

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN MECANISMO DE APERTURA Y CIERRE DE UNA ESTRUCTURA ADAPTABLE PARA LA CÁMARA DE LA PEQUEÑA Y MEDIANA EMPRESA DE PICHINCHA UBICADA EN EL CENTRO DE EXPOSICIONES QUITO

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

JORGE EDUARDO SANANGO PEÑA

jsp_1991@hotmail.es

CÉSAR RAMIRO SANGO NARVÁEZ

csar_sxl@hotmail.com

DIRECTOR: ING. CARLOS OSWALDO BALDEON VALENCIA

carlosbaldeon@hotmail.com

Quito, Septiembre 2015

DECLARACIÓN

Nosotros, Sanango Peña Jorge Eduardo y Sango Narváez César Ramiro, declaramos bajo juramento que el presente trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

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, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Jorge Eduardo Sanango Peña

César Ramiro Sango Narváez

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por los señores: Sanango Peña Jorge Eduardo y Sango Narváez César Ramiro, bajo mi supervisión.

Ing. Carlos Oswaldo Baldeón Valencia
DIRECTOR DEL PROYECTO

ÍNDICE

1. CAPÍTULO 1	1
1 MARCO TEÓRICO	1
1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 ESTRUCTURAS ADAPTABLES.....	2
1.2.1 ESTRUCTURAS MÓVILES	2
1.2.2 ESTRUCTURAS DESPLEGABLES.....	4
1.3 MECANISMOS.....	6
1.3.1 ESLABONES	6
1.3.1.1 Clasificación de los eslabones	6
1.3.2 PAR CINEMÁTICO	6
1.3.3 GRADOS DE LIBERTAD.....	8
1.3.4 CADENA CINEMÁTICA.....	8
1.3.4.1 Inversión cinemática.....	9
1.4 MÉTODOS DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO	9
1.4.1 RUEDAS DE FRICCIÓN.....	10
1.4.2 TRANSMISIÓN POLEA-CORREA.....	11
1.4.3 TRANSMISIÓN CADENA-PIÑÓN.....	11
1.4.4 TRANSMISIÓN RUEDA DENTADA-LINTERNA.....	12
1.4.5 ENGRANJES	13
1.4.6 ENGRANAJE Y TORNILLO SIN FIN	13
1.4.7 SISTEMA DE LEVAS.....	14
1.4.8 EXCÉNTRICA-BIELA-PALANCA.....	14
1.4.9 CREMALLERA-PIÑÓN	15
1.5 ACTUADORES	15
1.5.1 ACTUADOR NEUMÁTICO	16
1.5.2 ACTUADOR HIDRÁULICO.....	16

1.5.3	ACTUADOR ELÉCTRICO	17
1.5.4	CARACTERÍSTICAS DE LOS DISTINTOS TIPOS DE ACTUADORES	18
2.	CAPÍTULO 2	19
2	REQUERIMIENTOS Y PARÁMETROS DE DISEÑO	19
2.1	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	19
2.1.1.	RESTRICCIONES Y LIMITACIONES	19
2.1.2.	ESPECIFICACIONES	20
2.1.2.1.	Parámetros de diseño	20
2.2	PARÁMETROS FUNCIONALES	20
2.3	PLATEAMIENTO DE ALTERNATIVAS	21
2.3.1	ALTERNATIVAS SISTEMA MOTRIZ	23
2.3.1.1	Generador de potencia	23
2.3.1.2	Sistema de transformación de velocidad angular	26
2.3.1.3	Sistema de transmisión de movimiento al eje del conducido.	27
2.3.1.4	Sistema de desplazamiento lineal	30
2.3.2	ALTERNATIVAS DE MÓDULOS	32
2.3.3	EVALUACIÓN Y SELECCION DE LOS MÓDULOS	33
2.3.4	ESQUEMA FINAL	35
2.4	PROTOCOLO DE PRUEBAS	36
3.	CAPÍTULO 3	37
3	DISEÑO DEL MECANISMO	37
3.1	DETERMINACIÓN DE CARGAS	37
3.1.1	PESO DE ESTRUCTURA	37
3.1.2	PESO DE LA MEMBRANA ESTRUCTURAL	38
3.1.3	CARGA SOBRE EL SISTEMA MOTRIZ Y CONDOCIDO	39
3.2	SELECCIÓN DE GARRUCHAS	41

3.2.1	TEMPERATURA AMBIENTE.....	41
3.2.2	VELOCIDAD DE FUNCIONAMIENTO.....	41
3.2.3	CAPACIDAD DE CARGA	42
3.3	CALCULO DE LA POTENCIA MÍNIMA DEL MECANISMO.....	43
3.4	SELECCIÓN DE MOTORREDUCTOR.....	46
3.5	DISEÑO DEL ENGRANAJE	47
3.5.1	FACTORES GEOMÉTRICOS.....	47
3.5.2	VELOCIDAD DE LA LÍNEA DE PASO.....	49
3.5.3	CALCULO DE CARGAS TANGENCIAL W_t Y RADIAL W_r	50
3.5.4	ANÁLISIS DE ENGRANAJES MÉTODO AGMA	50
3.5.4.1	Calculo del esfuerzo de flexión.....	50
3.5.4.2	Selección de material	52
3.5.4.3	Calculo del esfuerzo de flexión permisible	53
3.5.4.4	Factor de seguridad a flexión	53
3.5.4.5	Análisis de desgaste o picadura.....	54
3.5.4.6	Calculo del esfuerzo de flexión permisible	56
3.6	DISEÑO DEL EJE.....	57
3.6.1	DETERMINAR LAS CARGAS ACTUANTES SOBRE EL EJE	57
3.6.2	CÁLCULO DE REACCIONES EN LOS APOYOS	59
3.6.3	DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR.....	62
3.6.4	SELECCIÓN DEL MATERIAL	64
3.6.5	CALCULO DEL DIÁMETRO	64
3.7	SELECCIÓN DE CHUMACERA	65
3.7.1	CARGA RADIAL SOBRE EL RODAMIENTO	66
3.7.2	CARGA DINÁMICA EQUIVALENTE.....	66
3.7.3	FACTOR DE VELOCIDAD.....	67
3.7.4	FACTOR DE DURACIÓN	67

3.7.5	CARGA DINÁMICA PARA LA SELECCIÓN	67
3.7.6	SELECCIÓN DEL RODAMIENTO Y SOPORTE	67
3.8	SELECCIÓN Y CALCULO DE CHAVETAS	68
3.8.1	FALLA POR CORTANTE	69
3.8.2	FALLA POR APLASTAMIENTO	70
3.8.3	SIMULACIÓN DE LA CHAVETA	71
3.8.3.1	Cargas aplicadas sobre la chaveta	72
3.8.3.2	Esfuerzo de Von Mises	72
3.9	SELECCIÓN DE ANILLOS DE SEGURIDAD	74
3.10	SELECCIÓN DEL FRENO	74
3.11	ESTRUCTURA DEL MECANISMO DE APERTURA Y CIERRE DE LA ESTRUCTURA	76
3.12	DISEÑO DE LA SOLDADURA DE LA ESTRUCTURA	79
3.13	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE PERNOS DE SUJECCIÓN	79
3.14	RIEL DEL MECANISMO DE APERTURA Y CIERRE DE LA ESTRUCTURA	81
3.15	SELECCIÓN DE LOS PERNOS DE ANCLAJE	82
4.	CAPÍTULO 4	83
4	COSTRUCCIÓN Y MONTAJE	83
4.1	INTRODUCCIÓN	83
4.2	REQUERIMIENTOS	83
4.2.1	MATERIALES	83
4.2.2	MANO DE OBRA	84
4.2.3	MAQUINAS HERRAMIENTAS Y EQUIPOS	85
4.3	PROCESO CONSTRUCTIVO	86
4.3.1	CONSTRUCCIÓN	86
4.3.1.1	Construcción de elementos mecanizados	86

4.3.2	DIAGRAMA DE FLUJO DE LA CONSTRUCCIÓN	91
4.3.3	MONTAJE.....	92
5.	CAPÍTULO 5.....	94
5	ANÁLISIS ECONÓMICO	94
5.1	INTRODUCCIÓN	94
5.1.1	DEFINICIÓN DE COSTO	94
5.2	ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS	94
5.2.1	CLASIFICACIÓN DE COSTOS DE PRODUCCIÓN	94
5.2.1.1	Costos de materiales directos	95
5.2.1.2	Costos de mano de obra directa de fabricación	95
5.2.1.3	Costos indirectos de fabricación.....	95
5.3	PRESUPUESTO	96
5.4	COSTOS UNITARIOS	97
6.	CAPÍTULO 6.....	106
6	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	106
6.1	CONCLUSIONES	106
6.2	RECOMENDACIONES	107
7	BIBLIOGRAFÍA	109

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Plaza de toros (Victoria)	1
Figura 1.2 Ocean Dome, estructura telescópica longitudinal más grande del mundo ubicada en Miyazaki	3
Figura 1.3 Auditorio Alameda, estructura telescópica de abanico ubicada en Jaen - España	3
Figura 1.4 Estadio de hockey “Civic Arena”, estructura telescópica circular demolida en 2012.....	3
Figura 1.5 Pabellón de paneles móviles en Kuwait.	4
Figura 1.6 Pabellón móvil de Renzo Piano, estructura de arcos móviles.	4
Figura 1.7 Estructura desplegable de articulaciones bloqueadas.....	5
Figura 1.8 Estructura desplegable de módulo de haces.....	5
Figura 1.9 Estructura despegable de módulo de aspas.	5
Figura 1.10 Par cinemático superior.....	7
Figura 1.11 Par cinemático inferior.....	7
Figura 1.12 Pares cinemáticos y Grados de Libertad.....	8
Figura 1.13 Cadena cinemática a) cerrada y b) abierta.....	9
Figura 1.14 Ruedas de fricción.....	11
Figura 1.15 Transmisión polea-correa.....	11
Figura 1.16 Transmisión cadena-piñón.....	12
Figura 1.17 Rueda dentada-linterna.....	12
Figura 1.18 Engranajes.....	13
Figura 1.19 Engranaje y tornillo sin fin.....	13
Figura 1.20 Sistema de levas.....	14
Figura 1.21 Excéntrica-biela-palanca.....	14
Figura 1.22 Cremallera-piñón.....	15
Figura 1.23 Sistema neumático básico.....	16
Figura 1.24 Actuador hidráulico.....	17
Figura 1.25 Motor eléctrico.....	17
Figura 2.1 Motor de combustión interna.....	23
Figura 2.2 Motor eléctrico de corriente continúa.....	24
Figura 2.3 Motor eléctrico de corriente alterna.....	25

Figura 2.4 Motor de corriente alterna	25
Figura 2.5 Reductor de velocidad	26
Figura 2.6 Banda reductora	27
Figura 2.7 Cadena	28
Figura 2.8 Banda reductora	29
Figura 2.9 Engranajes	29
Figura 2.10 Piñón-Cremallera.....	30
Figura 2.11 Riel-rueda	31
Figura 2.12 Esquema final.....	35
Figura 3.1 Esquema del pórtico.....	37
Figura 3.2 Esquema estructura móvil	40
Figura 3.3 Coeficiente de rozamiento de rodadura.....	44
Figura 3.4 Diagrama del eje motriz.....	58
Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre, plano x-y.....	60
Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre, plano x-z.....	61
Figura 3.7 Diagrama de fuerza cortante y momento flector, plano x-y	62
Figura 3.8 Diagrama de fuerza cortante y momento flector, plano x-z.	63
Figura 3.9 Diagrama de momento flector resultante.....	63
Figura 3.10. Dimensiones de la chaveta	68
Figura 3.11. Chaveta sometida a fuerzas cortantes	69
Figura 3.12. Área de aplastamiento.....	71
Figura 3.13. Aplicación de cargas sobre la chaveta	72
Figura 3.14. Esfuerzos de Von Mises.....	73
Figura 3.15 Estructura del mecanismo cargada	77
Figura 3.16 Estructura conducida cargada	77
Figura 3.17 Deformaciones en la estructura; sistema motriz.....	78
Figura 3.18 Deformación de la estructura; sistema conducido.....	78
Figura 3.19 Pernos de sujeción, a) Chumacera - Estructura; b) Soporte - Estructura	79
Figura 3.20 Ménsula con carga vertical soportada por cuatro pernos.	80
Figura 3.21 Deformaciones en el riel del mecanismo	82
Figura 4.1 Diagrama de flujo del montaje del mecanismo	93

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Métodos de transmisión de movimiento.....	10
Tabla 1.2 Características de distintos tipos de actuadores.....	18
Tabla 2.1 Cuadro de ponderaciones.....	22
Tabla 2.2 Soluciones del módulo.....	32
Tabla 2.3 Evaluación de cada criterio.....	33
Tabla 2.4 Evaluación de las soluciones respecto al torque.....	33
Tabla 2.5 Evaluación de las soluciones respecto a las dimensiones.....	34
Tabla 2.6 Evaluación de las soluciones respecto al costo.....	34
Tabla 2.7 Soluciones para el sistema motriz.....	34
Tabla 3.1 Resumen de cargas aplicadas sobre el mecanismo.....	40
Tabla 3.2 Capacidad de carga de las ruedas.....	43
Tabla 3.3 Especificaciones del motorreductor.....	46
Tabla 3.4 Fórmulas para características de dientes de engranes, para un ángulo de presión de 20.....	49
Tabla 3.5 Tabla resumen de cálculos.....	49
Tabla 3.6 Cargas aplicadas sobre el eje.....	59
Tabla 3.7. Propiedades mecánicas del acero 1045.....	64
Tabla 3.8 Tabla resumen de diámetros calculados.....	65
Tabla 3.9 Rodamiento y soporte.....	68
Tabla 3.10. Dimensiones para chavetas.....	73
Tabla 3.11 Dimensiones anillos de seguridad.....	74
Tabla 3.12 Carga aplicada sobre estructura.....	76
Tabla 4.1 Materiales para construcción del mecanismo.....	84
Tabla 4.2 Máquinas-Herramientas y equipos requeridos para la construcción y montaje.....	85
Tabla 4.3 Construcción del eje para el mecanismo.....	87
Tabla 4.4 Construcción del piñón.....	88
Tabla 4.5 Construcción del engrane.....	88
Tabla 4.6 Construcción de soportes para ruedas conducidas.....	89
Tabla 4.7 Construcción del riel.....	89
Tabla 4.8 Construcción de la estructura del mecanismo.....	90

Tabla 4.9 Simbología diagrama de flujo para la construcción.....	91
Tabla 4.10 Actividades a realizarse en el montaje.....	92
Tabla 5.1 Presupuesto.....	96
Tabla 5.2 Suministro de Acero A36	97
Tabla 5.3 Fabricación Estructura Sistema Motriz.....	98
Tabla 5.4 Fabricación Estructura Sistema Conducido	99
Tabla 5.5 Fabricación Sistema Lineal de Desplazamiento	100
Tabla 5.6 Fabricación de Elementos del Sistema Motriz	101
Tabla 5.7 Ensamblaje Sistema Motriz.....	102
Tabla 5.8 Ensamblaje del sistema conducido	103
Tabla 5.9 Transporte y montaje del sistema de desplazamiento lineal.....	104
Tabla 5.10 Transporte y montaje del sistema motriz y conducido	105

RESUMEN

El presente proyecto de titulación aborda el diseño de un mecanismo de apertura y cierre de una estructura adaptable para la Cámara de la Pequeña y Mediana Empresa de Pichincha ubicada en el Centro de Exposiciones Quito.

Primero, se realiza una breve descripción de las estructuras adaptables, su clasificación, los posibles mecanismos a emplearse, considerando algunas características significativas como son: el tipo, su funcionamiento, dimensiones y las necesidades para las que va a ser diseñado.

Segundo, se efectúa una descripción y selección de los distintos mecanismos que permitan satisfacer los requerimientos de diseño; utilizando las técnicas de mecánica, selección de materiales y matrices de ponderación; aplicando criterios de transmisión de movimiento y potencia según sea el caso.

Tercero, se realiza los cálculos correspondientes para definir los componentes que conforman el mecanismo. Cumpliendo con los requerimientos y estándares que rigen el diseño, para que, de esta manera se pueda cumplir con la función para la cual se está diseñando, dando las seguridades respectivas y la facilidad de uso, así como también la ergonomía.

Cuarto, después de concluida la etapa de diseño y selección de elementos mecánicos que conforman el sistema motriz de la estructura, se determina los materiales y equipos necesarios que se va a necesitar para la construcción y montaje del mecanismo.

Quinto, se realiza el análisis económico del proyecto, en el mismo, que se detallarán los costos de fabricación y montaje del mecanismo de apertura y cierre de la estructura. Se determinará los costos individuales y el costo total del mecanismo.

Por último, se establecen las conclusiones y recomendaciones de todos los resultados obtenidos de la ejecución del presente proyecto de titulación.

PRESENTACIÓN

El presente proyecto comprende el análisis de los parámetros fundamentales para el diseño de un mecanismo de apertura y cierre para una estructura adaptable ligera, usando materiales como el acero en el mecanismo articulado y membranas estructurales para la cobertura del dispositivo, estas cubiertas tiene un uso generalizado debido al poco peso, su fácil transporte y montaje, unido a un costo bastante reducido respecto a otros sistemas de estructuras mecanizadas.

La Cámara de la Pequeña y Mediana Empresa de Pichincha (CAPEIPI), observó la imposibilidad para realizar reuniones, convenciones y exposiciones en un sitio con suficiente espacio y que posea condiciones adecuadas para la realización de las mismas. Se propone la creación de una estructura adaptable que dé solución al problema anteriormente planteado y que a su vez pase a ser un símbolo de esta organización y un punto emblemático en la ciudad de Quito.

Conocido el tipo de estructura que se va a diseñar, se procederá a seleccionar el tipo más adecuado de accionamiento del mecanismo y su respectivo diseño, el mismo que permita realizar la apertura y cierre de la estructura, de tal manera que se pueda realizar actividades (reuniones, convenciones y exposiciones) al aire libre en buenas condiciones climáticas y bajo cubierta cuando no se den las mismas. Durante la realización de este trabajo se hará un análisis de los distintos tipos de mecanismos que existen, eligiendo el más adecuado para el objetivo que se desea alcanzar.

CAPÍTULO 1

1 MARCO TEÓRICO

En este capítulo se realiza una breve descripción de las estructuras adaptables, su clasificación, los posibles mecanismos a emplearse, considerando algunas características significativas como son: el tipo, su funcionamiento, dimensiones y las necesidades para las que va a ser diseñado.

1.1 INTRODUCCIÓN

Estructura adaptable constituye en esencia un tipo de estructura que en pocos minutos transforma una edificación cerrada en una abierta o viceversa. Su finalidad es la de dotar de una gran versatilidad a los recintos públicos tales como: plazas de toros, piscinas, recintos deportivos, etc., proporcionando la programación de una amplia gama de eventos desde los que se realizan a cielo abierto como los que requieren un recinto cerrado.

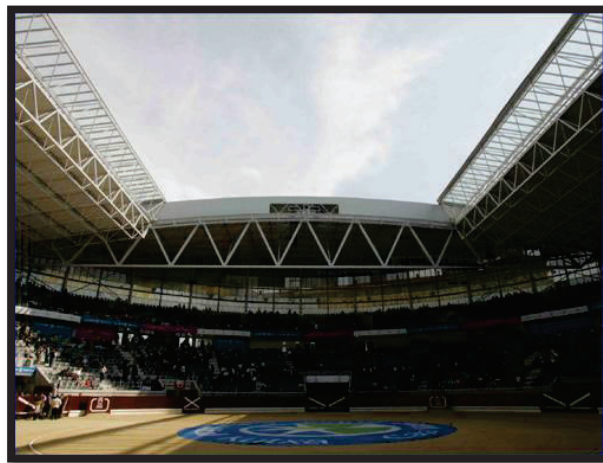


Figura 1.1 Plaza de toros (Victoria)

Fuente: (*"Estructuras móviles. LANIK," n.d.*)

La investigación en estructuras adaptables manifiesta que el hábitat arquitectónico actual se presenta en su mayoría rígido, estático e inmodificable, haciendo casi imposible futuras transformaciones. Es aquí donde aparecen los sistemas móviles

que, incorporando el concepto de retroalimentación para su control y movimiento, se perfilan hoy como una de las formas más eficientes para producir respuestas adaptativas.

1.2 ESTRUCTURAS ADAPTABLES


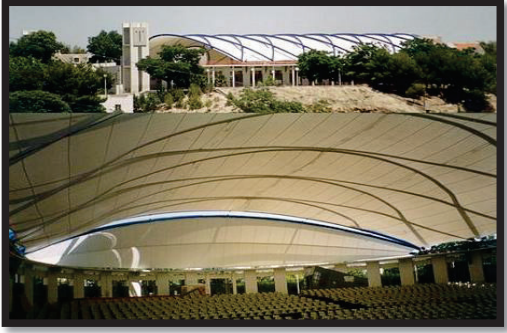
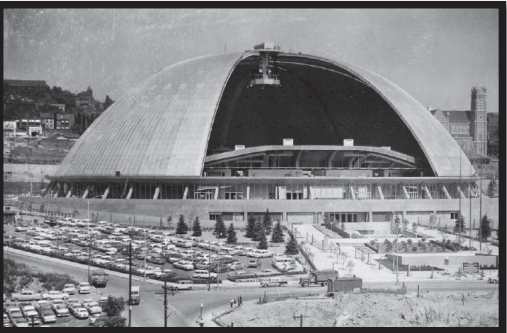
Una estructura adaptable debe funcionar ante todo como estructura, es decir, como una forma estable, capaz de transmitir cargas, tanto estáticas como dinámicas, mediante sollicitaciones y deformaciones de sus elementos, en este caso una disposición espacial de barras, con o sin cables, donde cada componente de la estructura podrá desplazarse (“Estructuras Transformables,” n.d.). Este tipo de estructuras se clasifican en:

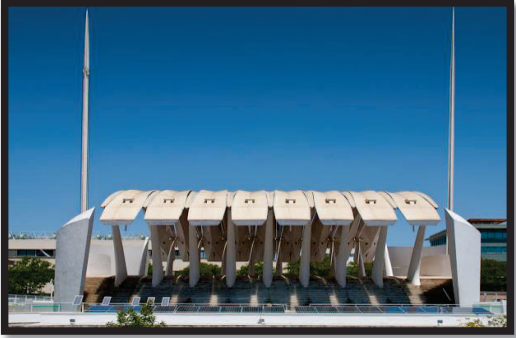

- Estructuras móviles
- Estructuras desplegadas

1.2.1 ESTRUCTURAS MÓVILES

Se clasifican en:

- Estructuras telescópicas longitudinales.
- Estructuras telescópicas de abanico.
- Estructuras telescópicas circulares.
- Estructuras de paneles móviles.
- Estructuras de vigas o arcos móviles.


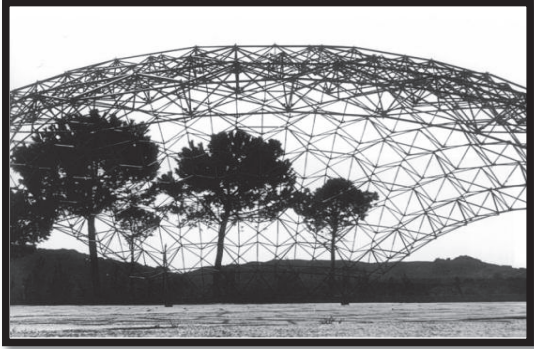

TIPO DE ESTRUCTURA	FIGURA
<p>Estructuras telescópicas Longitudinales</p>	 <p>Figura 1.2 Ocean Dome, estructura telescópica longitudinal más grande del mundo ubicada en Miyazaki Fuente: (Pérez Valcárcel, n.d.)</p>
<p>Estructuras Telescópicas de Abanico</p>	 <p>Figura 1.3 Auditorio Alameda, estructura telescópica de abanico ubicada en Jaen - España. Fuente: (Pérez Valcárcel, n.d.)</p>
<p>Estructuras Telescópicas Circulares</p>	 <p>Figura 1.4 Estadio de hockey “Civic Arena”, estructura telescópica circular demolida en 2012. Fuente: (Pérez Valcárcel, n.d.)</p>

<p>Estructuras de Paneles Móviles</p>	 <p>Figura 1.5 Pabellón de paneles móviles en Kuwait. Fuente: <i>(Pérez Valcárcel, n.d.)</i></p>
<p>Estructuras de Vigas o Arcos Móviles</p>	 <p>Figura 1.6 Pabellón móvil de Renzo Piano, estructura de arcos móviles. Fuente: <i>(Pérez Valcárcel, n.d.)</i></p>

1.2.2 ESTRUCTURAS DESPLEGABLES

Se clasifican en:

- Estructuras desplegadas de articulaciones bloqueadas.
- Estructuras desplegadas de módulos de haces.
- Estructuras desplegadas de módulos de aspas.

TIPO DE ESTRUCTURA	FIGURA
<p>Estructuras Desplegables de Articulaciones Bloqueadas</p>	 <p>Figura 1.7 Estructura desplegable de articulaciones bloqueadas. Fuente: (Pérez Valcárcel, n.d.)</p>
<p>Estructuras Desplegables de Módulos de Haces</p>	 <p>Figura 1.8 Estructura desplegable de módulo de haces. Fuente: (Pérez Valcárcel, n.d.)</p>
<p>Estructuras Desplegables de Módulos de Aspas</p>	 <p>Figura 1.9 Estructura despegable de módulo de aspas. Fuente: (Pérez Valcárcel, n.d.)</p>

1.3 MECANISMOS

Los mecanismos son combinaciones de cuerpos rígidos llamados eslabones encargados de transmitir y modificar el movimiento, los cuales se encuentran conectados mediante pares cinemáticos, los que permiten al dispositivo realizar movimientos relativos definidos, en un mecanismo todos los elementos que conforman el dispositivo tiene la posibilidad de movimiento excepto uno, a este elemento se lo denomina fijo también o tierra si es el caso, es decir que todos los movimientos se realizan respecto a este elemento. (“Máquinas y Mecanismos,” n.d.)

