mm$$

Por lo tanto el valor del $J_{sol.}$ (Momento Polar de Inercia de la soldadura) es:

$$J_{sol.} = \frac{\pi}{32} (26^4 - 16^4) = 38429.53mm^4$$

3.3.2 ESFUERZO CORTANTE DE LA SOLDADURA

Para determinar el esfuerzo cortante de la soldadura se utiliza la ecuación [3-23], entonces se tiene:

$$\tau_{m\acute{a}x,sol.} = \frac{133350lb - mm * 9.81mm}{38429.53mm^4}$$

$$\tau_{m\acute{a}x,sol.} = 34.04 \frac{lb}{mm^2} * \frac{(25.4mm)^2}{(1pu\ lg)^2}$$

$$\tau_{m\acute{a}x,sol.} = 2196.12 \frac{lb}{pu\ lg^2}$$

3.3.3 FACTOR DE SEGURIDAD DE LA SOLDADURA

Para determinar el factor de seguridad con el que trabaja la soldadura se utiliza la siguiente ecuación:

$$(\eta)_{E7018} = \frac{S_{y_{corte}}}{\tau_{m\acute{a}x,sol.}} \quad [3-26]$$

Donde:

$(\eta)_{E7018}$ → Factor de seguridad de la soldadura

$S_{y_{corte}}$ → Resistencia al corte del electrodo.

Para obtener el $S_{y_{corte}}$ se utiliza de las especificaciones del electrodo E7018, que es el electrodo con el que se va a soldar.

A partir de las especificaciones del electrodo E7018 se tiene:

$$S_{ut} = 70 \text{ Kpsi} \quad (\text{Resistencia a la Tensi3n del Electrodo})$$

$$S_{yt} = 0.75 * S_{ut} = 0.75 * 70 = 52.5 \text{ Kpsi} \quad (\text{Resistencia a la Fluencia})$$

$$S_{y_{Corte}} = 0.6 * 52.55 = 31.5 \text{ Kpsi} \quad (\text{Resistencia al Corte})$$

Por lo tanto:

$$(\eta)_{E7018} = \frac{31500}{2679.01} = 14.34$$

Lo que quiere decir que la soldadura es lo suficientemente resistente para esta aplicaci3n.

3.4 SELECCI3N DE RODAMIENTOS

Para seleccionar el rodamiento adecuado, se obtiene la carga que actúa sobre el soporte que está acoplado a los brazos telescópicos y se la compara con el valor de carga estática del rodamiento; en este caso realiza un mínimo movimiento.

Para determinar la carga que actúa sobre el eje se utiliza la siguiente ecuación:

$$W^t = \frac{33000 * P}{V} \quad [3-27]$$

Donde:

$W^t \rightarrow$ Carga tangencial que actúa sobre el eje (lb)

$P \rightarrow$ Potencia (HP)

$V \rightarrow$ Velocidad lineal (pies/min.)

Para determinar la velocidad lineal

$$V = \frac{\pi * d * n}{12} \quad [3-28]$$

Donde:

$d \rightarrow$ Diámetro del eje

$n \rightarrow$ Revoluciones a las gira el eje (rpm)

A partir de los datos ya definidos se tiene:

$$V = \frac{\pi * 0.544 * 60}{12}$$

$$V = 8.54 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

Por lo tanto la W^t (Carga tangencial que actúa sobre el eje) es:

$$W^t = \frac{33000 * 0.5}{8.54}$$

$$W^t = 193208b \rightarrow 87822kg \rightarrow 8.606N$$

En función del diámetro del eje y la carga obtenida, basados en el catálogo de rodamientos FAG se selecciona el rodamiento 16203/15 (Ver Anexo II Selección de Rodamientos).

3.5 SELECCIÓN DE CHUMACERAS

Para la selección de las chumaceras se considera el rodamiento del caso anterior y con este se obtiene la chumacera 16203/15 (Ver Anexo II Selección de Chumacera)

3.6 SELECCIÓN DE LA CADENA

3.6.1 CÁLCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO

La potencia de diseño se la calcula utilizando el catálogo “Renold, Transmisión Chains”, ésta se la calcula con la siguiente fórmula

$$P_D = P * C_1 \quad [3-29]$$

Donde:

P_d → Potencia de Diseño

P → Potencia del Motoreductor

C_1 → Factor de servicio para las Cadenas

$C_1 = 1$ (Ver anexo III Factor de Servicio para cadenas).

Por lo tanto para este caso la potencia de diseño es igual a la potencia del motoreductor.

3.6.2 SELECCIÓN DEL PASO DE LA CADENA

Con la potencia de diseño 0.5 Hp (0.372 KW) y un piñón girando a 60 rpm, se recomienda usar una cadena simple (una sola hilera) de $P = 1/2"$. (Ver Anexo III. Diagrama para determinar el Paso de la cadena).

3.6.3 CÁLCULO DE LA LONGITUD DE LA CADENA

El largo de una cadena se expresa en cantidad de pasos (Nº de eslabones) y la fórmula para el cálculo es:

$$L = \frac{(Z_p + Z_c)}{2} + A + \frac{X}{A} + Y \quad [3-30]$$

Donde:

L → Número de Pasos o Número de Eslabones

Z_p → Cantidad de dientes del piñón.

Z_c → Cantidad de dientes de la corona.

$A = (2 * C) / P$

P → Paso de la cadena.

C → Distancia entre centros. (Se determina utilizando la Tabla 3.1)

X → factor obtenido de la tabla siguiente en función de $(Z_c - Z_p)$.

Y → Valor a agregar para que "L" sea una cifra entera y par.

La Tabla 3.1 muestra la distancia entre centros en función del Paso de la cadena.

Tabla 3.1 Distancia entre centros en función del Paso

Paso	[inch]	3/8	1/2	5/8	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
	[mm]	9,525	12,70	15,875	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,80
C	[mm]	450	600	750	900	1000	1200	1350	1500	1700

Fuente: Catálogo Renold, Transmission Chains.

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés.

Entonces el largo de la cadena es:

$$L = \frac{(23+19)}{2} + \frac{2*600}{12.70} + \frac{082*12.70}{2*600} + 0.511$$

$$L = 116 \text{ Pasos o Eslabones de } \frac{1}{2}''$$

Las especificaciones y la nomenclatura de la cadena que se selecciona se rigen según la Referencia AISI 41 (Ver Anexo III “Especificaciones y nomenclatura de la cadena”)

3.7 CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA PLACA SOPORTE

La geometría de la placa soporte se muestra en la Figura 3.14

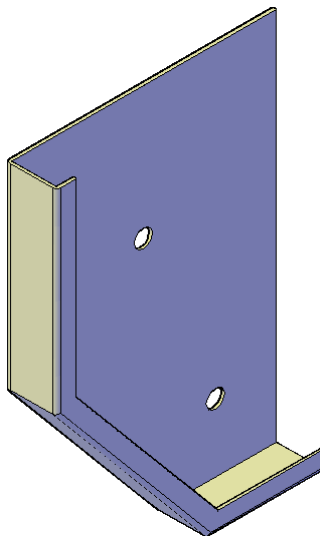


Figura 3.14 Esquema de la placa soporte

3.7.1 CARGA TOTAL QUE AFECTA A LA PLACA SOPORTE

Para determinar la carga total que afecta a la placa soporte se utiliza la siguiente ecuación:

$$\omega_{T.S} = \omega_P + \omega_C + \omega_{CC} \quad [3-31]$$

Donde:

$\omega_{T.S}$ → Peso total que afecta al soporte

ω_P → Peso propio de la Placa

ω_C → Peso del carrete: Se considera que en la placa se distribuye un peso de 0.92 kg de carrete.

ω_{CC} → Peso del sistema catalina cadena: Se considera que sobre la placa se distribuye un peso de 0.91 kg.

La placa soporte es de acero A-36 y sus medidas son 250*130*3 mm, para determinar el peso de esta placa se empieza con el cálculo del volumen y se tiene:

$$V_{Placa} = 250 * 130 * 3$$

$$V_{Placa} = 0.0000975m^3$$

A partir del peso específico del acero se tiene:

$$\gamma_{Acero} = 7.85 \frac{kg}{dm^3}$$

$$\omega_{P.N} = V_{Placa} * \gamma_{Acero} \quad [3-32]$$

Por lo tanto el peso de la placa niveladora es:

$$\omega_{P.N} = 0.0027m^3 * 7.85 \frac{kg}{dm^3} * \frac{1000dm^3}{1m^3} = 21.95kg$$

Entonces la carga total que afecta al soporte es:

$$\omega_{T.S} = 21.95 + 0.92 + 0.91 = 23.78kg$$

Con la finalidad de trabajar con valores exactos se tiene $\omega_{T.S} = 24kg$, pero como son dos soportes, entonces la carga que afecta a cada uno es 12 kg.

