



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE ENSAYO DE CONTROL DE LA ESTABILIDAD DIMENSIONAL POR FATIGA MEDIANTE MARTILLO CONSTANTE PARA ESPUMA DE POLIURETANO (ESPONJA BLANDA) UTILIZADA EN TAPICERÍA Y COLCHONES”

EDISON PATRICIO ABARCA PÉREZ

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

Riobamba – Ecuador

2011

EsPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Noviembre, 16 de 2011

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

EDISON PATRICIO ABARCA PÉREZ

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE ENSAYO DE CONTROL DE LA ESTABILIDAD
DIMENSIONAL POR FATIGA MEDIANTE MARTILLO CONSTANTE PARA ESPUMA DE
POLIURETANO (ESPONJA BLANDA) UTILIZADA EN TAPICERÍA Y COLCHONES”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECÁNO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Aníbal Viñan
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Pablo Fierro.
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: EDISON PATRICIO ABARCA PÉREZ

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE ENSAYO DE CONTROL DE LA ESTABILIDAD DIMENSIONAL POR FATIGA MEDIANTE MARTILLO CONSTANTE PARA ESPUMA DE POLIURETANO (ESPONJA BLANDA) UTILIZADA EN TAPICERÍA Y COLCHONES”

Fecha de Examinación: Noviembre 16 de 2011.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. EDUARDO VÁSQUEZ. (Presidente Trib. Defensa)			
ING. ANÍVAL VIÑAN. (Director de Tesis)			
ING. PABLO FIERRO (Asesor)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presento, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad del autor. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Edison Patricio Abarca Pérez.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por ser mi salvador y guía en todo momento, por todas las bendiciones brindadas a mi familia y a mí día tras día, y por permitir cumplir los anhelos y metas en mi vida. Agradezco a mis padres J. Patricio Abarca y D. Sara Pérez quienes con amor, paciencia, mucho esfuerzo y dedicación, supieron apoyarme en todas las instancias de mi vida y sacarnos adelante a mis hermanos y a mí. Agradezco a mi esposa Alicia, a mi hermana Paty y a mi hermano Álvaro por su confianza y su apoyo incondicional. Agradezco a mis amigos mecánicos que fueron mis compañeros de lucha durante mi carrera.

Edison Abarca P.

DEDICATORIA

Dedico la presente tesis en primer lugar a Dios y a mis padres porque sin su apoyo nada hubiese sido posible, también hago una dedicatoria especial a mi hijita Odalis que es la razón de mi vida y el aliento para seguir adelante. También quiero dedicarles a mi esposa y hermanos que han sabido estar conmigo extendiéndome su mano en todo momento.

Edison Abarca P.

TABLA DE CONTENIDO

<u>CAPÍTULO</u>		<u>PÁGINA</u>
1	GENERALIDADES Y OBJETIVOS.	1
1.1	ANTECEDENTES.....	1
1.2	JUSTIFICACIÓN.....	1
1.3	OBJETIVOS.....	2
1.3.1	Objetivo general.....	2
1.3.2	Objetivos específicos.....	2
2	MARCO TEÓRICO.	4
2.1	ESPUMA DE POLIURETANO.	4
2.1.1	Composición química del poliuretano.....	5
2.1.2	Clasificación de la espuma de poliuretano.	5
2.1.3	Aplicación de la espuma de poliuretano.....	7
2.1.4	Propiedades de la espuma de poliuretano.....	7
3	PARÁMETROS DE DISEÑO.....	11
3.1	Ensayo de fatiga dinámica por fuerza de martilleo constante según la norma ASTM D 3574 – 05 TEST I3.	11
3.1.1	Aparatos utilizados en el ensayo.	12
3.1.2	Probeta para el ensayo.....	12
3.1.3	Medición inicial.....	12
3.1.4	Procedimiento.....	13
3.1.5	Medición final.	13
3.1.6	Inspección y cálculo.	13
3.1.7	Informe.	14
3.2	<i>IFD</i> (deflexión por medio de la fuerza de indentación).	14
3.3	ENSAYO DE COMPRESIÓN EN LA ESPONJA.....	15
3.3.1	Pasos para realizar el ensayo.....	18
3.3.2	Resultados del ensayo.	19
3.3.2.1	Resultados de la esponja de 5 <i>cm</i> de espesor.	19
3.3.2.2	Resultados de la esponja de 10 <i>cm</i> de espesor.	20
4	ALTERNATIVAS DE DISEÑO.	22

4.1	MECANISMO DE LEVA.	22
4.1.1	Definición.....	22
4.1.2	Características del mecanismo leva – seguidor.....	22
4.1.3	Tipos de levas.....	23
4.1.3.1	Leva de disco.....	23
4.1.3.1.1	Ventajas de la leva de disco.	24
4.1.3.1.2	Desventajas de la leva de disco.	25
4.2	CILINDRO NEUMÁTICO.....	25
4.2.1	Tipos de cilindros.	25
4.2.1.1	Cilindro de simple efecto.	26
4.2.1.2	Cilindro de doble efecto.	26
4.2.1.2.1	Ventajas del cilindro de doble efecto	27
4.2.1.2.2	Desventajas del cilindro de doble efecto.....	27
4.3	MECANISMO EXCÉNTRICA – BIELA.	28
4.3.1	Definición.....	28
4.3.2	Elementos.....	28
4.3.3	Ventajas.....	29
4.3.4	Desventajas	30
4.4	SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA MÁS ADECUADA.	30
5	DISEÑO.	31
5.1	CALCULO DEL TORQUE REQUERIDO.	31
5.2	CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA.....	37
5.3	SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.	38
5.3.1	Selección del motor eléctrico.	38
5.3.2	Selección del reductor de velocidades.....	39
5.3.3	Selección de las poleas.....	40
5.3.4	Torque máximo que se puede alcanzar y velocidad en el eje central de la excéntrica.....	41
5.4	PARTES CONSTITUTIVAS DEL EQUIPO.	43
5.4.1	Estructura externa (<i>EE</i>).	43
5.4.2	Estructura fija (<i>EF</i>).....	44
5.4.3	Estructura móvil (<i>EM</i>).....	46
5.4.4	Equipo de ensayo ensamblado.	47
5.5	SELECCIÓN DE LAS BANDAS.....	50
5.6	PESOS DE LOS COMPONENTES DEL EQUIPO.	52
5.7	CÁLCULO DE TENSIONES EN LAS BANDAS.....	53

5.8	DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL EQUIPO.....	56
5.8.1	Diseño del tornillo de potencia.....	56
5.8.2	Diseño de los elementos sometidos a flexión.....	62
5.8.3	Diseño de columnas.	72
5.8.4	Diseño de los marcos 1 y 2.....	81
5.9	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	84
5.10	SELECCIÓN DE LOS PERNOS.....	89
6	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE	95
6.1	CONSTRUCCIÓN DE PARTES MECÁNICAS.	95
6.1.1	Tecnología de la construcción de los elementos.	95
6.1.2	Materiales utilizados.	95
6.1.2.1	Materiales utilizados en la estructura externa.	95
6.1.2.2	Materiales utilizados en la estructura móvil.....	96
6.1.2.3	Materiales utilizados en la estructura fija.....	96
6.1.2.4	Materiales utilizados en el control automático.....	97
6.1.3	Operaciones tecnológicas.	98
6.1.3.1	Operaciones tecnológicas utilizadas en la estructura externa.....	98
6.1.3.2	Operaciones tecnológicas utilizadas en la estructura fija.	98
6.1.3.3	Operaciones tecnológicas utilizadas en la estructura móvil.	99
6.2	Montaje de los elementos.....	100
7	PRUEBAS DE OPERACIÓN.	101
7.1	PRUEBAS EN VACÍO.	101
7.2	PRUEBAS CON CARGA.	101
7.2.1	Esponja de 5 cm de espesor.....	102
7.2.2	Esponja de 10 cm de espesor.....	102
8	MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.	103
8.1	MANUAL DE OPERACIÓN.	103
8.1.1	Manual de operación para un cambio de esponja de distinto espesor.....	103
8.1.2	Manual de operación para un cambio de esponja de igual espesor.....	105
8.2	MANUAL DE MANTENIMIENTO.	105
8.2.1	Rodamientos en general del equipo.....	105
8.2.2	Reductor de velocidades Sin fin corona	106
8.2.3	Motor eléctrico.	107

8.2.4	Bandas y Poleas.....	108
9	COSTOS.....	109
9.1	Costos directos.	109
9.1.1	Costo de materiales mecánicos.	109
9.1.2	Costo de materiales eléctricos.	110
9.1.3	Costo por maquinaria y equipos utilizados.	111
9.1.4	Costo de mano de obra.	111
9.1.5	Costo por transporte.	111
9.1.6	Valor total de los costos directos.....	112
9.2	Costos indirectos.	112
9.3	Costos totales.....	112
10	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	113
10.1	CONCLUSIONES	113
10.2	RECOMENDACIONES	113