1.3.1 ESLABONES

Eslabones, se denomina a los elementos que conforman una máquina o un mecanismo, un eslabón conecta a otros elementos y tiene movimiento relativo a ellos. Son cuerpos rígidos que transmiten movimiento de un eslabón a otro por medio de una unión o par cinemático; se consideran rígidos debido a que no se deforman en alguna dirección.

1.3.1.1 Clasificación de los eslabones

- *Eslabones rígidos.* Están capacitados para transmitir fuerza, para jalar o empujar. A esta clase pertenecen la mayoría de las partes metálicas de las máquinas.
- *Eslabones flexibles.* Son los que están constituidos para ofrecer resistencia en una sola forma (rigidez unilateral)
- *Eslabones que actúan a tensión.* Cadenas, bandas y correas.
- *Eslabones que actúan a presión.* Agua, aceite hidráulico, conducen fuerzas de empuje.

1.3.2 PAR CINEMÁTICO

Se denomina par cinemático a aquellas partes donde dos eslabones se encuentran en contacto y con un movimiento relativo entre ellos. El tipo de par cinemático depende del tipo de contacto entre los miembros conjugados.

- Pares superiores. Se denominan de esta manera cuando el contacto entre eslabones se establece a través de un punto o línea, la transmisión de movimiento y fuerza se realiza mediante esta unión de área reducida produce altas presiones de contacto y rozamiento.

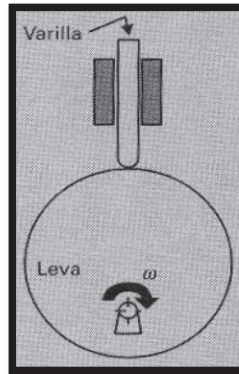


Figura 1.10 Par cinemático superior

Fuente: Castillo, A. (2005). CINEMATICA DE LAS MAQUINAS. Página 14

- Pares inferiores. Permiten movilidad entre los eslabones conjugados, los mismos tienen una superficie y geometría similar de contacto.

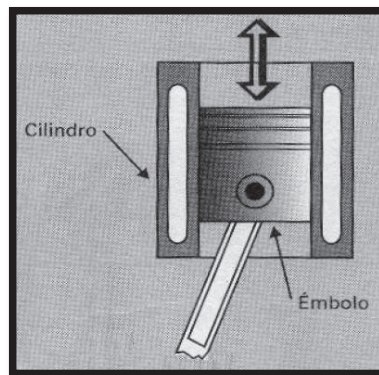


Figura 1.11 Par cinemático inferior

Fuente: Castillo, A. (2005). CINEMATICA DE LAS MAQUINAS. Página 14

Los pares cinemáticos se denominan de clase I, II, III, etc., en función del número de grados de libertad que permitan en movimiento relativo entre los dos elementos entre los dos elementos que une. Un par de clase I permite un solo grado de libertad, un par de clase II permite dos grados de libertad, etc., como se muestra en la **Figura 1.11**.

1.3.3 GRADOS DE LIBERTAD

Se entiende por grados de libertad (G.L.), a los movimientos independientes que tiene un eslabón o un mecanismo. Un eslabón rígido en el espacio consta de seis grados de libertad tres rotaciones y tres traslaciones paralelas a los ejes X, Y, Z, es decir que puede realizar seis movimientos independientes y se requieren seis variables para definir su movimiento (Beer & Russell, 2010).

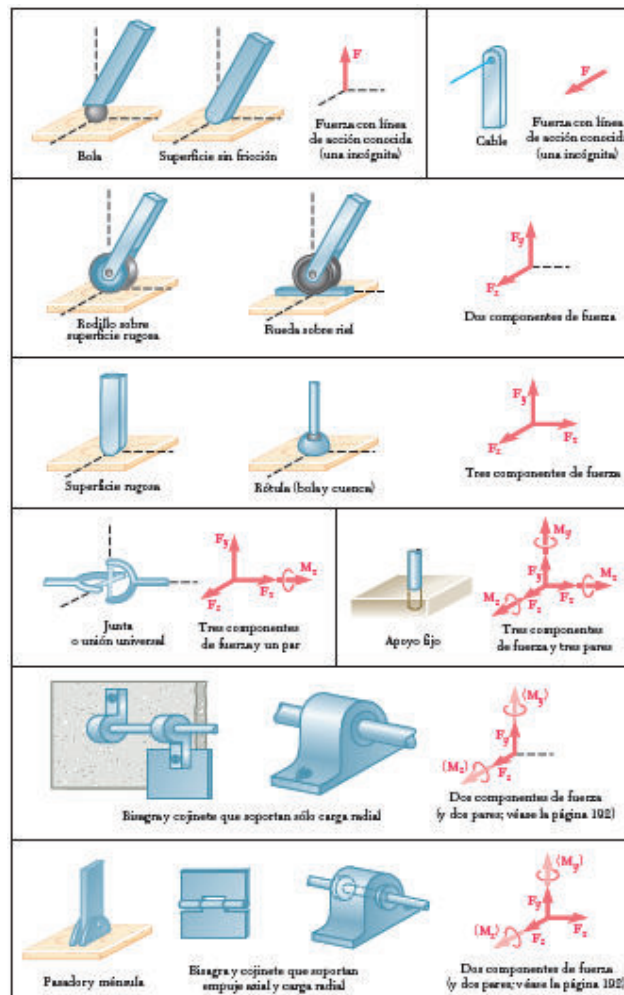


Figura 1.12 Pares cinemáticos y Grados de Libertad
Fuente:(Beer & Russell, 2010)

1.3.4 CADENA CINEMÁTICA

Se denomina al conjunto o subconjunto de miembros de un mecanismo enlazados entre sí mediante pares cinemáticos, en la cual por definición no existe un elemento

fijo. Una cadena cinemática es una generalización del concepto de mecanismo, de tal manera que se puede decir que un mecanismo es una cadena cinemática en la cual uno de sus elementos es fijado. Las cadenas cinemáticas pueden ser abiertas o cerradas.

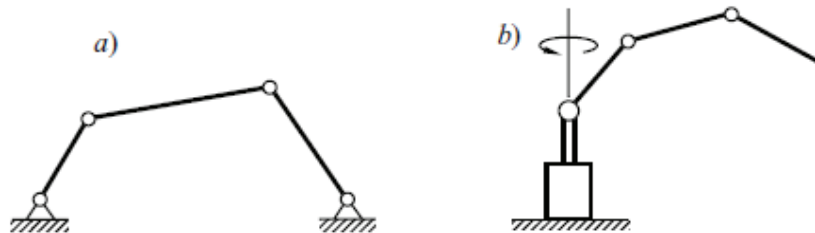


Figura 1.13 Cadena cinemática a) cerrada y b) abierta
Fuente: (Cardona & Clos, 2001, p. 29)

1.3.4.1 Inversión cinemática

Como se mencionó anteriormente un mecanismo es una cadena cinemática que tiene un eslabón fijo o de referencia. Una inversión es la posibilidad de fijar cualquier eslabón de cadena cinemática como referencia, con el propósito de obtener un mecanismo diferente, manteniendo los movimientos *relativos* entre los eslabones, pero cambiando drásticamente los movimientos absolutos (respecto al eslabón de referencia).

Como regla general una primera aproximación del número de inversiones posibles, es igual al número de eslabones que conforma la cadena, es decir si se tiene n eslabones se obtendrán n mecanismos diferentes, posteriormente se debe realizar un análisis comparativo de los movimientos de las inversiones obtenidas anteriormente, teniendo en cuenta que los absolutos deben ser diferentes y relativos no deben ser alterados (Castillo, 2005, p. 16).

1.4 MÉTODOS DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO

Se caracterizan por presentar elementos sólidos y flexibles o la combinación de ambos, con el objeto de realizar movimientos por acción o efecto de una fuerza. Generalmente están asociados con otros sistemas, motrices, de automatización y

control, etc., que actuando conjuntamente permiten obtener trabajo útil para una determinada aplicación. Actualmente con la constante innovación tecnológica ha desarrollado nuevos sistemas mecánicos (mecanismos), los cuales son versátiles admitiendo combinaciones entre ellos y están a disponibilidad en el mercado en diferentes formas (“Máquinas y Mecanismos,” n.d.).

Tabla 1.1 Métodos de transmisión de movimiento

Movimiento de entrada	Movimiento de salida	Posible solución
Giratorio	Giratorio	Ruedas de fricción
		Transmisión por correa (Polea-Correa)
		Transmisión por cadena (Cadena-piñón)
		Rueda Dentada-Linterna
		Engranajes
		Engranaje y Tornillo sin fin
	Oscilante	Excéntrica-biela-palanca
		Leva-palanca
	Lineal alternativo	Excéntrica-biela-émbolo (biela-manivela)
		Leva-émbolo
	Lineal continuo	Rodillo-cinta
		Cremallera-piñón
		Tornillo-tuerca
Oscilante	Giratorio	Palanca-biela-manivela
Lineal continuo	Giratorio	Cremallera-piñón o Cadena-Piñón
		Aparejos de poleas
		Rueda
Lineal alternativo	Giratorio continuo	Biela-manivela(excéntrica-biela; cigüeñal-biela)
	Lineal alternativo	Palancas
	Oscilante	

Fuente: (“Máquinas y Mecanismos,” n.d., p. 6)

1.4.1 RUEDAS DE FRICCIÓN

Permiten transmitir movimiento giratorio entre dos ejes paralelos o perpendiculares, modificando la velocidad y/o sentido de giro (“Ruedas de fricción,” n.d.).

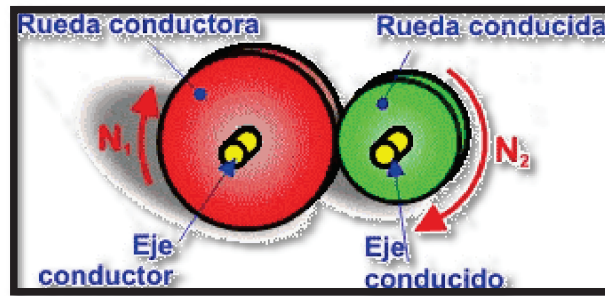


Figura 1.14 Ruedas de fricción

Fuente: (*"Ruedas de fricción," n.d.*)

1.4.2 TRANSMISIÓN POLEA-CORREA

La transmisión mediante poleas y correas se da por el rozamiento que existe entre la polea y la correa, esto se utiliza para transmitir el par de giro de un eje a otro, una desventaja de este sistema es que la relación de transmisión no es siempre constante (*"Correas de transmisión," n.d.*).

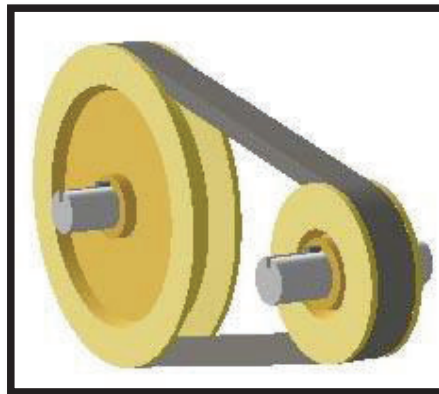


Figura 1.15 Transmisión polea-correa

Fuente: (*"Transmisión por poleas y correas o cadenas," n.d.*)

1.4.3 TRANSMISIÓN CADENA-PIÑÓN

La transmisión cadena-piñón es similar a la de polea-correa, ya que la misma se da entre ejes paralelos, su diferencia radica en que la transmisión de movimiento ya no se da por fricción sino porque la cadena se acopla con los dientes del piñón (*"Transmisión por poleas y correas o cadenas," n.d.*).



Figura 1.16 Transmisión cadena-piñón

Fuente: (*"Transmisión por poleas y correas o cadenas," n.d.*).

1.4.4 TRANSMISIÓN RUEDA DENTADA-LINTERNA

Este tipo de transmisión permite transmitir movimiento de un eje giratorio a otro, modificando sus características de velocidad y sentido de giro. Los ejes conductor y conducido pueden ser perpendiculares o paralelos (*"Rueda dentada-linterna," n.d.*).

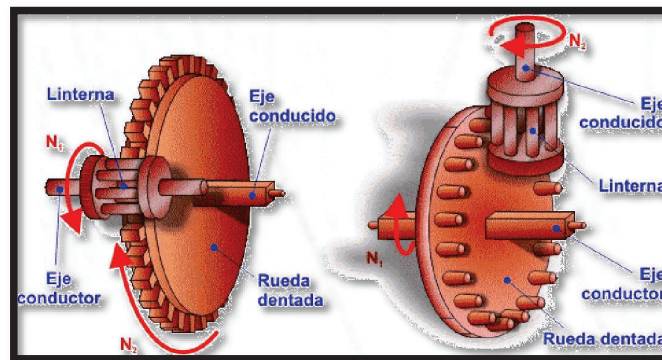


Figura 1.17 Rueda dentada-linterna

Fuente: (*"Rueda dentada-linterna," n.d.*).

1.4.5 ENGRANJES

Este tipo de transmisión, permite transmitir un movimiento giratorio entre dos ejes, modificando las características de velocidad y sentido de giro. Los ejes pueden estar paralelos, coincidentes o cruzados (“Sistema de engranajes,” n.d.).

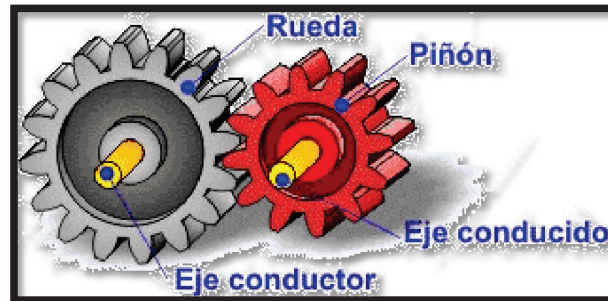


Figura 1.18 Engranajes

Fuente: (“Sistema de engranajes,” n.d.).

1.4.6 ENGRANAJE Y TORNILLO SIN FIN

El engrane y tornillo sin fin se utiliza para transmitir potencia entre ejes que se cruzan, de manera casi general perpendiculares entre sí. En un pequeño espacio se pueden obtener relación de transmisión alta, pero, a un costo de un alto porcentaje de pérdida en rendimiento (“Engranaje de tornillo sin fin,” n.d.).



Figura 1.19 Engranaje y tornillo sin fin

Fuente: (“Tornillo sin fin y engrane,” n.d.)

1.4.7 SISTEMA DE LEVAS

Permite obtener un movimiento lineal alternativo, o uno oscilante a partir de un movimiento giratorio, pero no permite obtener lo contrario, es decir, un movimiento giratorio a partir de uno lineal alternativo (o uno oscilante). Es un mecanismo no reversible (“Sistema de levas,” n.d.).

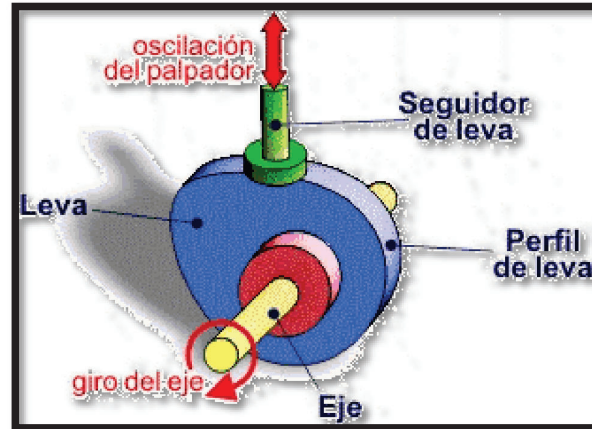


Figura 1.20 Sistema de levas

Fuente: (“Sistema de levas,” n.d.).

1.4.8 EXCÉNTRICA-BIELA-PALANCA

Este tipo de transmisión de movimiento permite obtener un movimiento giratorio, a partir, de uno oscilante o también obtener un movimiento a partir de un movimiento giratorio (“Mecanismo excéntrica-biela-palanca,” n.d.).

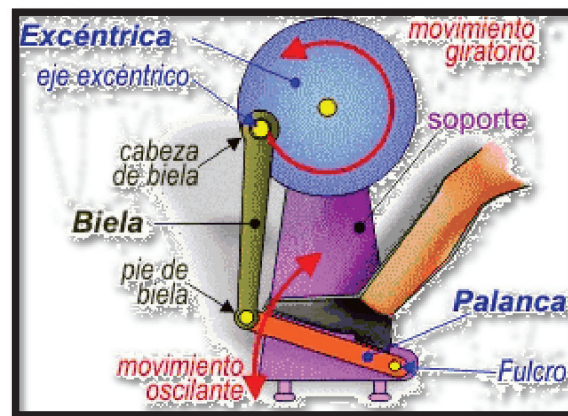


Figura 1.21 Excéntrica-biela-palanca

Fuente: (“Mecanismo excéntrica-biela-palanca,” n.d.).

1.4.9 CREMALLERA-PIÑÓN

Este tipo de mecanismo, permite transformar un movimiento giratorio en uno lineal y viceversa. Aunque el sistema es reversible, es común que sólo se lo use para convertir el movimiento giratorio en uno lineal continuo (“Mecanismo cremallera-piñón,” n.d.).

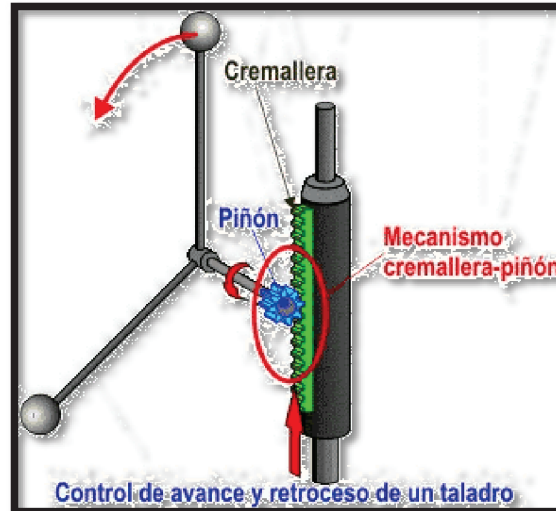


Figura 1.22 Cremallera-piñón

Fuente: (“Mecanismo cremallera-piñón,” n.d.)

1.5 ACTUADORES

La función de los actuadores es proporcionar fuerza para mover o “actuar” otro dispositivo mecánico. La fuerza que induce el actuador proviene de tres fuentes posibles: Presión neumática, presión hidráulica, y fuerza motriz eléctrica (motor eléctrico o solenoide) (“Actuadores,” n.d.).

Cada uno de estos sistemas presenta propiedades distintas, siendo preciso evaluarlas a la hora de escoger el tipo de actuador más ventajoso. Las características a considerar son:

- Potencia
- Controlabilidad
- Peso y volumen
- Precisión

- Velocidad
- Mantenimiento
- Coste

1.5.1 ACTUADOR NEUMÁTICO

Este tipo de accionamientos transforman energía en fuerza, mediante el principio de neumática, siendo una técnica que emplea el aire comprimido entre 5 y 10 bar, como medio de transferencia de la energía necesaria para mover y hacer funcionar mecanismos (“Fundamentos de neumática, sensores y actuadores,” n.d.).

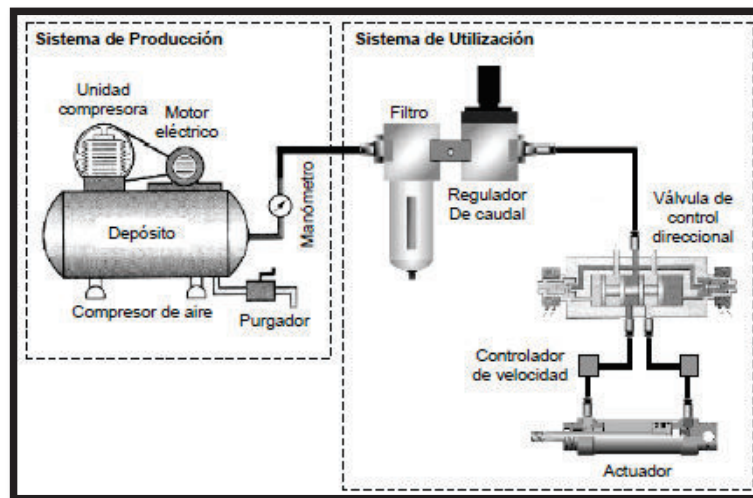


Figura 1.23 Sistema neumático básico

Fuente: (“Sistemas de accionamiento,” n.d.)

1.5.2 ACTUADOR HIDRÁULICO

Este tipo de actuadores son similares a los del tipo neumático. En ellos, en vez de aire se usan aceites minerales a una presión entre los 50 y 100 bar, llegando en ocasiones a superar los 300 bar. Existen, como en el caso de los neumáticos, actuadores del tipo cilindro y del tipo motores de aletas y pistones. (“Actuadores,” n.d.)

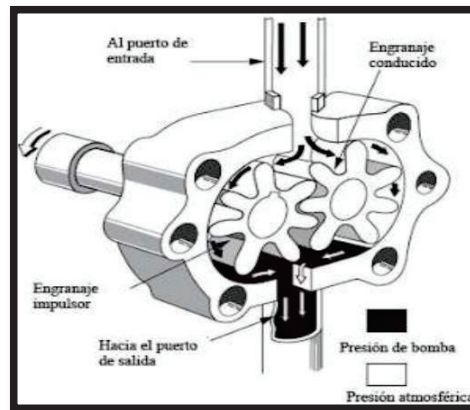


Figura 1.24 Actuador hidráulico

Fuente: (“SISTEMA HIDRAULICO,” n.d.)

1.5.3 ACTUADOR ELÉCTRICO

Las características de control, sencillez y precisión de los accionamientos eléctricos han hecho que sean los más usados en la industria actualmente (“Actuadores,” n.d.).

Dentro de los actuadores eléctricos pueden distinguirse tres tipos diferentes:

- Motores de corriente continua (DC). Servomotores
- Motores paso a paso
- Motores de corriente alterna (AC)

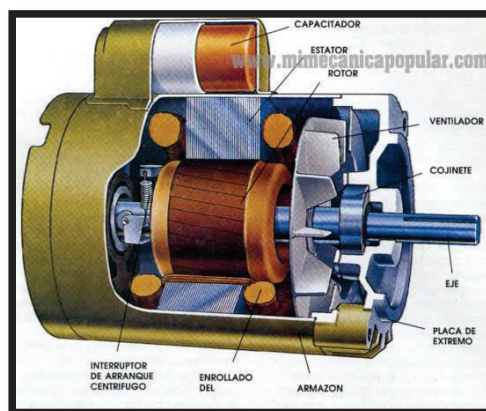


Figura 1.25 Motor eléctrico

Fuente: (“Motores eléctricos - Monografias.com,” n.d.)

1.5.4 CARACTERÍSTICAS DE LOS DISTINTOS TIPOS DE ACTUADORES

Tabla 1.2 Características de distintos tipos de actuadores

Características de los distintos tipos de actuadores			
	Neumáticos	Hidráulicos	Eléctricos
Energía	Aire a presión (5-10 bar)	Aceite mineral (50-100 bar)	Corriente eléctrica
Opciones	Cilindros Motor de paletas Motor de pistón	Cilindros Motor de paletas Motor de pistones axiales	Corriente continua Corriente alterna Motor paso a paso Servomotor
Ventajas	Baratos Rápidos Sencillos Robustos	Rápidos Alta relación potencia-peso Autolubricantes Alta capacidad de carga Estabilidad frente a cargas estáticas	Precisos Fiables Fácil control Sencilla instalación Silenciosos
Desventajas	Dificultad de control continuo Instalación especial (compresor, filtros) Ruidoso	Difícil mantenimiento Instalación especial (filtros, eliminación aire) Frecuentes fugas Caros	Potencia limitada

Fuente: (“Actuadores,” n.d.)

CAPÍTULO 2

2 REQUERIMIENTOS Y PARÁMETROS DE DISEÑO

En este capítulo se realizará una descripción y selección de los distintos mecanismos que permitan satisfacer los requerimientos de diseño; utilizando las técnicas de mecánica, selección de materiales y matrices de ponderación; aplicando criterios de transmisión de movimiento y potencia según sea el caso.

2.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La Cámara de la Pequeña y Mediana Empresa de Pichincha es una organización que busca trabajar diariamente en la consolidación de proyectos tangibles para el desarrollo de la industria ecuatoriana y en particular de sus socios.

Uno de los problemas que presenta esta organización es su imposibilidad de realizar reuniones, convenciones y/o exposiciones en un lugar que cuente con un espacio adecuado para efectuar las mismas. Se propone la creación de una estructura adaptable que dé solución al problema anteriormente expuesto y que al mismo tiempo pase a ser un símbolo para la CAPEIPI y un punto emblemático en la ciudad de Quito

2.1.1. RESTRICCIONES Y LIMITACIONES

Las principales restricciones y limitaciones que existen para el diseño de este mecanismo se detallan a continuación:

- **Costo.-** El costo de construcción de este mecanismo debe ser el más adecuado, por cuanto justifique la realización de este proyecto.
- **Funcionalidad.-** El mecanismo debe proporcionar un movimiento simple y que permita la circulación de aire y la entrada de luz solar.
- **Físicos.-** El mecanismo se debe acoplar al área destinada para la construcción de la cubierta.
- **Tecnológicos.-** Los elementos utilizados deben estar disponibles en el mercado local a un precio adecuado.

- **Accionamiento.**- El equipo debe ser accionado por una fuente eléctrica, ya que se desea evitar la contaminación ambiental.

2.1.2. ESPECIFICACIONES

Las especificaciones del mecanismo de apertura y cierre, se determinan en base a los requerimientos de la CAPEIPI.

2.1.2.1. Parámetros de diseño

Para determinar los parámetros de diseño se parte de las necesidades de la Cámara de la Pequeña y Mediana Empresa de Pichincha; los mismos que requieren de una estructura mecanizada con las siguientes características:

- Cubra un área aproximada de 600m².
- Brinde la posibilidad de realizar actividades bajo techo y al aire libre.
- Ocupe el menor espacio posible, cuando este replegada.
- Sea ligera y de fácil transporte
- Fácil desmontaje y montaje
- Requiera la menor cantidad de elementos fijos en el lugar en donde va a ser instalada

2.2 PARÁMETROS FUNCIONALES

Un adecuado diseño debe satisfacer los requerimientos funcionales, es decir, el mecanismo de apertura y cierre debe cumplir la función para la cual fue diseñado.