3.7.2 ESPESOR DEL SOPORTE

Para determinar el espesor de soporte se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_x = \frac{M * c}{I} \quad [3-33]$$

Donde:

$c \rightarrow$ Distancia a la fibra neutra

$I \rightarrow$ Momento de inercia

Los valores de M , c y I se los calcula con las siguientes ecuaciones:

$$M = F * l \quad [3-34]$$

$$c = \frac{t_p}{2} \quad [3-35]$$

$$I = \frac{b * t_p^3}{12} \quad [3-36]$$

Reemplazando las ecuaciones [3-34], [3-35] y [3-36] en la ecuación [3-33]

$$\sigma_x = \frac{F * l * \frac{t_p}{2}}{\frac{b * t_p^3}{12}} = \frac{6 * F * l}{b * t_p^2} \quad [3-37]$$

Por lo tanto se reemplaza los valores definidos anteriormente en la ecuación [3-36], donde:

$$\sigma_x = \frac{6 * 40 * 0.075}{0.1 * t_p^2} = \frac{180}{t_p^2} \quad [3-38]$$

Reemplazando los valores de r y J en la ecuación [3-24], entonces:

$$\tau_{xy} = \frac{T * \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{32} * d^4} = \frac{16 * T}{d^3 * \pi}$$

Por lo tanto reemplazando los valores conocidos se obtiene:

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 262.5}{d^3 * 3.14} = \frac{1337.6}{d^3} \quad [3-39]$$

A partir del esfuerzo de Von – Miss se tiene la siguiente ecuación:

$$\sigma' = \tau_{xy} \sqrt{3} \quad [3-40]$$

Donde:

σ' → Esfuerzo de Von – Miss

Reemplazando la ecuación [3-39] en la ecuación [3-40] se define:

$$\sigma' = \frac{1337.6}{d^3} \sqrt{3} = \frac{231679}{d^3} \quad [3-41]$$

Para determinar el diámetro del eje se utiliza la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} \quad [3-42]$$

Donde:

S_y → Resistencia a la fluencia del material.

η → Factor de seguridad.

Para continuar los cálculos se considera un factor de seguridad de 2.5 y un material ASTM A-36 ($S_y=36$ Kpsi) entonces se obtiene:

$$2.5 = \frac{36000}{\sigma} \quad [3-43]$$

Reemplazando la ecuación [3-41] en la ecuación [3-43], resulta:

$$2.5 = \frac{36000}{\frac{2316.79}{d^3}} \rightarrow d = 0.544 \text{ pulg} \cong 14 \text{ mm}$$

A partir de la ecuación [3-40], [3-42] y la consideración que el soporte es de acero A-36 el mismo que trabaja con un factor de seguridad de 2, se tiene:

$$2 = \frac{2.53 * 10^7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}}{\frac{180}{t_p^2}} \rightarrow t_p = 0.0037 \text{ m} \rightarrow 3.7 \text{ mm (Espesor del soporte)}$$

Por lo tanto el soporte es de Acero A-36 y 4 mm de espesor, debido a su disponibilidad en el mercado.

3.8 SELECCIÓN Y VERIFICACIÓN DE PERNOS

3.8.1 PERNOS PARA LOS GANCHOS DEL SUJETADOR DE LA RUEDA.

Para desarrollar esta parte se selecciona un perno M 8 X 1.75 Grado 1.5, el mismo que debe verificarse si soporta la carga aplicada. Se utiliza la Tabla 8-5 de Joseph Shigley y se obtiene los siguientes datos:

Grado SAE 1

Sp=33kpsi (Resistencia a la Prueba)

Sut=60kpsi (Resistencia a la Tensión)

Sy=36kpsi (Resistencia a la Fluencia)

d=0.5" (Diámetro mayor nominal)

At=0.1419 (Área del esfuerzo de Tensión)

Para empezar los cálculos se utiliza la relación:

$$A_a = 2A_p \quad [3-44]$$

Donde:

$A_a \rightarrow$ Área de la arandela.

$A_p \rightarrow$ Área del perno.

Entonces se procede a calcular el factor “c” con la siguiente ecuación:

$$c = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad [3-45]$$

Donde:

$k_b \rightarrow$ Constante de rigidez del perno.

$k_m \rightarrow$ Constante de rigidez de los elementos empernados.

$$k_b = \frac{A * E}{l} \quad [3-46]$$

$$k_m = \frac{2 * A * E}{l}$$

Donde:

$A \rightarrow$ Área transversal basada en el diámetro mayor

$l \rightarrow$ Agarre.

$E \rightarrow$ Módulo de elasticidad.

A partir de la consideración de la ecuación [3-45] se tiene:

$$c = \frac{\frac{A * E}{l}}{\frac{A * E}{l} + \frac{2 * A * E}{l}} = \frac{1}{1 + 2} = \frac{1}{3} = 0.33$$

Se considera que este perno va a trabajar a fatiga y mediante el criterio de Soderberg, entonces:

$$F_i = A_t * S_y - \frac{c * \eta * P}{2} \left(\frac{S_y}{S_e} + 1 \right) \quad [3-46]$$

Donde:

F_i → Precarga

S_y → Resistencia a la fluencia

S_e → Resistencia a la fatiga.

P → Carga externa total.

η → Factor de seguridad.

Para determinar la precarga F_i se utiliza el siguiente rango:

$$0.6 * F_p < F_i < 0.9 * F_p \quad [3-47]$$

Donde:

F_p → Carga a la prueba.

$$F_p = A_t * S_p \quad [3-48]$$

$$F_p = 0.149 * 33000 = 4682.7 \text{ psi}$$

Se considera el límite superior del intervalo recomendado, entonces se tiene:

$$F_i = 0.9 * 4682.7 = 4214.43 \text{ psi}$$

Por lo tanto el valor de F_i es 4214.43 psi

Para determinar S_e (Resistencia a la fatiga.) se utiliza la siguiente ecuación:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e' \quad [3-49]$$

$$S_e' = 19.2 + 0.314 * S_{uc} \quad [3-50]$$

Para materiales dúctiles se tiene $S_{uc} = S_{ut}$

$$S_e' = 19.2 + 0.314 * 60$$

$$S_e' = 38.04 \text{ kpsi}$$

Donde:

$k_a \rightarrow$ Se considera maquinado.

$$k_a = 0.78$$

$$k_b = 1$$

$k_c = 0.897$ Dando una confiabilidad del 90%

$$k_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{2.2} = 0.45$$

$$k_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{2.2} = 0.45$$

$$S_e = 0.78 * 1 * 0.897 * 0.45 * 0.45 * 38.04$$

$$S_e = 11.97 \text{ kpsi}$$

De la ecuación [3-46], se obtiene:

$$\eta = \frac{2 * (A_t * S_y - F_i)}{c * P * \left(\frac{S_y}{S_e} + 1 \right)} \quad [3-51]$$

Por lo tanto de los datos anteriormente definidos y la ecuación [3-51] se determina:

$$\eta = \frac{2 * (0.1419 * 36000 - 4214.43)}{0.33 * 40 * 2.2 * \left(\frac{36}{11.97} + 1 \right)}$$

$$\eta = 15$$

Con este resultado se verifica que el perno seleccionado resiste a la aplicación propuesta.

3.8.2 PERNOS DE ANCLAJE PARA LAS PLACAS DE SUJECIÓN A LA CARROCERÍA.

Para obtener mayor seguridad estos pernos trabajan con un 50% más de la carga que soporta los pernos de la placa.

Entonces los pernos de anclaje del soporte trabajan con una carga de 60 kg

Se selecciona un perno M 6 X 1 Grado 1.5, el mismo que se debe verificar si soporta la carga aplicada. Se utiliza la Tabla 8-5 de Joseph Shigley y se obtiene los siguientes datos:

Grado 1.5

Sp=33kpsi

Sut=60kpsi

$$S_y = 36 \text{ kpsi}$$

$$d = 0.25''$$

$$A_t = 0.0318$$

Entonces para verificar la resistencia de este perno se realizan cálculos similares a los del perno anterior y por lo tanto:

$$c = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$k_b = \frac{3.14 * 0.25^2 * 30 * 10^6}{1.96 * 4}, \text{ considerando un agarre de } 1.96$$

$$k_b = 0.75 * 10^6$$

$$k_m = \frac{\pi * d * E}{2 * \ln \left[5 * \left(\frac{l + 0.5 * d}{l + 2.5 * d} \right) \right]} \quad \mathbf{[3-52]}$$

Donde:

$d \rightarrow$ Diámetro del perno

$E \rightarrow$ Módulo de elasticidad

$$k_m = \frac{3.14 * 0.25 * 30}{2 * \ln \left[5 * \left(\frac{1.96 + 0.5 * 0.25}{1.96 + 2.5 * 0.25} \right) \right]}$$

$$k_m = 8.1 * 10^6$$

$$c = \frac{0.75 * 10^6}{0.75 * 10^6 + 8.4 * 10^6}$$

$$c = 0.085 \approx 0.1$$

Se considera que este perno va a trabajar a carga estática, por lo tanto:

$$F_i = A_t * S_y - c * \eta * P \quad [3-53]$$

Para determinar la precarga F_i :

$$F_p = A_t * S_p$$

$$F_p = 0.0318 * 33000 = 1049.4 \text{ psi}$$

Se considera el límite superior del intervalo recomendado, por lo cual:

$$F_i = 0.9 * 1049.4 = 944.46 \text{ psi}$$

De la ecuación [3-53] resulta:

$$\eta = \frac{A_t * S_y - F_i}{c * P} \quad [3-54]$$

De los valores definidos anteriormente y con la ecuación [3-54] se obtiene:

$$\eta = \frac{0.0318 * 36000 - 944.46}{132 * 0.1}$$

$$\eta = 15.1$$

Este resultado indica que el perno resiste la aplicación propuesta.