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>	<u>PÁGINA</u>
1. Espuma de Poliuretano flexible.....	6
2. Espuma de Poliuretano rígido.	7
3. Espuma de Poliuretano rígido como aislante térmico en tanques.	8
4. Espuma de Poliuretano rígido como aislante térmico en techos.	8
5. Espuma de Poliuretano rígido como aislante térmico en viviendas.	10
6. Fuerza de acción (F_i) y reacción (F_r) en la esponja.	15
7. Máquina universal (ESPOCH).	16
8. Deformímetro.	17
9. Probetas de ensayo.	17
10. Identador de madera para experimento.	17
11. Base perforada de madera para experimento.	18
12. Gráfica Carga vs. Deformación de la esponja de 5 cm.	20
13. Gráfica Carga vs. Deformación de la esponja de 10 cm.	21
14. Tipos más comunes de levas.	23
15. Leva de disco.....	24
16. Leva de disco comprimiendo la esponja.	24
17. Cilindro neumático de simple efecto.....	26
18. Cilindro neumático de doble efecto.....	26
19. Cilindro neumático de doble efecto comprimiendo la esponja.	27
20. Elementos del mecanismo biela-manivela.	29
21. Mecanismo biela-manivela comprimiendo la esponja.	29
22. Partes del mecanismo Excéntrica – Biela, y el sistema de cargas respectivamente.	31
23. Carrera del identador (puntos muertos 1 y 2) con el mecanismo Excéntrica – Biela.....	31
24. Motor eléctrico.	39
25. Reductor de velocidades sin fin - corona.	39
26. Diagrama secuencial de la transmisión.	40
27. Estructura externa (vista isométrica).....	43
28. Estructura fija (vista isométrica).	44
29. Estructura fija (vista delantera).	45
30. Estructura móvil (vista isométrica).	46
31. Equipo de ensayo ensamblado (vista isométrica).....	47
32. Equipo de ensayo ensamblado (vista frontal).....	48
33. Equipo de ensayo ensamblado (vista posterior).	48
34. Equipo de ensayo ensamblado (vista lateral izquierda).	49
35. Equipo de ensayo ensamblado (vista lateral derecha).	49
36. Banda trapezoidal.....	50
37. Diagrama de fuerzas en la banda 1 (transmisión entre la polea 1 y 2).	53
38. Diagrama resultante de fuerzas en la transmisión por banda entre la polea 1 y polea 2.	56
39. Tornillo de potencia.	58
40. Diagrama de cargas entre seguidores y columnas 1 y 2.....	58
41. Tornillo de potencia expuesto a la carga de tracción estática.	60

42. Diagrama de cargas en el tornillo de potencia.	61
43. Entorno de la platina 2.	62
44. Diagrama de cargas en el reductor.	63
45. Diagrama de cargas en el motor.	64
46. Diagrama de cargas en la platina 2.	65
47. Diagrama de cargas de la platina 2 como viga biempotrada (carga dinámica).	65
48. Diagrama de cargas de la platina 2 como viga biempotrada (carga estática).	70
49. Diagrama de cargas en la biela (diseño como columna).	79
50. Diagrama de cargas en la biela(diseño a tracción estática).	80
51. Momento torzor en la barra horizontal inferior de los marcos 1 y 2.	81
52. Diagrama de cargas para la selección de rodamientos situados en el buje.	85
53. Rodamiento rígido de bolas de una hilera.	86
54. Diagrama de cargas que actúan en los pernos que sujetan el buje.	89
55. Diagrama de cargas que provocarán corte en los pernos que sujetan el buje.	91
56. Selección del perfil de correa.	¡Error! Marcador no definido.

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>	<u>PÁGINA</u>
1. Coeficiente de conductividad térmica de diferentes materiales.	8
2. Resultados de la deformación en la esponja de 5 cm.	19
3. Resultados de la deformación en la esponja de 10 cm.	20
4. Valores de torque en la compresión de la esponja de 5 cm.	35
5. Valores de torque en la compresión de la esponja de 10 cm.	36
6. Elementos que constituyen la estructura externa.	44
7. Elementos que constituyen la estructura fija.	45
8. Elementos que constituyen la estructura móvil.	46
9. Tipos de secciones para una banda trapezoidal.	50
10. Cálculo de los parámetros necesarios para seleccionar la banda 1.	51
11. Resumen de la selección de bandas.	52
12. Cálculo de los pesos de los componentes del equipo.	52
13. Cálculo de tensiones en la banda 1.	55
14. Resumen del cálculo de tensiones en las bandas.	57
15. Cálculo del torque necesario en el tornillo de potencia para elevar la carga.	60
16. Cálculo de esfuerzos y el factor de seguridad en el tornillo de potencia.	61
17. Diagrama de cortantes, momento y deflexión a carga dinámica de la platina 2.	67
18. Cálculo de esfuerzos a carga dinámica de la platina 2.	68
19. Fluctuación del esfuerzo flexionante y cortante de la platina 2.	68
20. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga teórico de la platina 2.	69
21. Cálculo del factor de seguridad a carga dinámica de la platina 2.	69
22. Diagrama de cortantes, momento y deflexión a carga estática de la platina 2.	71
23. Cálculo de esfuerzos y el factor de seguridad a carga estática de la platina 2.	71
24. Resumen del diseño de elementos sometidos a flexión bajo cargas dinámicas.	73
25. Resumen del diseño de elementos sometidos a flexión bajo cargas estáticas.	76
26. Valores de la fuerza axial F a la que estará expuesta la biela (diseño como columna).	78
27. Cálculo de la carga crítica en la biela (columna).	79
28. Resumen del diseño de columnas.	82
29. Cálculo de esfuerzos en la barra horizontal inferior de los marcos 1 y 2.	83
30. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga teórico en la barra horizontal inferior de los marcos 1 y 2.	83
31. Cálculo del factor de seguridad en la barra horizontal inferior de los marcos 1 y 2.	84
32. Cálculo de la capacidad de carga dinámica y estática de los rodamientos situados en el buje.	87
33. Resumen de la selección de rodamientos.	88
34. Cálculo de las tensiones en los pernos que sujetan el buje.	90
35. Cálculo de las cargas a corte en los pernos críticos que sostienen el buje.	91
36. Cálculo de la constante elástica de la junta (pernos que sostienen el buje).	92
37. Cálculo del factor de seguridad en los pernos críticos que sostienen el buje.	93
38. Materiales utilizados en la estructura externa.	95
39. Materiales utilizados en la estructura móvil.	96
40. Materiales utilizados en la estructura fija.	96
41. Materiales utilizados en el control automático.	97

42. Operaciones tecnológicas utilizadas en la estructura externa.....	98
43. Operaciones tecnológicas utilizadas en la estructura fija.....	98
44. Operaciones tecnológicas utilizadas en la estructura móvil.....	99
45. Tiempo de montaje de la máquina.....	100
46. Pérdida de espesor en esponjas de 5 <i>cm</i> (pruebas de operación).....	102
47. Pérdida de espesor en esponjas de 10 <i>cm</i> (pruebas de operación).....	102
48. Costo de materiales mecánicos.....	109
49. Costo de materiales eléctricos.....	110
50. Costo por maquinaria y equipos utilizados.....	111
51. Costo por mano de obra.....	111
52. Costo por transporte.....	111
53. Valor total de los costos directos.....	112
54. Costos indirectos.....	112
55. Costos totales.....	112

LISTA DE ANEXOS

- ANEXO A:** Factores de servicio de sobrecarga para varios tipos de unidades impulsadas.
- ANEXO B:** Gráfica para la selección del perfil de correa.
- ANEXO C:** Correas Trapeciales Pirelli, tabla para seleccionar la longitud nominal de una correa sección Z.
- ANEXO D:** Prestaciones de las Correas Trapeciales Pirelli, sección Z.
- ANEXO E:** Factores de corrección para arcos de contacto inferiores a 180° (Correas Trapeciales Pirelli).
- ANEXO F:** Factores de corrección en función del tipo de correa (Correas Trapeciales Pirelli)..
- ANEXO G:** Características y propiedades mecánicas de algunos aceros.
- ANEXO H:** Factores de acabados de superficie.
- ANEXO I:** Efectos de la temperatura de operación sobre la resistencia a la tensión del acero.
- ANEXO J:** Diagrama de sensibilidad a la muesca para aceros y aleaciones de aluminio.
- ANEXO K:** Longitud efectiva para cuatro condiciones de los extremos (columnas).
- ANEXO L:** Coeficiente de rozamiento de algunas sustancias.
- ANEXO M:** Diámetros de cresta, roscas por pulgada y esfuerzos para rosca ACME.
- ANEXO N:** Resistencia de pernos de acero para varios tamaños en pulgadas.
- ANEXO O:** Factores de confiabilidad para seis probabilidades de sobrevivencia.
- ANEXO P:** Factores de concentración de esfuerzos por fatiga para elementos roscados.
- ANEXO Q:** Capacidad de carga para rodamientos rígido de bolas (FAG).
- ANEXO R:** Factores radiales de los rodamientos rígidos de bolas (FAG).
- ANEXO S:** Valores f_L y f_n para rodamientos de bolas (FAG).
- ANEXO T:** Capacidad de carga para rodamientos rígido de bolas (FAG)..
- ANEXO U:** Factores de seguridad y circunstancias en las cuales se usan.
- ANEXO V:** DIPAC, Productos de acero.
- ANEXO W:** Coeficientes de fricción de rodillos de goma entre acero y aluminio.

RESUMEN

Se ha diseñado y construido un Equipo de Ensayo de Control de la Estabilidad Dimensional por Fatiga mediante Martilleo Constante para Espuma de Poliuretano (esponja blanda) utilizada en Tapicería y Colchones, con la finalidad de aportar al control de calidad necesario de la esponja para esta aplicación.

El equipo cumple con los requerimientos de la norma ASTM D 3574 – 05 TEST I3, pero únicamente se evaluará la pérdida de espesor y la descomposición estructural por inspección visual. Los demás parámetros para poder diseñar el equipo, fueron obtenidos mediante ensayos de compresión a la esponja realizados en el Laboratorio de Resistencia de Materiales de la ESPOCH, para ello se utilizó elementos provisionales pero que simularan a los reales que se tendría en el equipo.

El equipo además de estar diseñado para ensayar esponja de 5 cm de espesor tal como determina la norma, también puede ensayar esponja de 10 cm de espesor.

Entre las alternativas de diseño propuestas, como mecanismo principal se seleccionó el sistema excéntrica – biela, la misma se encarga de transmitir el movimiento vaivén y la carrera necesaria al indentador para comprimir la esponja. Para transmitir el torque y velocidad angular requerida por la excéntrica, se seleccionó: un motor eléctrico de 0,25 hp y 1730 rpm, un reductor de velocidades sinfín – corona con relación 1:50, y dos sistemas de banda abierta.

Los demás elementos que complementan al equipo, fueron diseñados con factores de seguridad recomendados. Se utilizó un relé – tiempo, que permite apagar automáticamente al equipo después del período determinado por el ensayo.

ABSTRACT

A fatigue dimensional stability control testing machine by constant hammering for polyurethane foam (soft foam) used in tapestry and mattresses was designed and built in order to help the necessary sponge quality control for this application.