Entre los principales requerimientos funcionales se tiene:

- El mecanismo debe permitir la apertura y el cierre de la estructura, funciones mismas que admitan el paso del aire y luz solar e impidan la entrada de lluvia al interior de la estructura.
- Debe ser de fácil operación, montaje y desmontaje y que el mantenimiento de las partes componentes de este mecanismo se pueda realizar con comodidad y agilidad.

- Las dimensiones del mecanismo de apertura y cierre deben acoplarse al área designada para la construcción de la estructura.

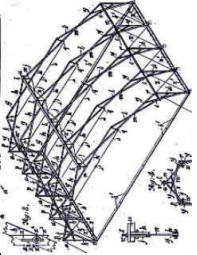
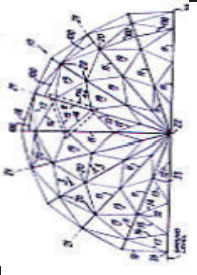
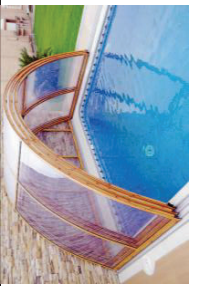
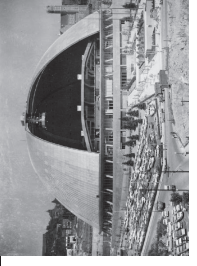
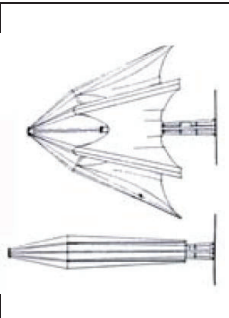
2.3 PLATEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

Se estudian de manera cualitativa las posibilidades más idóneas para el diseño del mecanismo y la manera de impulsión del mismo. Se expondrán sus ventajas y desventajas, para luego determinar mediante un método de evaluación y ponderación las soluciones más óptimas y adecuadas para satisfacer los requerimientos de la CAPEIPI.

Para el análisis de alternativas, se realiza en primera instancia la selección del tipo de mecanismo, para posteriormente realizar la evaluación de la manera más adecuada para poner en Marzoa al mecanismo seleccionado.

Previamente la estructura y su tipo en la que va a ser construida, fueron seleccionados en otro proyecto de tesis, en el cual determina, que la más idónea para los requerimientos de la CAPEIPI, es la de estructura retráctil (tipo túnel). A continuación se expone el cuadro de ponderaciones, para la selección de la misma.

Tabla 2.1 Cuadro de ponderaciones

Tipo de estructura	ESTRUCTURA RETRÁCTIL		ESTRUCTURA TELESCÓPICA		ESTRUCTURA TIPO SOMBRILLA
	 Tipo túnel	 Tipo cúpula	 Tipo túnel	 Tipo cónica	
Factores De diseño					
FUNCIONALIDAD	9.5	8,5	9.5	9	9.5
FORMA Y TAMAÑO	10	8	10	8	8
RESISTENCIA	9	9	8	8	8
SEGURIDAD	9	8	9	8	9
COSTOS DE FABRICACIÓN	9.5	10	8.5	9	9.5
COSTOS DE MANTENIMIENTO	8	8	10	10	9
ESTÉTICA					
TOTAL	55	51.5	55	52	53

Fuente: (Badillo & Morillo, 2015)

2.3.1 ALTERNATIVAS SISTEMA MOTRIZ

El sistema motriz está dividido en cuatro partes principales las cuales son:

- Generador de potencia.
- Sistema transformación de velocidad angular.
- Sistema de transmisión de movimiento al eje del conducido.
- Sistema de desplazamiento lineal.

2.3.1.1 Generador de potencia

Este módulo cumple con las siguientes funciones:

- Generar movimiento rotacional variable.
- Transmitir movimiento al sistema de transformación de velocidad angular.
- Transmitir el movimiento para el desplazamiento de la estructura.

2.3.1.1.1 Generar movimiento rotacional variable.

Para esta función se han considerado cuatro alternativas:

- Motor de combustión interna.
- Motor eléctrico de corriente continua (CC) con reóstato.
- Motor eléctrico trifásico (CA) 2 polos, con variador velocidad.
- Motor eléctrico trifásico (CA) 6 polos, con variador velocidad.

2.3.1.1.1.1 Motor de combustión interna.

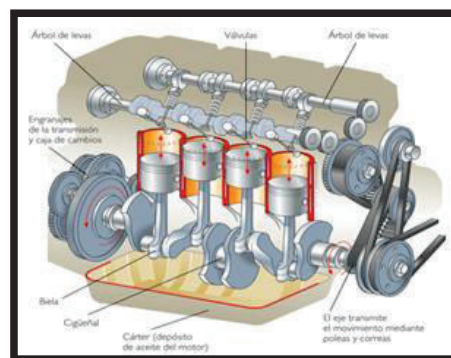


Figura 2.1 Motor de combustión interna

Fuente: ("Motores de combustion interna," n.d.)

Ventajas:

- Funciona independientemente del suministro de energía eléctrica.
- Alta potencia.

Desventajas:

- Torque variable
- Rango de variación de velocidad es limitado.
- Alto mantenimiento.
- Gran cantidad de componentes móviles

2.3.1.1.1.2 Motor eléctrico de corriente continua (CC) con reóstato.**Figura 2.2** Motor eléctrico de corriente continúaFuente: (*"Motor de corriente continua," n.d.*)**Ventajas:**

- Funcionamiento silencioso
- No emite gases de combustión.
- Menor número de partes móviles que en un motor de combustión interna.

Desventajas:

- Mayor mantenimiento (que un motor trifásico).
- Mayores costos que un motor de corriente alterna.
- Se calienta en exceso.
- Pérdida de energía en el reóstato.
- Depende del suministro de energía eléctrica.
- Requiere corriente eléctrica rectificada.

2.3.1.1.3 *Motor eléctrico de corriente alterna (2 polos) con variador de frecuencia*

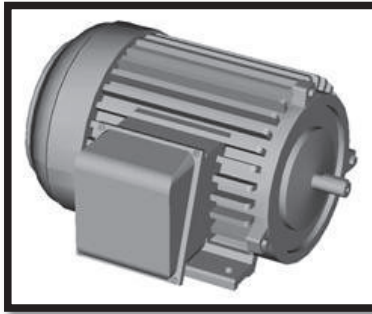


Figura 2.3 Motor eléctrico de corriente alterna

Fuente: (*"Motor de corriente alterna," n.d.*)

Ventajas:

- Funcionamiento silencioso
- No emite gases de combustión.
- Menor número de partes móviles que en un motor de combustión interna.
- Menor costo en relación a un motor de corriente continua.
- Es programable.

Desventajas:

- Dependen del suministro de energía eléctrica.
- Necesita un control sofisticado como PLC's por ejemplo.
- Generan gran cantidad de armónicos.

2.3.1.1.4 *Motor eléctrico de corriente alterna (6 polos).*

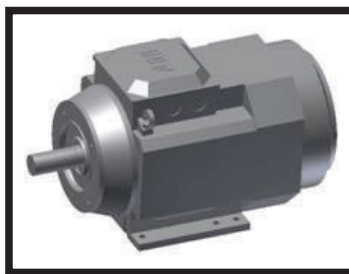


Figura 2.4 Motor de corriente alterna

Fuente: (*"Motor de corriente alterna 8 polos," n.d.*)

Ventajas:

- Trabaja a menores velocidades.
- Funcionamiento silencioso
- No emite gases de combustión.
- Menor número de partes móviles que en un motor de combustión interna.
- Es programable.

Desventajas:

- Dependen del suministro de energía eléctrica.
- Necesita un control sofisticado como PLC's por ejemplo.
- Más costoso que un motor trifásico de 2 polos.

2.3.1.2 Sistema de transformación de velocidad angular.

Este sistema cumple con la función de transformación del número de revoluciones producidas por el generador de potencia, en este caso reduciéndolas, para de esta manera generar una pequeña velocidad para el desplazamiento de la estructura. Para esta función se han considerado dos alternativas:

- Reductor.
- Por bandas.

2.3.1.2.1.1 Reductor**Figura 2.5** Reductor de velocidadFuente: ("*Reductor de velocidad,*" n.d.)**Ventajas:**

- Trabaja a altas potencia
- Es robusto

- Acople directo con el motor eléctrico.

Desventajas:

- Mayor peso
- Requiere lubricación
- Mayor inversión.
- Mayor ruido.

2.3.1.2.1.2 Por bandas

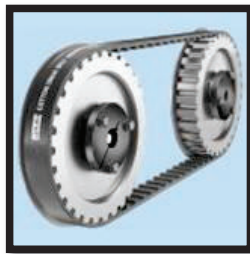


Figura 2.6 Banda reductora

Fuente: (“*TRANSMISION DE POTENCIA,*” n.d.)

Ventajas:

- Se puede variar la distancia entre ejes
- Fácil instalación
- Distancia entre ejes relativamente grande

Desventajas:

- Trabaja a bajas potencias.
- Posibilidad de deslizamiento.
- Mayor frecuencia de mantenimiento.

2.3.1.3 Sistema de transmisión de movimiento al eje del conducido.

Este sistema cumple con la función de transmitir la velocidad angular generada por el transformador de velocidad al eje conducido, ya que este va estar a distinto nivel del sistema de transformación de velocidad. Se han planteado tres alternativas para este módulo.

- Cadenas
- Bandas

- Engranés

2.3.1.3.1.1 Cadenas

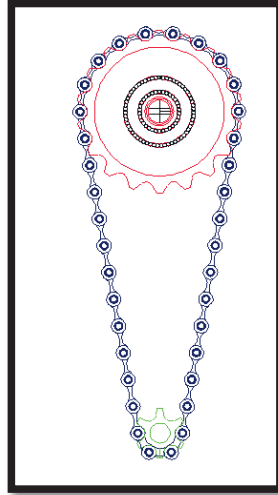


Figura 2.7 Cadena

Fuente: Propia

Ventajas

- La reducción y aumento de velocidad puede ser acomodada fácilmente
- Relación de transmisión prácticamente constante
- Es fácil cortar y ensamblar las cadenas
- Se puede acomodar a grandes distancias de eje-centro (menos de 4 m), y son más versátiles

Desventajas

- Generan ruido.
- Requieren lubricación y fundas
- Mayor frecuencia en los mantenimientos.
- Son aplicables sólo cuando los ejes son paralelos.

2.3.1.3.1.2 Por bandas

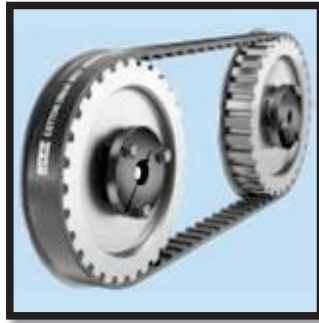


Figura 2.8 Banda reductora

Fuente: (“TRANSMISION DE POTENCIA,” n.d.)

Ventajas:

- Transmiten potencia a distancias grandes
- Amortiguan impactos
- Trabajo silencioso
- No requiere lubricación ni fundas especiales
- Versatilidad: Posiciones de los ejes y sentido de giro

Desventajas:

- Relación de transmisión no constante (deslizamiento)
- Grandes fuerzas en apoyos y árboles (tensado inicial)
- Alargamiento de las correas
- Duración de la correa afectadas por la temperatura y humedad
- Aceite, polvo y humedad reducen el coeficiente de fricción.

2.3.1.3.1.3 Engranajes

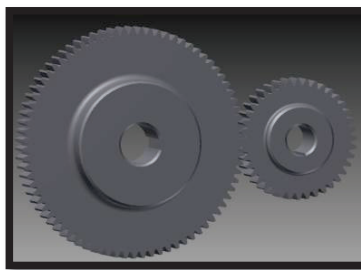


Figura 2.9 Engranajes

Fuente: Propia

Ventajas:

- Relación de transmisión constante e independiente de la carga.
- Seguridad de funcionamiento y larga duración.
- Dimensiones reducidas y elevado rendimiento.

Desventajas:

- Ruido durante su funcionamiento a grandes velocidades.
- Desgaste abrasivo en la superficie de los dientes.
- Costo elevado.
- Requieren mantenimiento: control y cambio del lubricante.

2.3.1.4 Sistema de desplazamiento lineal

Este sistema cumple con la función de desplazar toda la estructura, desde que se encuentra cerrada hasta que está abierta y viceversa. También cumple la función de soportar cargas verticales, producidas por el peso propio de la estructura. Para esta función se han considerado dos alternativas:

- Sistema piñón-cremallera
- Riel y ruedas ranuradas en V

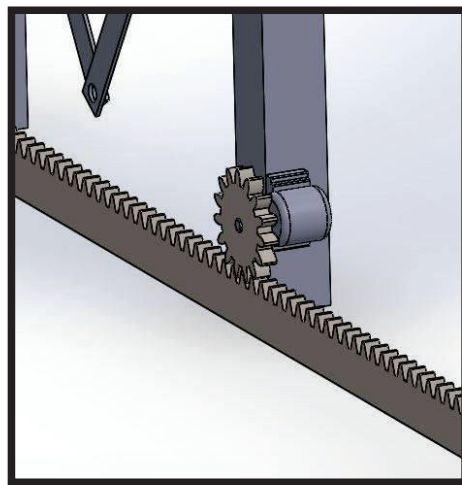
2.3.1.4.1 Sistema Piñón-Cremallera

Figura 2.10 Piñón-Cremallera

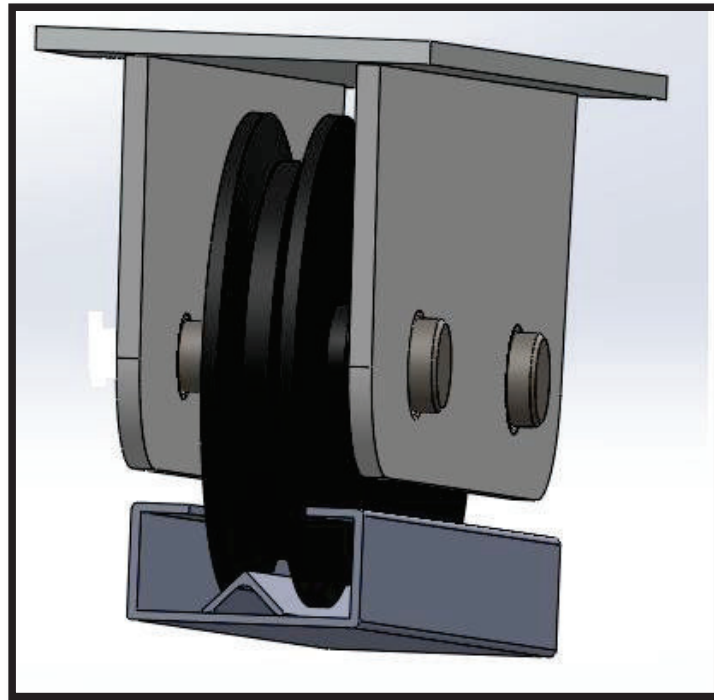
Fuente: Propia

Ventajas

- Transmite potencias elevadas
- Transmisión suave y precisa
- Utiliza pocas partes móviles

Desventajas

- Necesita lubricación
- Mayor frecuencia en los mantenimientos
- Mayor costo
- Necesita mayor espacio para su instalación

2.3.1.4.1.2 Riel y ruedas ranuradas en V**Figura 2.11** Riel-rueda

Fuente: Propia

Ventajas

- Poca frecuencia de mantenimiento
- Soporta mayores cargas
- Menor costo

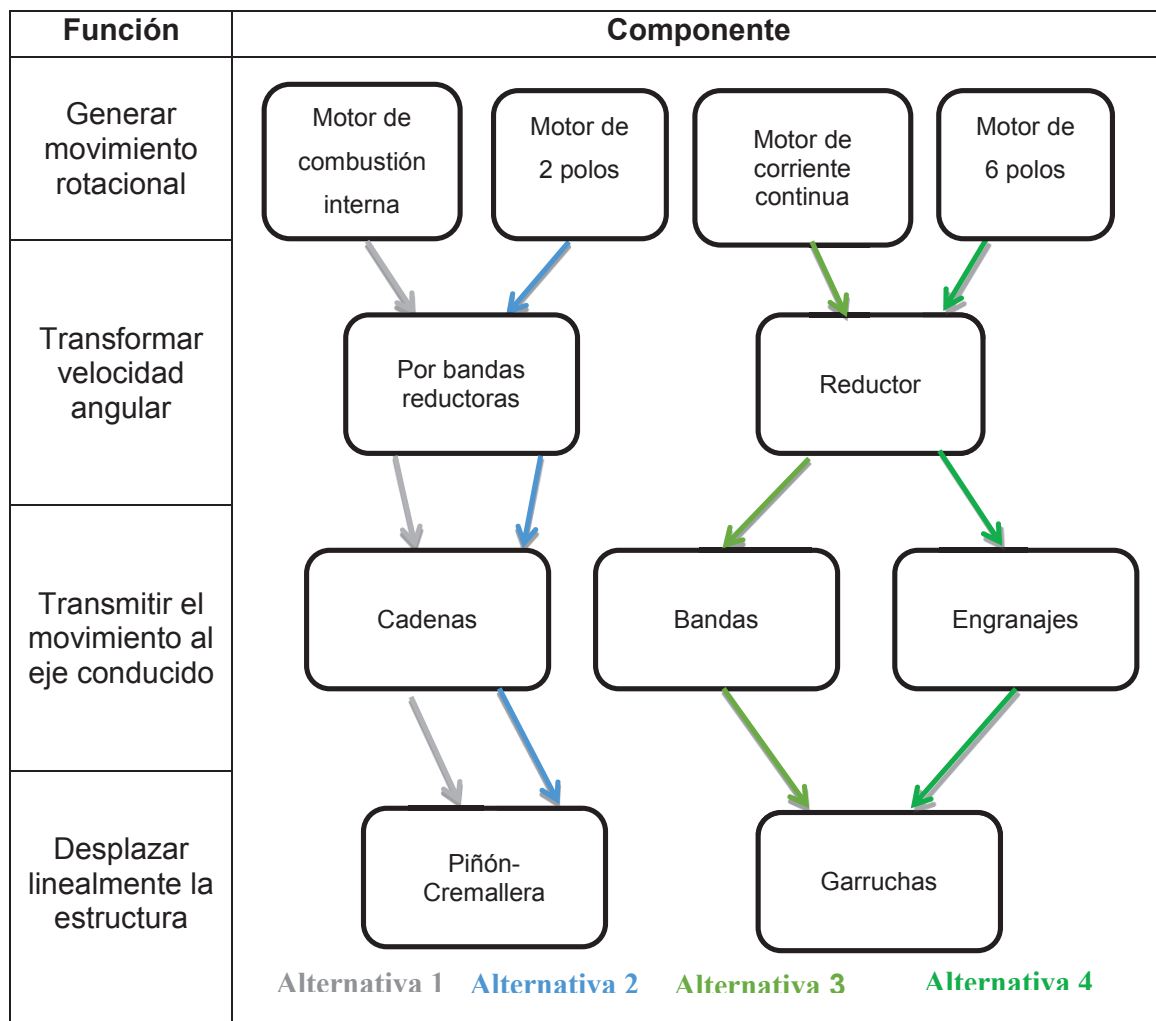
Desventajas

- Transmite potencias menores
- Posible deslizamiento a velocidades elevadas

2.3.2 ALTERNATIVAS DE MÓDULOS

Para determinar diferentes alternativas de módulos se combinan entre sí las soluciones para cada función, como se muestra en la **Tabla 2.2**. Es importante notar que no resulta conveniente realizar todas las combinaciones, sino aquellas cuyos componentes sean compatibles entre sí.

Tabla 2.2 Soluciones del módulo



Fuente: Propia

2.3.3 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE LOS MÓDULOS

Para la determinación del módulo más conveniente, se emplea el método ordinal corregido de criterios ponderados (Riba, 2002, Chapter 3).

- Torque
- Dimensiones
- Costo

Se procede a evaluar y seleccionar la alternativa más adecuada:

Tabla 2.3 Evaluación de cada criterio

Criterio	Torque	Dimensiones	Costos	$\sum+1$	Ponderación
Torque		1	1	3	0,5
Dimensiones	0		0,5	1,5	0,25
Costos	0	0,5		1,5	0,25
			Suma	6	1
Torque > Dimensiones = Costos					

Fuente: Propia

Se evalúa las soluciones respecto a los torques de salida que se obtienen con cada una de ellas, esto se observa en la **Tabla 2.4**.

Tabla 2.4 Evaluación de las soluciones respecto al torque

Torque	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\sum+1$	Ponderación
Solución 1		0	0	0	0	0
Solución 2	1		0	0	1	0,17
Solución 3	1	1		0	2	0,33
Solución 4	1	1	1		3	0,5
				Suma	6	1
Solución 4 > Solución 3 > Solución 2 > Solución 1						

Fuente: Propia

Luego, se procede a evaluar la solución que presente la dimensión más adecuada para el diseño, esto se observa en la **Tabla 2.5**

Tabla 2.5 Evaluación de las soluciones respecto a las dimensiones

Dimensiones	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	0	0	0	0
Solución 2	1		1	0,5	2,5	0,42
Solución 3	1	0		0	1	0,17
Solución 4	1	0,5	1		2,5	0,42
				Suma	6	1
Solución 4 = Solución 2 > Solución 3 > Solución 1						

Fuente: Propia

Después se procede a evaluar que alternativa tiene el costo más factible para la realización del diseño, la **Tabla 2.6** muestra las soluciones y la ponderación.

Tabla 2.6 Evaluación de las soluciones respecto al costo

Costos	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	0	0	0	0
Solución 2	1		1	0,5	2,5	0,42
Solución 3	1	0		0	1	0,17
Solución 4	1	0,5	1		2,5	0,42
				Suma	6	1
Solución 2 > Solución 4 > Solución 3 > Solución 1						

Fuente: Propia

Finalmente se presenta la tabla de conclusiones:

Tabla 2.7 Soluciones para el sistema matriz

Criterio	Torque	Dimensiones	Costos	Σ	Prioridad
Solución 1	0,00	0,00	0,00	0,00	4
Solución 2	0,08	0,10	0,10	0,29	2
Solución 3	0,17	0,04	0,04	0,25	3
Solución 4	0,25	0,10	0,10	0,46	1

Fuente: Propia

Como se puede observar en la **Tabla 2.7** Soluciones para el sistema matriz **Tabla 2.7** la alternativa que obtuvo un mayor puntaje fue el número 4, razón por la cual se selecciona a la misma. Después de realizado este análisis, se concluyó que para mejorar esta alternativa, se podían fusionar los dos primeros elementos, es decir,

el motor trifásico de corriente alterna de seis polos y el reductor de velocidades, en uno solo llamado motorreductor, ya que el mismo es el más adecuado cuando se trata de potencias relativamente bajas.

2.3.4 ESQUEMA FINAL

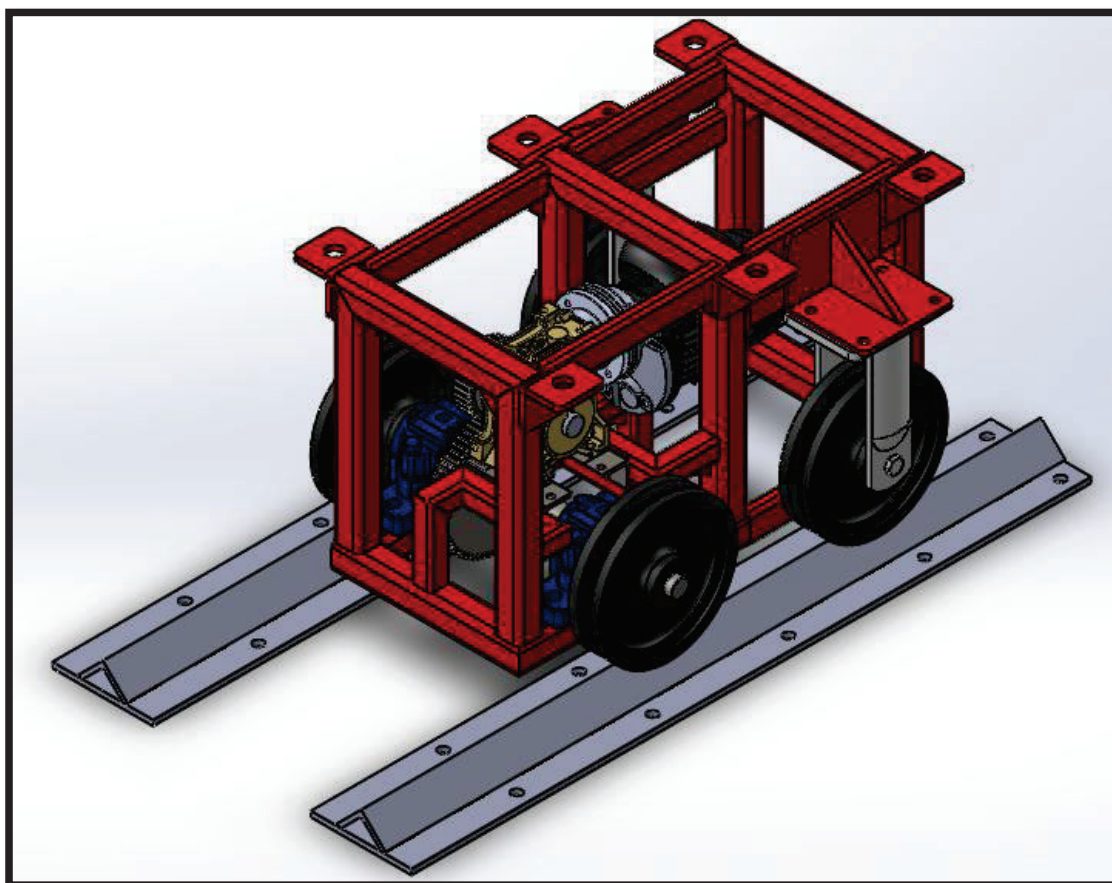


Figura 2.12 Esquema final

Fuente: Propia

2.4 PROTOCOLO DE PRUEBAS

El Protocolo de Pruebas es un documento mediante el cual se puede comprobar el correcto funcionamiento del mecanismo a construirse, esto se lo realiza después de concluido el diseño y la construcción. Esto se lo hace mediante la verificación de los parámetros establecidos en el diseño para su óptimo funcionamiento.