3.9 SELECCIÓN DE CABLE

Factor de Seguridad

$n = 5$ [mínimo] ; (grúas, tecles y polipastos industriales) **[ANEXOIV]**

$h = 2$ [m]

Velocidad de avance = 2 [m/min]

$P = 500$ [kgf]

Según manual de cables de acero (Prodinsa)³ [ANEXO IV]

6 x 19 Tipo BOA (2 op). Código (BA – 38) cable de acero negro

$$\sum Fy = ma, \quad v = \text{cte}; \quad a = 0$$

$$\sum Fy = 0$$

WI = 0.270 [Kgf/m] [ANEXO IV]

$$Ft = P + WI$$

$$Ft = 500 \text{ [kgf]} + 0.27[\text{Kgf/m}] \times 2 \text{ [m]}$$

$$Ft = 500.54 \text{ [kgf]}$$

Según manual de cables de acero (Prodinsa) [ANEXO IV]

Diámetro recomendado para el tambor (D) = 51 (d) = 51 (5/16)" = 40.5 [cm]

Diámetro aceptable para el tambor (D) = 34 (d) = 34 (5/16)" = 27 [cm]

Según manual de cables de acero (Prodinsa) [ANEXO IV]

D/d = 51 Vida útil relativa = 65 (seleccionado)

D/d = 34 Vida útil relativa = 30

Según manual de cables de acero (Prodinsa) [ANEXO IV]

³ Prodinsa, Manual de Cables de Acero, 1995.

$$n = \frac{P_{adm}}{P_{aplicado}}$$

$$P_{adm} = \left(\frac{P}{S_{ut}} \right) * sut$$

$$P_{aplicado} = \frac{2Ft}{d * D}$$

$$n = \frac{P_{adm}}{P_{aplicado}} = \frac{0.007 * 217.50[\text{kgf} / \text{mm}^2] * 3213.20[\text{mm}^2]}{2 * 500.54[\text{kgf}]}$$

$$n = 4.9 = 5$$

Según manual de cables de acero (Prodinsa)

[ANEXO IV]

Las grapas se utilizan en lugar de empalmes a mano o mecánicos, cuando el cable debe ser puesto en servicio en una forma rápida como tirante o para fabricar un estorbo para esta operación se recomienda usar grapas cuyas bases son acero forjado y no fundido. En la tabla 3.2 se muestra el número de grapas en relación del diámetro del cable.

Tabla 3.2. Número de grapas en relación del diámetro del cable.

Diámetro del cable y tamaño de grapas [pulg]	Número de grapas	Distancia entre grapas [pulg]	Torque de apriete tuercas [lbs/pie]
5/16"	2	1 7/8	30.0

Fuente: Prodinsa.

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés.

3.10 CALCULO DE EJES

Para el cálculo de ejes se utiliza el paquete informático de diseño AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 11.0. Este necesita como requerimientos de entrada las fuerzas que actúan en los ejes.

Para todos los ejes se usa un material del tipo SAE – 1018 con las propiedades que se presentan en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3 Propiedades de material (Acero):

Tipo de Acero	SAE 1018
Sut	440 Mpa
Sy	370 Mpa

Fuente: Manual de Diseño Mecánico, Shigley Joseph Edgard.

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés.

3.10.1 CÁLCULO DEL EJE PORTA POLEA, CATARINA Y CARRETE.

En la tabla 3.4 se muestran las fuerzas que actúan en el eje.

Tabla 3.4. Fuerzas que actúan en el eje porta polea, catarina, carrete

Elementos	Fuerza (N)
Catarina, rodete y soporte	1.90
Polea 1	6.2
Rodete	17.3

Fuente: Propia.

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés.

A continuación se detallan los resultados obtenidos con el uso del paquete informático de diseño AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 11.0.

En la tabla 3.5, se observa el resumen de cargas sobre el eje.

Tabla 3.5. Fuerzas que actúan en el eje porta polea, catarina y carrete.

Numero	Distancia (mm)	Fuerza centrífuga. XY (N)	Fuerza centrífuga XZ(N)	Momento flector XY (Nm)	Momento flector Xz (Nm)	Carga continua XY (N/mm)	Carga continua XZ (N/mm)	Fuerza axial (N)	Par de torsión (Nm)
1	116	-1.90	-1.90	0	0	0	0	0	0
2	413	-1.90	-1.90	0	0	0	0	0	0
3	714	-1.90	-1.90	0	0	0	0	0	0
4	1016	-1.90	-1.90	0	0	0	0	0	0
5	1317	-1.90	-1.90	0	0	0	0	0	0
6	1454	-6.2	-6.2	0	0	0	0	0	0
7	1522	-17.3	-17.3	0	0	0	0	0	0

Fuente: AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 11.0

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés.

A continuación en la tabla 3.6, se detallan las reacciones sobre el mismo eje.

Tabla 3.6. Reacciones en los soportes del eje porta polea, catarina y carrete

Número	Número de elemento	Distancia (mm)	Reacción Fuerza XY (N)	Reacción Fuerza XZ (N)	Reacción Fuerza Suma (N)	Deformabilidad (μ m/N)	Tipo de soporte	Axial
1	1	18	-3.33	-3.33	4.82	0.055	Rodamiento de bola de una sola fila	Si
2	3	1430	-27.6	-27.6	39.12	0.028	Rodamiento de bola de una sola fila	No

Fuente: AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 11.0

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés.

Luego de calcular las reacciones se obtiene la tensión y flexión máxima, las cuales se presentan en la tabla 3.7

Tabla 3.7. Resultados del eje porta catarina, polea, carrete.

Tensión máxima	MPa	3.5
Flexión máxima	μm	175.96

Fuente: Propia.

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés

En la figura 3.15, se observa las cargas aplicadas sobre el eje porta catarina, polea y rodete.

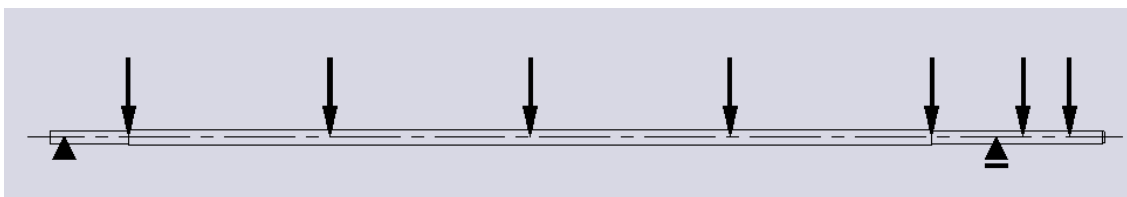


Figura 3.15 Esquema del eje porta catarina, polea y carrete.

En la figura 3.16, se observa el diagrama de fuerza cortante del eje porta catarina, polea y rodete.

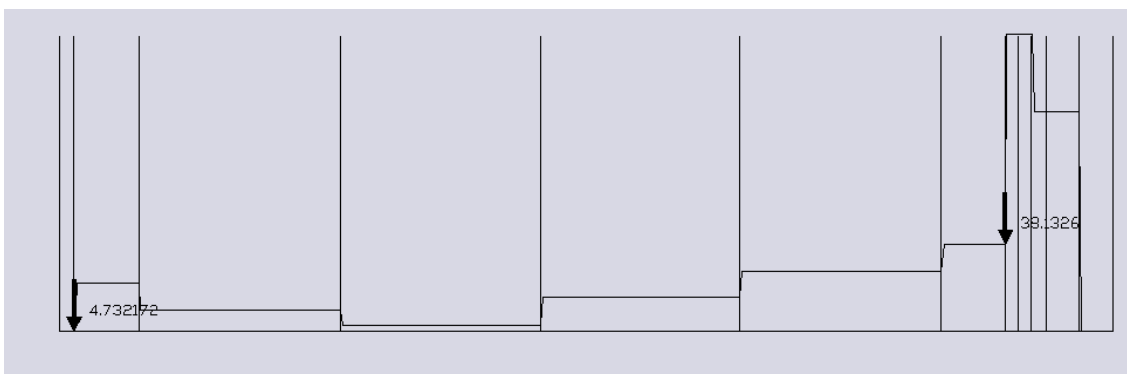


Figura 3.16 Diagrama de fuerza cortante del eje porta catarina, polea y carrete.