The machine is according to the ASTM D 3574 - 05 Test I3. However, the thickness loss and structural breaking down will be evaluated by visual checking. The other parameters to design the machine were gotten by sponge compression testing carried out in the material resistance lab of ESPOCH. That is why, provisional elements were used simulating those the machine would have.

The machine is designed not only to test sponge 5 cm tick according to the regulation but also to test sponge 10 cm tick.

The eccentric – biela system was chosen as a main device among the proposed design choices. It transmits the back – and – forth movement and the necessary running to the indenter to compress the sponge. An electrical engine of 0,25 hp and 1730 rpm, non – speed – crown reducer with relation 1:50 and two open band system, was chosen to transmit the torque and angular speed required by the eccentric.

The other machine elements were designed with recommended safety factors. A rele – time was used allowing to turn off the machine automatically after the determined period by the test.

CAPÍTULO I

1 GENERALIDADES Y OBJETIVOS.

1.1 ANTECEDENTES.

La espuma de poliuretano o poliuretano flexible (esponja) es un material muy versátil, en el cual según los aditivos y los sistemas de fabricación utilizados, se pueden conseguir características muy distintas y espumas destinadas a usos diferentes [1]. Para el presente caso interesa su utilización en colchones (como relleno principal o como integrante de los acolchados), y las distintas aplicaciones de la tapicería como fabricación de sillas, asientos, muebles de oficina y domésticos.

La tapicería desempeña un papel muy importante en la vida cotidiana de todas las personas y va ligada a ellas desde su origen hasta nuestros días, evolucionando según los gustos y las necesidades de cada época.

La empresa CEPOLFI INDUSTRIAL C.A. de la ciudad de Ambato se dedica a la fábrica de colchones y tapicería en general, por lo cual requiere que la materia prima (esponja) utilizada en sus productos se ajusten a las normas preestablecidas de calidad y confort, siendo necesario someter a la esponja a un control de calidad riguroso.

1.2 JUSTIFICACIÓN.

Un colchón tiene que tener dos características físicas esenciales: ser firme y mantenerse recto. Claro está, que esto no debe impedir que no se adapte a las formas del cuerpo humano, también que se amolde a los relieves de los hombros y caderas cuando la persona esté en posición de lado [2].

La firmeza del poliuretano flexible es independiente de su densidad. Puede haber espumas de baja densidad y superficie firme o de alta densidad y superficie blanda [3].

Por otro lado si existe una diferencia entre “firmeza” y “soporte”, la firmeza es una medida de las características de la superficie del poliuretano. El soporte es la capacidad de "empujar" contra un peso y que previene que la espuma se deforme. Las espumas de mayor densidad previenen que la espuma colapse con el peso del cuerpo [3].

El presente proyecto requiere evaluar los siguientes aspectos en la esponja:

- a) La estabilidad dimensional (pérdida de espesor).
- b) Evaluación de la descomposición estructural por inspección visual.

Para esto es necesario la construcción de un equipo de ensayo que simule la deformación por fatiga a la que será expuesta la esponja, con lo que se podrá observar cual es la alteración dimensional y física que se produce, después de un determinado número de ciclos de aplastamiento.

1.3 OBJETIVOS.

1.3.1 Objetivo general

Diseñar y construir un equipo de ensayo de control de la estabilidad dimensional por fatiga mediante martilleo constante, que se ajuste a los requerimientos de la norma ASTM D 3574 – 05 TEST I3, para espuma de poliuretano flexible (esponja blanda) utilizada en tapicería y colchones.

1.3.2 Objetivos específicos

- Analizar y seleccionar las alternativas más adecuadas para el proceso de fatiga por compresión repentina de la esponja.

- Diseñar las partes del equipo.
- Construir y ensamblar las partes que conformarán el equipo.
- Realizar pruebas de la máquina mediante ensayos para el análisis de la estabilidad dimensional de la espuma de poliuretano (esponja blanda).

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO.

2.1 ESPUMA DE POLIURETANO.

La espuma de poliuretano es también conocida como espuma, hule esponja, hule espuma, poliuretano flexible, poliuretano espumado, y esponja. En inglés se conoce como PUFF (Poliurethan Flexible Foam) o solamente "Foam" [3].

Es un material sintético y duroplástico, altamente reticulado y no fusible que se forma básicamente por la reacción química de dos compuestos, un polioliol y un isocianato, aunque su formulación necesita y admite múltiples variantes y aditivos. Dicha reacción libera unos gases, (dióxido de carbono) que son los que van formando las burbujas [4].

El poliuretano flexible está fabricado esencialmente de los siguientes productos [4]:

- Polioliol (Polioxipropilenglicol) en un 55% a 70% aproximadamente.
- TDI (Di-isocianato de Tolueno) en un 25% a 35%.
- Agua.
- Catalizador metálico (Octoato Estañoso).
- Catalizador amínico.
- Surfactante o estabilizador.
- Agente soplante auxiliar.
- Colorantes
- Aditivos (Retardantes a la flama, antiestáticos, antioxidantes, etc.)

2.1.1 Composición química del poliuretano.

El poliuretano industrial es por lo general la mezcla de dos componentes o sistema bicomponente en una proporción estequiométrica definida por el químico que diseña la fórmula, a continuación se describen a dichos componentes [5]:

- **Componente A.**

Consiste en el polioliol, el mismo se trata de una mezcla cuidadosamente formulada y balanceada de glicoles (alcoholes de elevado peso molecular). Se encuentran en mezcla con agentes espumantes y otros aditivos tales como aminas, siliconas, agua, propelentes y catalizadores organometálicos; condicionan la reacción y dan las características a la espuma final. La apariencia es como miel viscosa y puede tener un fuerte olor amoniacal.

- **Componente B.**

Es una mezcla de isocianatos, a veces pre polimerizados (pre-iniciado), con un contenido de grupos NCO que puede variar desde el 18 al 35% en funcionalidad. Algunos son de color café, muy viscosos (3000-5000 cps), y otros son casi transparentes y fluidos. En ocasiones son mantenidos en atmósfera seca de nitrógeno.

Existen además poliuretanos mono componentes, como por ejemplo los habitualmente usados en la industria de la construcción.

2.1.2 Clasificación de la espuma de poliuretano.

Básicamente, y según el sistema de fabricación, se la puede dividir en dos tipos [1]:

- a) **Espumas en caliente:** son las espumas que liberan calor durante su reacción, fabricadas en piezas de gran tamaño, destinadas a ser cortadas posteriormente. Se fabrican en un proceso continuo,

mediante un dispositivo llamado espumadora, que básicamente es la unión de varias máquinas, de las cuales la primera es un mezclador, que aporta y mezcla los diferentes compuestos de la mezcla; la segunda es un sistema de cintas sin fin, que arrastra la espuma durante su crecimiento, limitando su crecimiento para darle al bloque la forma deseada; y la parte final de la espumadora es un dispositivo de corte, para cortar el bloque a la longitud deseada. Generalmente son las más baratas, las más utilizadas y conocidas por el público.

- b) **Espumas en frío:** son aquellas que apenas liberan calor en la reacción, se utilizan para crear piezas a partir de moldes; como rellenos de otros artículos; como aislantes, etc. Se fabrican mediante una espumadora sencilla, que consiste en un dispositivo mezclador. Normalmente suelen ser de mayor calidad y duración que las espumas en caliente, aunque su costo es más alto.

Otro criterio para clasificar a las espumas es su densidad. La densidad normalmente se expresa en libras por pie cúbico (pcf) o kilogramos por metro cúbico (kg/m^3) [3]. La densidad es fundamental porque el poliuretano flexible está formado por material y espacios vacíos, entonces se tiene de dos tipos:

- a) **Poliuretanos flexibles:** su principal característica es que son de celdas abiertas y de baja densidad ($12 a 15 kg/m^3$) [5].



Figura 1. Espuma de Poliuretano flexible.

- b) **Poliuretanos rígidos:** Son de alta densidad ($30 a 50 kg/m^3$), utilizados como aislantes térmicos [5].

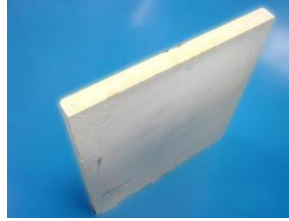


Figura 2. Espuma de Poliuretano rígido.

2.1.3 Aplicación de la espuma de poliuretano.

La espuma de poliuretano tiene múltiples usos en el mundo actual, algunos de ellos son [1]:

- En colchones como relleno principal o como integrante de los acolchados.
- En muebles, en asientos de sofás y sillas, relleno de acolchados, etc.
- En la construcción y en la industria, como aislante térmico o como relleno.
- En la industria del automóvil como elemento principal de defensas, asientos, etc.
- En muchos artículos como juguetes, prendas de vestir, esponjas, calzados, almohadas, cojines, envases y en general todo tipo de acolchados o relleno.

2.1.4 Propiedades de la espuma de poliuretano.

A continuación se presenta las principales propiedades de la espuma de poliuretano [6].

1) Propiedades térmicas.

La Espuma de Poliuretano rígido en comparación a otros materiales tiene una elevada capacidad aislante debido a la baja conductividad térmica que posee el gas espumante de sus células cerradas (obsérvese *TABLA 1*), que puede situarse en $0,028 W/m \cdot ^\circ K$, según la Norma UNE 92202, aunque este valor se eleva ligeramente con el paso del tiempo, hasta estabilizarse definitivamente. La espuma de poliuretano es conocida por ser un material aislante de muy buen rendimiento, por

consiguiente se pueden aplicar bajos espesores obteniendo rendimientos similares a otros materiales con mayores espesores.

La capa de esta espuma puede ser aplicada a superficies diversas que incluye tanques (*Figura 3*), cañerías, cámaras frigoríficas, elementos de flotación, construcción civil. Es especialmente apropiada para techos (*Figura 4*) y paredes.



Figura 3. Espuma de Poliuretano rígido como aislante térmico en tanques [7].

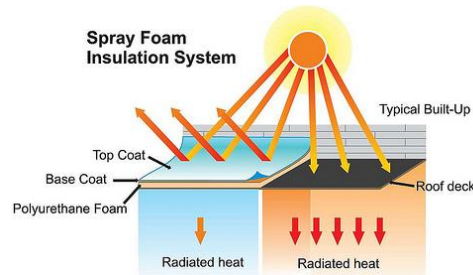


Figura 4. Espuma de Poliuretano rígido como aislante térmico en techos [7].