El Protocolo de Pruebas se encuentra constituido por los siguientes ítems:

- Datos de la empresa y personal encargado de realizar la inspección de la máquina.
- Verificación de la geometría del prototipo.
- Verificación de los componentes principales.
- Verificación de los elementos soldados.
- Pruebas en los sistemas.
- Resultados finales.

Los documentos del Protocolo de Pruebas se encuentran detallados en el ANEXO1.

CAPÍTULO 3

3 DISEÑO DEL MECANISMO

A continuación en el presente capítulo, se realizarán los cálculos correspondientes para definir los componentes que conforman el mecanismo. Cumpliendo con los requerimientos y estándares que rigen el diseño, para que, de esta manera se pueda cumplir con la función para la cual se está diseñando, dando las seguridades respectivas y la facilidad de uso, así como también la ergonomía.

3.1 DETERMINACIÓN DE CARGAS

Las cargas muertas son aquellas cargas que actúan durante toda la vida útil de una estructura. Incluyen todos aquellos elementos de la estructura como vigas, pisos, techos, columnas, cubiertas. La principal carga muerta es el peso propio de la estructura. Sus valores se obtienen considerando el peso específico del material con el que va a ser construida la estructura y su volumen.

3.1.1 PESO DE ESTRUCTURA

Estos valores son determinados considerando la densidad del acero y el volumen de la obra, esta información nos proporciona el programa *ROBOT STRUCTURAL*. A partir del diseño estructural se obtienen los siguientes valores:

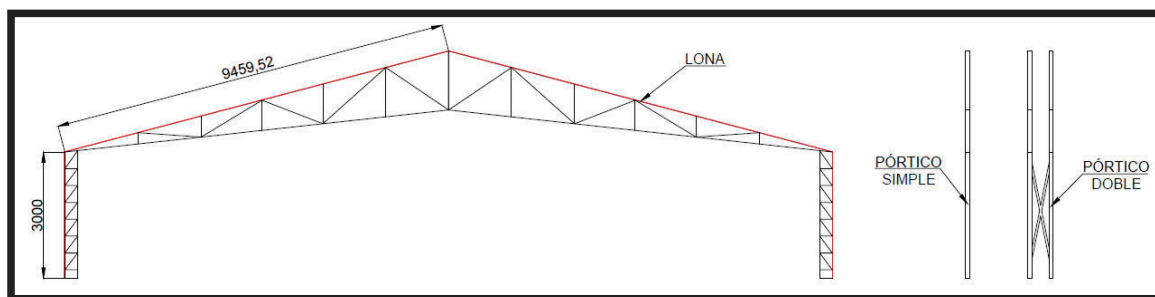


Figura 3.1 Esquema del pórtico

Fuente: Propia

Masa de un pórtico simple, $M_s = 838.94 \text{ kg}$

Masa de un pórtico doble $M_d = 1768.72 \text{ kg}$

La estructura está constituida de catorce pórticos simples y tres dobles, teniendo una masa total estructura (M_E) de:

$$M_E = 14 \times M_s + 3 \times M_d \quad (\text{Ec. 3.1})$$

$$M_E = (14 \times 838.94) + (3 \times 1768.72)$$

$$\mathbf{M_E = 17051.32 \text{ kg}}$$

3.1.2 PESO DE LA MEMBRANA ESTRUCTURAL

De los requerimientos se sabe que la estructura debe estar completamente cubierta, tanto el techo como las paredes laterales, para lo cual se usará una lona de poliéster robusta recubierta de PVC doble con un tratamiento auto extingible clase 2, de 900 g/m² de peso (“Galpones fijos y retráctiles,” n.d.)

La masa de la membrana estructural sobre la estructura se determina mediante la *Ecuación* (Ec. 3.2, a partir de las dimensiones que se muestran en la **Figura 3.1**:

$$M = k \times A$$

$$M_L = M_{techo} + M_{paredes}$$

$$M_L = k \times A_{techo} + k \times A_{paredes}$$

$$M_L = (2 \times k \times D \times L) + (2 \times k \times l \times L)$$

$$M_L = 2kL(D + l) \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Donde:

M_L : Masa de la lona, en [kg]

k : Constante 0.9 $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}\right]$

A : Área, en [m²]

D : Diagonal de techo 9.46 [m]

L: Longitud maxima de la estructura 25.5 [m]

l: Altura de la columna 3 [m]

$$M_L = 571.91 \text{ kg}$$

En resumen la masa neta de la estructura $M = M_E + M_L = 17623.23 \text{ kg}$, la que nos genera un peso neto de:

$$W = 17623.23 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 172883.9 \text{ N}$$

Se considerará un 10% adicional al peso de la estructura por cuestiones de accesorios, tales como: tijeras, motores, placas de anclaje, etc.

$$W = 190.17 \text{ kN}$$

Para generar estabilidad al momento del desplazamiento, se propone colocar el sistema de arrastre o motriz en cuatro de las columnas más robustas (dobles) y las dos restantes permanecerán ancladas al piso como se muestra en la **Figura 3.1**, lo cual disminuirá la carga de impacto generada por el motor al momento del arranque y frenado. Mientras las columnas simples serán estrictamente los elementos conducidos. Para la determinación de las dimensiones del sistema motriz, este mismo, se encuentra limitado por varios factores, tales como: tamaño de la base de las columnas dobles y la carga a ser desplazada.

3.1.3 CARGA SOBRE EL SISTEMA MOTRIZ Y CONDUcido

La principal carga a la que está sometido el sistema motriz y conducido es la carga muerta, la cual es transmitida por el bastidor del mecanismo hacia las garruchas del mismo, donde se aplican como una carga puntual.

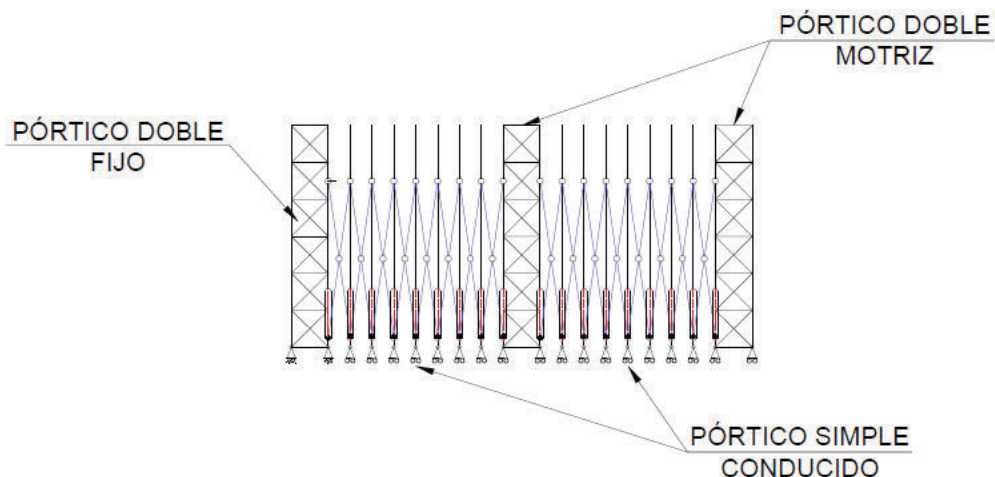


Figura 3.2 Esquema estructura móvil

Fuente: Propia

Los pórticos dobles constan de dos sistemas motrices, uno en cada base de las columnas, de manera similar los pórticos simples, con la diferencia que forman el sistema conducido de la estructura y su movimiento es dependiente de los pórticos dobles.

A continuación se muestra la carga a la que está sometida cada tipo sistema (motriz y conducido).

Tabla 3.1 Resumen de cargas aplicadas sobre el mecanismo

Ubicación de sistema móvil	Número de sistemas necesarios	Masa del pórtico	Masa de la membrana	Accesorios	Peso del pórtico [KN]	Carga aplicada [KN]
		M [Kg]	ML [Kg]			
Pórtico doble fijo	0	1768,72	14,578	10%	19,24	0
Pórtico doble motriz 1	2	1768,72	14,578	10%	19,24	9,62
Pórtico doble motriz 2	2	1768,72	22,428	10%	19,33	9,66
Pórtico simple	2	838,94	16,82	10%	9,23	4,62

Fuente: Propia

3.2 SELECCIÓN DE GARRUCHAS

Las garruchas al ser los elementos que soportan directamente toda la carga aplicada sobre el mecanismo. Los fabricantes de garruchas indican que la rueda idónea para el campo de aplicación al que va a estar destinada, está ligada a varios factores tales como: temperatura de trabajo, ambiente de trabajo, velocidad de funcionamiento, y sobre todo la capacidad de carga.

3.2.1 TEMPERATURA AMBIENTE

Las condiciones de la temperatura ambiente de trabajo, es un factor primordial al momento de seleccionar el tipo de garrucha en función de sus características. Debido a que la estructura se localiza en la ciudad de Quito se tienen un rango promedio normal anual de temperaturas entre 6.2°C a 23.6°C, lo cual se considera como un rango moderado de trabajo, sin ningún requerimiento especial para trabajo en condiciones extremas de temperatura. (“Meteorología | Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología,” n.d.)

3.2.2 VELOCIDAD DE FUNCIONAMIENTO

El tiempo de cierre y apertura de toda la estructura se ha estimado entre cinco y diez minutos, ya que, la misma tiene que poseer una velocidad baja, para conservar la estabilidad de la estructura. Para el cálculo de la velocidad se va a tomar un desplazamiento de 22 metros, este es generado por la última rueda, entonces se tiene:

$$V = \frac{d}{t} \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Donde:

V : velocidad de desplazamiento $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

d : distancia a desplazarce [m]

t : tiempo estimado de funcionamiento [s]

Reemplazando los datos de la *Ecuación (Ec. 3.3)* tenemos el rango de velocidades entre V_1 y V_2 .

$$V_1 = 0.073 \left[\frac{m}{s} \right] ; V_2 = 0.037 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Por lo cual las garruchas no presentan exigencias especiales para su funcionamiento, el cual se podría considerar como cuasi estático.

3.2.3 CAPACIDAD DE CARGA

Para calcular la capacidad de carga es necesario disponer de los siguientes datos:

- Peso del elemento a transportar
- Carga máxima
- Número de ruedas

$$A = \frac{B + C}{D} \times f \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Donde:

A: capacidad de carga requerida de la rueda [kg]

B: peso del elemento a transportar [kg]

C: carga máxima [kg]

D: número de ruedas aplicadas

f: factor de seguridad

El valor de *B*, es igual a la carga más alta aplicada sobre cada sistema (motriz o conducido), dividido para la gravedad, mientras que *C* es un valor estimado de posibles sobrecargas. Para garantizar que las ruedas no fallen se asume un factor de seguridad igual a 1.5.

Reemplazando en la *Ecuación (Ec. 3.4)*, se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 3.2 Capacidad de carga de las ruedas

Sistema móvil crítico	Número de garruchas	Carga Aplicada [KN]	Masa de Carga Aplicada [Kg]	Carga máxima [Kg]	Factor de seguridad	Capacidad de Carga [Kg]
			B	C	f	A
Sistema motriz	4	9,66	985,13	500	1,50	556,92
Sistema conducido	2	4,62	470,67	250	1,50	540,50

Fuente: Propia

Las ruedas requeridas deben seleccionarse con una capacidad de carga mayor a 560 kg, lo cual nos garantizará el óptimo funcionamiento de las mismas.

Tras realizar el análisis anterior y posterior estudio de los catálogos proporcionados por varios fabricantes de ruedas ranuradas en v, se decide seleccionar a las garruchas de diámetro 200 mm y sus características se muestran en el ANEXO 2 (“Wheels & Castors, ball transfer units and safety step ladder - HERVIEU - Catálogo PDF | Documentación técnica | Brochure,” n.d.).

3.3 CALCULO DE LA POTENCIA MÍNIMA DEL MECANISMO

Partiendo con el principio de TRABAJO VIRTUAL, método que facilita el análisis de sistemas compuestos por varios eslabones interconectados, generamos un modelo simplificado del sistema, concentrando toda la masa a ser desplazada sobre un elemento determinado, en este caso se considera una rueda.

La fuerza necesaria para proporcionar movimiento a la rueda del modelo simplificado que se muestra a continuación, el cual muestra que para equilibrar el momento de W con respecto a B y para mantener a la garrucha rodando a velocidad constante, es necesario aplicar una fuerza horizontal P en el centro de la rueda, de esta manera vencer la resistencia a la rodadura (Beer & Russell, 2010, p. 444)

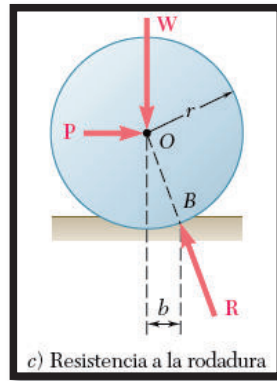


Figura 3.3 Coeficiente de rozamiento de rodadura

Fuente: (Beer & Russell, 2010, p. 444)

La fuerza P se obtiene a partir de la (Ec. 3.5):

$$P \times r = W \times b \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Donde:

$r =$ Radio de la rueda

$b =$ Distancia horizontal entre O y B, o coeficiente de rodadura μ_r

$P =$ fuerza necesaria para hacer rodar la rueda

$W =$ Peso de la estructura

Para determinar la deformación de la garrucha, se considera que esta va a estar rotando sobre un riel de acero, este coeficiente depende de la dureza de los materiales con los que se construye el elemento rodante y de la superficie en contacto, y se determina mediante tablas (Resnick, Robert & Halliday, David & Resnick, 2004, p. 118).

$$\mu_r = 0.5mm$$

Para garantizar el correcto funcionamiento del mecanismo de apertura y cierre se va a considerar un factor de seguridad de $f = 5$. Utilizando la (Ec. 3.5) y despejando P se tiene:

$$P = \frac{5 \times 190.17kN \times 0.5mm}{100mm} = 4.75 [kN]$$

El torque generado por esta fuerza está dado por la ecuación:

$$\tau = P \times r \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Reemplazando los datos en la (Ec. 3.6):

$$\tau = 4750N \times 0.100m = 475.43 [N.m]$$

Como la estructura va a estar compuesta de cuatro motores, cada uno va necesitar un torque de $\tau = 118.86[N.m]$, para cuestiones de cálculo se considera:

$$\tau_m = 150 [N.m]$$

Para calcular la velocidad angular con la que va a girar se utiliza la (Ec. 3.7):

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Reemplazando los valores se tiene:

$$\omega_1 = \frac{0.037 \frac{m}{s}}{0.1m} = 0.37 \text{ rad/s} \quad \omega_2 = \frac{0.073 \frac{m}{s}}{0.1m} = 0.73 \text{ rad/s}$$

Para la selección del motorreductor se necesita la velocidad en revoluciones por minuto, entonces se realizará lo siguiente:

$$n = \frac{\omega \times 60}{2\pi} [RPM] \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Reemplazando los datos se tiene:

$$n_1 = 3,51 [RPM] \quad n_2 = 7 [RPM]$$

Del rango de rapidez angular establecido, se escoge una rapidez igual a $n = 5 \text{ RPM}$, con lo cual la potencia para el motor requerido está determinada por la (Ec. 3.9):

$$Pot = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \times T \text{ [W]} \quad (\text{Ec. 3.9})$$

Reemplazando valores tenemos:

$$Pot = \frac{2 \cdot \pi \cdot 5}{60} \times 150 \text{ [W]}$$

$$Pot = 78.54 \text{ [W]}$$

La potencia real del motor se calcula teniendo en cuenta la eficiencia del mecanismo de reducción y la transmisión de potencia, para el cálculo se considerará una eficiencia del 90%:

$$Pot = 87.27 \text{ [W]}$$

Este valor, es la potencia mínima necesaria para generar el desplazamiento de la estructura.

3.4 SELECCIÓN DE MOTORREDUCTOR

El motorreductor a seleccionar tiene como principal objetivo, generar la potencia necesaria, para proveer movimiento a la rueda motriz por medio de un eje, logrando de esta manera que la estructura se desplace. Conociendo la potencia necesaria para accionar el mecanismo de los catálogos (ANEXO 3) se selecciona el siguiente motorreductor con sus respectivas características:

Tabla 3.3 Especificaciones del motorreductor

Características		Valor	Uni.
Pot	Potencia	0.14	KW
f	Frecuencia	60	Hz
T₂	Par de salida	77	Nm
w₂	Velocidad angular de salida	9.7	rpm
W	Peso	10	kg
Fs	Rendimiento	0.54	

Fuente: (Siemes, 2009, p. 6/5)(Siemes, 2009)

3.5 DISEÑO DEL ENGRANAJE

Para la transmisión de potencia desde el eje del motorreductor al eje de las ruedas, se opta por contar con un par de engranajes acoplados, siendo importante para el diseño, determinar los factores geométricos de las ruedas dentadas, realizar un análisis basado en la resistencia a la flexión y desgaste de engranajes. Cabe mencionar que el cálculo se realizara mediante el método de la norma AGMA para engranajes rectos.

3.5.1 FACTORES GEOMÉTRICOS

Se va a diseñar un par engranajes para transmitir 0,14 KW de potencia de motorreductor a las ruedas. El piñón esta fijo al eje del motorreductor que gira 9,7 RPM. El engrane conducido debe girar a una velocidad angular alrededor de 5 RPM.

Relación de velocidad nominal se calcula a partir de:

$$R = \frac{w_P}{w_G} = \frac{N_G}{N_P} \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Donde:

R: Relación de transmisión

w: velocidad angular [RPM]

N: Numero de dientes

Remplazando los valores de la velocidad angular en la (Ec. 3.10) se obtiene un valor tentativo inicial igual a:

$$R = \frac{9,7}{5} = 1,94$$

Para el cálculo de la potencia de diseño P_d , se escoge un factor de sobrecarga K_o (Budynas & Nisbett, 2008, p. 746) igual a 1, entonces:

$$P_d = K_o \times P_1 \quad (\text{Ec. 3.11})$$

$$P_d = 0,14 \text{ [KW]}$$

Se calcula el diámetro de paso y número de dientes, para el piñón y para el engrane, seleccionando un módulo $m = 2.5$, y un número de dientes del piñón $N_p = 34$ *dientes*.

$$d = Nm \quad (\text{Ec. 3.12})$$

Donde:

d : Diámetro de paso [mm]

N : Número de dientes en la rueda

m : módulo [mm]

Remplazando los datos en la (Ec. 3.12) se tiene:

$$d_p = N_p \times m = \mathbf{85 [mm]}$$

$$N_G = N_p \times R \quad (\text{Ec. 3.13})$$

$$N_G = 65.96 \approx \mathbf{66 \text{ dientes}}$$

$$d_G = N_G \times m = (66)(2.5) = \mathbf{165 [mm]}$$

“Como regla general, los engranes rectos deben tener un ancho de cara F de tres a cinco veces el paso circular p ” (Budynas & Nisbett, 2008, p. 719).

Como $p = \pi \cdot m$, tomaremos para el cálculo $F = 3\pi \cdot m$ [mm], entonces:

$$F = 23.56 [mm]$$

Para este caso se usará $F = \mathbf{25 [mm]}$

Distancia de centros C de lo engranajes, se determina con la siguiente la (Ec. 3.14):

$$C = (N_p + N_G) \times \frac{m}{2} \quad (\text{Ec. 3.14})$$

$$C = \mathbf{125 mm}$$

Otros factores geométricos adicionales requeridos en el dimensionamiento de una rueda dentada son: la cabeza (a), la raíz (b) y huelgo (c), valores que se obtienen de la **Tabla 3.4**:

Tabla 3.4 Fórmulas para características de dientes de engranes, para un ángulo de presión de 20

Propiedad	Símbolo	Involuta 20°		Sistema de módulo métrico
		Paso grueso Pd < 20	Paso grueso Pd ≥ 20	
Cabeza	a	1/Pd	1/Pd	1m
Raíz	b	1,25/Pd	1,200/Pd + 0,002	1,25m
Huelgo	c	0,25/Pd	0,200/Pd + 0,002	0,25m

Fuente: (Mott, 2006, p. 314)

A continuación se muestra un cuadro resumen que muestra todos los datos calculados anteriormente:

Tabla 3.5 Tabla resumen de cálculos

Rueda dentada	N	w (RPM)	m (mm)	d (mm)	a (mm)	b (mm)	c (mm)
Piñón	34	9,7	2	85	2.5	3.125	0.625
Engrane	66	5	2	165	2.5	3.125	0.25

Fuente: Propia

3.5.2 VELOCIDAD DE LA LÍNEA DE PASO

La velocidad de la línea de paso en metros por segundo (m/s) es:

$$v = \frac{\pi \times d_p \times w_p}{60000} \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Donde d_p está en milímetros y w_p está en revoluciones por minuto. Entonces:

$$v = 0.0432 \left[\frac{m}{s} \right]$$

3.5.3 CALCULO DE CARGAS TANGENCIAL W_t Y RADIAL W_r

Las componentes de la carga transmitida están dadas por:

$$W_t = \frac{1000 \times P}{v} \quad (\text{Ec. 3.16})$$

$$W_r = W_t \times \tan \phi \quad (\text{Ec. 3.17})$$

Donde:

W_t : Carga transmitida tangencial [N]

P : Potencia transmitida [kW]

v : Velocidad Lineal de paso [m/s]

W_r : Carga radial [N]

ϕ : Ángulo de presión $\phi = 20^\circ$

Remplazando se obtiene:

$$W_t = 3242.94 \text{ [N]}$$

$$W_r = 1180.33 \text{ [N]}$$

3.5.4 ANÁLISIS DE ENGRANAJES MÉTODO AGMA

La parte más propensa a fallas de una rueda dentada son los dientes, los cuales deben soportar la carga que transmiten y el impacto con el engranaje conjugado, estos factores pueden generar dos tipos de falla: el primero, por flexión del diente, el segundo por desgaste o picadura superficial del diente.

3.5.4.1 Calculo del esfuerzo de flexión

En este numeral se tratará el análisis a flexión, para garantizar que el par de engranajes no fallen a la misma. Debe cumplirse la siguiente relación:

$$\sigma_t \leq \sigma_{perm} \quad (\text{Ec. 3.18})$$

Donde:

σ_t : Esfuerzo de flexión en la raíz del diente, en [MPa]

σ_{perm} : Esfuerzo de flexión permisible, en [MPa]

El esfuerzo a flexión se calcula con la siguiente expresión (Budynas & Nisbett, 2008, p. 726):

$$\sigma_t = \frac{W_t K_0 K_v K_s K_m K_B}{F m J} \quad (\text{Ec. 3.19})$$

Donde:

W_t : Carga tangencial transmitida, en [N]

K_0 : Factor de sobrecarga

K_v : Factor dinámico

K_s : Factor de tamaño

K_m : Factor de distribución de carga

K_B : Factor del espesor del aro

F : Ancho de cara del elemento más angosto, en [mm]

m : módulo métrico, en [mm]

J : Factor geométrico de resistencia a la flexión

Factor de sobrecarga, $K_0 = 1$

Factor dinámico, se calcula mediante las siguientes formulas (Budynas & Nisbett, 2008, p. 736):

$$B = 0.25(12 - Qv)^{2/3} \quad (\text{Ec. 3.20})$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (\text{Ec. 3.21})$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200v}}{A} \right) \quad (\text{Ec. 3.22})$$

Donde Q_v es el número de control de calidad, que definen las tolerancias para engranes, los números de calidad del 3 a 7 incluyen la mayoría de los engranes comerciales, y de 8 a 12 engranes de alta precisión, para el cálculo se considera $Q_v = 6$. Reemplazando en las (Ec. 3.20), (Ec. 3.21) y (Ec. 3.22) tenemos:

$$B = 0.915$$

$$A = 54.76$$

$$K_V = 1.049$$

Factor de tamaño, $K_s = 1$

Factor de distribución de carga, $K_m = 1.3$

Factor del espesor del aro, $K_B = 1$ suponiendo que el espesor es constante.

Factor geométrico de resistencia a la flexión, J (Budynas & Nisbett, 2008, p. 733).

$$J_P = 0.42$$

$$J_G = 0.43$$

El esfuerzo de flexión para el piñón se calcula de acuerdo con la (Ec. 3.19),

$$\sigma_{tP} = 168.47[\text{MPa}]$$

Para calcular el esfuerzo en el engrane se utiliza la siguiente relación:

$$\sigma_{tG} = \sigma_{tP}(J_P/J_G) \quad (\text{Ec. 3.23})$$

$$\sigma_{tG} = 164.55[\text{MPa}]$$

3.5.4.2 Selección de material

Para ambos elementos acoplados (piñón y engrane) se selecciona un mismo material, en este caso un acero de bajo carbono laminado en frío: AISI 1045, dureza 179 HB, grado 2. ANEXO 4.

La resistencia de flexión permisible S_t y la resistencia a la fatiga por contacto S_c , son valores dependientes del tipo de material y de su dureza. Para aceros completamente endurecidos grado 2, tenemos:

$$S_t = 0.703H_B + 113 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 3.24})$$

$$S_c = 2.41H_B + 237 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 3.25})$$

Remplazando los valores tenemos:

$$S_t = 238.84 \text{ MPa}$$

$$S_c = 668.39 \text{ MPa}$$

3.5.4.3 Cálculo del esfuerzo de flexión permisible

La norma AGMA indica que el esfuerzo permisible σ_{perm} , se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t Y_N}{K_T K_R} \quad (\text{Ec. 3.26})$$

Donde:

S_t : Esfuerzo de flexión permisible, $[N/m^2]$

Y_N : Factor de ciclos del esfuerzo de flexión

K_T : Factor de temperatura

K_R : Factor de confiabilidad

Factor de temperatura, $K_T = 1$ para temperaturas de operación menores 120°C .

Factor de ciclos de esfuerzos, $Y_N = 1.5$ para 10^5 ciclos de carga.

Factor de confiabilidad, $K_B = 0.85$ suponiendo una confiabilidad del 90%.