A continuación se observa en la figura 3.16, el diagrama del momento flector.

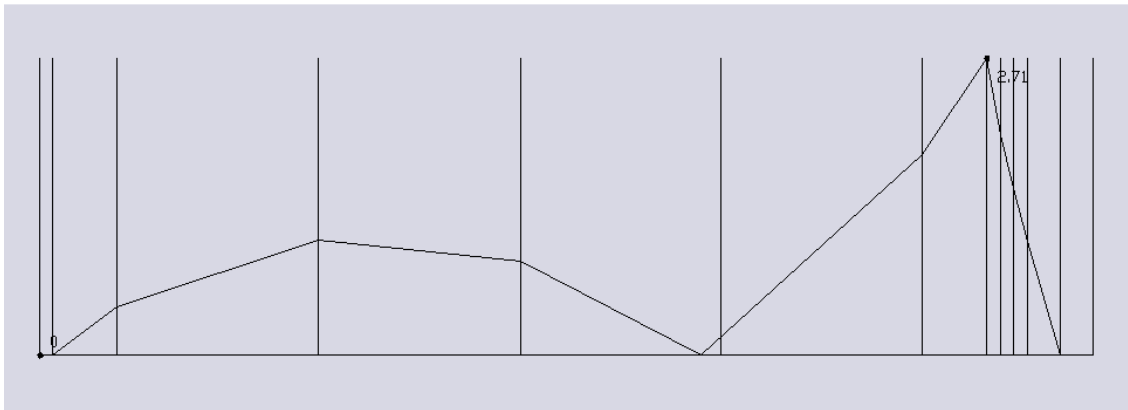


Figura 3.17 Diagrama de momento flector (Suma) del eje porta catalina, polea y carrete.

Finalmente en la figura 3.18, se observa el diagrama del diámetro eje del eje.

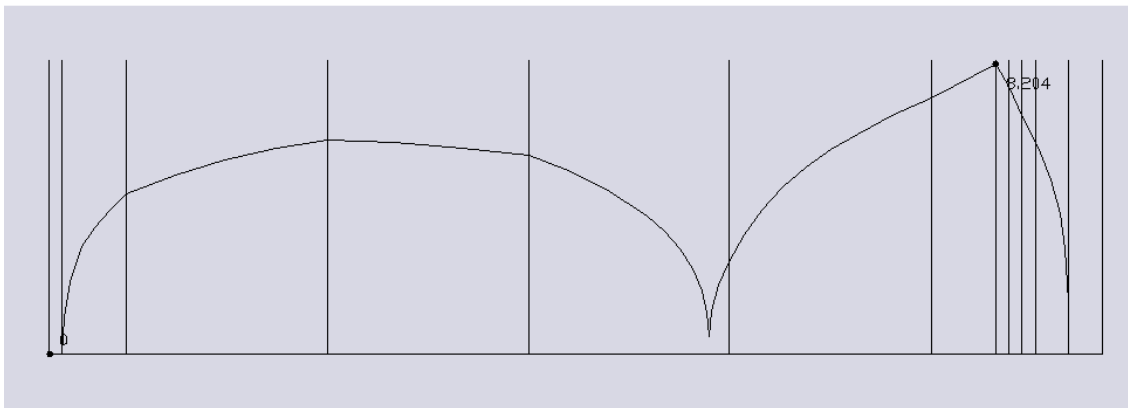


Figura 3.19 Diagrama de de la forma óptima del eje porta catalina, polea y carrete.

De acuerdo a la figura 3.19, se determina el diámetro óptimo del eje estáticamente es de 15 mm.

3.10.1.1.1 CÁLCULO A FATIGA DEL DIAMETRO DEL EJE PORTA CATARINA, POLEA Y CARRETE.

Datos

Momento crítico = 2.71 N-m

Tipo de Acero = SAE 1018

Sut = 440 MPa

$$S_y = 370 \text{ Mpa}$$

$$S_{ut} = 440 \text{ MPa} \quad [3-55]$$

$$S_e' = 0.504 S_{ut} = 0.5 \cdot 440 = 221.76 \text{ MPa}$$

$$K_a = 0.93$$

$$K_b = 1$$

$$K_c = 0.95$$

$$K_d = 1 \quad [3-56]$$

$$K_e = 1$$

$$S_e = S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e$$

$$S_e = 195.93 \text{ Mpa.}$$

$$\sigma_a = \frac{32 \cdot 2.71}{\pi^3 \cdot d^3} = \frac{27.6}{d^3} \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$\sigma_m = \sqrt{3} \cdot \frac{425.07}{d^3} = \frac{736.243}{d^3} \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

Según el criterio de Goodman, la siguiente expresión permite calcular el diámetro.

$$\frac{\sigma_a \cdot FS}{S_e} + \frac{\sigma_m \cdot FS}{S_{ut}} = 1 \quad [3-57]$$

Para un Factor de Seguridad $FS = 2$

Reemplazando en la ecuación 3-57 y despejando se obtiene un diámetro de:

$$\frac{27.6 \cdot 2}{d^3 \cdot 195.93 \cdot 10^6} + \frac{737.24 \cdot 2}{d^3 \cdot 440 \cdot 10^6} = 1$$

donde

$$d = 0.0154 \text{ m} = 15.4 \text{ mm}$$

De los resultados obtenidos tanto estáticamente como a fatiga se escoge un diámetro del eje porta catarina, polea y rodete de 22 mm, por requerimientos de fabricación; de esta manera se garantiza que no falle.

3.10.2 CÁLCULO DEL EJE DE LA CORONA DENTADA.

En la tabla 3.8, se muestran las fuerzas que actúan en el eje de la corona dentada.

Tabla 3.8. Fuerzas que actúan en el eje de la corona dentada.

Elementos	Fuerza [N]
Corona dentada	39.7
Catarina	6.6

Fuente: Propia

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés

A continuación se detallan los resultados obtenidos con el uso del paquete informático de diseño Autodesk Inventor Profesional 11.0

En la tabla 3.9, se observa el resumen de cargas sobre el eje de la corona dentada.

Tabla 3.9. Cargas en el eje de la corona dentada.

Numero	Distancia (mm)	Fuerza centrífuga. XY (N)	Fuerza centrífuga XZ(N)	Momento flector XY (Nm)	Momento flector Xz (Nm)	Carga continua XY (N/mm)	Carga continua XZ (N/mm)	Fuerza axial (N)	Par de torsión (Nm)
1	715	-6.6	-6.6	0	0	0	0	0	0
2	1450	-39.7	-39.7	0	0	0	0	0	0

Fuente: AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 11.0

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés.

En la tabla 3.10, se detallan las reacciones sobre el mismo eje.

Tabla 3.10. Reacciones en los soportes del eje de la corona dentada.

Número	Número de elemento	Distancia (mm)	Reaccion Fuerza XY (N)	Reaccion Fuerza XZ (N)	Reaccion Fuerza Suma (N)	Deformabilidad (μ m/N)	Tipo de soporte	Axial
1	1	80	-0.17	-0.17	0.24	0.138	Rodamiento de bola de una sola fila	Si
2	3	1350	-46.12	-46.12	65.23	0.021	Rodamiento de bola de una sola fila	No

Fuente: AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 11.0

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés.

Luego de calcular las reacciones se obtiene la tensión y flexión máxima, las cuales se presentan en la tabla 3.11.

Tabla 3.11. Resultados del eje de la corona dentada.

Tensión máxima	MPa	5.4
Flexión máxima	μm	290.9346

Fuente: Propia.

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés

En la figura 3.20, se observa las cargas aplicadas sobre el eje de la corona dentada.

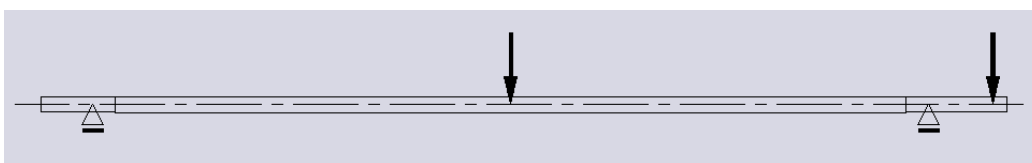


Figura 3.20 Esquema del eje de la corona dentada.

En la figura 3.21, se observan el diagrama de fuerza cortante del eje de la corona dentada.