TABLA 1. Coeficiente de conductividad térmica de diferentes materiales [5].

Material	Densidad (kg/m ³)	Conductividad térmica (W/m-K)
Chapa de Aluminio	2.700	2,04
Hormigón	2.400	1,63
Vidrio plano	2.500	0,81
Ladrillo macizo	1.600	0,81
Tejas (plana)	1.800	0,76
Yeso (placas)	1.000	0,44
Hormigón liviano	1.000	0,36
Nieve compactada	300	0,23
Madera (pino)	700	0,17
Lana de vidrio	11	0,041
Lana de vidrio	15	0,038
Lana de vidrio	35	0,038
Lana de vidrio	50	0,032
Lana de vidrio	70	0,031
Lana de vidrio	100	0,032
Poliuretano rígido	35	0,020
Poliuretano proyectado	30	0,024

2) Propiedades frente al agua.

La Espuma de Poliuretano posee una excelente impermeabilidad, por tal razón al ser utilizada como un revestimiento continuo intermedio en las fachadas de edificios, limita el riesgo de presencia inadecuada de agua en sus interiores.

3) Propiedades frente a la humedad.

Los valores de la Espuma de Poliuretano en lo que a humedad se refiere garantizan, en la mayoría de los casos y en función de la densidad, la ausencia de condensaciones intersticiales, haciendo posible la transpiración en un cerramiento, lo cual es el efecto más beneficioso para prevenir toda clase de patologías (de higiene, salubridad, confort...). Así pues, la Espuma de Poliuretano, a diferencia de otros productos utilizados, reúne dos características muy importantes para un material utilizado en aislamiento: es impermeable y permite la transpiración, en cualquier clima y sin necesidad de una barrera de vapor.

4) Propiedades frente al fuego.

La Espuma de Poliuretano es un material orgánico, y por tanto combustible, y numerosos estudios han demostrado su buen comportamiento al fuego en aplicación final de uso. En una obra finalizada, el material aislante no queda a la vista, sino detrás de superficies tales como muros, paredes, suelos y techos. Por tanto, la idoneidad del uso de la Espuma de Poliuretano dependerá en gran medida de los valores de resistencia al fuego de los materiales que compongan dichas superficies, además del lugar donde vaya a ser proyectado.

5) Propiedades medioambientales.

El uso de la Espuma de Poliuretano en las viviendas contribuye a que el consumo de energía en éstas (consumo que produce efecto invernadero) sea mucho menor. Así, considerando un ciclo de vida del Poliuretano de 50 años, se obtiene un balance muy positivo sobre el efecto invernadero al usar dicho producto como aislante térmico.



Figura 5. Espuma de Poliuretano rígido como aislante térmico en viviendas [6].

6) Propiedades acústicas.

La fácil aplicación de la Espuma de Poliuretano es una ventaja en este caso, porque los productos aplicados mediante paneles necesitan de una aplicación realmente cuidadosa. La Espuma de Poliuretano utilizada para el aislamiento térmico es un material ligero y de baja densidad, compuesto por celdas cerradas (>90%). Este producto, combinado con otros materiales, resulta muy efectivo para disminuir la transmisión de sonidos y para amortiguar vibraciones y eliminar resonancias.

7) Propiedades mecánicas.

Las propiedades mecánicas dependen de la medida de su peso volumétrico, a medida que este aumenta, aumenta su propiedad de resistencia. Los pesos volumétricos más usuales se hallan comprendidos entre 80 y 100 kg/m^3 , dentro de estos límites se obtienen los siguientes valores:

Resistencia a la tracción entre 294000 y 980000 Pa .

Resistencia a la compresión entre 147000 y 882000 Pa .

Resistencia al cizallamiento entre 98000 y 49000 Pa .

Módulo de elasticidad entre $3,92 \times 10^6$ y $1,96 \times 10^7 \text{ Pa}$.

CAPÍTULO III

3 PARÁMETROS DE DISEÑO.

Una vez que se ha hecho una revisión general de las principales características de la espuma de poliuretano, ahora únicamente se tratará todo lo relacionado con el diseño y la construcción del equipo de ensayo que se ajuste a los requerimientos de la norma ASTM D 3574 – 05 TEST I3.

3.1 ENSAYO DE FATIGA DINÁMICA POR FUERZA DE MARTILLO CONSTANTE SEGÚN LA NORMA ASTM D 3574 – 05 TEST I3.

El propósito del ensayo de fatiga es determinar:

- Pérdida de soporte de carga al 40% IFD (deflexión por medio de la fuerza de indentación).
Se puede usar otras deflexiones en lugar de 40%; según el acuerdo entre el proveedor y el comprador.
- Pérdida de espesor.
- Evaluación de la descomposición estructural por inspección visual.

Se debe especificar que mediante el equipo sólo se evaluará la estabilidad dimensional (pérdida de espesor) y la descomposición estructural por inspección visual.

El procedimiento describe los ensayos que evalúan la probeta mediante la deflexión repentina del material producido por la inserción de un plano-horizontal, ejerciendo una fuerza vertical de $750 \pm 20 N$ sobre la probeta. El ensayo de fatiga se puede realizar mediante el procedimiento A, Procedimiento B, o el Procedimiento C. Los Procedimientos A y B se diferencian únicamente en el número de ciclos utilizados. El procedimiento A empleará 8000 ciclos (aproximadamente 2 h) y el

Procedimiento B empleará 80000 ciclos (aproximadamente 19 h). El procedimiento C, para 12000 ciclos a una velocidad cíclica más lenta (aproximadamente 20 h).

3.1.1 Aparatos utilizados en el ensayo.

- **Platina de base perforada**, sus medidas aproximadamente serán $500 \times 500 \times 10 \text{ mm}^3$ con acabado superficial (ground-top) y con agujeros de $6,5 \text{ mm}$ de diámetro distanciados a 20 mm en una área mínima de $350 \times 350 \text{ mm}^2$.
- **El indentador redondo**, que ejerce una fuerza de $750 \pm 20 \text{ N}$ sobre la probeta de ensayo a la máxima indentación, tendrá un diámetro total de $250 \pm 1 \text{ mm}$, con $25 \pm 1 \text{ mm}$ de radio en el borde inferior, para prevenir el corte excesivo de espuma.
- Por medio de una **manivela u otro mecanismo apropiado**, la máquina deberá ser capaz de oscilar, sea que la platina lleve la probeta o el indentador redondo se desplace en ambos sentidos, en dirección vertical a una frecuencia de 70 ± 5 ciclos por minuto en el caso del procedimiento A y B. Para el procedimiento C, la frecuencia será 10 ± 1 ciclos por minuto. En su montaje el indentador debe estar libre para ser elevado, de esta manera evitar la sobrecarga de la probeta.

3.1.2 Probeta para el ensayo.

La probeta deberá tener $380 \times 380 \times 50 \text{ mm}^3$ de dimensiones.

3.1.3 Medición inicial.

La probeta será acondicionada por al menos 12 horas, a una temperatura de $23 \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$ y una humedad relativa de $50 \pm 5 \%$, y fatigado en las mismas condiciones.

Se medirá el 40% IFD (fuerza de deflexión del abollamiento) de la misma manera se tomará el espesor original con una carga de 4,5 N, después de la pre deformación.

3.1.4 Procedimiento.

Coloque la probeta sobre la base de la platina, se encera el indentador y se arranca la máquina. Fatigue la probeta durante 8000 ciclos (procedimiento A), 80000 ciclos (procedimiento B), o 12000 ciclos (procedimiento C). El procedimiento C se utilizará para baja recuperación (visco elástico) de la espuma donde la velocidad de ciclo es bastante baja para dejar suficiente tiempo entre ciclos, de manera que la espuma recupere su dimensión.

3.1.5 Medición final.

El ensayo se completa dentro de 60 ± 5 minutos después de fatigar la probeta. Use el espesor original para determinar la deflexión para la lectura de la carga final. Para obtener más mediciones vuelva a fatigar, pero en este caso deje $24 \pm 1 h$ de recuperación en lugar de 60 minutos. Si la pérdida de espesor está sobre el 10%, la pérdida de IFD no será medido y deberá ser reportado solo la pérdida de espesor.

3.1.6 Inspección y cálculo.

- Realizar el análisis físico de la estructura celular por examen visual y comparar con una muestra sin deformación.
- Calcular el porcentaje de la pérdida de espesor como sigue:

$$F_t = \frac{t_0 - t_f}{t_0} 100 \quad \text{Ec.3.1}$$

Dónde:

F_t = pérdida de espesor en porcentaje

$t_0 = \text{espesor inicial de la probeta}$

$t_f = \text{espesor final de la probeta}$

- Determinar el porcentaje de pérdida de fuerza de deflexión, como sigue:

$$F_L = \frac{F_0 - F_f}{F_{L_0}} 100 \quad \text{Ec.3.2}$$

Dónde:

$F_L = \text{Pérdida de fuerza de deflexión del abollamiento (40\% IFD)}$

$F_0 = \text{Valor inicial de fuerza de deflexión del abollamiento (40\% IFD)}$

$F_f = \text{Valor final de fuerza de deflexión del abollamiento.}$

$F_{L_0} = \text{Valor inicial de fuerza de deflexión del abollamiento}$

3.1.7 Informe.

- Cambio de espesor y cambio del 40% *IFD* (fuerza de deflexión del abollamiento), en porcentajes, si es que el cambio de espesor es menor que 10%.
- Resultados del examen visual.
- Tiempo de recuperación ya sea en 24 h o 60 min.

3.2 *IFD* (DEFLEXIÓN POR MEDIO DE LA FUERZA DE INDENTACIÓN).

IFD se define como la fuerza necesaria para comprimir un área determinada de espuma de poliuretano. Específicamente los valores más utilizados son 25 % *IFD*, el cual es la fuerza necesaria para comprimir la espuma al 25% de su espesor o altura original, y 65 % *IFD*, que de igual manera es la fuerza necesaria para comprimir la espuma al 65% de su espesor o altura original [8].