Remplazando en la Ecuación (Ec. 3.26):

$$\sigma_{perm} = 421.48 \text{ MPa}$$

3.5.4.4 Factor de seguridad a flexión

Se realiza el análisis de falla mediante la Ecuación (Ec. 3.18), y se calcula el factor de seguridad.

$$\sigma_t \leq \sigma_{perm}$$

Para igualar la ecuación, agregamos una constante S_F , el cual será el factor de seguridad de diseño.

$$S_F \sigma_t = \sigma_{perm} \quad (\text{Ec. 3.27})$$

$$S_F = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma_t} \quad (\text{Ec. 3.28})$$

Remplazando valores obtenemos S_{FP} para el piñón:

$$S_{FP} = 2.50$$

Remplazando valores obtenemos S_{FG} para el piñón:

$$S_{FG} = 2.56$$

3.5.4.5 Análisis de desgaste o picadura

Para garantizar que el piñón y el engranaje no fallen bajo las cargas de contacto que proporciona el uno sobre el otro. Debe cumplirse la siguiente relación:

$$\sigma_C \leq \sigma_{Cperm} \quad (\text{Ec. 3.29})$$

Donde:

σ_C : Esfuerzo de picadura, en [MPa]

σ_{perm} : Esfuerzo de contacto premisible, en [MPa]

Es suficiente realizar el análisis a picadura para el piñón, debido a que este da mayor número de ciclos que la corona. La expresión que determina el valor de σ_C es (Budynas & Nisbett, 2008, p. 726):

$$\sigma_C = C_P \sqrt{\frac{W_t K_0 K_v K_s K_m C_f}{d_p F I}} \quad (\text{Ec. 3.30})$$

Donde:

C_p : Coeficiente elastico, en $[\sqrt{N/mm^2}]$

C_f : Factor de condición superficial

d_p : Diámetro de paso del piñón, en [mm]

I : Factor geométrico de resistencia a la picadura

Varios de los factores de la Ecuación (Ec. 3.30) son los mismos que los del análisis a flexión, a continuación se determinan los coeficientes faltantes:

Se seleccionó un mismo material para ambos elementos conjugados (acero), por lo tanto se obtiene un coeficiente $C_p = 191 \text{ MPa}$.

Factor de condición superficial, $C_f = 1$ suponiendo que tiene una cavado superficial que no genere un efecto perjudicial a la picadura.

Factor métrico I para engranajes externos, se calcula mediante las siguientes expresiones (Budynas & Nisbett, 2008, p. 736):

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{d_G}{d_P} \quad (\text{Ec. 3.31})$$

$$I = \frac{\cos \phi \sin \phi}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (\text{Ec. 3.32})$$

Donde:

m_G : Relación de velocidades

m_N : Relación de reperticion de carga

Remplazando valores tenemos:

$$m_G = 1.94$$

$$I = 0.106$$

Diámetro del piñón, $d_p = 100 \text{ [mm]}$

Calculamos el esfuerzo de picadura para el piñón de acuerdo con la ecuación 3.30.

$$\sigma_C = 846.06 \text{ [MPa]}$$

3.5.4.6 Cálculo del esfuerzo de flexión permisible

La norma AGMA indica que el esfuerzo permisible por contacto σ_{Cperm} , se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_{Cperm} = \frac{S_C Z_N}{K_T K_R} \quad (\text{Ec. 3.33})$$

$$\sigma_C S_H = \sigma_{Cperm} \quad (\text{Ec. 3.34})$$

Donde:

S_C : Esfuerzo de contacto permisible, $[N/mm^2]$

Z_N : Factor de ciclos de vida de esfuerzo

K_T : Factor de temperatura

K_R : Factor de confiabilidad

S_H : Factor de seguridad AGMA

Despejando S_H tenemos:

$$S_H = \frac{\sigma_{Cperm}}{\sigma_C} \quad (\text{Ec. 3.35})$$

Calculamos el valor de σ_{Cperm}

Factor de ciclos de vida, para 10^5 ciclos de carga, se obtiene reemplazando en:

$$Z_N = 2.466N^{-0.056}$$

$$Z_N = 1.29$$

Factor $K_T = 1$, para temperaturas de operación menores 120°C .

Factor $K_B = 0.85$, suponiendo una confiabilidad del 90%.

Remplazando en la *Ecuación* (Ec. 3.35):

$$S_H = 1.20$$

La norma AGMA indica que al comparar los factores de seguridad a flexión y de picadura, se puede determinar el tipo de falla más probable de los engranes. La comparación se realiza cuando se cumple la siguiente relación:

$$S_F > (S_H)^2 \quad (\text{Ec. 3.36})$$

Remplazando tenemos que:

$$2.5 > 1.45$$

Esta relación, nos indica que la mayor amenaza para el piñón es por desgaste. Con el mismo concepto y sabiendo que el engranaje es del mismo material que el piñón, podemos decir que la amenaza para el engrane conjugado también es por desgaste.

3.6 DISEÑO DEL EJE

El eje motriz está sometido a cargas de flexión y torsión, generadas por efecto de la transmisión de potencia hacia las ruedas. Debido a que el periodo de operación del mecanismo es mínimo y con velocidad de desplazamiento bajas, el diseño del eje se realiza en condiciones de diseño estático.

3.6.1 DETERMINAR LAS CARGAS ACTUANTES SOBRE EL EJE

El mecanismo de apertura y cierre de la estructura, está constituido por cuatro subconjuntos, los mismos que poseen características similares, por lo cual solo se analizará uno de ellos para el diseño del eje. El esquema del eje se representa en la siguiente figura:

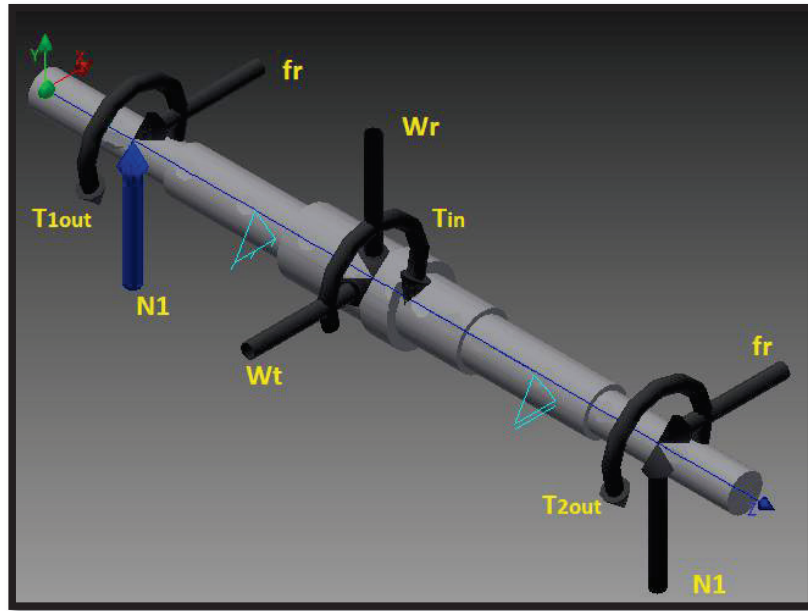


Figura 3.4 Diagrama del eje motriz

Fuente: Propia

Para el análisis se considera al eje como una viga simplemente apoyada. Las cargas aplicadas son resultado de la carga muerta de la estructura y demás reacciones en la base de las columnas, las cuales se transmiten de manera directa al eje.

Todos los datos han sido calculados en numerales anteriores, los datos restantes que nos ayudaran a dimensionar el eje se obtienen realizando los siguientes cálculos:

$$T_{in} = W_t \times \frac{d_G}{2} \quad (\text{Ec. 3.37})$$

$$T_{out} = \frac{T_{in}}{2} \quad (\text{Ec. 3.38})$$

$$fr = \frac{P}{n} \quad (\text{Ec. 3.39})$$

Donde:

T_{in} : Torque transmitido a través del engrane

T_{out} : Torque transmitido a las ruedas

fr : Fuerza de rozamiento

n : Número de ruedas motrices

Sabiendo que el número de ruedas motrices n es igual a 8, remplazando en las Ecuaciones (Ec. 3.37, (Ec. 3.38 y (Ec. 3.39 tenemos:

$$T_{in} = 267.54 \text{ [N.m]}$$

$$T_{out} = 133.77 \text{ [N.m]}$$

$$fr = 594.29 \text{ [N]}$$

Tabla 3.6 Cargas aplicadas sobre el eje

Resumen de cargas aplicadas				
Descripción			Unidades	Eje de aplicación
Normal	N_1	2416,03	N	y
Tren engranes	W_r	1180,33	N	y
	W_t	3242,94	N	z
Fuerza de fricción	f_r	594,29	N	z
Torque entrada	T_{in}	267,54	Nm	
Torque salida	T_{out}	133,77	Nm	

Fuente: Propia

3.6.2 CÁLCULO DE REACCIONES EN LOS APOYOS

En la **Figura 3.5** se presenta el diagrama de cuerpo libre del eje en el espacio donde se pueden observar las fuerzas y momentos principales aplicados, a continuación se muestran los diagramas de cuerpo libre en los planos x-y y x-z, con sus respectivas ecuaciones de equilibrio:

Plano x-y

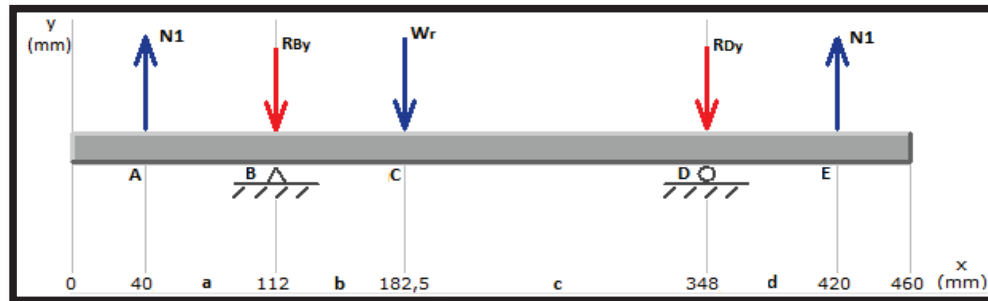


Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre, plano x-y

Fuente: Propia

Sumatoria de Momentos respecto al punto B:

$$\Sigma M_B = 0$$

$$N_1(b + c + d) = R_{Dy}(b + c) + N_1a + W_r b \quad (\text{Ec. 3.40})$$

Despejando R_{Dy} se obtiene:

$$R_{Dy} = \frac{N_1(b + c + d - a) - W_r b}{(b + c)} \quad (\text{Ec. 3.41})$$

Reemplazando datos se tiene lo siguiente

$$R_{Dy} = 2063.44 [N] \downarrow$$

Sumatoria de fuerzas en y:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$2N_1 = R_{By} + R_{Dy} + W_r \quad (\text{Ec. 3.42})$$

Despejando R_{By} y reemplazando el valor de R_{Dy} se obtiene:

$$R_{By} = 1588.30 [N] \downarrow$$

Plano x-z

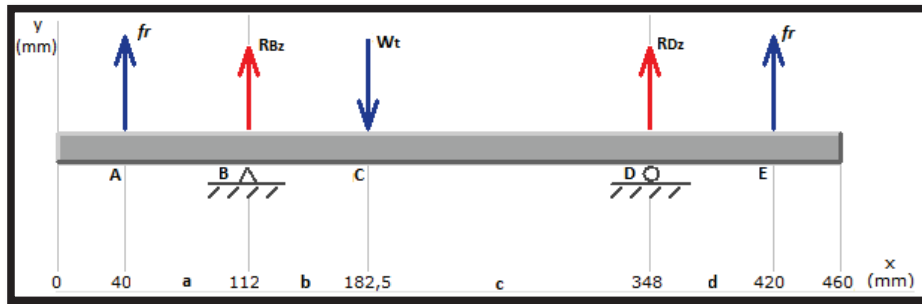


Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre, plano x-z

Fuente: Propia

De la misma manera se realiza el procedimiento para calcular las reacciones en el plano x-z.

$$\Sigma M_B = 0$$

$$fr(b + c + d) + R_{Dz}(b + c) = W_t b + fr a \quad (\text{Ec. 3.43})$$

Despejando R_{Dz} se obtiene:

$$R_{Dz} = \frac{W_t b - fr(a - b - c - d)}{(b + c)} \quad (\text{Ec. 3.44})$$

Reemplazando los datos en la ecuación, se obtiene lo siguiente:

$$R_{Dz} = 374.47 [N] \uparrow$$

Realizando la sumatoria de fuerzas en z

$$\Sigma F_z = 0$$

$$2fr + R_{Bz} + R_{Dz} - W_t = 0 \quad (\text{Ec. 3.45})$$

$$R_{Bz} = W_t - R_{Dz} - 2fr \quad (\text{Ec. 3.46})$$

$$R_{Bz} = 1679.89 [N] \uparrow$$

3.6.3 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

Con los datos calculados se procede a generar los diagramas de fuerzas cortas y momentos flectores en los respectivos planos, usando como herramienta de verificación el software MD Solid.

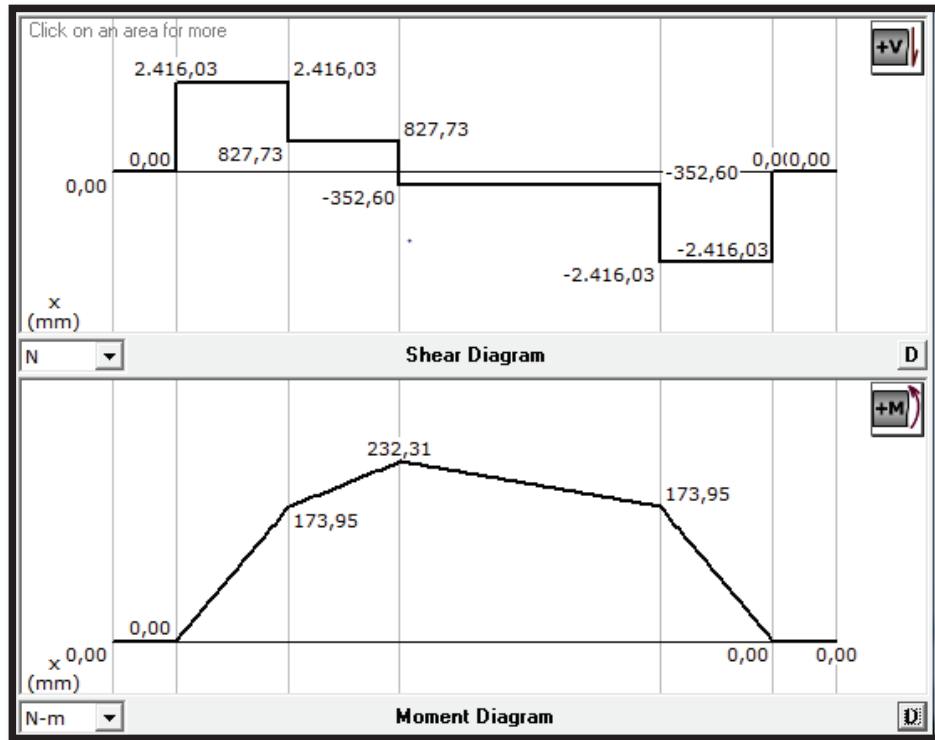


Figura 3.7 Diagrama de fuerza cortante y momento flector, plano x-y

Fuente: MD-Solids

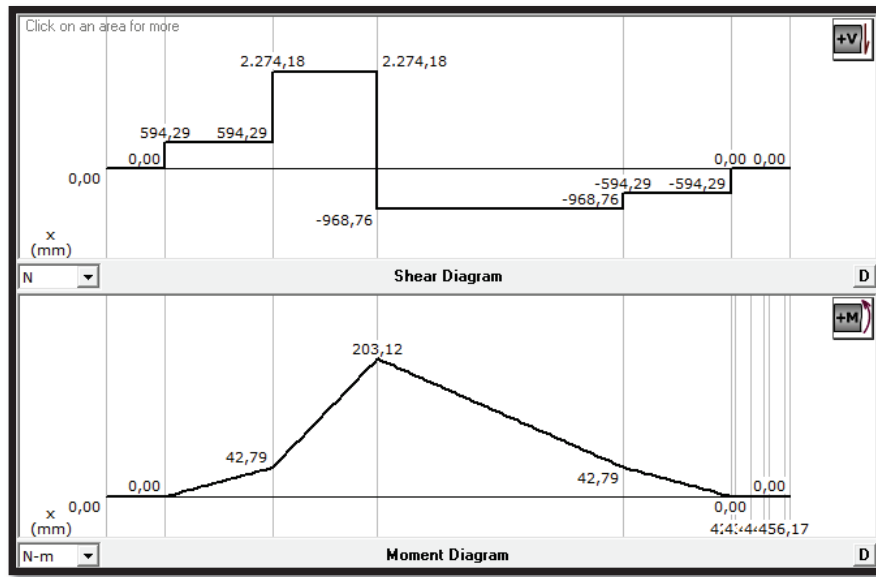


Figura 3.8 Diagrama de fuerza cortante y momento flector, plano x-z.

Fuente: MD-Solids

Para el diseño es de mayor interés obtener los momentos flectores resultantes en cada sección, la magnitud del mismo está dado mediante la ecuación:

$$M = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} \quad (\text{Ec. 3.47})$$

Con lo cual generamos la siguiente gráfica:

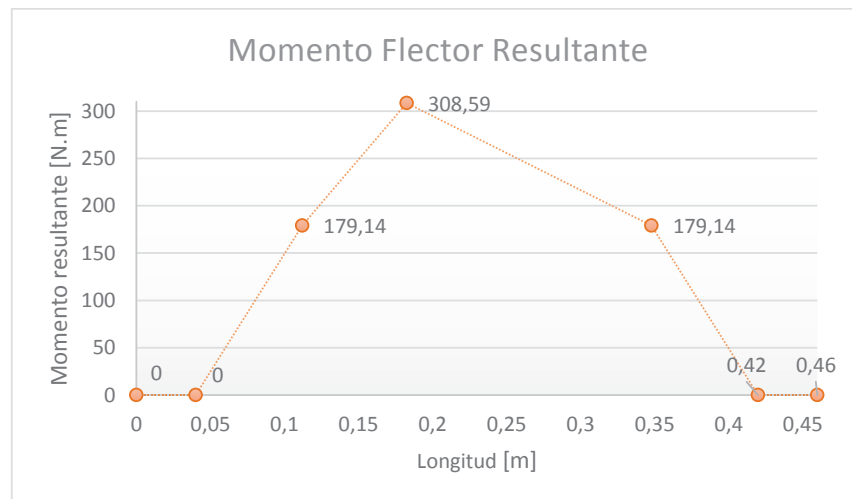


Figura 3.9 Diagrama de momento flector resultante

Fuente: Propia

La sección crítica del eje se encuentra ubicada en el punto C, ya que aquí, se encuentra ubicados los momentos máximos de acuerdo a la **Figura 3.9**. Por lo tanto el momento resultante crítico es de:

$$M_{crítico} = 308,59 [N.m]$$

3.6.4 SELECCIÓN DEL MATERIAL

Para este elemento de máquina se ha optado por seleccionar un material tomando en cuenta a sus propiedades mecánicas, facilidad de obtención, bajos costos y su maquinabilidad, un acero de medio carbono AISI 1045 (ANEXO 4) con las siguientes propiedades:

Tabla 3.7. Propiedades mecánicas del acero 1045

Dureza (HB)	Resistencia a la fluencia min. (MPa)	Resistencia a la Tracción (MPa)	Elongación (%)
163	310	570	16

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, p. 1004)

3.6.5 CALCULO DEL DIÁMETRO

Se va a usar el diseño de ejes para cargas estáticas, ya que el mismo girará a muy bajas revoluciones (5 rpm) y no será utilizado más que dos veces al día como máximo, dando un tiempo muy bajo de operación. El diámetro mínimo del eje se calculará de acuerdo a la teoría de la energía de la distorsión (Shigley & Mitchell, 1985, p. 730):

$$d = \left[\frac{32n}{\pi S_y} \times \left(M^2 + \frac{3}{4} T^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ec. 3.48})$$

Dónde:

n: Factor de seguridad, $n = 3$

S_y: Límite de fluencia, en [MPa]

M: Momento Flector en la sección, en [N.m]

T : Torque en la sección, en [N.m]

Por lo tanto:

$$d_{\min} = 33.63 \text{ [mm]}$$

El diámetro mínimo obtenido para el eje es de 33.63 [mm] por lo que se procede a aproximarlos al inmediato superior, entonces se selecciona un eje con un diámetro de $d = 35 \text{ [mm]}$.

Se debe tomar cuenta que el valor nominal del diámetro especialmente en los lugares que se van a colocar rodamientos, debe ajustarse de tal manera que el mismo se aproxime a los diámetros nominales existentes para rodamientos normalizados.

En la **Tabla 3.8** se presenta un resumen de diámetros mínimos y los que van a ser escogidos para la construcción del eje:

Tabla 3.8 Tabla resumen de diámetros calculados

Punto	M	T	d_{\min}	d
A	0,00	133,77	22,52	25
B	179,14	133,77	27,60	30
C	308,59	267,54	33,63	35
D	179,14	133,77	27,60	30
E	0,00	133,77	22,52	25

Fuente: Propia

3.7 SELECCIÓN DE CHUMACERA

El eje motriz consta de dos rodamientos, los que hacen la función de apoyos, sobre los cuales el eje gira libremente. La selección del rodamiento está dada por las cargas radiales aplicadas sobre los mismos, por lo cual se optan en seleccionar rodamientos rígidos de bolas. Se realizara el análisis para el rodamiento ubicado en el punto B como ejemplo de cálculo.

3.7.1 CARGA RADIAL SOBRE EL RODAMIENTO

La carga radial en este caso es la resultante de las reacciones en los apoyos del eje, paralelas a los ejes cartesianos y y z .

$$F_{RB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} \quad (\text{Ec. 3.49})$$

Donde:

F_{RB} : Carga radial sobre el rodamiento, en [N]

R_{By} : Reacción vertical en el punto B, $R_{By} = 1588.30$ [N]

R_{Bz} : Reacción horizontal en el punto B, $R_{Bz} = 1679.89$ [N]

Sustituyendo:

$$F_{RB} = 2.3 \text{ [kN]}$$

3.7.2 CARGA DINÁMICA EQUIVALENTE

La carga dinámica equivalente P_d , es un valor que nos permite estimar la carga dinámica real de un rodamiento, esta es producto de la combinación cargas radiales y transversales aplicadas sobre rodamiento. Esta dada por la siguiente expresión:

$$P_d = VXF_r + YF_a \quad (\text{Ec. 3.50})$$

Donde:

V : Factor de rotación, cuando gira la pista interior, $V = 1$

X : Factor radial, para cargas de empuje pequeñas, $X = 1$ y $Y = 0$

F_r : Carga radial, $F_r = F_{RB}$

Y : Factor radial, $Y = 0$

F_a : Carga axial, $F_a = 0$

Por lo tanto:

$$P_d = 2.3 \text{ [kN]}$$

3.7.3 FACTOR DE VELOCIDAD

El factor de velocidad f_N , se determina en tablas, a partir de las rpm a las que se encontrará sometido el rodamiento, siendo este factor inversamente proporcional a las revoluciones, por lo cual es recomendable calcularlo con el menor número de revoluciones.

$$f_N = 1.55$$

3.7.4 FACTOR DE DURACIÓN

Para el diseño se va a tomar un valor recomendada para rodamientos en transmisiones de usos múltiples, igual a 8000 horas (Mott, 2006, p. 612). De las tablas se obtiene:

$$f_L = 2.5$$

3.7.5 CARGA DINÁMICA PARA LA SELECCIÓN

La carga dinámica aparente se obtiene reemplazando en la *Ecuación (Ec. 3.51)*:

$$C = \frac{f_L P_d}{f_N} \quad (\text{Ec. 3.51})$$

Reemplazando tenemos:

$$C = 3.73 \text{ [kN]}$$

3.7.6 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO Y SOPORTE

De los catálogos se selecciona un rodamiento que tenga una carga dinámica igual o mayor a la calculada C , un diámetro de barreno de 35mm y con soportes de pie o chumaceras de función gris. Acorde al catálogo presentado en el ANEXO 5.

Se selecciona un rodamiento con las siguientes características:

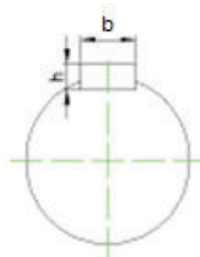
Tabla 3.9 Rodamiento y soporte

Diámetro del eje \varnothing [mm]	Carga dinámica C [kN]	Carga estática C_o [kN]	Denominación	Tuerca de fijación	Soporte acoplado
30	15.6	4.65	1206 ETN9	KM6	SNL 206-305

Fuente: Catalogo SKF

3.8 SELECCIÓN Y CALCULO DE CHAVETAS

El diseño y cálculo de una chaveta, consiste básicamente en la determinación de la longitud de la misma, debido a que el resto de dimensiones están determinadas bajo norma, y en función del diámetro del eje con el que se las va a acoplar. El cálculo se realiza bajo dos criterios, corte y aplastamiento.

**Figura 3.10.** Dimensiones de la chaveta

Fuente: Propia

Por lo general las chavetas suelen ser fabricadas de aceros al carbono laminados en frío, permitiendo que estos actúen como un elemento de seguridad ante las sobrecargas e imprevistos de funcionamiento en el diseño, evitando así daños costosos en otros elementos de máquinas.

Para no hacer muy extenso el análisis se tomara como ejemplo de cálculo, el dimensionamiento de la chaveta para el engrane, donde se tienen los siguientes parámetros:

- Torque aplicado al engrane, $T = 267.54$ [N.m]
- Material de la chaveta, *Acero AISI 1020 estirado en frío*

- Los valores de b y h se los selecciona de acuerdo al diámetro del eje, de acuerdo a la norma DIN 6886 para chavetas. Del ANEXO 6 (Jutz, Scharkus, & Lobert, 1984, p. 134), se tiene que para un diámetro de $\phi = 35[mm]$, el ancho de la chaveta es $b = 10 [mm]$, y el alto $h = 8 [mm]$.