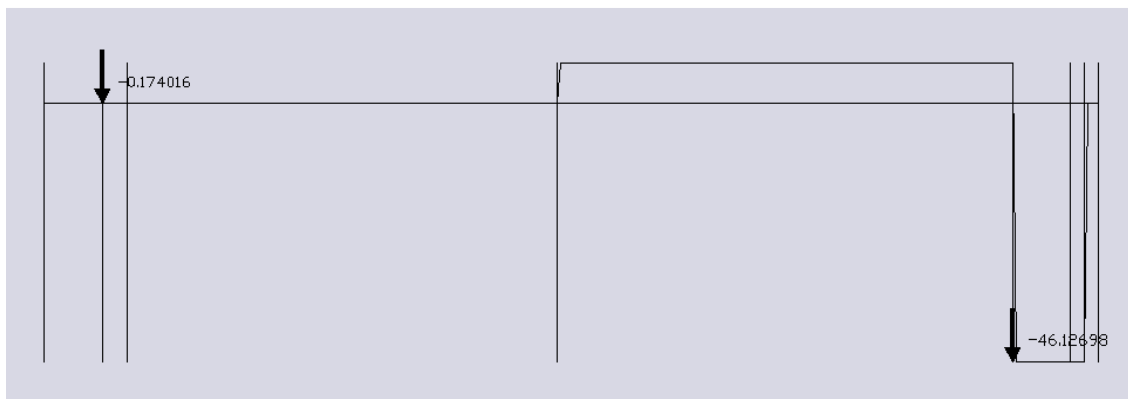


Figura 3.21 Esquema de fuerza cortante del eje de la corona dentada.

A continuación se observa en la figura 3.22, el diagrama del momento flector.

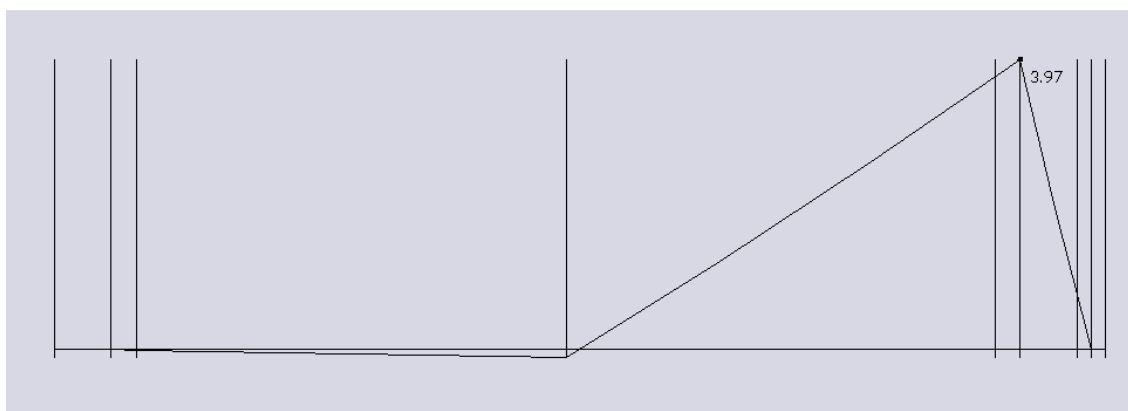


Figura 3.22 Diagrama de momento flector (Plano XY) del eje de la corona dentada.

Finalmente en la figura 3.23, se observa el diagrama del diámetro óptimo del eje.

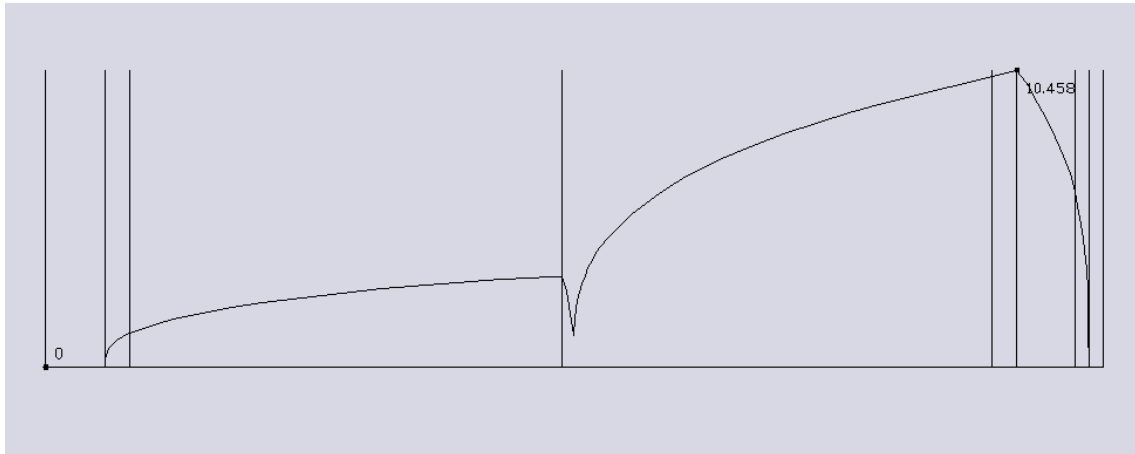


Figura 3.23 Diagrama de la forma óptima del eje de la corona dentada.

Del diagrama anterior se puede determinar que el diámetro óptimo del eje de corona dentada estáticamente es de 10.46mm.

3.10.2.1.1 CÁLCULO A FATIGA DEL DIÁMETRO DEL EJE DE LA CORONA DENTADA.

Datos

Momento crítico = 3.97 N-m

Tipo de Acero = SAE 1018

$S_{ut} = 440 \text{ MPa}$

$S_y = 370 \text{ Mpa}$

$S_{ut} = 440 \text{ MPa}$

$S_e' = 0.504 S_{ut} = 0.5 \cdot 440 = 221.76 \text{ MPa}$

$K_a = 0.93$

$K_b = 1$

$K_c = 0.95$

$K_d = 1$

$K_e = 1$

$S_e = S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e$

$S_e = 195.93 \text{ Mpa.}$

$$\sigma_a = \frac{32 \cdot 3.97}{\pi^3 \cdot d^3} = \frac{40.44}{d^3} \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$\sigma_m = \sqrt{3} \cdot \frac{170.03}{d^3} = \frac{294.5}{d^3} \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

Según el criterio de Goodman, la siguiente expresión permite calcular el diámetro.

$$\frac{\sigma_a \cdot FS}{S_e} + \frac{\sigma_m \cdot FS}{S_{ut}} = 1$$

Para un Factor de Seguridad FS = 2

Reemplazando en la ecuación 3-57 y despejando se obtiene un diámetro de:

$$\frac{40.44 \cdot 2}{d^3 \cdot 195.93 \cdot 10^6} + \frac{294.5 \cdot 2}{d^3 \cdot 440 \cdot 10^6} = 1$$

donde

$$d = 0.0120m = 12.06mm$$

De los resultados obtenidos tanto estáticamente como a fatiga se escoge un diámetro del eje de la corona dentada de 25 mm, por requerimientos de fabricación; de esta manera se garantiza que no falle.

3.10.3 CÁLCULO DEL EJE QUE SOPORTA AL MOTOREDUCTOR.

En la tabla 3.12, se muestran las fuerzas que actúan en el eje.

Tabla 3.12. Fuerzas que actúan en el eje que soporta al motoreductor.

Elementos	Fuerza [N]
Motoreductor	29.43

Fuente: Propia.

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés

A continuación se detallan los resultados obtenidos con el uso del paquete informático de diseño Autodesk Inventor Profesional 11.0

En la tabla 3.13, se observa el resumen de cargas sobre el eje de la corona dentada.

Tabla 3.13. Cargas en el eje que soporta el motoreductor.

Numero	Distancia (mm)	Fuerza centrífuga. XY (N)	Fuerza centrífuga XZ(N)	Momento flector XY (Nm)	Momento flector Xz (Nm)	Carga continua XY (N/mm)	Carga continua XZ (N/mm)	Fuerza axial (N)	Par de torsión (Nm)
1	60	-29.43	0	0	0	0	0	0	0

Fuente: AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 11.0

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés.

En la tabla 3.14, se detallan las reacciones sobre el mismo eje.

Tabla 3.14. Reacciones en los soportes del eje que soporta el motoreductor.

Número	Número de elemento	Distancia (mm)	Reacción Fuerza XY (N)	Reacción Fuerza XZ (N)	Reacción Fuerza Suma (N)	Deformabilidad (μ m/N)	Tipo de soporte	Axial
1	1	5	-14.21	0	14.21	0.0491116	Rodamiento de bola de una sola fila	Si
2	3	115	-14.21	0	14.21	0.0491116	Rodamiento de bola de una sola fila	No

Fuente: AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 11.0

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés.

Luego de calcular las reacciones se obtiene la tensión y flexión máxima, las cuales se presentan en la tabla 3.15.

Tabla 3.15. Resultados del eje de que soporta al motoreductor.