3.3 ENSAYO DE COMPRESIÓN EN LA ESPONJA.

Para realizar el diseño de la máquina, se debe determinar en primer lugar cuánto se debe comprimir tanto la esponja de 5 cm como la de 10 cm de espesor, para lo cual es necesario remitirse a la norma ASTM D 3574 – 05 TEST I3, en la cual se dice que el indentador redondo deberá ejercer una fuerza de $750 \pm 20 N$ sobre la probeta de ensayo a la máxima indentación, esta condición es fundamental para empezar el diseño.

A partir de este momento, la fuerza que el indentador ejercerá para comprimir la esponja, se la denominará: Fuerza de indentación (F_i).

Ahora bien, haciendo uso de la ley de acción y reacción (tercera ley de Newton), se concluye que se tendrá una fuerza de indentación $F_i = 750 \pm 20 N$, siempre y cuando la probeta proporcione una igual fuerza de resistencia o reacción a ser aplastada, para más detalles obsérvese la siguiente figura:

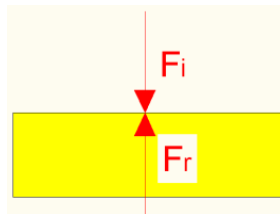


Figura 6. Fuerza de acción (F_i) y reacción (F_r) en la esponja.

Mediante las leyes del equilibrio se tiene:

$$\sum F = 0$$

Ec.3.3

$$F_i - F_r = 0$$

$$F_i = F_r$$

Dónde:

$$F_i = \text{Fué}r\text{za de indentación}$$

F_r = Fuerza de reacción.

Para determinar la pérdida de altura o compresión de la esponja, en primera instancia se debe verificar que la fuerza de indentación o a su vez la reacción por parte de la esponja, alcance un valor de $750 \pm 20 N$, y una vez comprimida con dicha fuerza, medir cuál es su nuevo espesor o la pérdida de altura, y esta medición determinará cuanto se debe comprimir a la probeta.

Para lograr que las mediciones sean lo más exactas posibles, se recurrirá al Laboratorio de Resistencia de Materiales de la Escuela de Ing. Mecánica de la ESPOCH, en donde se utilizarán los siguientes dispositivos:

- **Máquina universal:** En ingeniería se denomina máquina universal a una máquina semejante a una prensa con la que es posible someter materiales a ensayos de tracción y compresión para medir sus propiedades, en este caso se la utilizará para comprimir la esponja (*Figura15*) [9].

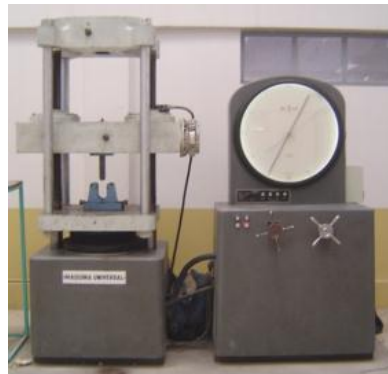


Figura 7. Máquina universal (ESPOCH).

- **Deformímetro:** Es indispensable para medir el desplazamiento que irá realizando el cabezal móvil de la máquina universal, mientras instantáneamente baya comprimiendo la esponja (*Figura16*).



Figura 8. Deformímetro.

- **Probeta de ensayo:** Para realizar el ensayo se deberá utilizar la probeta real con la cual va a trabajar la máquina, entonces según la norma ASTM D 3574 – 05 TEST I3, dicha probeta deberá tener $380 \times 380 \times 50 \text{ mm}^3$, y como ya se mencionó anteriormente por necesidad de la empresa, también se utilizará una probeta de dimensiones $380 \times 380 \times 100 \text{ mm}^3$, (Figura17).

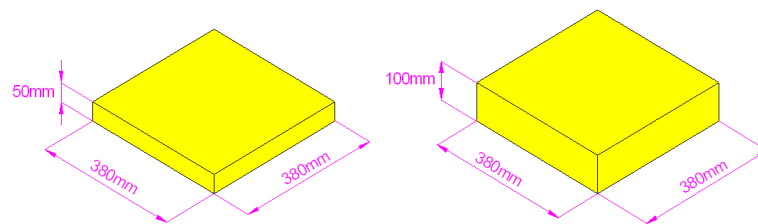


Figura 9. Probetas de ensayo.

- **Identador provisional:** Para realizar el ensayo se debe recurrir a un identador provisional que simule al real que se tendrá en la máquina, para aquello dicho identador se lo va a confeccionar de madera y cumpliendo con las exigencias de la norma ASTM D 3574 – 05 TEST I3, el mismo tendrá un diámetro total de $250 \pm 1 \text{ mm}$, con $25 \pm 1 \text{ mm}$ de radio en el borde inferior, su espesor de igual manera será provisional y podría ser de 10 mm .

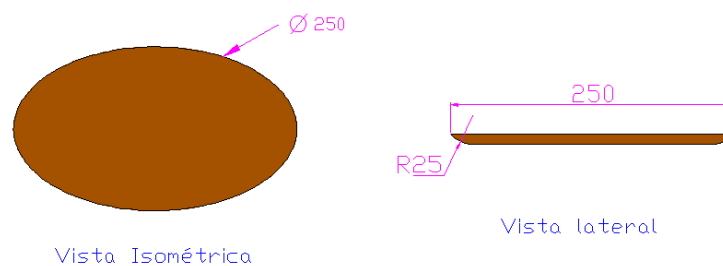


Figura 10. Identador de madera para experimento.

- **Base perforada provisional:** De igual manera para realizar el ensayo se debe recurrir a una base perforada provisional que simule a la real que se tendrá en la máquina, para aquello dicha placa se la va a confeccionar de madera y cumpliendo con las exigencias de la norma ASTM D 3574 – 05 TEST I3, la misma tendrá aproximadamente $500 \times 500 \times 10 \text{ mm}^3$ con agujeros de $6,5 \text{ mm}$ de diámetro distanciados a 20 mm en una área mínima de $350 \times 350 \text{ mm}^2$.

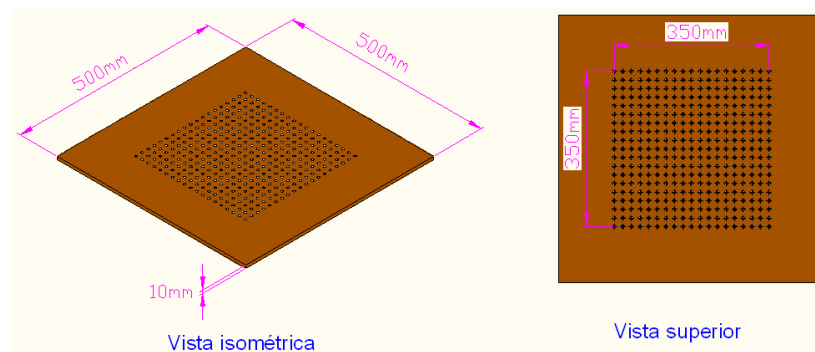


Figura 11. Base perforada de madera para experimento.

3.3.1 Pasos para realizar el ensayo.

- La placa de base perforada se coloca adecuadamente junto con unas bases que pueden ser de madera, sobre el soporte de la máquina universal.
- Se coloca la probeta de una manera simétrica sobre la placa de base perforada.
- Se coloca el identador sobre la probeta y se calibra el cabezal móvil de la máquina universal, de tal manera que la compresión inicie cuando el identador esté en contacto sin ninguna carga con la superficie superior de la esponja. Para transmitir la fuerza de compresión por parte del cabezal móvil al identador, se podrían utilizar pequeñas columnas de madera.
- Se encera el deformímetro con respecto a la posición inicial del cabezal móvil de la máquina universal.
- Se calibra la máquina universal de tal manera que la fuerza de compresión vaya aumentando en un rango de 4 kgf paulatinamente, esto sucederá en función de la reacción de la probeta.

3.3.2 Resultados del ensayo.

El ensayo se realizó a tres probetas distintas, tanto para la esponja de 5 cm como para la de 10 cm de espesor. Una vez que se inició el ensayo, se tomó nota de la deformación o pérdida de altura ΔH que fue aumentando, a medida que la fuerza de compresión o indentación se iba incrementando.

3.3.2.1 Resultados de la esponja de 5 cm de espesor.

TABLA 2. Resultados de la deformación en la esponja de 5 cm.

Carga F_i (kgf)	Carga F_i (N)	Probeta 1 Deformación ΔH (*0,05 mm)	Probeta 2 Deformación ΔH (*0,05 mm)	Probeta 3 Deformación ΔH (*0,05 mm)	Deformación promedio ΔH (*0,05mm)	Deformación promedio ΔH (mm)
4	39,22	18	21	12	17	0,85
8	78,45	24	30	18	24	1,2
12	117,67	30	36	24	30	1,5
16	156,90	39	42	32	37,66	1,88
20	196,13	51	54	42	49	2,45
24	235,35	53	60	46	53	2,65
28	274,58	65	74	61	66,66	3,33
32	313,81	90	104	119	104,33	5,21
36	353,03	179	192	205	192	9,6
40	392,26	280	305	326	303,66	15,18
44	431,49	344	363	404	370,33	18,516
48	470,71	423	435	456	438	21,9
52	509,94	501	523	524	516	25,8
56	549,17	516	551	540	535,66	26,78
60	588,39	563	585	562	570	28,5
64	627,62	596	602	589	595,66	29,78
68	666,85	606	611	601	606	30,3
72	706,07	634	642	628	634,66	31,73
76	745,30	633	643	641	639	31,95
80	784,53	636	672	665	657,66	32,88

De la *Tabla 2* se observa que se tendrá una fuerza aproximada de 750 N a la máxima indentación, cuando la deformación de la esponja sea aproximadamente 32 mm, es decir que se deberá

fatigar con un valor de 36 % *IFD*. A continuación se presenta la gráfica que resulta de los valores:

Carga F_i (N) vs. Deformación promedio ΔH (mm).