3.8.1 FALLA POR CORTANTE

Sobre una cuña se aplica una fuerza de corte F debida al momento M que se transmite, como se muestra en la siguiente figura:

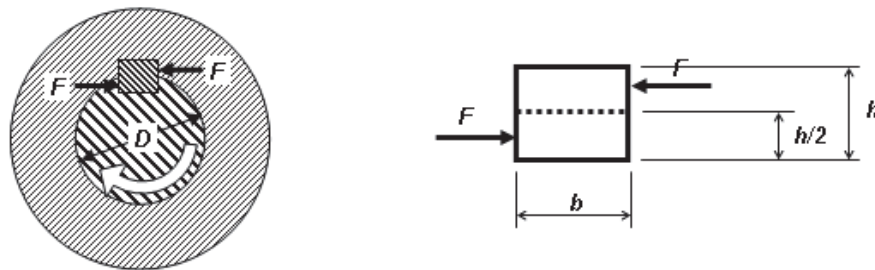


Figura 3.11. Chaveta sometida a fuerzas cortantes

Fuente: (“Cálculo resistente de chavetas,” n.d.)

Los esfuerzos cortantes producidos por la fuerza F , se aplican sobre el área transversal, y están determinados mediante:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{2T}{D} \quad (\text{Ec. 3.52})$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0.577(S_y) \quad (\text{Ec. 3.53})$$

El esfuerzo cortante a lo largo de área transversal de la chaveta (τ), esta dado mediante:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{2T}{D \left((l - b)b + \frac{\pi d^2}{4} \right)} \quad (\text{Ec. 3.54})$$

Sustituyendo τ por la resistencia al cortante dividido entre el factor de seguridad se obtiene:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{2T}{D \left((l - b)b + \frac{\pi d^2}{4} \right)} \quad (\text{Ec. 3.55})$$

Despejando l se determina la longitud necesaria para la chaveta sometida a esfuerzos cortantes, la longitud está dada mediante:

$$l_c = \left[\frac{2nT}{S_{sy}Db} - \frac{\pi d^2}{4b} \right] + b \quad (\text{Ec. 3.56})$$

Donde:

l : Longitud de la chaveta.

n : Factor de seguridad recomendado, $n = 3$.

S_y : Limite de fluencia acero 1020, $S_y = 390$ [MPa]

T : Torque generado a transmitir, en [Nm]

D : Diámetro del eje, en [m]

b : Ancho de la chaveta, en [m]

Remplazando se tiene:

$$l_c = 0.0236 \text{ [m]} \approx \mathbf{24 \text{ [mm]}}$$

3.8.2 FALLA POR APLASTAMIENTO

Para resistir la tensión de compresión sobre las caras laterales, se utiliza el área de la mitad de la cara de la chaveta.

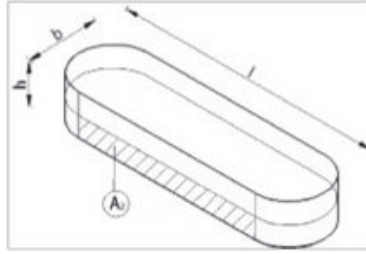


Figura 3.12. Área de aplastamiento

Fuente: (“Diseño de maquinas Juan Marin,” n.d.)

$$\sigma_{apl} = \frac{F}{A_{apl}} = \frac{2T}{D \cdot \frac{h}{2} \cdot l} \quad (\text{Ec. 3.57})$$

Como la tensión a la compresión no debe exceder al esfuerzo permisible a compresión, y por cuestiones de seguridad al esfuerzo de compresión se lo divide para un factor de seguridad se tiene que:

$$l \geq \frac{2nT}{D \cdot \frac{h}{2} \cdot S_y} \quad (\text{Ec. 3.58})$$

Donde:

σ_{apl} : Tensión de compresión, en [MPa]

h : Altura de la claveta, en [m]

Remplazando tenemos:

$$l_a = 0.0294[m] \approx \mathbf{30 [mm]}$$

3.8.3 SIMULACIÓN DE LA CHAVETA

Como se indicó anteriormente la claveta es propensa a tener fallas por cortante y aplastamiento, se realizará un la simulación para comprobar que la claveta anteriormente calculada no fallaran durante su funcionamiento.

3.8.3.1 Cargas aplicadas sobre la chaveta

Con la herramienta SOLID WORKS, software de simulación se determinaran los esfuerzos y deformaciones del elemento de máquina. Las cargas aplicadas a la chaveta se observan en la Figura 3.13.



Figura 3.13. Aplicación de cargas sobre la chaveta

Fuente: SOLIDWORKS 2014

3.8.3.2 Esfuerzo de Von Mises

La simulación realizada mediante SOLID WORKS, nos indica que el esfuerzo de Von Mises no supera el límite elástico del material, con lo cual se considera que el material y las dimensiones de la chaveta son suficientes para resistir el par a transmitir. El esfuerzo maximo es de $2.310 \times 10^8 \left[\frac{N}{m^2} \right]$.

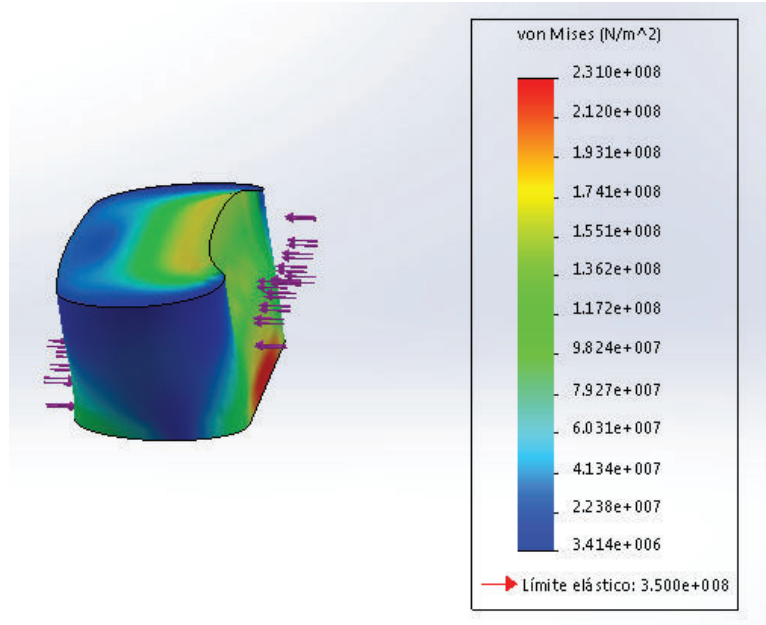


Figura 3.14. Esfuerzos de Von Mises

Fuente: SOLIDWORKS 2014

Por recomendación se prefiere escoger la longitud menor, provocando una falla en la misma pero salvaguardando a los elementos conjugados. Para este eje motriz se va a requerir tres chavetas, dos para las ruedas y una para el engrane. Las dimensiones se observan en la **Tabla 3.10**:

Tabla 3.10. Dimensiones para chavetas

Chaveta	Cantidad	Fuerza [N]	Ancho b [mm]	Altura h [mm]	Longitud l [mm]	
					Falla por corte	Falla por aplastamiento
Engrane	1	15288.14	10	8	21	30
Ruedas ranuradas	2	10701.70	8	7	18	24

Fuente: Propia

3.9 SELECCIÓN DE ANILLOS DE SEGURIDAD

La selección de los anillos de retención es simplemente verificar las especificaciones que cada uno tiene en sus respectivos catálogos. Los anillos se seleccionan mayoritariamente a partir del diámetro del eje, por lo tanto, para los distintos diámetros del eje se seleccionaron los siguientes anillos con sus respectivas características, como se muestran en la **Tabla 3.11**.

Tabla 3.11 Dimensiones anillos de seguridad

Anillo de seguridad	Cantidad	Ø _{int} anillo de seguridad [mm]	Ø _{ext} anillo de seguridad [mm]	Ø ranura del eje [mm]	Ancho ranura del eje [mm]	Fuerza axial permisible [kgf]
Rueda ranurada en "V"	2	23,2	34,2	23,9	1,3	1060
Engrane	1	32,2	46,8	33	1,6	2670

Fuente: ANEXO 7 ("Catalogo Anillos de Retencion," n.d., p. 5)

3.10 SELECCIÓN DEL FRENO

El freno más adecuado para este caso, es el de disco, actuado por muelles, para reducir el tiempo de parada del motor y por ende el de la estructura. En principio la selección se basa en la siguiente fórmula:

$$T_{fr} > T_x \cdot \frac{k}{\eta} \quad (\text{Ec. 3.59})$$

Donde:

T_{fr} : Par frenante asignado

T_x : Par resistente

K: Factor para la consideración de las condiciones de servicio, k=1.5 (Para maquinas horizontales)

η : Rendimiento

El par resistente se obtiene del torque de salida del motor utilizando la siguiente ecuación:

$$P = T_x \times \omega \quad (\text{Ec. 3.60})$$

Donde:

P : Potencia del motor

ω : Velocidad angular del motor en rad/s

Despejando y reemplazando los valores en la (Ec. 3.60) se tiene:

$$T_x = 1 \text{ [N.m]}$$

Por lo tanto se reemplaza los datos en la (Ec. 3.59) y se obtiene:

$$T_{fr} > 1 \text{ Nm} \cdot \frac{1.5}{0.9}$$

$$T_{fr} > 1.67 \text{ Nm}$$

Tiempo de maniobra del freno será:

$$t_{fr} = \frac{(J_m + J_{ad} + J_x \cdot \eta) \eta_{fr}}{0.9 (T_{fr} \mp T_x \cdot \eta)} \quad (\text{Ec. 3.61})$$

Donde:

J_m : Momento de inercia del motor

J_{ad} : Momento de inercia adicional

J_x : Momento de inercia reducido de la carga

η : Rendimiento

η_{fr} : Velocidad de frenado

t_{fr} : Tiempo de frenado

T_{fr} : Par frenante asignado

T_x : Par resistente

Después de realizados los cálculos se tiene que:

$$t_{fr} = 0,00037 \text{ [s]}$$

Por lo tanto, para la selección del freno, se observa el ANEXO 8 (Siemes, 2009, p. 8/24,8/25), el mismo, que indica que el tipo de freno más adecuado para este motor, es el L4/2, mismo que posee un par frenante de 2 [N.m].

3.11 ESTRUCTURA DEL MECANISMO DE APERTURA Y CIERRE DE LA ESTRUCTURA

Las dimensiones de la estructura están determinadas por: las distancias que existe entre las columnas dobles y las simples cuando la estructura está completamente cerrada, también, las dimensiones de todos los componentes que conforman el mecanismo (motorreductor, ejes, engranes, ruedas, etc.).

La estructura está diseñada con perfiles estructurales rectangulares y cuadrados, sus dimensiones se determinan mediante un análisis de elementos finitos, bajo los siguientes parámetros:

- El material en que vienen contruidos los perfiles es acero A-36
- La carga nominal máxima que soporta la estructura del sistema motriz y del conducido, se determinó en el numeral 3.1.3, multiplicada por un factor de seguridad.

Tabla 3.12 Carga aplicada sobre estructura

Sistema	Carga aplicada nominal [KN]	Factor de seguridad	Carga aplicada [KN]
Motriz	9,66	2	19.32
Conducido	4,62	2	9.24

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

En las figuras 3.15 y 3.16 se observa cómo se encuentra distribuida la carga sobre la estructura del sistema motriz y conducido respectivamente.

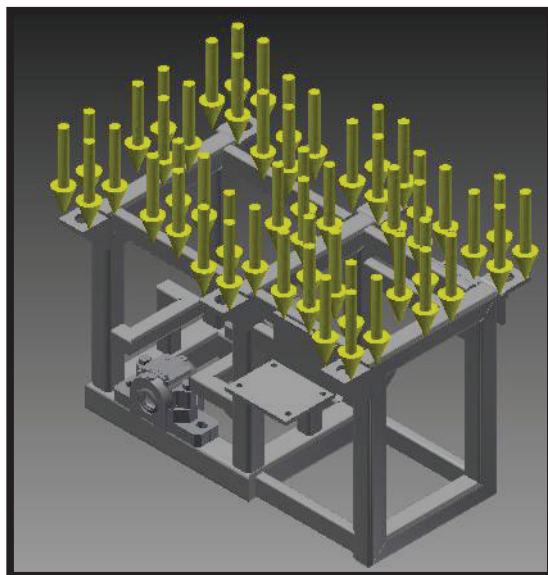


Figura 3.15 Estructura del mecanismo cargada

Fuente: Inventor 2015
Elaboración: Propia

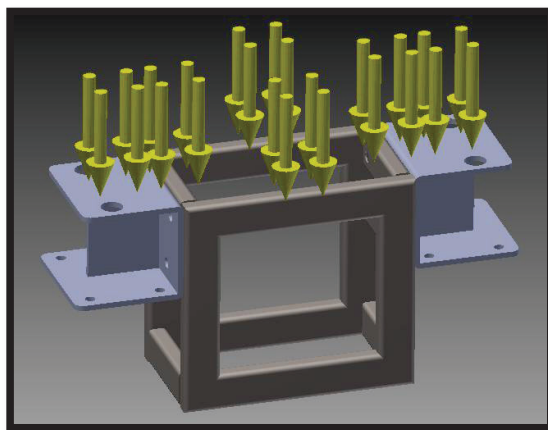


Figura 3.16 Estructura conducida cargada

Fuente: Inventor 2015
Elaboración: Propia

Las deformaciones producidas por la carga aplicada sobre cada tipo de estructura se muestran en las **Figura 3.17** y **Figura 3.18** respectivamente, en la que se muestra que las deformaciones no son excesivas, por lo tanto la estructura no fallará.

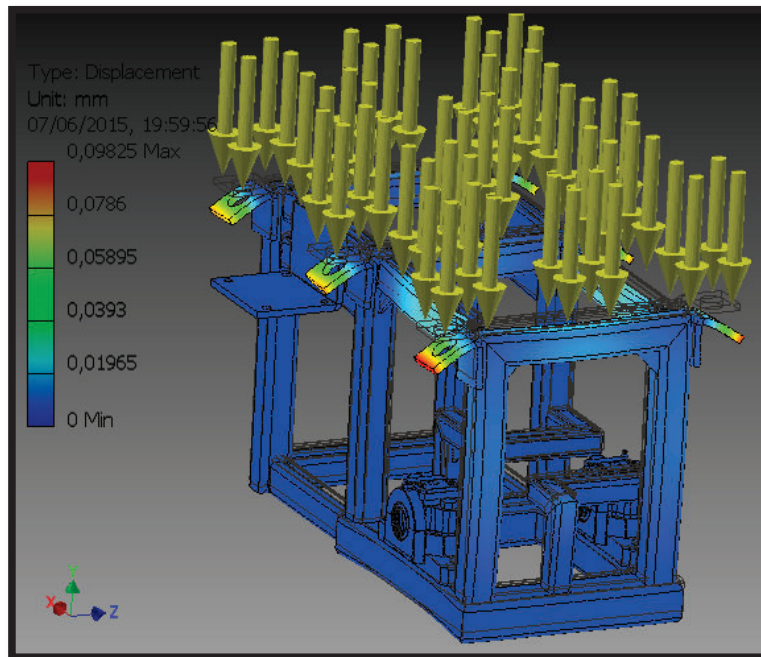


Figura 3.17 Deformaciones en la estructura; sistema motriz

Fuente: Inventor 2015

Elaboración: Propia

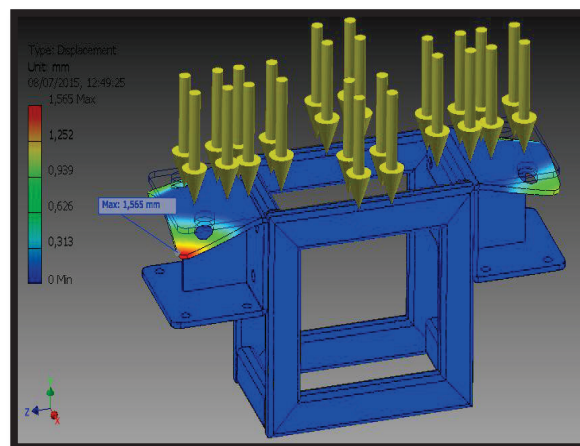


Figura 3.18 Deformación de la estructura; sistema conducido

Fuente: Inventor 2015

Elaboración: Propia

Después de efectuar la simulación para varios tamaños de perfiles, se determinó que los perfiles más adecuados considerando un factor de seguridad de 2, son los siguientes:

- Perfiles estructurales rectangulares: 40x20x2
- Perfiles estructurales cuadrados: 40x3 / 30x3
- Perfil UPN 50x38x6

3.12 DISEÑO DE LA SOLDADURA DE LA ESTRUCTURA

En el ANEXO 9 (WPS de soldadura de la estructura de apertura y cierre), se muestran los parámetros de diseño de soldadura a utilizarse. El proceso de soldadura se llevará a cabo mediante soldadura de arco con electrodo revestido (SMAW). Se selecciona un electrodo E6011, el cual es ideal para soldar perfiles estructurales, sus características se detallan en el ANEXO 10.

3.13 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE PERNOS DE SUJECIÓN

La unión entre el bastidor, y elementos normalizados como fabricados se realizará mediante juntas empernadas, las cuales ayudan al montaje y desmontaje del mecanismo. Las juntas empernadas que están sometidas a mayor carga son los pernos de sujeción de la cumacera y los pernos de las ménsulas que unen las garruchas al bastidor.

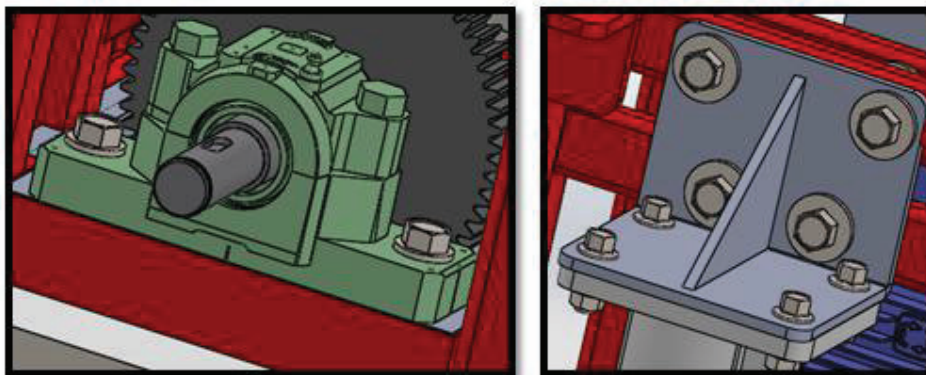


Figura 3.19 Pernos de sujeción, a) Chumacera - Estructura; b) Soporte - Estructura

Fuente: Inventor 2015

Elaboración: Propia

En el caso de la chumacera, los pernos vienen determinados por el fabricante como se muestra en el ANEXO 5, siendo los más idóneos, pernos $M12 \times 1.75 \times 50$, según la norma AISI B18.2.4, con par de apriete recomendado de 80 [Nm].

Por lo tanto los pernos a calcular son los que conforman la junta empernada soporte (ménsula) – estructura. Sobre el soporte se aplican cargas verticales y está sujeto a la estructura mediante cuatro pernos idénticos. La carga vertical que soportan tiene un valor 9.66 kN la cual se aplica en el centro del soporte, debido a consideraciones de seguridad se consideraran pernos de acero con un factor de seguridad de 6, basado en la resistencia de prueba, de esta manera se determina el diámetro mínimo del perno. (Juvinal, 1993, p. 337).

$$P = 9.66 \text{ kN} \times 6 = 57.960 \text{ kN}$$

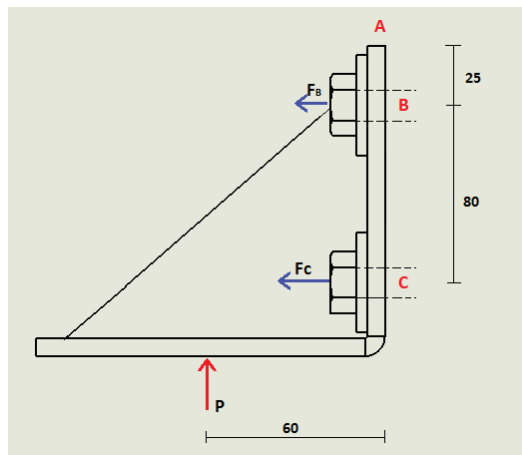


Figura 3.20 Ménsula con carga vertical soportada por cuatro pernos.

Fuente: Inventor 2015

Elaboración: Propia

Donde:

P : Sobre carga de diseño [Nm].

Se realiza la sumatoria de momentos respecto al punto A, a partir de la sobrecarga de diseño.

$$\sum M_A = 0$$

$$60 \times 57.96 = 25 \times F_B + 25 \times F_B + 80 \times F_C + 80 \times F_C$$

Se sabe que la carga impuesta sobre los pernos de la junta empernada está dada mediante una relación entre las distancias del punto a al respectivo perno, por lo

tanto se tiene que el perno en punto C soporta una carga igual a 3.2 veces la carga de los pernos en el punto B.

Despejando F_C se tiene:

$$F_C = 19801.3 N$$

Se escoge un perno de acero clase SAE 5.8, que tiene una resistencia de prueba de 380 MPa. Con este valor se calcula el área mínima necesaria para el perno.

$$A_t = \frac{19801.3 N}{380 MPa} = 52.10 mm^2$$

De tablas y a partir del área mínima para el perno, se obtiene el diámetro y la especificación del perno, siempre optando por cuestiones de seguridad un tamaño mayor de perno, en este caso se determina que el perno será: $M12 \times 1.75 \times 45$

3.14 RIEL DEL MECANISMO DE APERTURA Y CIERRE DE LA ESTRUCTURA

El mecanismo para la estructura, va a constar de un riel ya que la misma si no la poseyera y las ruedas rodarían sobre el concreto, podrían las mismas perder la trayectoria y por lo tanto la estructura adaptable se volvería inestable, razón por la cual se coloca un fleje de diez milímetros de espesor con un ancho de 150 milímetros para la base y se utilizará como riel a un perfil de 50 milímetros de lado y un espesor de seis milímetros, para esto se soldará el fleje con el ángulo, con soldadura intermitente, es decir, una longitud de cordón de diez centímetros y una separación de treinta centímetros.

Para determinar si los perfiles que se va a utilizar resistirán la carga, se utiliza un software de elementos finitos, en este caso, Inventor 2015. Se realizó la simulación y el desplazamiento máximo se produce en el ángulo y este es de 0,00328 milímetros, con lo cual, se demuestra que el perfil es el adecuado, ya que, la deformación es ínfima. Las dimensiones y la forma de estos perfiles se las puede observar en el ANEXO 11. En el ANEXO 12 se muestran los procedimientos de soldadura para el riel.

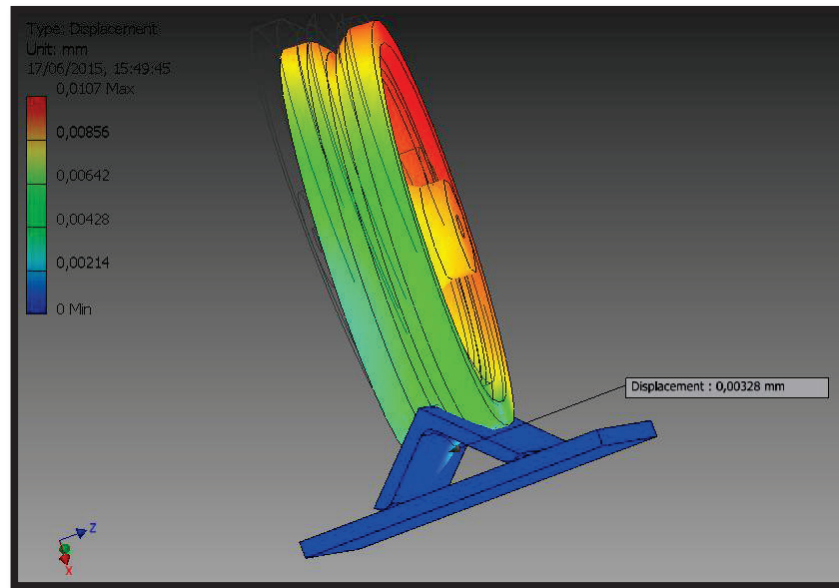


Figura 3.21 Deformaciones en el riel del mecanismo

Fuente: Inventor 2015
Elaboración: Propia

3.15 SELECCIÓN DE LOS PERNOS DE ANCLAJE

En el ANEXO 13, se procedió a seleccionar un perno de anclaje FAZ II 12/200, con una rosca M12x100, estas dimensiones se las seleccionaron ya que son las que mejor se acoplan a la placa base del riel, también por su excelentes características en cuanto a cargas admisibles, ya que, estos pernos de anclaje tienen una carga de tracción admisible de: en hormigón traccionado de 7,6 [kN] y en hormigón comprimido de 11,9 [kN]. Se instalan dos pernos de anclaje en cada riel cada 500 [mm], para garantizar la estabilidad del sistema de desplazamiento lineal.

Una vez concluida toda la etapa del diseño de todos los elementos constitutivos del mecanismo de apertura y cierre, se muestra en el a ANEXO 14 los planos de taller y montaje, los mismos que contienen toda la Ingeniería de Detalle, la misma que permitirá la construcción y el montaje de dicho mecanismo, garantizando su óptimo funcionamiento.

CAPÍTULO 4

4 COSTRUCCIÓN Y MONTAJE

4.1 INTRODUCCIÓN

Una vez concluida la etapa de diseño y selección de elementos mecánicos que conforman el sistema motriz de la estructura, se procederá a construir los mismos en un taller mecánico. Se debe tener suma cautela en esta etapa, ya que la misma, determinará en su mayoría los costos reales del proyecto.

4.2 REQUERIMIENTOS

Para la construcción y montaje de los elementos constituyentes del mecanismo de apertura y cierre de la estructura. Se requiere de un taller, el mismo que debe cumplir con los siguientes parámetros:

- Materia prima para la elaboración de los elementos.
- Personal técnico capacitado.
- Máquinas, herramientas y equipos necesarios para la fabricación.

El mecanismo de apertura y cierre de la estructura, está compuesto por varios elementos unos normalizados y otros que deben ser fabricados. En el presente capítulo se analiza los elementos que van a ser construidos en el taller mecánico. También se detallará los materiales, mano de obra y equipos a utilizar en el montaje.