Tensión máxima MPa	4,7
Flexión máxima μm	4,5494

Fuente: Propia.

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés

En la figura 3.24, se observa las cargas aplicadas sobre el eje que soporta al motoreductor.

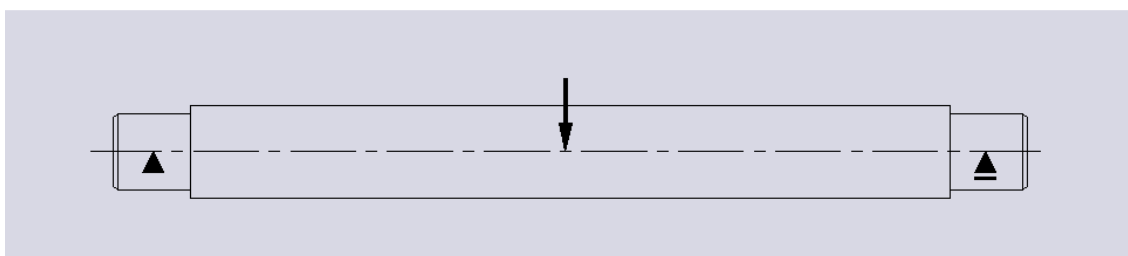


Figura 3.24 Esquema del eje Diagrama que soporta al motoreductor

En la figura 3.25, se observan el diagrama de fuerza cortante del eje que soporta al motoreductor.

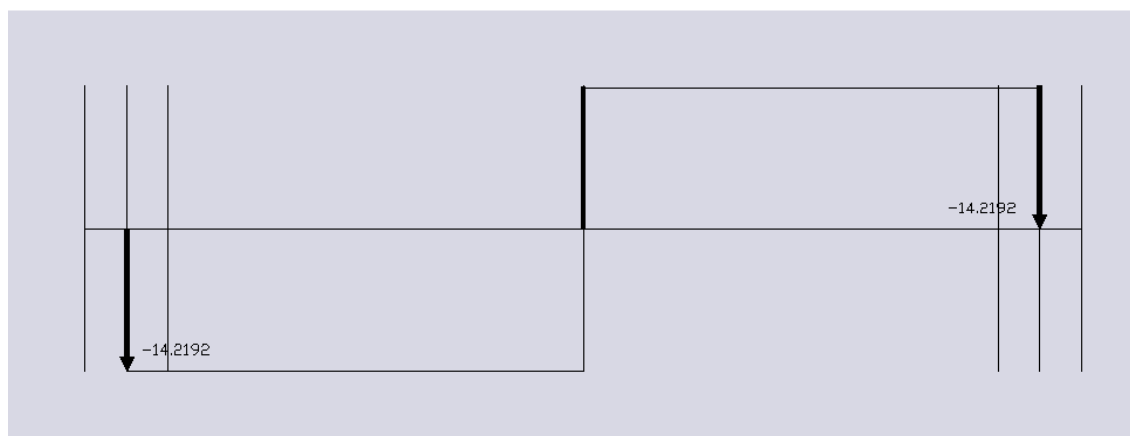


Figura 3.25 Diagrama de fuerza cortante del eje que soporta al motoreductor

A continuación se observa en la figura 3.26, el diagrama del momento flector.

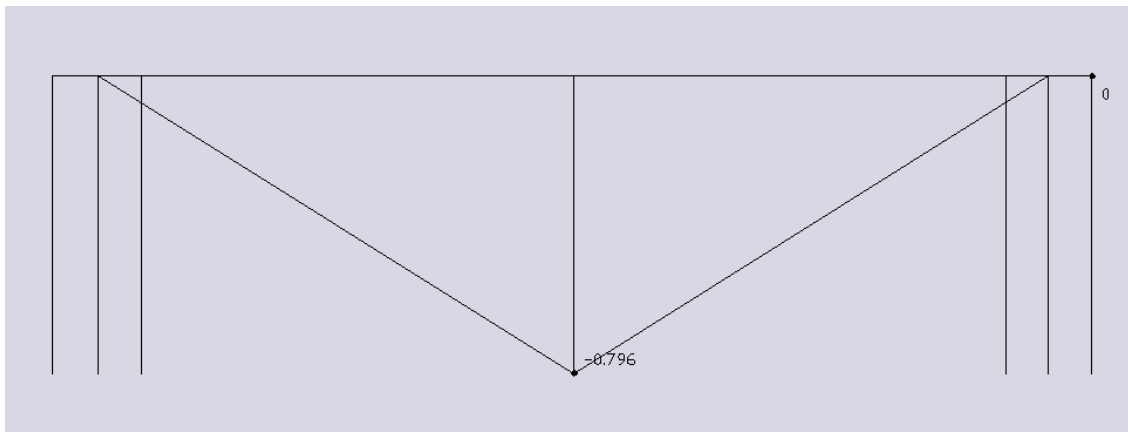


Figura 3.26 Diagrama de momento flector (Plano XY) del eje que soporta el motoreductor

Finalmente en la figura 3.27, se observa el diagrama del diámetro óptimo del eje.

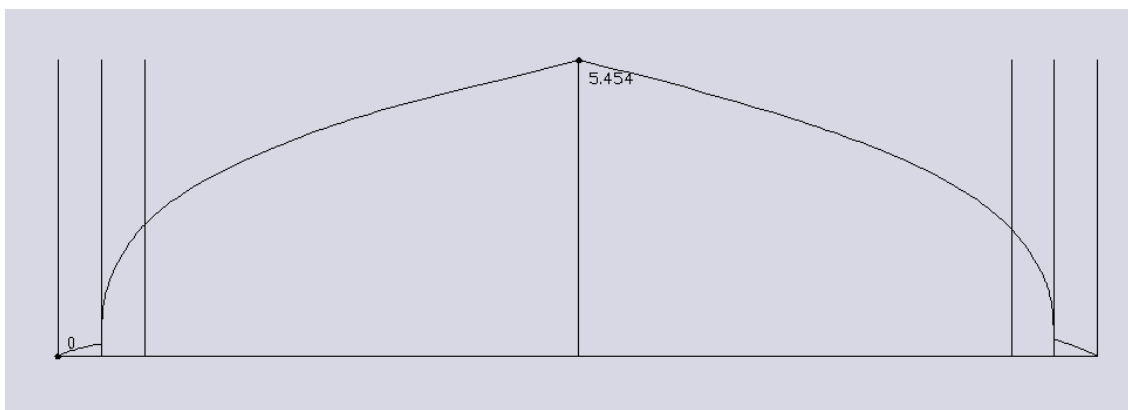


Figura 3.27 Diagrama de la forma óptima del eje que soporta el motoreductor

Del diagrama anterior se puede determinar que el diámetro óptimo del eje que soporta al motoreductor es de 5.45mm, por requerimientos de fabricación y montaje se selecciona un diámetro de 12mm.

En el anexo VIII se muestra los planos de montaje y los planos de construcción del prototipo.

CAPITULO IV

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO.

4.1 CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO

Para la construcción del elevador de la rueda de emergencia se debe escoger un taller mecánico, el cual esté equipado apropiadamente y cuente con las herramientas necesarias y suficientes para poder construir cada uno de los elementos constitutivos de la misma. Además este debe contar con personal capacitado, para así, garantizar un trabajo eficiente.

Con los respectivos planos de taller (Anexo VIII) en los cuales se encuentra la ingeniería de detalle y las hojas de procesos, se procede a construir cada uno de los elementos que conforman el prototipo. Se debe tomar en cuenta que los procesos utilizados sean los más adecuados, de tal manera que se garantice una excelente calidad al precio más conveniente.

En la estructura central, que es la base del prototipo, se utilizan tubos cuadrados, perfiles C, pletinas, barras. Los mismos que se pueden encontrar con facilidad en cualquier comercializadora de elementos estructurales.

Los ejes, soportes de las catalinas, placas soportes, rigidizadores y los diferentes mecanismos, se los construye con la ayuda de máquinas herramientas e instrumentos de medida.

Para el sistema motriz se utiliza un motor de 0.5 HP acoplado al bastidor del mecanismo, se controla su funcionamiento mediante un cajetín de control ubicado por comodidad en la parte frontal superior de la estructura.

4.1.1 REQUERIMIENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN.

Para la construcción de cada uno de los elementos que conforman el prototipo se requiere de: máquinas, equipos, herramientas, materiales, instrumentos, etc., los mismos que se detallan a continuación:

4.1.1.1 MÁQUINAS Y EQUIPOS

- Fresadora
- Esmeril
- Torno
- Soldadora Eléctrica
- Compresor
- Cortadora de disco
- Amoladora
- Taladro pedestal
- Taladro manual.
- Esmeril.