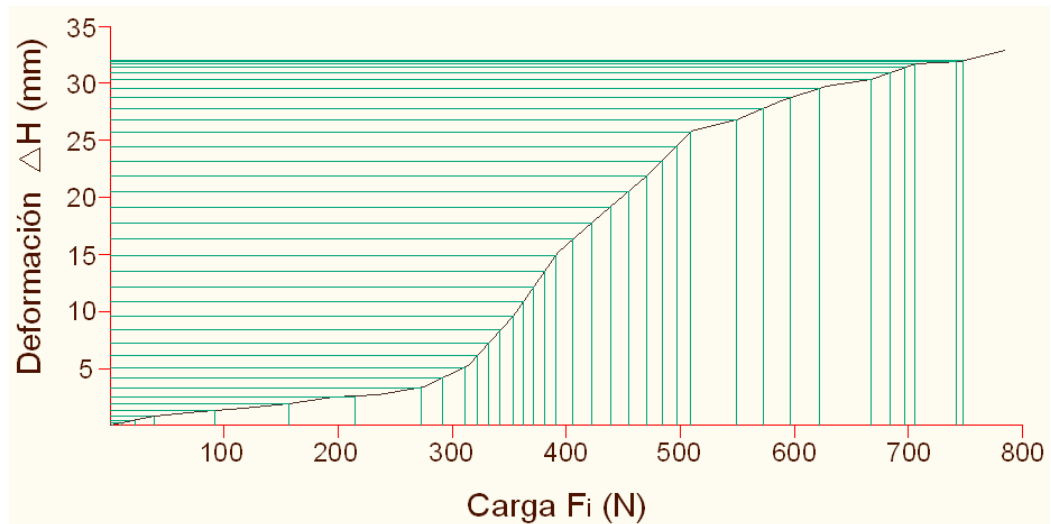


Figura 12. Gráfica Carga vs. Deformación de la esponja de 5 cm.

3.3.2.2 Resultados de la esponja de 10 cm de espesor.

TABLA 3. Resultados de la deformación en la esponja de 10 cm.

Carga F_i (kgf)	Carga F_i (N)	Probeta 1 Deformación ΔH (*0,05 mm)	Probeta 2 Deformación ΔH (*0,05 mm)	Probeta 3 Deformación ΔH (*0,05 mm)	Deformación promedio ΔH (*0,05mm)	Deformación promedio ΔH (mm)
4	39,22	15	20	12	15,66	0,78
8	78,45	24	25	22	23,66	1,18
12	117,67	33	36	29	32,66	1,63
16	156,90	39	47	54	46,66	2,33
20	196,13	52	64	72	62,66	3,13
24	235,35	65	78	85	76	3,8
28	274,58	98	113	135	115,33	5,76
32	313,81	145	200	225	190	9,5
36	353,03	250	290	310	283,33	14,16
40	392,26	315	330	365	336,66	16,83
44	431,49	413	445	460	439,33	21,96
48	470,71	560	610	635	601,66	30,08
52	509,94	610	690	720	673,33	33,66
56	549,17	820	860	890	856,66	42,83
60	588,39	890	910	950	916,66	45,83

64	627,62	1020	1030	1042	1030,66	51,53
68	666,85	1070	1090	1110	1090	54,5
72	706,07	1114	1130	1145	1129,66	56,48
76	745,30	1210	1250	1270	1243,33	62,16
80	784,53	1270	1290	1310	1290	64,5

De la *Tabla 3* se observa que se tendrá una fuerza aproximada de 750 N a la máxima indentación, cuando la deformación de la esponja sea aproximadamente 62 mm , es decir que se deberá fatigar con un valor de $38\% IFD$. A continuación se presenta la gráfica que resulta de los valores: Carga $F_i\text{ (N)}$ vs. Deformación promedio $\Delta H\text{ (mm)}$.

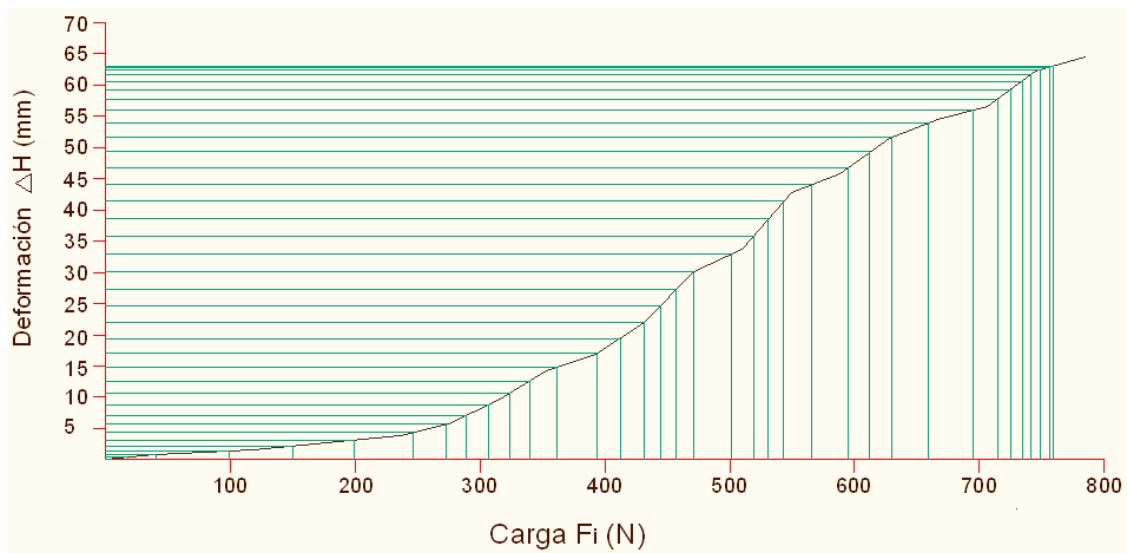


Figura 13. Gráfica Carga vs. Deformación de la esponja de 10 cm .

Al tener los resultados de las *Tablas 2* y *3*, se puede determinar que F_i fluctuará desde un mínimo a un máximo, y son:

$$F_{i_{\text{mín}}} = 0 \quad \text{y} \quad F_{i_{\text{máx}}} = 750\text{ N}$$

En donde:

$$F_{i_{\text{mín}}} = \text{Fuerza de indentación mínima}$$

$$F_{i_{\text{máx}}} = \text{Fuerza de indentación máxima}$$

CAPÍTULO IV

4 ALTERNATIVAS DE DISEÑO.

Ahora que ya se conoce los requerimientos técnicos para realizar el ensayo a fatiga mediante martilleo constante, se va a determinar el mecanismo más adecuado que haga posible dicho ensayo, a continuación se detallan las siguientes alternativas:

4.1 MECANISMO DE LEVA.

4.1.1 Definición.

Una leva es un elemento mecánico hecho de algún material sólido – rígido (madera, metal, plástico, etc.) que va sujeto a un eje, de este modo, el giro de dicho eje hace que el perfil o contorno de la leva mediante contacto directo toque, mueva, empuje o conecte una pieza conocida como seguidor [10].

Una leva es cualquier dispositivo que en una máquina, permita transformar un movimiento de rotación en un movimiento repetitivo lineal o alternativo a una segunda pieza denominada pulsador (seguidor) [11].

4.1.2 Características del mecanismo leva – seguidor.

Las principales características son las siguientes [12]:

- Consta de un elemento de perfil irregular (leva) que suele emplearse como elemento de entrada y da movimiento a un elemento de salida (seguidor), que rueda o desliza sobre el conductor.

- La leva es en la mayoría de los casos una pieza plana de metal que tiene un perfil determinado en su contorno por medio del cual genera un tipo definido de movimiento.
- Las levas suelen estar montadas a un eje, que proporciona movimiento de rotación mediante la aplicación de un par.
- Mientras la leva rota, el seguidor se desplaza con un movimiento predeterminado que depende del perfil de la leva.
- El movimiento del seguidor es transmitido a otro mecanismo o a otra parte del mecanismo para realizar la función final.

4.1.3 Tipos de levas.

Las levas se presentan en una gran variedad de formas, y pueden ser planas o tridimensionales, a continuación se representan las más comunes:

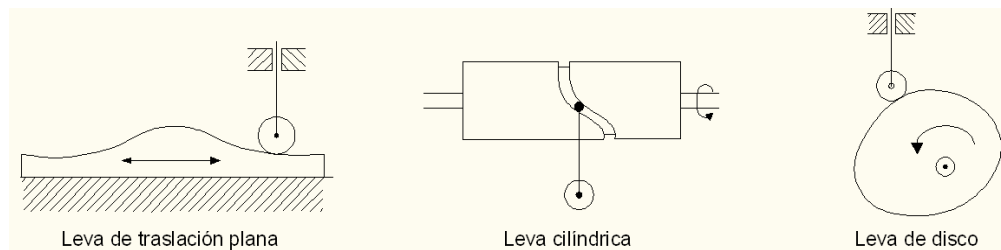


Figura 14. Tipos más comunes de levas [13].

Para el presente caso debido a su configuración geométrica y física, la leva que más se ajusta a los requerimientos del equipo es la leva de disco.

4.1.3.1 Leva de disco.

Su movimiento de rotación está dado por un eje que gira a velocidad constante, y dependerá del tipo de perfil de leva que se adopte para determinar el movimiento lineal del seguidor [14]. Para más detalles obsérvese la siguiente figura [15]:

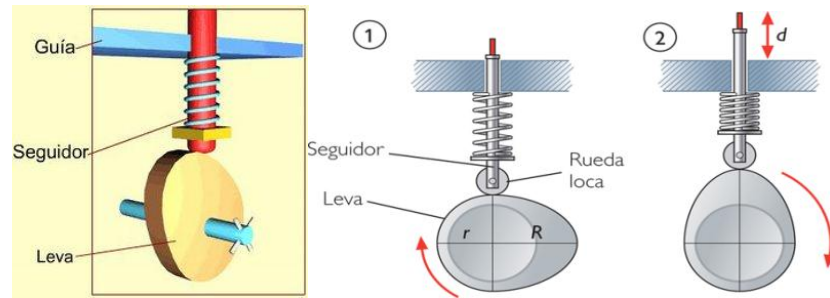


Figura 15. Leva de disco.