4.2.1 MATERIALES

Los materiales a usarse en la construcción y montaje del mecanismo de apertura y cierre se encuentran en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1 Materiales para construcción del mecanismo

Elemento	Características	Cantidad
Plancha de acero	1220x2440x8	1
Plancha de acero	1220x2440x12	5
Tubo cuadrado	40x40x3	3
	30x30x3	1
	50x50x3	1
Tubo rectangular	40x20x2	2
Ángulo	2"x2"x1/4"	17
Rueda	Ranurada V Ø 200mm	72
Cubo de acero	1045 CD/ 100x100x50	4
	1045 CD/ 100x100x50	4
Motorreductor	SIEMENS, POT=0,14kW	4
Perno	M10X40 / 7/16" x 11/2"	272
Arandela plana		272
Tuerca		272
Arandela de presión		272
Perno	M8x35 / 5/16" x 11/2"	16
Tuerca		16
Arandela plana		16
Arandela de presión		16
Chaveta	10x8 Lmin 150	3
	6x6 Lmin 150	6
Eje	AISI 1045 CD/ Ø 50	4
Anillo de seguridad	Ø 30	4
	Ø20	8
Soporte de pie	SE 507-606	8

Fuente: Propia

4.2.2 MANO DE OBRA

En el proceso de construcción y montaje se requiere del siguiente personal:

- Un jefe de proyecto
- Un tornero
- Un fresador

- Dos obreros

4.2.3 MÁQUINAS HERRAMIENTAS Y EQUIPOS

Para fabricar los distintos componentes se va a utilizar los siguientes elementos:

Tabla 4.2 Máquinas-Herramientas y equipos requeridos para la construcción y montaje

Tipo	Elemento	Cantidad	Código
MÁQUINAS-HERRAMIENTAS	Esmeril	1	ES
	Taladro de pedestal	1	TP
	Torno	1	TO
	Fresadora	1	FR
	Rectificadora	1	RE
	Sierra de cinta	1	SC
EQUIPOS	Equipo de plasma	1	EP
	Amoladora	1	AM
	Soldadora (SMAW)	1	SS
	Taladro de mano	1	TA
	Equipo de pintura	1	EPI
	Equipo de seguridad	1	ES
HERRAMIENTAS	Lima	2	LI
	Sierra	2	SI
	Caja de herramientas varias	1	CH
	Sogas (varias longitudes)	5	SO
	Grúa	1	GR
	Herramientas de soldadura	1	HS
	Prensa	1	PR
INSTRUMENTOS DE MEDIDA	Calibrador	1	CA
	Regla metálica	1	RM
	Flexómetro	1	FL
	Escuadra	1	ESC
	Compás metálico	1	CM
	Nivel	1	NI

Fuente: Propia

4.3 PROCESO CONSTRUCTIVO

En el proceso constructivo del mecanismo de apertura y cierre de la estructura existen dos fases:

- Construcción
- Montaje

4.3.1 CONSTRUCCIÓN

En el taller mecánico, se debe procurar, realizar la mayor cantidad de piezas y elementos necesarios para el montaje del mecanismo de apertura y cierre de la estructura. Para la consecución de este ítem, se debe realizar las siguientes actividades:

- Determinar procesos, dimensiones, materiales y el tiempo de ejecución del proyecto.
- Establecer el coste de materiales y equipos para su posterior adquisición.
- Adecuar el espacio físico, así como también: herramientas, equipos y normativa a utilizarse.
- Preparar el material que se va a usar para la construcción del mecanismo.
- Llevar a cabo los procesos de mecanizado de las piezas.
- Posicionar, acoplar, fijar y soldar las partes constituyentes de la estructura del mecanismo para su armado.
- Verificar dimensiones y tolerancias.

Algunas de estas actividades pueden realizarse simultáneamente, para reducir el tiempo de ejecución del proyecto.

4.3.1.1 Construcción de elementos mecanizados

4.3.1.1.1 Construcción del eje

El eje para el mecanismo se construye a partir de una barra redonda de acero AISI 1045, con un diámetro exterior de 50 mm y una longitud 2000 mm. En la **Tabla 4.3** se indica el proceso de construcción para cada eje, en este caso, va a ser el mismo para los cuatro mecanismos que van a construirse en la estructura.

Tabla 4.3 Construcción del eje para el mecanismo

Número de operación	Descripción	Equipos	Tiempo [min]
1	Corte del eje a una medida aproximada de 460 mm	SC, CA	8
2	Refrentado de caras	TO, CA	18
3	Cilindrado exterior a \varnothing 40 mm	TO, CA	30
4	Cilindrado exterior a \varnothing 35 mm, l= 290mm	TO, CA	20
5	Cilindrado exterior a \varnothing 30 mm, l= 155mm	TO, CA	16
6	Cilindrado exterior a \varnothing 25 mm, l= 155mm	TO, CA	10
7	Chaflanado en extremos de eje	TO	5
8	Ranurado de chavetero para sección de eje de \varnothing 35 mm	FR, CA	20
9	Ranurado de chavetero para sección de eje de \varnothing 25 mm	FR, CA	30
10	Ranurado para anillos de seguridad, con un ancho de 1,3 mm y un \varnothing 23,9 mm	TO, CA	15
11	Ranurado para anillos de seguridad, con un ancho de 1,6 mm y un \varnothing 33 mm	TO, CA	10
TOTAL			182

Fuente: Propia

Cabe recalcar que estos tiempos son para un solo eje, para sacar el tiempo total de construcción de los ejes se debe multiplicar por cuatro.

4.3.1.1.2 Construcción del piñón y del engrane

Para la fabricación del piñón y del engrane se va a utilizar acero AISI 1045, utilizando barras redondas de 200 mm y de 100mm de diámetro, con una longitud de 50 mm el primero para el engrane el segundo para el piñón. En la **Tabla 4.4** y la **Tabla 4.5** se muestra el proceso constructivo del piñón y del engrane.

Tabla 4.4 Construcción del piñón

Número de operación	Descripción	Equipos	Tiempo [min]
1	Cilindrar hasta alcanzar un $\varnothing = 85$ mm	TO,CA	20
2	Planeado hasta alcanzar un ancho de cara de 25 mm	FR,CA	20
3	Cajeado circular de $\varnothing = 25$ mm	FR,CA	100
4	Fresado de dientes del piñón N=34	FR	30
5	Chavetero	FR,CA	5
6	Limado	LI	10
TOTAL			185

Fuente: Propia

Tabla 4.5 Construcción del engrane

Número de operación	Descripción	Equipos	Tiempo [min]
1	Cilindrar hasta alcanzar un $\varnothing = 165$ mm	TO,CA	40
2	Planeado hasta alcanzar un ancho de cara de 25 mm	FR,CA	30
3	Cajeado circular de $\varnothing = 35$ mm	FR,CA	130
4	Fresado de dientes del piñón N=66	FR	60
5	Chavetero	FR,CA	5
6	Limado	LI	20
TOTAL			285

Fuente: Propia

4.3.1.1.3 Construcción de soportes para ruedas conducidas

Para la fabricación de los soportes se van a utilizar planchas con un espesor de seis milímetros de espesor. El proceso constructivo se detalla en la **Tabla 4.6**.

Tabla 4.6 Construcción de soportes para ruedas conducidas

Número de operación	Descripción	Equipos	Tiempo [min]
1	Cortar plancha de acero de $e=6mm$ en las siguiente dimensión 135x112	EP, FL	10
2	Cortar plancha de acero de $e=6mm$ en las siguiente dimensión 135x90	EP, FL	10
3	Taladrar cuatro agujeros de $\varnothing = 11$ mm en la placa de 135x112	TA	10
4	Soldar las dos placas a tope con SMAW	SS	15
5	Limado	LI	20
TOTAL			65

Fuente: Propia

4.3.1.1.4 Construcción del riel

Para la construcción del riel se va a utilizar un para la base fleje de seis milímetros de espesor por 150 milímetros de ancho, la longitud total del fleje va a ser de 100 metros y para el riel un ángulo de seis milímetros de espesor por 50mm de lado. El proceso con mayor detalle se presenta en la **Tabla 4.7**.

Tabla 4.7 Construcción del riel

Número de operación	Descripción	Equipos	Tiempo [min]
1	Cortar el fleje de $e=6mm$ con un ancho de 150mm que quede con una longitud de 25m	CS, FL	10
2	Taladrar 2 agujeros de $\varnothing = 10$ mm cada metro en el fleje	CS, FL	20
3	Cortar ángulo de 50mm x 6mm a un metro de longitud	CS, FL	10
4	Soldar el fleje con el ángulo, con soldadura SMAW intermitente con longitudes de cordón 10 cm con una separación de 30cm	SS, FL	25
5	Limpieza despues del pase	AM	15
TOTAL			80

Fuente: Propia

4.3.1.1.5 Construcción de la estructura del mecanismo

Para la construcción de la estructura se va a utilizar tubos cuadrados y rectangulares los mismos que se detallan a continuación:

- Tubo cuadrado de 40x3 [mm]
- Tubo cuadrado de 30x3 [mm]
- Tubo cuadrado de 50x3 [mm]
- Tubo rectangular de 40x20x3 [mm]

Estos perfiles se soldaran entre sí, para conformar el soporte que va a contener el motorreductor, eje, ruedas ranuradas en “V”, ruedas dentadas y chumaceras. El proceso se detalla en la **Tabla 4.8**.

Tabla 4.8 Construcción de la estructura del mecanismo

Número de operación	Descripción	Equipos	Tiempo [min]
1	Cortar el tubo cuadrado de 40x3 mm en longitudes de: 276mm (6 pedazos), 377mm (2 pedazos), 337mm (4 pedazos)	CS, FL	10
2	Cortar el tubo rectangular de 40x20x2 mm en longitudes de: 260mm (2 pedazos), 220mm (6 pedazos)	CS, FL	20
3	Cortar el tubo cuadrado de 30x3mm en longitudes de: 160mm (2 pedazos), 115mm (2 pedazos), 72mm (1 pedazo), 43mm (1 pedazo), 128mm (1 pedazo), 92mm (1 pedazo).	CS, FL	10
4	Cortar el tubo cuadrado de 50x3 mm en longitudes de: 340mm (2pedazos), 276mm (2 pedazos)	CS, FL	25
5	Biselar a 45° los tubos cuadrados, es decir: 40x3; 30x3 y 50x3. Los tubos rectangulares no se biselan	AM, ESC	40
6	Utilizar soldadura SMAW para soldar los tubos cuadrados de 50x3mm (los cuatro), los mismos que formaran un cuadro entre ellos, a este se le denominará cuadro 1	SS	30
7	Utilizar soldadura SMAW para soldar los tubos cuadrados de 40x3mm (dos de 276mm con los dos de 377mm), los mismos que formaran un cuadro entre ellos, a este se le denominará cuadro 2	SS	30

8	Soldar los 6 tubos cuadrados de 40x3mm restantes al cuadro 1	SS	40
9	Soldar los tubos cuadrados de 30x3mm para formar el soporte del motorreductor	SS	25
10	El soporte del motorreductor soldar al cuadro 1 y a los tubos cuadrados de 40x3mm que fueron soldados al cuadro 1	SS	20
11	Quitar los excesos de soldadura con amoladora	AM	20
		TOTAL	270

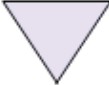




Fuente: Propia

4.3.2 DIAGRAMA DE FLUJO DE LA CONSTRUCCIÓN

El diagrama de flujo o diagrama de actividades es la representación esquemática del guarismo o proceso. Se usa en disciplinas como: programación, economía, procesos industriales y psicología cognitiva (Bellows & Bellows, 2000).

La simbología utilizada en el diagrama, se detallan en la **Tabla 4.9**.

Tabla 4.9 Simbología diagrama de flujo para la construcción

Actividad	Símbolo	Resultado predominante
Almacenaje		Se guarda o se protege el producto o los materiales.
Demora		Se interfiere o se retrasa el paso siguiente.
Inspección		Se verifica la calidad o la cantidad del producto
Transporte		Se cambia de lugar o se mueve un objeto
Operación		Se produce o se realiza algo

Fuente: (Bellows & Bellows, 2000)

Un diagrama de flujo permite visualizar de mejor manera los procesos constructivos de los elementos del mecanismo, así como para el proceso de ensamblaje.

4.3.3 MONTAJE

Una vez concluida la fase de construcción de los elementos que conforman el mecanismo de apertura y cierre de la estructura, se procederá al montaje de los mismos, para lo cual se va a realizar un diagrama de flujo en el que se indicará cada una de las fases del montaje. En primer lugar se establecerá las actividades que se va a realizar con su respectivo código las cuales se detallan en la **Tabla 4.10**:

Tabla 4.10 Actividades a realizarse en el montaje

Actividad	Código
Almacenamiento de herramientas y equipos	A1
Transporte de materiales al taller	A2
Preparación de herramientas	A3
Preparación de los elementos a montarse	A4
Instalación de la chaveta del engrane sobre el eje	A5
Instalación del engrane sobre el eje	A6
Colocación del anillo de seguridad sobre el eje para el engrane	A7
Instalación de las chumaceras en el eje	A8
Colocación de las chavetas para las ruedas ranuradas	A9
Instalación de las ruedas ranuradas sobre el eje	A10
Colocación del anillo de seguridad sobre el eje para las ruedas	A11
Montaje de las chumaceras sobre el eje	A12
Colocación del la chaveta en el eje del motorreductor	A13
Instalación del piñón en el eje del motorreductor	A14
Ensamblaje del piñón con el engrane	A15
Montaje del motorreductor en la estructura	A16
Transporte de la estructura ya ensamblada al sitio de montaje	A17
Transporte de las rieles al sitio de montaje	A18
Montaje de las rieles e instalación de los pernos de anclaje	A19
Montaje de la estructura sobre el riel	A20

Fuente: Propia

En la **Figura 4.1** se representa el proceso de montaje del mecanismo de apertura y cierre para la estructura.

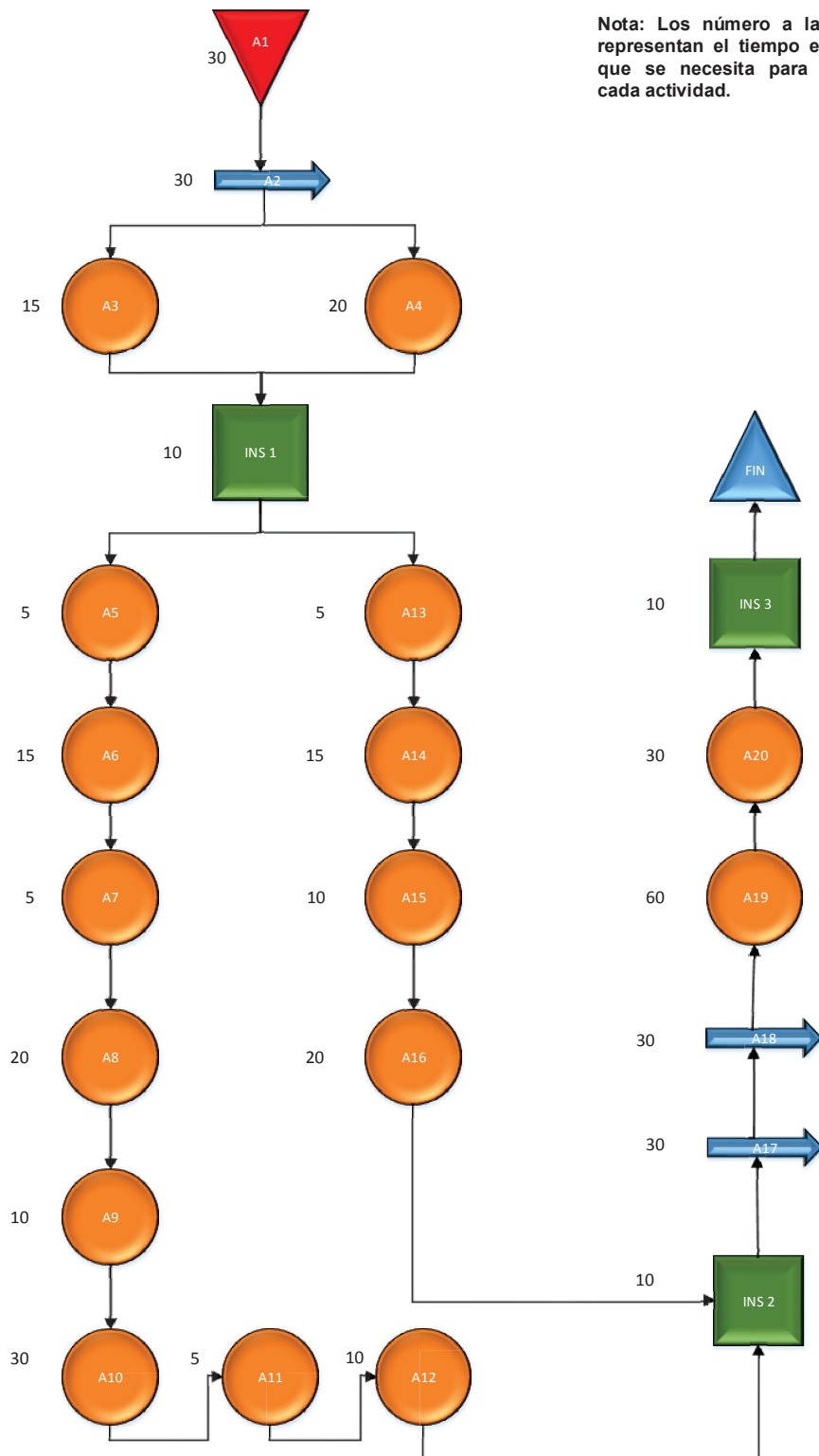


Figura 4.1 Diagrama de flujo del montaje del mecanismo

Fuente: Propia

CAPÍTULO 5

5 ANÁLISIS ECONÓMICO

5.1 INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se realizará el análisis económico del proyecto, en el mismo, que se detallarán los costos de fabricación y montaje del mecanismo de apertura y cierre de la estructura. Se determinará los costos individuales y el costo total del mecanismo.

5.1.1 DEFINICIÓN DE COSTO

Los costos de producción (también llamados costos de operación) son los gastos necesarios para mantener un proyecto, línea de procesamiento o un equipo en funcionamiento (“COSTOS DE PRODUCCION,” n.d.).

5.2 ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS

El análisis de los precios unitarios se los usa para fijar o determinar el rendimiento de una obra. Este proceso consiste en desglosar los costos por unidad de medición de rubro en sus diferentes componentes básicos tales como: mano de obra, materiales, equipos y costos indirectos.

Para la determinación del costo de un proyecto por medio de este tipo de análisis de precios unitarios se debe considerar que este, es un análisis aproximado, ya que interviene la experiencia del analista y fluctuación de costos de mercado.

5.2.1 CLASIFICACIÓN DE COSTOS DE PRODUCCIÓN

Existen tres definiciones ampliamente utilizadas en la descripción de costos de fabricación y ensamblaje:

5.2.1.1 Costos de materiales directos

Son los costos de adquisición de todos los materiales que después se convierten en parte del producto finalizado. Los costos de adquisición de la materia prima, incluyen el flete de entrada (de entrega al proveedor), impuestos sobre las ventajas y derechos de aduana.

5.2.1.2 Costos de mano de obra directa de fabricación

Los costos de mano de obra directa de fabricación incluye la remuneración de todo el personal que trabaja en la fabricación y ensamblaje del producto final, los costos de mano de obra directa incluyen salarios y prestaciones que se cancelan a los operadores de maquinaria y trabajadores de líneas de ensamble.

5.2.1.3 Costos indirectos de fabricación

Los costos indirectos de fabricación son todos los cuales se consideran parte del producto final, pero no se pueden identificar en el producto terminado. Entre los ejemplos más importantes, se encuentra la energía utilizada, los suministros, materiales indirectos, mano de obra indirecta, depreciación de la planta y remuneración de personal administrativos como gerentes o jefes de proyecto.

Los costos unitarios detallados a continuación son referenciales, ya que, el tiempo estimado para cada proceso no fue estudiado a profundidad, sino que se basa en tiempos de proyectos similares.

Las tarifas de maquinaria, sueldo de personal son tomados de la revista de la Cámara de la Construcción N° 240 perteneciente al mes de mayo-junio del año 2015. Los restantes costos tales como: costos de equipos, materiales, fueron tomados de proformas que se encuentran en el ANEXO 15 y los costos por hora de máquinas y herramientas, son tomados de valores referenciales obtenidos en distintos talleres mecánicos.

5.3 PRESUPUESTO

Proyecto: Diseño de un mecanismo de apertura y cierre de una estructura adaptable para la Cámara de la Pequeña y Mediana Empresa de Pichincha

Ubicación: Centro de Exposiciones Quito

Fecha: 28/07/2015

Tabla 5.1 Presupuesto

Rubro	Descripción	Unidad	Cantidad	P. Unitario	P. Total
1	Suministro de Acero A36	Kg	1.745,00	\$ 1,92	\$ 3.352,68
2	Fabricación Estructura Sistema Motriz	Unidad	4,00	\$ 84,39	\$ 337,56
3	Fabricación Estructura Sistema Conducido	Unidad	28,00	\$ 24,89	\$ 696,89
4	Fabricación Sistema Desplazamiento Lineal	Unidad	4,00	\$ 850,56	\$ 3.402,23
5	Fabricación Elementos Sistema Motriz	Unidad	4,00	\$ 298,15	\$ 1.192,59
6	Ensamblaje Sistema Motriz	Unidad	4,00	\$ 1.539,44	\$ 6.157,75
7	Ensamblaje Sistema Conducido	Unidad	28,00	\$ 137,42	\$ 3.847,64
8	Transporte y Montaje Sistema Desplazamiento Lineal	Unidad	4,00	\$ 1.031,48	\$ 4.125,92
9	Transporte y Montaje Sistema Motriz y Conducido	Unidad	1,00	\$ 732,22	\$ 732,22
TOTAL				\$	23.845,48

Fuente: Propia

5.4 COSTOS UNITARIOS

Tabla 5.2 Suministro de Acero A36

Rubro	Suministro de Acero A36					
Código	MAC1					
Unidad	kg					
Cantidad	1745			R [Unidad/h]	72,708	
Tiempo	24	Horas	K	0,0138		
EQUIPO						
Código	Descripción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC11	Montacargas	0,50	17,92	8,96	0,12	95%
MAC12	Herramienta menor	1,00	0,50	0,50	0,01	5%
COSTOS DIRECTO PARCIAL					0,13	100%
PERSONAL						
Código	Descripción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC13	Operador equipo liviano	0,05	3,39	0,17	0,00	3%
MAC14	Peón	1,50	3,18	4,77	0,07	97%
COSTO DIRECTO PARCIAL					0,07	100%
MATERIALES						
Código	Descripción	Unidad	Cantidad	Tarifa	Unitario	%
MAC15	Acero A-36	kg	1,03	1,3	1,34	100%
COSTO DIRECTO PARCIAL					1,34	100%
COSTO DIRECTO TOTAL					1,54	
Utilidad 15%					0,23	
Costos indirectos 8%					0,12	
Costos Financieros 1%					0,02	
Impuesto 1%					0,02	
COSTO INDIRECTO TOTAL					0,38	
PRECIO TOTAL					1,92	

Fuente: Propia

Tabla 5.3 Fabricación Estructura Sistema Motriz

Rubro	Fabricación Estructura Sistema Motriz					
Código	MAC2					
Unidad	Dólar					
Cantidad	4			R [Unidad/h]	0,3333	
Tiempo	12	Horas		K	3,0000	
EQUIPO						
Código	Descripción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC21	Sierra de cinta (tronzadora)	0,25	5,00	1,25	3,75	31%
MAC22	Amoladora	0,50	1,16	0,58	1,74	14%
MAC23	Soldadora 35Hp	1,00	1,98	1,98	5,94	49%
MAC24	Herramienta menor	0,50	0,50	0,25	0,75	6%
COSTOS DIRECTO PARCIAL					12,18	100%
PERSONAL						
Código	Descripción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC25	Operario sierra de cinta	0,25	3,22	0,805	2,42	5%
MAC26	Soldador	1,00	4,39	4,39	13,17	29%
MAC27	Ayudante-soldador	1,00	3,39	3,39	10,17	23%
MAC28	Pintor	0,50	3,22	1,61	4,83	11%
MAC29	Peón	1,50	3,18	4,77	14,31	32%
COSTO DIRECTO PARCIAL					44,90	100%
MATERIALES						
Código	Descripción	Unidad	Cantidad	Tarifa	Unitario	%
MAC210	Electrodo E-6011	kg	0,29	2,95	0,86	8%
MAC211	Gratas de desbaste	Unidad	0,25	10	2,50	24%
MAC212	Disco de abrasión	Unidad	0,25	12	3,00	29%
MAC213	Pintura anticorrosiva	Galón	0,25	15,74	3,94	38%
MAC214	Thinner	Galón	0,01	14,72	0,15	1%
COSTO DIRECTO PARCIAL					10,44	100%
COSTO DIRECTO TOTAL					67,51	
Utilidad 15%					10,13	
Costos indirectos 8%					5,40	
Costos Financieros 1%					0,68	
Impuesto 1%					0,68	
COSTO INDIRECTO TOTAL					16,88	
PRECIO TOTAL					84,39	

Fuente: Propia

Tabla 5.4 Fabricación Estructura Sistema Conducido

Rubro	Fabricación Estructura Sistema Conducido					
Código	MAC3					
Unidad	Dólar					
Cantidad	28			R [Unidad/h]	0,6667	
Tiempo	42	Horas		K	1,5000	
EQUIPO						
Código	Descrpción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC31	Sierra de cinta	0,25	5,00	1,25	1,88	38%
MAC32	Amoladora	0,25	1,16	0,29	0,44	9%
MAC33	Soldadora 35Hp	0,75	1,98	1,49	2,23	45%
MAC34	Herramienta menor	0,50	0,50	0,25	0,38	8%
COSTOS DIRECTO PARCIAL					4,91	100%
PERSONAL						
Código	Descripción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC35	Operario sierra de cinta	0,25	3,22	0,805	1,21	11%
MAC36	Soldador	0,50	4,39	2,195	3,29	31%
MAC37	Ayudande-soldador	0,50	3,39	1,695	2,54	24%
MAC38	Peón	0,75	3,18	2,385	3,58	34%
COSTO DIRECTO PARCIAL					10,62	100%
MATERIALES						
Código	Descripción	Unidad	Cantidad	Tarifa	Unitario	%
MAC39	Electrodo E-6011	kg	0,18	2,95	0,53	12%
MAC310	Gratas de desbaste	Unidad	0,1	10	1,00	23%
MAC311	Disco de abrasión	Unidad	0,1	12	1,20	27%
MAC312	Pintura anticorrosiva	Galón	0,1	15,74	1,57	36%
MAC313	Thinner	Galón	0,005	14,72	0,07	2%
COSTO DIRECTO PARCIAL					4,38	100%
COSTO DIRECTO TOTAL					19,91	
Utilidad 15%					2,99	
Costos indirectos 8%					1,59	
Costos Financieros 1%					0,20	
Impuesto 1%					0,20	
COSTO INDIRECTO TOTAL					4,98	
PRECIO TOTAL					24,89	