4.1.1.2 HERRAMIENTAS

- Brocas
- Útiles para torneear.
- Escuadras.
- Limas.
- Martillo.
- Llaves
- Rayador
- Sierra de arco

4.1.1.3 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y VERIFICACIÓN

- Calibrador pie de rey
- Nivel
- Flexómetro
- Escuadra

4.1.1.4 RESUMEN DE MATERIA PRIMA

- Eje de acero A-36.
- Planchas de acero A-36, diversos espesores.
- Pletinas de acero, diversos espesores.
- Tubo estructural cuadrado.
- Cañerías plásticas flexibles para el cable de la máquina.
- Perfiles C.
- Lamina galvanizada.

4.1.1.5 ELEMENTOS ADICIONALES.

- Motor eléctrico.
- Pulsadores, contactores y protecciones.
- Poleas.
- Cable de acero.
- Cadena.
- Catalinas
- Tornillos, pernos.
- Bisagras de acero A -36

4.1.2 HOJAS DE PROCESOS.

Para la construcción del prototipo, es necesario disponer de los procedimientos de fabricación de los diferentes elementos a construirse. Por lo

que en el Anexo VII se presentan las hojas de procesos de los diferentes elementos constitutivos de la máquina, las cuales serán de mucha ayuda para el trabajador encargado de la fabricación.

A continuación en las figuras 4.1 (a) y 4.1 (b) se muestra el proceso de construcción del prototipo.



Figura 4.1(a). Fabricación del agujero interior del carrete



Figura 4.1 (b). Fabricación del agujero interior del carrete

4.2 MONTAJE DEL PROTOTIPO.

Para este procedimiento se considera de forma independiente el montaje de cada uno de los sistemas que conforman el prototipo así:

4.2.1 SISTEMA DE AVANCE.

Este sistema se divide en dos: horizontal y vertical.

4.2.1.1 MONTAJE DEL SISTEMA DE AVANCE VERTICAL.

- Montaje de las guías con sus respectivos soportes mediante la utilización de pernos.
- Colocación de las lengüetas en las catalinas.
- Colocación del conjunto catalina-cadena, carrete, guías y catalina motriz en sus respectivos ejes.
- Ajuste de prisioneros y colocación de topes en las posiciones adecuadas.

4.2.1.2 MONTAJE DEL SISTEMA DE AVANCE HORIZONTAL.

- Montaje de bisagras.
- Acople de eslabones.
- Ubicación del conjunto prototipo - carrocería.
- Posicionamiento de brazos articulados.
- Alineación de brazos articulados.
- Ajuste de brazos articulados.

4.2.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

- Montaje de los rodamientos en sus respectivos soportes.

- Colocación del conjunto soporte – rodamiento en el mecanismo de potencia.
- Montaje de la polea en el eje del motor con su respectiva lengüeta.
- Colocación del motor en la placa soporte.

4.2.3 SISTEMA DE CONTROL.

- Colocación de los contactores, pulsadores, protecciones en el interior de una caja de control.
- Conexión de los diferentes dispositivos eléctricos.

4.2.4 MONTAJE FINAL

Una vez hecho el montaje de forma independiente de cada uno de los sistemas que conforman el prototipo se procede al montaje final de la siguiente manera:

- Ensamble, ubicación y posicionamiento de la estructura principal.
- Verificación de la presencia de los elementos normalizados como son: pernos, arandelas, tuercas, prisioneros, etc., que posteriormente serán utilizados.
- Montaje del sistema de avance vertical, mediante la fijación de la estructura en la carrocería.
- Se une los brazos giratorios a la estructura central mediante los ejes, verificando su paralelismo en el accionamiento manual.
- Se coloca el sistema avance horizontal en la estructura central.
- Se fija el tablero de control en la placa de control.
- Colocación del sistema motriz en la estructura central.
- Se verifica del correcto acople de las catalinas.
- Se ajustan todos los pernos.

- Colocación de la cadena, verificando su linealidad con respecto de las catalinas.
- Se conecta el control del motor a la fuente de energía del bus.
- Colocación del sujetador de la rueda de emergencia al prototipo.

A continuación se muestra el montaje final del prototipo en la figura 4.2 (a) y 4.2 (b)



Figura 4.2(a). Montaje final del prototipo en el bus.



Figura 4.2 (b). Montaje final del prototipo en el bus.

En las figuras 4.3 (a) y 4.3 (b); se muestra la posición inicial y la posición final del prototipo en el bus, respectivamente.



Figura 4.3 (a). Posición inicial del prototipo en el bus.



Figura 4.3 (b). Posición final del prototipo en el bus.

En la figura 4.4 se muestra la inspección visual del prototipo.



Figura 4.4. Inspección visual del prototipo.

En la figura 4.5 se muestra el prototipo funcionando.



Figura 4.5. Prototipo funcionando.

4.3 PRUEBAS DE CAMPO.

Luego de la construcción y el montaje se procede a realizar las pruebas de campo de acuerdo al Protocolo de Pruebas. Estas tienen como objetivo verificar las condiciones de diseño y el correcto funcionamiento del prototipo.

El formato utilizado en las pruebas de campo se muestra en la tabla del Anexo V.

4.3.1 ANÁLISIS DE LAS PRUEBAS DE CAMPO.

De acuerdo a los resultados del Anexo V, se observa que los sistemas que conforman el prototipo funcionan adecuadamente sin carga. También se puede ver que al funcionar con carga, opera sin ningún problema la cantidad de carga necesaria para una llanta de emergencia.

La verificación de la alineación de los canales guías, es la apropiada para proceder a realizar su trabajo.

Finalmente se observa que la capacidad para el que fue diseñado el prototipo es el apropiado.

CAPITULO V

COSTOS

5.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se realiza un estudio sobre los costos que conlleva el diseño, construcción y montaje del prototipo. El objetivo de este análisis es determinar la cantidad de recursos económicos a emplearse en el diseño, la construcción y la puesta en funcionamiento del prototipo.

Para este fin se parte de un análisis que toma en cuenta costos directos y costos indirectos.

Dentro del Costo Total Directo se consideran los costos parciales que son de:

- Materia Prima
- Elementos Normalizados Adicionales
- Costos de Maquinado
- Costos de Montaje

De la misma forma para determinar el costo total indirecto se consideran costos parciales de:

- Materiales Indirectos
- Costos de Ingeniería
- Gastos Imprevistos

El costo total del prototipo es igual a la suma de los costos totales directos y costos totales indirectos.

5.2 ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS

5.2.1 COSTOS DE MATERIA PRIMA.

Los costos de materia prima son los que se generan de la compra de los diversos materiales que se necesitan para la fabricación de elementos constitutivos del prototipo. Los costos de materias primas se presentan en la tabla 5.1

Tabla 5.1 Costos de materias primas

Material	Cant.	Peso [kg]	Val. Unit. [usd]	Val. total [usd]
Ele cilíndrico de acero A-36 φ15mm, l=100mm	1	1	2,05/kg	2,05
Eje Cilíndrico de Acero A-36 φ20mm l=90mm	2	2	1,50/kg	3,00
Perfil estructural Tipo "C" 40x20x3 (Disponible 6m)	1		24,15	24,15
Perfil redondo φ 13mm (Disponible en 6m)	1		18,00	18,00
Tubo estructural cuadrado 40x40x2, (Disponible en 6m)	1		26,86	26,86
Perfil estructural cuadrado 36x36x3 (Disponible 6m)	1		22,30	22,30
Varios			24	24
Subtotal				120,36

Fuente: Comercializadoras de Quito

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés

5.2.2 COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS Y ADICIONALES.

Son los que conlleva la adquisición de elementos prefabricados bajo distinto tipo de normas, elementos de control electrónico, motores, rodamientos, etc. Los costos de los elementos directos se muestran en la tabla 5.2

Tabla 5.2 Costos de elementos normalizados

Material	Cant.	Val. Unit. [usd]	Val. total [usd]
Motor- reductor , ortogonal, 1/2 HP	1	40	40
Corona dentada	1	22,20	22,20
Catalinas			32,00
Cadena Marca Trans Ind , Caja de 3m	1	13,25	13,25
Cable Bipolar Nro. 10	2	4,70	9,40
Caja de control	1	23,00	23,00
Polea Aluminio	9	4,10	36,90
Chumacera	1	6,25	6,25
Rodamientos	1	6,20	6,20
Pernos (Varios)			5,00
Tuercas (Varios)			6,10
Arandelas (Varios)			5,90
Cable de acero			5,50
Prisioneros (Varios)			3,50
Subtotal			215,20

Fuente: Comercializadoras de Quito

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés

5.2.3 COSTOS DE MAQUINADO.

Este costo tiene que ver con el valor respecto a la mano de obra directa empleada en las máquinas herramientas para la fabricación de piezas del prototipo. Y se calculan basándose en el tiempo requerido para la fabricación de los elementos. Dentro de esta tabla cabe considerar que se toma en cuenta el costo pagado por el tiempo de vulcanizado de los rodillos de avance. Estos valores se presentan en la tabla 5.3.