A continuación se representa la leva de disco aplicada a la compresión de la esponja:

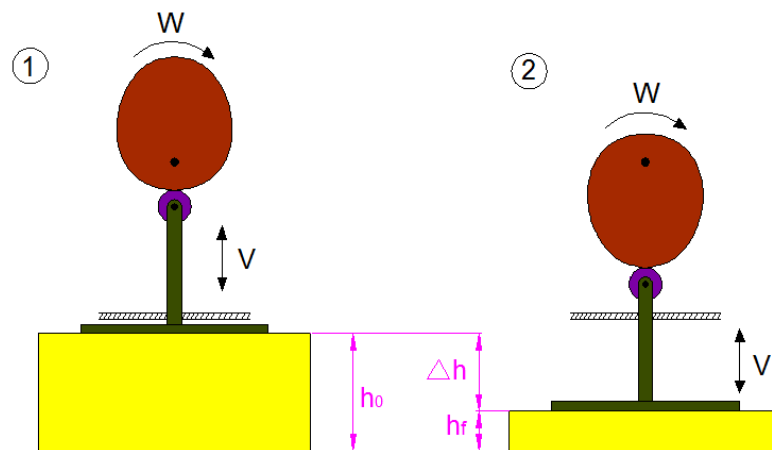


Figura 16. Leva de disco comprimiendo la esponja.

4.1.3.1.1 Ventajas de la leva de disco.

- La leva y el seguidor son sencillos y económicos.
- Este mecanismo de leva posee pocas piezas móviles.
- De los demás tipos de levas, ofrece la mayor facilidad para producir el movimiento alternativo vaivén.
- La síntesis de las levas es mucho más sencilla, además se pueden obtener infinitos puntos de precisión.
- Más fáciles de equilibrar y por tanto pueden funcionar a mayores velocidades.
- Son más fáciles de ajustar y requieren menos mantenimiento.

4.1.3.1.2 Desventajas de la leva de disco.

- Limitación de desplazamiento del identador.
- Requiere mayor espacio físico.
- Requiere de un reductor de velocidades.

4.2 CILINDRO NEUMÁTICO.

Un cilindro neumático transforma la energía del aire comprimido en trabajo mecánico, y consta de una carrera de avance y una carrera de retroceso lineal del vástago, es decir un movimiento de vaivén. Se utilizan ampliamente en el campo de la automatización para el desplazamiento, alimentación o elevación de materiales o elementos de las mismas máquinas [16].

Se debe tener algunas consideraciones al momento de elegir el cilindro adecuado para la aplicación a realizar, algunas de ellas son:

- La fuerza necesaria a ser aplicada.
- El principio de operación (simple/doble efecto).
- La longitud del desplazamiento.
- El diámetro del émbolo.
- La velocidad del movimiento.
- Consumo de aire (compresor y acumulador).
- Tipo de vástago para acoplado mecánicamente.
- Temperaturas de trabajo.

4.2.1 Tipos de cilindros.

Para este caso únicamente se analizará el de simple y de doble efecto, los mismos son los que podrían adaptarse a las necesidades de la máquina.

4.2.1.1 Cilindro de simple efecto.

Estos cilindros tienen una sola conexión de aire comprimido. No pueden realizar trabajos más que en un sentido. Se necesita aire sólo para un movimiento de traslación. El vástago retorna por el efecto de un muelle incorporado o de una fuerza externa. Se utilizan principalmente para sujetar, expulsar, apretar, levantar, etc. [16].

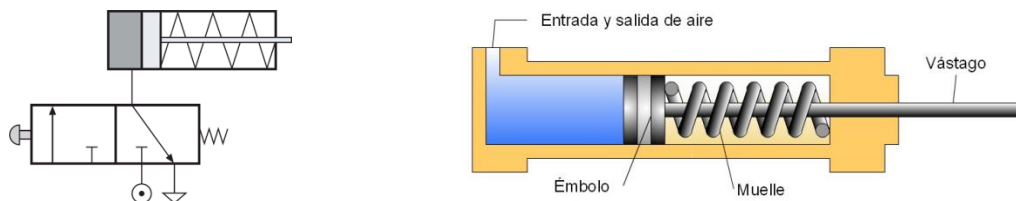


Figura 17. Cilindro neumático de simple efecto.

4.2.1.2 Cilindro de doble efecto.

Estos cilindros realizan trabajo en los dos sentidos ya que cuentan con dos entradas de aire a presión y dos válvulas de escape posicionadas en los dos extremos del cilindro. Se dispone de una fuerza útil en ambas direcciones [16].

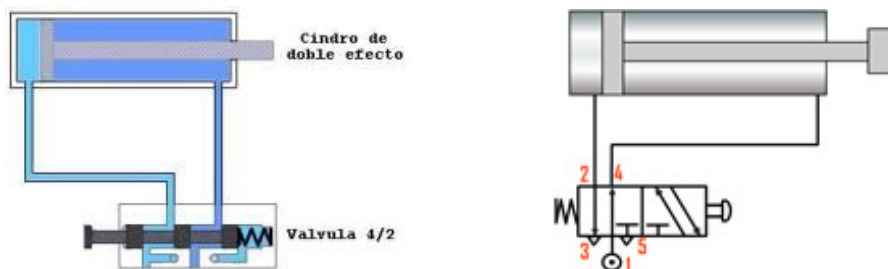


Figura 18. Cilindro neumático de doble efecto.

En el cilindro de simple efecto, la presión del aire servirá para comprimir la esponja pero no se garantiza que el empuje de la misma consiga retornar al vástago a su posición inicial, entonces se podría incorporar un muelle para su retorno, pero si se requiere trabajar a una frecuencia constante y

precisa en el vaivén del vástago, interesa la presencia de un cilindro de doble efecto con la inclusión de una electroválvula. A continuación se representa un bosquejo del mecanismo que fatiga la esponja a un esfuerzo de compresión dinámica:

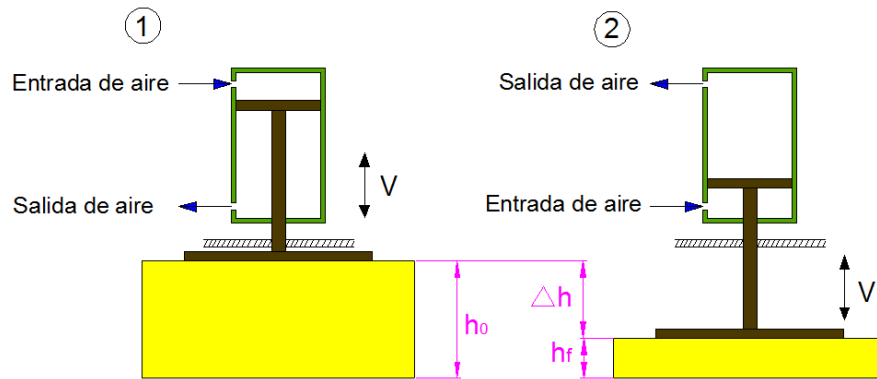


Figura 19. Cilindro neumático de doble efecto comprimiendo la esponja.

4.2.1.2.1 Ventajas del cilindro de doble efecto

- Facilidad de mantenimiento.
- No necesita gran espacio físico.
- El sistema de tuberías de una instalación neumática es simple.
- No existen tuberías de retorno para el aire de escape, ya que éste se hace directamente a la atmósfera.
- Las fugas en las tuberías neumáticas causan un gasto importante de aire, pero la máquina sigue trabajando y aunque debe resolverse, no tiene por qué parar el funcionamiento.

4.2.1.2.2 Desventajas del cilindro de doble efecto.

- Diversidad de elementos para su aplicación (compresor, tanque reservorio, filtros, válvulas, cilindro neumático, etc).
- Ruidoso.
- Costo relativamente alto de los elementos.

4.3 MECANISMO EXCÉNTRICA – BIELA.

El mecanismo biela – manivela y el de excéntrica – biela tienen el mismo fundamento y funcionan de la misma manera, pero mediante los resultados del laboratorio se observa que el indentador deberá realizar dos carreras distintas respectivamente para comprimir a cada esponja, lo cual significa que en el caso del mecanismo biela - manivela se deberá disponer de una manivela corta y otra un poco más larga para cumplir con la compresión necesaria. Otra opción podría ser contar con una biela desmontable y una sola manivela pero con dos puntos distintos de articulación, lo cual podría traer dificultades en el diseño de dicho mecanismo.

Entonces se ha optado por incluir como alternativa de diseño al mecanismo excéntrica – biela, debido a que proporciona la ventaja de tener un rango de libertad de 360° para poder ubicar las dos articulaciones necesarias para la biela desmontable.

4.3.1 Definición.

La excéntrica - biela se trata de un mecanismo capaz de transformar el movimiento circular continuo, en movimiento lineal alternativo (vaivén). También permite el proceso contrario, es decir, es un sistema reversible mediante el cual girando la excéntrica se puede hacer desplazar la biela, y viceversa [17].

4.3.2 Elementos.

- **Biela:** Es un elemento rígido y alargado que permite la unión articulada entre el eje excéntrico de la excéntrica y el pistón o émbolo. Está formada por la cabeza, la caña o cuerpo y el pie. La forma y la sección de la biela pueden ser muy variadas, pero debe poder resistir los esfuerzos de trabajo, por eso es hecha de aceros especiales o aleaciones de aluminio [17].

- **Eje excéntrico:** Es el eje con respecto al cual girará la cabeza de biela, se conecta en un punto determinado de la excéntrica [17].
- **Excéntrica:** Es una placa redonda que por medio del eje excéntrico se enlaza con la biela. Cuando el émbolo se mueve alternativamente, adelante y atrás, se consigue hacer girar la excéntrica. Y al revés, cuando gira la excéntrica, se consigue mover alternativamente adelante y atrás el émbolo [17]. Para más detalles obsérvese la siguiente *Figura 17*:

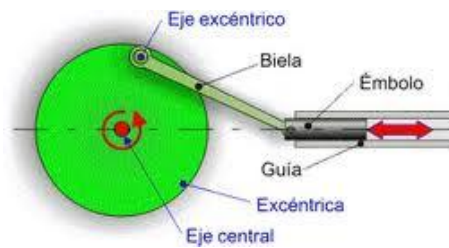


Figura 20. Elementos del mecanismo biela-manivela.