Fuente: Propia

Tabla 5.5 Fabricación Sistema Lineal de Desplazamiento

Rubro	Fabricación Sistema Lineal de Desplazamiento					
Código	MAC4					
Unidad	Dólar					
Cantidad	4		R [Unidad/h]	0,1667		
Tiempo	24	Horas	K	6,0000		
EQUIPO						
Código	Descrpción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC41	Taladro	1,00	4,56	4,56	27,36	15%
MAC42	Cortadora de Oxiacetileno	0,05	1,19	0,06	0,36	0%
MAC43	Amoladora	2,00	1,19	2,38	14,28	8%
MAC44	Soldadora 35Hp	3,50	6,30	22,05	132,30	71%
MAC45	Herramienta menor	4,00	0,50	2,00	12,00	6%
COSTOS DIRECTO PARCIAL					186,30	100%
PERSONAL						
Código	Descripción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC46	Solador	3,00	4,39	13,17	79,02	36%
MAC47	Ayudande-soldador	5,00	3,39	16,95	101,70	47%
MAC48	Peón	2,00	3,05	6,1	36,60	17%
COSTO DIRECTO PARCIAL					217,32	100%
MATERIALES						
Código	Descripción	Unidad	Cantidad	Tarifa	Unitario	%
MAC49	Electrodo E-6011	kg	25,1	2,95	74,05	48%
MAC410	Gratas de desbaste	Unidad	2	10	20,00	13%
MAC411	Disco de abrasión	Unidad	5	12	60,00	39%
MAC412	Pintura anticorrosiva	Galón	0,001	15,74	0,02	0%
MAC413	Thinner	Galón	0,001	14,72	0,01	0%
MAC414	Oxiacetileno	Kg	0,001	50	0,05	0%
COSTO DIRECTO PARCIAL					154,13	100%
COSTO DIRECTO TOTAL					557,74	
Utilidad 15%					83,66	
Costos indirectos 8%					44,62	
Costos Financieros 1%					5,58	
Impuesto 1%					5,58	
COSTO INDIRECTO TOTAL					139,44	
PRECIO TOTAL					697,18	
Costos indirectos 8%					11,15	
Costos Financieros 1%					1,39	
Impuesto 1%					1,39	
COSTO INDIRECTO TOTAL					711,12	

PRECIO TOTAL	850,56
---------------------	---------------

Fuente: Propia

Tabla 5.6 Fabricación de Elementos del Sistema Motriz

Rubro	Fabricación de Elementos del Sistema Motriz					
Código	MAC5					
Unidad	Unidad					
Cantidad	4		R [Unidad/h]	0,4		
Tiempo	10	Horas	K	2,5000		
EQUIPO						
Código	Descripción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC51	Sierra de cinta	0,50	5,00	2,50	6,25	5%
MAC52	Torno	2,00	8,00	16,00	40,00	29%
MAC53	Fresadora	3,50	10,00	35,00	87,50	64%
MAC54	Herramienta menor	2,00	0,50	1,00	2,50	2%
COSTOS DIRECTO PARCIAL					136,25	100%
PERSONAL						
Código	Descripción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC55	Tornero	1,00	4,39	4,39	10,98	12%
MAC56	Ayudante - tornero	1,50	3,39	5,085	12,71	14%
MAC57	Peón	2,00	3,18	6,36	15,90	17%
MAC58	Fresador	2,50	4,39	10,975	27,44	30%
MAC59	Ayudante - fresador	3,00	3,39	10,17	25,43	28%
COSTO DIRECTO PARCIAL					92,45	100%
MATERIALES						
Código	Descripción	Unidad	Cantidad	Tarifa	Unitario	%
MAC510	Acero AISI 1045	Kg	3,75	2,5	9,38	95%
MAC511	Cuchilla HSS	Unidad	0,001	11	0,01	0%
MAC512	Fresa de vástago	Unidad	0,001	20	0,02	0%
MAC513	Sierra	Unidad	0,001	12	0,01	0%
MAC514	Fresa madre	Unidad	0,001	400	0,40	4%
COSTO DIRECTO PARCIAL					9,82	100%
COSTO DIRECTO TOTAL					238,52	
Utilidad 15%					35,78	
Costos indirectos 8%					19,08	
Costos Financieros 1%					2,39	
Impuesto 1%					2,39	
COSTO INDIRECTO TOTAL					59,63	
PRECIO TOTAL					298,15	

Fuente: Propia

Tabla 5.7 Ensamblaje Sistema Motriz

Rubro	Ensamblaje Sistema Motriz					
Código	MAC6					
Unidad	Unidad					
Cantidad	4		R [Unidad/h]	0,5		
Tiempo	8	Horas	K	2,0000		
EQUIPO						
Código	Descripción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC61	Prensa Hidráulica	0,25	4,50	1,13	2,25	69%
MAC62	Herramienta menor	1,00	0,50	0,50	1,00	31%
COSTOS DIRECTO PARCIAL					3,25	100%
PERSONAL						
Código	Descripción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC63	Personal para ensamblaje	0,50	4,39	2,195	4,39	26%
MAC64	Ayudante	2,00	3,18	6,36	12,72	74%
COSTO DIRECTO PARCIAL					17,11	100%
MATERIALES						
Código	Descripción	Unidad	Cantidad	Tarifa	Unitario	%
MAC65	Perno hexagonal M8	Unidad	4	0,26	1,04	0%
MAC66	Motorreductor Siemens	Unidad	1	954,04	954,04	79%
MAC67	Rueda Ranurada en "V"	Unidad	4	50,00	200	17%
MAC68	Perno Hexagonal M10	Unidad	8	0,39	3,12	0%
MAC69	Perno Hexagonal M12	Unidad	12	0,50	6	0%
MAC610	Lengüeta 8x5x22	Unidad	2	3,84	7,68	1%
MAC611	Lengüeta 8x5x25	Unidad	1	3,84	3,84	0%
MAC612	Lengüeta 10x6x25	Unidad	1	4,17	4,17	0%
MAC613	Anillo de retención 25x1,2	Unidad	2	0,40	0,8	0%
MAC614	Soporte de pie	Unidad	2	15,00	30	2%
MAC615	Anillo de retención 35x1,5	Unidad	1	0,50	0,5	0%
COSTO DIRECTO PARCIAL					1211,19	100%
COSTO DIRECTO TOTAL					1231,55	
Utilidad 15%					184,73	
Costos indirectos 8%					98,52	
Costos Financieros 1%					12,32	
Impuesto 1%					12,32	
COSTO INDIRECTO TOTAL					307,89	
PRECIO TOTAL					1539,44	

Fuente: Propia

Tabla 5.8 Ensamblaje del sistema conducido

Rubro	Ensamblaje del 103istema conducido					
Código	MAC7					
Unidad	Unidad					
Cantidad	28			R [Unidad/h]	2	
Tiempo	14	Horas	K	0,5000		
EQUIPO						
Código	Descrpción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC71	Herramienta menor	0,50	0,50	0,25	0,13	100%
COSTOS DIRECTO PARCIAL					0,13	100%
PERSONAL						
Código	Descripción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC72	Personal para ensamblaje	0,50	4,39	2,195	1,10	41%
MAC73	Ayudante	1,00	3,18	3,18	1,59	59%
COSTO DIRECTO PARCIAL					2,69	100%
MATERIALES						
Código	Descripción	Unidad	Cantidad	Tarifa	Unitario	%
MAC74	Rueda Ranurada en "V"	Unidad	2	50,00	100,00	93%
MAC75	Perno hexagonal M10	Unidad	8	0,39	3,12	3%
MAC76	Perno hexagonal M12	Unidad	8	0,50	4,00	4%
COSTO DIRECTO PARCIAL					107,12	100%
COSTO DIRECTO TOTAL					109,93	
Utilidad 15%					16,49	
Costos indirectos 8%					8,79	
Costos Financieros 1%					1,10	
Impuesto 1%					1,10	
COSTO INDIRECTO TOTAL					27,48	
PRECIO TOTAL					137,42	

Fuente: Propia

Tabla 5.9 Transporte y montaje del sistema de desplazamiento lineal

Rubro	Transporte y Montaje del Sistema de Desplazamiento Lineal					
Código	MAC8					
Unidad	Unidad					
Cantidad	4		R [Unidad/h]	0,2		
Tiempo	20	Horas	K	5,0000		
EQUIPO						
Código	Descripción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC81	Soldadora 35Hp	1,00	6,30	6,30	31,50	6%
MAC82	Montacargas	4,00	17,92	71,68	358,40	66%
MAC83	Amoladora 3Hp	0,20	1,19	0,24	1,19	0%
MAC84	Camión	1,00	30,00	30,00	150,00	28%
MAC85	Herramienta menor	1,00	0,50	0,50	2,50	0%
COSTOS DIRECTO PARCIAL					543,59	100%
PERSONAL						
Código	Descripción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC87	Soldador	0,50	4,39	2,195	10,98	6%
MAC88	Ayudante – soldador	1,00	3,39	3,39	16,95	10%
MAC89	Peón	2,00	3,18	6,36	31,80	18%
MAC810	Personal para montaje	2,00	3,21	6,42	32,10	18%
MAC811	Operador equipo liviano	4,00	3,05	12,2	61,00	35%
MAC812	Chofer – Camión	1,00	4,67	4,67	23,35	13%
COSTO DIRECTO PARCIAL					176,18	100%
MATERIALES						
Código	Descripción	Unidad	Cantidad	Tarifa	Unitario	%
MAC813	Electrodo E-6011	Kg	0,82	2,95	2,42	2%
MAC814	Gratas de desbaste	Unidad	0,1	10	1,00	1%
MAC815	Pernos de anclaje M12	Unidad	51	2	102,00	97%
COSTO DIRECTO PARCIAL					105,42	100%
COSTO DIRECTO TOTAL					825,18	
Utilidad 15%					123,78	
Costos indirectos 8%					66,01	
Costos Financieros 1%					8,25	
Impuesto 1%					8,25	
COSTO INDIRECTO TOTAL					206,30	
PRECIO TOTAL					1031,48	

Fuente: Propia

Tabla 5.10 Transporte y montaje del sistema motriz y conducido

Rubro	Transporte y Montaje del Sistema Motriz y Conducido					
Código	MAC9					
Unidad	Unidad					
Cantidad	1			R [Unidad/h]	0,33333	
Tiempo	3	Horas		K	3,0000	
EQUIPO						
Código	Descripción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC91	Taladro eléctrico	2,00	4,56	9,12	27,36	22%
MAC92	Montacargas	0,25	17,92			
MAC93	Cortadora de plasma	1,50	1,19	1,79	5,36	4%
MAC94	Camión	1,00	30,00	30,00	90,00	72%
MAC95	Herramienta menor	1,00	0,50	0,50	1,50	1%
COSTOS DIRECTO PARCIAL					124,22	100%
PERSONAL						
Código	Descripción	Cantidad	Tarifa	Costo/h	Unitario	%
MAC96	Peón	1,00	3,05	3,05	9,15	17%
MAC97	Personal para montaje	1,00	3,21	3,21	9,63	18%
MAC98	Operador equipo de plasma	1,50	4,39	6,585	19,76	36%
MAC99	Chofer - Camión	1,00	4,67	4,67	14,01	26%
MAC910	Operador equipo liviano	0,25	3,05	0,7625	2,29	4%
COSTO DIRECTO PARCIAL					54,83	100%
MATERIALES						
Código	Descripción	Unidad	Cantidad	Tarifa	Unitario	%
MAC911	Acero A36	Kg	186,94	1,2	224,33	55%
MAC912	Perno hexagonal M24	Unidad	136	0,9	122,40	30%
MAC913	Broca	Unidad	5	12	60,00	15%
COSTO DIRECTO PARCIAL					406,73	100%
COSTO DIRECTO TOTAL					585,78	
Utilidad 15%					87,87	
Costos indirectos 8%					46,86	
Costos Financieros 1%					5,86	
Impuesto 1%					5,86	
COSTO INDIRECTO TOTAL					146,44	
PRECIO TOTAL					732,22	

Fuente: Propia

El cronograma valorado para todo este proyecto se encuentra en el ANEXO 16.

CAPÍTULO 6

6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- Se cumple con el objetivo de diseñar un mecanismo de apertura y cierre de una estructura adaptable para la Cámara de la Pequeña y Mediana Empresa de Pichincha ubicada en el Centro de Exposiciones Quito que satisface los parámetros establecidos en el presente proyecto de titulación.
- Al culminar el diseño del mecanismo se observa que cumple con la finalidad de brindar una gran versatilidad a la estructura, ya que al proporcionar un sistema móvil a la misma, se la dota de una amplia gama de posibilidades para la organización de eventos, desde los que se realizan a cielo abierto, como los que requieren un recinto cerrado.
- El uso de ruedas ranuradas en “V”, para el desplazamiento de la estructura, disminuye significativamente la fuerza necesaria, ya que el coeficiente de fricción por rodadura es muy inferior al coeficiente de fricción por deslizamiento, reduciendo considerablemente de esta manera la potencia del motorreductor.
- La instalación cuatro motorreductores, ayuda a que la carga de toda la estructura al momento del desplazamiento se encuentre distribuida y también a disminuir el tamaño de los mismos, ya que, al colocar sólo dos la dimensión que estos ocupan, hace que la estructura no se pueda cerrar de una manera adecuada.
- Al realizar la selección del método de transmisión de movimiento, del motorreductor a las ruedas, se seleccionó las ruedas dentadas, ya que las mismas, transmiten una relación de velocidad constante, permitiendo de esta manera mantener la sincronización entre los motorreductores y manteniendo de esta manera la estabilidad de la estructura.
- El uso de una estructura para el alojamiento del motor, facilita el montaje entre la estructura adaptable y el mecanismo móvil y de igual manera con el

mecanismo conducido. También ayuda a que las vibraciones producidas por el motor no se transmitan a la estructura principal.

- Se diseñó un sistema de desplazamiento lineal, el mismo que cumple la función de guía para el mecanismo, evitando de esta manera que existan desplazamientos aleatorios, los mismos que producirían inestabilidad a la estructura principal.
- El análisis de los costos nos permite determinar el monto total para la construcción y montaje del mecanismo. En base al diseño óptimo, cada uno de los elementos constitutivos, van a ser construidos y adquiridos considerando el precio de mercado de los mismos, permitiendo de esta manera tener un costo adecuado para la consecución de este proyecto.
- El uso del Protocolo de Pruebas, permite comprobar la funcionalidad de todos los sistemas que constituyen el mecanismo de apertura y cierre, para de esta manera comprobar que los requerimientos iniciales fueron cumplidos de manera satisfactoria.

6.2 RECOMENDACIONES

- Seguir las instrucciones de seguridad y manejo del mecanismo, a fin de evitar cualquier clase de accidente que ponga en riesgo la seguridad de las personas.
- Cambiar periódicamente el lubricante, alrededor de un cambio cada año, para que tenga un correcto funcionamiento el sistema de transmisión de movimiento (ruedas dentadas).
- Se recomienda pintar con pintura anticorrosiva toda la parte externa del mecanismo, tanto de la parte móvil, como de la conducida. Esto es para prevenir la corrosión y alargar la vida útil del mecanismo.
- Dar un mantenimiento preventivo a todo el mecanismo cada seis meses, para de esta manera evitar posibles daños y averías que podrían perjudicar la integridad de la estructura principal.
- Utilizar un sistema de control automático, que permita una sincronización lo más exacta posible entre los motorreductores para evitar posibles

descarrilamientos y de esta manera perder la estabilidad en la estructura principal.

- Se recomienda que el riel sea preparado por tramos, los tramos deben tener un traslape mínimo de 150 [mm], para garantizar un mejor montaje, el mismo que se realizará en campo, ya que el transporte de la misma sería muy complejo si se lo lleva en un solo tramo.
- Al momento de lubricar las piezas que conforman el mecanismo, tener precaución de que el lubricante no caiga sobre la riel, ya que el mismo provoca falta de adherencia de la rueda y la riel evitando que esta se desplace con velocidad constante.
- Se recomienda tener la mayor parte del tiempo la estructura cerrada y abrirla cuando el caso lo amerite, ya que el sol o la lluvia pueden causar un deterioro rápido de los elementos que conforman el sistema de desplazamiento lineal.

7 BIBLIOGRAFÍA

- Actuadores. (n.d.). Recuperado Enero 9, 2015, de <http://www.aie.cl/files/file/comites/ca/abc/actuadores.pdf>
- Badillo, R., & Morillo, J. (2015). *Diseño de una Estructura Tipo Cascarón para la Cámara de la Pequeña Industria Ubicada en el Centro de Exposiciones Quito*. Escuela Politécnica Nacional.
- Beer, F., & Russell, J. (2010). *Mecánica Vectorial Para Ingenieros* (Novena). México, D.F.: McGraw-Hill.
- Bellows, J. C., & Bellows, J. (2000). *Activity Diagrams and Operation Architecture*. Technologies Group Inc.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (Octava). Mexico D.F.: McGraw-Hill.
- Cálculo resistente de chavetas. (n.d.). Recuperado Agosto 28, 2015, de http://www.mecapedia.uji.es/calculo_resistente_de_chavetas.htm
- Cardona, S., & Clos, D. (2001). *TEORÍA DE MÁQUINAS*. ehu.es (Primera). Barcelona: Edicions UPC.
- Castillo, A. (2005). *Cinemática de las Máquinas*. San Luis de Potosí.
- Catalogo Anillos de Retencion. (n.d.). Recuperado Mayo 30, 2015, de http://www.otia.com.ar/otia/CATALOGO_06-2005.pdf
- Correas de transmisión. (n.d.). Recuperado Abril 28, 2015, de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>
- COSTOS DE PRODUCCION. (n.d.). Recuperado Julio 22, 2015, de <http://www.fao.org/docrep/003/v8490s/v8490s06.htm>
- Diseño de maquinas juan marin. (n.d.). Recuperado Agosto 28, 2015, de <http://es.slideshare.net/mangel65/diseo-de-maquinas-juan-marin>
- Engranaje de tornillo sin fin. (n.d.). Recuperado Junio 9, 2015, de <http://html.rincondelvago.com/engranaje-de-tornillo-sin-fin.html>
- Estructuras móviles. LANIK. (n.d.). Recuperado Marzo 26, 2015, de <http://www.lanik.com/lanik/dm/estructuras-moviles.asp?nombre=1391>
- Estructuras Transformables. (n.d.). Recuperado Junio 8, 2015, de <http://es.slideshare.net/xose783/estructuras-desplegables>

- Fundamentos de neumática, sensores y actuadores. (n.d.). Recuperado Junio 9, 2015, de <http://blog.utp.edu.co/ricosta/files/2011/08/CAPITULO-2-NEUM%C3%81TICA-Y-ELECTRONEUMATICA.pdf>
- Galpones fijos y retráctiles. (n.d.). Recuperado Junio 10, 2015, de <http://www2.kopron.com/wp-content/uploads/2013/12/Kopron-Capannoni-PT-ES-05-13-rev11-13-w-low.pdf>
- Jutz, H., Scharkus, E., & Lobert, R. (1984). *Tablas para la industria metalúrgica* (Tercera). Barcelona: Reverté.
- Juinall, R. (1993). *Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica*. LIMUSA.
- Máquinas y Mecanismos. (n.d.). Recuperado Diciembre 17, 2014, de http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/imprenta/Textos/tx_maquinas.pdf
- Mecanismo cremallera-piñón. (n.d.). Recuperado Enero 9, 2015, de http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_cremallera-pinon.htm
- Mecanismo excéntrica-biela-palanca. (n.d.). Recuperado Junio 9, 2015, de http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_excent-biela-palanca.htm
- Meteorología | Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología. (n.d.). Recuperado May 8, 2015, de <http://www.serviciometeorologico.gob.ec/clima/#>
- Motor de corriente alterna. (n.d.). Recuperado Abril 6, 2015, de [http://www.tracepartsonline.net/\(S\(b5fdhkhkrnhkdpwg0eu1oo0i\)\)/PartDetails.aspx?Class=LEROY_SOMER&clsid=&ManID=LEROY_SOMER&PartFamilyID=10-26022013-078042&PartID=10-26022013-078042&SrchRsltId=2&SrchRsltType=4](http://www.tracepartsonline.net/(S(b5fdhkhkrnhkdpwg0eu1oo0i))/PartDetails.aspx?Class=LEROY_SOMER&clsid=&ManID=LEROY_SOMER&PartFamilyID=10-26022013-078042&PartID=10-26022013-078042&SrchRsltId=2&SrchRsltType=4)
- Motor de corriente alterna 8 polos. (n.d.). Recuperado Abril 6, 2015, de [http://www.tracepartsonline.net/\(S\(b5fdhkhkrnhkdpwg0eu1oo0i\)\)/PartDetails.aspx?Class=ZEITLAUF&clsid=&ManID=ZEITLAUF&PartFamilyID=69-18022009-137545&PartID=69-18022009-137545&SrchRsltId=2&SrchRsltType=4](http://www.tracepartsonline.net/(S(b5fdhkhkrnhkdpwg0eu1oo0i))/PartDetails.aspx?Class=ZEITLAUF&clsid=&ManID=ZEITLAUF&PartFamilyID=69-18022009-137545&PartID=69-18022009-137545&SrchRsltId=2&SrchRsltType=4)
- Motor de corriente continua. (n.d.). Recuperado Abril 6, 2015, de [http://www.tracepartsonline.net/\(S\(b5fdhkhkrnhkdpwg0eu1oo0i\)\)/PartDetails.aspx?Class=BUHLER&clsid=&ManID=BUHLER&PartFamilyID=10-15022011-099915&PartID=10-15022011-099915&SrchRsltId=1&SrchRsltType=4](http://www.tracepartsonline.net/(S(b5fdhkhkrnhkdpwg0eu1oo0i))/PartDetails.aspx?Class=BUHLER&clsid=&ManID=BUHLER&PartFamilyID=10-15022011-099915&PartID=10-15022011-099915&SrchRsltId=1&SrchRsltType=4)
- Motores de combustion interna. (n.d.). Recuperado Abril 6, 2015, de <http://www.taringa.net/posts/ciencia-educacion/10579185/Motores-de-combustion-interna.html>

- Motores eléctricos - Monografias.com. (n.d.). Recuperado Junio 9, 2015, de <http://www.monografias.com/trabajos98/motoreselectricos/motoreselectricos.shtml>
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta). México, D.F.: Pearson.
- Pérez Valcárcel, J. (n.d.). Movilidad de Grandes Estructuras. Recuperado Marzo 26, 2015, de http://www.perezpinero.org/PDF/VALCARCEL_Movilidad_grandes_estructuras.pdf
- Reductor de velocidad. (n.d.). Recuperado Abril 6, 2015, de [http://www.tracepartsonline.net/\(S\(b5fdhkhkrnhkdpwg0eu1oo0i\)\)/PartDetails.aspx?Class=MIJNO&clsid=&ManID=MIJNO&PartFamilyID=10-11012011-092467&PartID=10-11012011-092467&SrchRsltId=4&SrchRsltType=4](http://www.tracepartsonline.net/(S(b5fdhkhkrnhkdpwg0eu1oo0i))/PartDetails.aspx?Class=MIJNO&clsid=&ManID=MIJNO&PartFamilyID=10-11012011-092467&PartID=10-11012011-092467&SrchRsltId=4&SrchRsltType=4)
- Resnick, Robert & Halliday, David, & Resnick, R. & H. (2004). *Física 4ª*. CECSA, México.
- Riba, C. (2002). *Diseño concurrente* (Primera ed). Catalunya: Ediciones UPC.
- Rueda dentada-linterna. (n.d.). Recuperado Junio 9, 2015, de http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_rueda_dentada-linterna.htm
- Ruedas de fricción. (n.d.). Recuperado Enero 7, 2015, de http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_rueda_friccion.htm#
- Shigley, J., & Mitchell, L. (1985). *Diseño en Ingeniería Mecánica* (Tercera). México, D.F.: McGraw-Hill.
- Siemes. (2009). *Motorreductores MOTOX*. Erlangen.
- Sistema de engranajes. (n.d.). Recuperado Enero 9, 2015, de http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_eng_multiplicador.htm
- Sistema de levas. (n.d.). Recuperado Enero 9, 2015, de http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_levas.htm
- SISTEMA HIDRAULICO. (n.d.). Recuperado Junio 9, 2015, de <http://es.slideshare.net/carlosbaena95/sistema-hidraulico>
- Sistemas de accionamiento. (n.d.). Recuperado Enero 9, 2015, de http://platea.pntic.mec.es/vgonzale/cyr_0204/ctrl_rob/robotica/sistema/actuaadores.htm#

Tornillo sin fin y engrane. (n.d.). Recuperado Junio 9, 2015, de <https://nefergallego.files.wordpress.com/2012/04/worm-gear4.jpg>

TRANSMISION DE POTENCIA. (n.d.). Recuperado Abril 6, 2015, de http://www.autocapacitacion.net/06MANTENIMIENTO/06.5Bandas_cadenas/0651bandas.htm

Transmisión por poleas y correas o cadenas. (n.d.). Recuperado Enero 9, 2015, de http://educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/1000/1101/html/3_transmisin_por_poleas_y_correas_o_cadenas.html

Wheels & Castors, ball transfer units and safety step ladder - HERVIEU - Catálogo PDF | Documentación técnica | Brochure. (n.d.). Recuperado Junio 10, 2015, de <http://pdf.directindustry.es/pdf-en/hervieu/wheels-castors-ball-transfer-units-safety-step-ladder/7748-79741.html>