Tabla 5.3 Costos de maquinado

Máquina	Costo por máquina incluido mano de obra [usd/h]	Tiempo total [h]	Costo total por máquina [usd]
Torno	6	8	48
Fresadora	12	3	36
Soldadura	6	4	24
Taladro	4,5	2	9
Cizalla	4,5	2	9
Dobladora	3	1	3
Amoladora	4,5	6	27
Instrumentos de medida	3	8	24
Vulcanizado	50	8	400
Subtotal			580

Fuente: Taller Máquinas Herramientas

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés.

5.2.4 COSTOS DE MONTAJE

Son aquellos que relacionan la mano de obra ocupada para el ensamble de las partes y piezas que constituyen el dispositivo, así como, la puesta a punto y el afinamiento de la misma.

Para este tipo de trabajo se usa dos personas por un lapso de 16 horas, el costo de la hora de cada uno de ellos es de 2USD.

El resultado se puede observar en la tabla 5.4

Tabla 5.4 Costos de Montaje

Personal	Especialidad	Cantidad	Tiempo (h)	Costo/hora	Valor
Técnico	Electromecánico	2	8	2,00 USD/hora	32,00
Subtotal					32,00

Fuente: Taller Máquinas Herramientas

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés.

5.2.5 COSTO DIRECTO TOTAL

En la tabla 5.5 se indica la cantidad total del costo directo.

Tabla 5.5 Costo Directo Total

Componente del costo	Valor [usd]
Materias Primas	120,36
Elementos Normalizados y Adicionales	215,20
Costo de maquinado	580
Costo de Montaje	32
Subtotal	947,56

Fuente: Comercializadoras de Quito

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés

5.3 ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS

5.3.1 COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS

Estos costos son los que se generan del uso de materiales suplementarios en la construcción de los componentes de la cortadora.

Los costos de materiales indirectos se muestran en la tabla 5.6

Tabla 5.6 Costos de materiales indirectos

Material	Cantidad	Valor unitario [usd]	Valor total [usd]
Electrodos 7018-1/8"(lb)	8	1,5	12
Lija para Hierro	8	0,5	4
Pintura anticorrosiva	4L	3	12
Thiñer	8L	1,5	12
Guaype	20	0,2	4
Discos de corte	4	5	20
Suplementos Eléctricos			20
Varios		40	40
Subtotal			124

Fuente: Comercializadoras de Quito

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés.

5.3.2 COSTOS DE INGENIERÍA

Son aquellos costos que se derivan del tiempo y del conocimiento que un ingeniero invierte en el diseño de máquinas, en el caso de este prototipo se necesito la participación de dos profesionales los cuales desarrollaron las siguientes funciones:

- Definición del problema
- Presentación de alternativas
- Selección de alternativa
- Diseño y selección de elementos de maquinas
- Supervisión y control en la construcción
- Supervisión y control en montaje y puesta a punto

El tiempo que se dedica al diseño y construcción del prototipo se lo realiza a partir de los parámetros antes mencionados; teniendo en cuenta que los profesionales desarrollan tareas conjuntas para cada acción.

A continuación en la tabla 5.7, se detalla las tareas y el tiempo que se utiliza en ingeniería.

Tabla 5.7 Tareas y tiempo utilizados en ingeniería

Tarea	Tiempo[h]	Detalle
Definición del problema	3	Delimitación de parámetros del prototipo
Presentación de alternativas	3	Desarrollo de distintas formas de prototipo con sus parámetros básicos
Selección de alternativa	3	Ponderación y selección de la mejor forma de desarrollar el trabajo, según los sistemas que la constituyen.
Diseño y selección de elementos de máquinas	40	Diseño mecánico y selección de los distintos componentes normalizados del prototipo.
Supervisión y control en la construcción	18	Supervisar las actividades y la correcta construcción de partes y piezas del prototipo.
Supervisión y control en el montaje	5	Supervisar las actividades de montaje y el correcto ensamble
Total Tiempo [h]	72	

Fuente: Propia

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés.

El costo en horas que percibe un profesional en diseño de maquinaria industrial es de 10 USD en la industria nacional, por esta razón se tiene un costo por ingeniería de 720 USD.

5.3.3 COSTOS IMPREVISTOS

Se relacionan principalmente con los gastos de movilización del personal, en el transporte de materiales e impresiones de planos, etc. Es decir que son aquellos que no están considerados en un principio para el análisis del costo total.

Este tipo de costos se detallan en la tabla 5.8

Tabla 5.8 Costos Imprevistos

Imprevistos	Valor [usd]
Movilización del personal	10
Transporte de materiales	10
Impresiones de planos	10
Varios	10
Subtotal	40

Fuente: Propia

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés.

5.3.4 COSTO TOTAL INDIRECTO

En la tabla 5.9 se indican los costos totales indirectos

Tabla 5.9 Costo Total Indirecto

Componente del costo	Valor [usd]
Materiales Indirectos	124
Costo de ingeniería	720
Gastos Indirectos	40
Subtotal	884

Fuente: Propia

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés

5.4 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA

Resulta de la adición de los costos directos con los costos indirectos, esto se indica en la tabla 5.10

Tabla 5.10 Costo Total de la Máquina

COMPONENTE DEL COSTO	VALOR[USD]
Costo Directo	947,56
Costo Indirecto	884
Total	1831,56

Fuente: Propia

Elaborado: Pedro Colcha, Henry Urgilés

Como se puede ver en la tabla 5.10; el costo del prototipo llega a ser de 1831,56. Este valor esta dentro del presupuesto indicado en la sección 2.3 que es de 4000 dólares. Además no se puede comparar con el valor de máquinas similares ya que, no se cuenta en la industria ecuatoriana con una maquina especifica que desempeñe el mismo trabajo que realiza el prototipo construido, se concluye que el costo es accesible para artesanos y pequeñas empresas dedicadas a este tipo de actividad.

La relación de precios entre la máquina y el gasto en sueldos a operarios por realizar el mismo trabajo, arroja como resultado un ahorro de un 50 %. Razón por la cual se justifica la inversión.

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- Se cumple el objetivo principal del proyecto, este es diseñar y construir el elevador de la rueda de emergencia de forma satisfactoria, de acuerdo a los requerimientos establecidos por el usuario.
- Después de realizar las pruebas de campo del prototipo construido se observó, que cumple con los parámetros de diseño y una disminución en el tiempo de elevación.
- El diseño del prototipo permite que la rueda de emergencia se traslade de manera fácil y rápida, sin que sea necesario un excesivo esfuerzo humano; poniendo en riesgo la salud.
- Para la operación del elevador se requiere de una sola persona la cual no debe tener necesariamente experiencia.
- La construcción de la máquina permite aplicar la teoría aprendida durante la carrera y a la vez tener conocimiento sobre procesos de construcción necesarios para la vida profesional.
- El costo del prototipo es un 30 % menor al presupuesto establecido, lo que permite realizar su construcción, siendo un gran aporte a los transportistas en el Ecuador.
- Los planos de construcción y de taller cumplen con las normas establecidas para facilitar su posterior construcción.

- El diseño del elevador permite que este sea de fácil desmontaje y mantenimiento.

6.2 RECOMENDACIONES.

- Se recomienda revisar el óptimo funcionamiento de los diferentes sistemas que conforman el elevador antes de iniciar el proceso de elevación de la rueda de emergencia.
- Se invita a verificar que las dimensiones de los diferentes elementos a construir estén dentro del rango de tolerancias, de tal forma que al ensamblar la máquina no exista problemas.
- Es recomendable que el mantenimiento se lo realice en adecuados períodos de tiempo, especialmente lo referente a lubricación de la corona dentada y tornillo sin fin, además de tener cuidado con la pintura de la estructura para evitar la corrosión.
- Se debe tener presente la ubicación del botón de apagado, por si surge algún imprevisto durante su operación.

BIBLIOGRAFÍA

1. SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill, Sexta Edición; México; 2002.
2. SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill, Tercera Edición; México; 1985.
3. MARKS; Manual Del Ingeniero Mecánico Novena Edición; Editorial McGraw-Hill; México.
4. SINGER, Mecánica para Ingenieros; Dinámica, Harla, Tercera Edición, 1982.
5. CHEVALIER; Dibujo Industrial; Montaner y Simón S.A.; Barcelona, 1979.
6. CATALOGO GENERAL DE RODAMIENTOS, FAG –WL41 520/3 SB Edición 2000; FAG SALES EUROPE.
7. VARGAS J.; Guía de los Fundamentos del Dibujo Industrial; 2004.
8. INEN; Código de Dibujo Técnico Mecánico; Quito, 1981.
9. FAG, Manual de Rodamientos.
10. S.K.F; Catálogo General; Editorial S. K. F; Italia 1989.