A continuación se representa un bosquejo del mecanismo que fatiga la esponja a un esfuerzo de compresión dinámica:

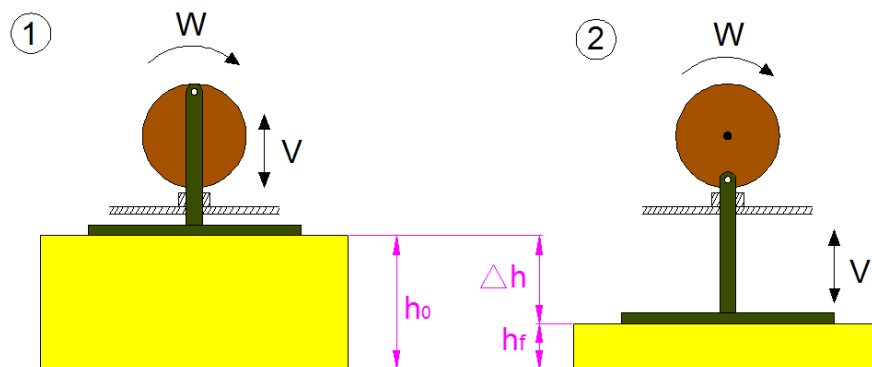


Figura 21. Mecanismo biela-manivela comprimiendo la esponja.

4.3.3 Ventajas

- Fácil aplicación.
- Alta resistencia

- No requiere automatizar, basta con establecer el torque necesario, la velocidad de giro del motor y la inclusión de un dispositivo de tiempo que apague el funcionamiento de la máquina.
- No es ruidoso.
- Puede funcionar para varias velocidades.
- Fácil mantenimiento.

4.3.4 Desventajas

- Requiere de algunos elementos, como el motor eléctrico, un reductor de velocidad y por lo menos un sistema de transmisión por banda.
- Espacio físico relativamente grande.
- Limitación del desplazamiento del identador, es decir que su carrera dependerá únicamente de los dos puntos fijos de articulación (uno para la esponja de 5 *cm* y otro para la de 10 *cm* de espesor) de la biela con la excéntrica.

4.4 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA MÁS ADECUADA.

Al realizar el respectivo análisis de las tres opciones de mecanismos que se podrían aplicar en la máquina, las que se consideran con mayor grado de viabilidad son la del cilindro neumático y el de excéntrica – biela. En el cilindro neumático es indispensable la presencia de un compresor, un acumulador de aire y todos los accesorios elementales de un sistema neumático, para lo cual se requiere una inversión considerable al tomar en cuenta que una de las prioridades es abaratar costos. En el caso del mecanismo excéntrica - biela si bien es cierto se requiere principalmente de un motor eléctrico y un reductor de velocidades, su costo va a ser menor en comparación al sistema neumático, lo cual significa un ahorro económico para la empresa. En tal virtud el mecanismo excéntrica - biela será el que se aplicará en este proyecto.

CAPÍTULO V

5 DISEÑO.

5.1 CALCULO DEL TORQUE REQUERIDO.

A continuación se representa respectivamente, un bosquejo del mecanismo excéntrica – biela que se tendrá en el equipo de ensayo, también se presenta el sistema de cargas actuante y la carrera del indentador representada por sus dos puntos muertos.

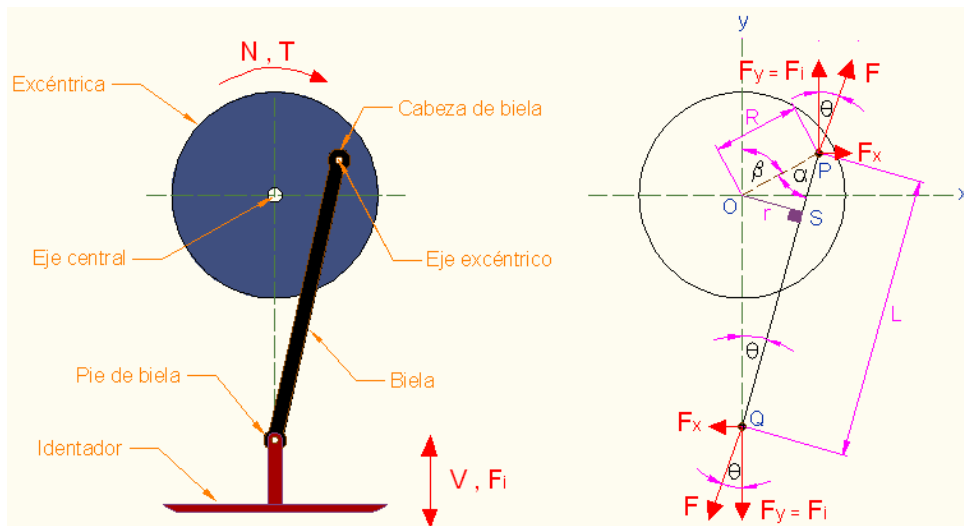


Figura 22. Partes del mecanismo Excéntrica – Biela, y el sistema de cargas respectivamente.

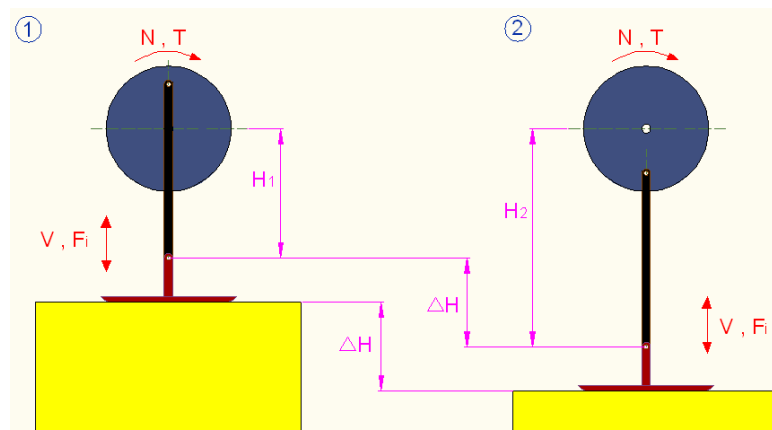


Figura 23. Carrera del indentador (puntos muertos 1 y 2) con el mecanismo Excéntrica – Biela.

En donde:

F = Fuerza que se transmite axialmente en la biela.

F_x = Componente horizontal de F .

F_y = Componente vertical de F .

ΔH = Perdida de altura o deformación de la esponja.

N = Velocidad angular en el eje central de la excéntrica.

T = Torque en el eje central de la excéntrica.

El valor de ΔH requerido se da entre los puntos muertos 1 y 2 del mecanismo (*Figura 24*), es decir cuando el ángulo β tenga un valor de 0° y 180° respectivamente con respecto al eje positivo y ; ahora es necesario determinar entre este rango, en que valor de ΔH se va a producir el torque máximo.

El análisis empieza en el punto Q , ya que aquí se encuentra la fuerza de reacción F_r a vencer, no se debe olvidar que anteriormente se llegó a que $F_i = F_r$ (*Ec. 3.2*). Analizando el sistema de cargas (*Figura 23*) resulta que F_y es la fuerza con la cual el indentador va a comprimir la esponja, es por eso que se la denota como $F_y = F_i$, entonces F en función de F_i es:

$$F = \frac{F_i}{\cos \theta} \quad \text{Ec.5.1}$$

Mediante la definición de torque o momento, se tiene:

$$T = F \cdot r \quad \text{Ec.5.2}$$

En el ΔOPS (*Figura 22*) se tiene:

$$r = R \cdot \text{sen } \alpha \quad \text{Ec.5.3}$$

En el ΔOPQ (*Figura 22*) se tiene:

$$\frac{\text{sen}(180^\circ - \beta)}{L} = \frac{\text{sen } \theta}{R}$$

$$\theta = \text{sen}^{-1} \left(\frac{R}{L} \text{sen } \beta \right) \quad \text{Ec.5.4}$$

En el $\triangle OPQ$ (Figura 22) se tiene:

$$(180^\circ - \beta) + \alpha + \theta = 180^\circ$$

$$\alpha = \beta - \theta \quad \text{Ec.5.5}$$

Reemplazando Ec. 5.4 en Ec. 5.5, se tiene:

$$\alpha = \beta - \text{sen}^{-1} \left(\frac{R}{L} \text{sen } \beta \right) \quad \text{Ec.5.6}$$

Reemplazando Ec. 5.1 y Ec. 5.3 en Ec. 5.2, se tiene:

$$T = \frac{F_i}{\cos \theta} R \cdot \text{sen } \alpha \quad \text{Ec.5.7}$$

Reemplazando Ec. 5.4 y Ec. 5.6 en Ec. 5.7, se tiene:

$$T = \frac{F_i}{\cos \left[\text{sen}^{-1} \left(\frac{R}{L} \text{sen } \beta \right) \right]} R \cdot \text{sen} \left[\beta - \text{sen}^{-1} \left(\frac{R}{L} \text{sen } \beta \right) \right] \quad \text{Ec.5.8}$$

El valor de de ΔH viene dado por:

$$\Delta H = H_2 - H_1 \quad \text{Ec.5.9}$$

De la Figura 24 se tiene:

$$H_1 = L - R \quad \text{Ec.5.10}$$

En el $\triangle OPQ$ (Figura 22) mediante la ley de cosenos se tiene:

$$H_2 = \sqrt{R^2 + L^2 - 2 \cdot R \cdot L \cdot \cos \alpha} \quad \text{Ec.5.11}$$

Reemplazando Ec. 5.6 en Ec. 5.11, se tiene:

$$H_2 = \sqrt{R^2 + L^2 - 2 \cdot R \cdot L \cdot \cos \left[\beta - \text{sen}^{-1} \left(\frac{R}{L} \text{sen } \beta \right) \right]} \quad \text{Ec.5.12}$$

Reemplazando Ec. 5.10 y Ec. 5.12 en Ec. 5.9, se tiene:

$$\Delta H = \sqrt{R^2 + L^2 - 2 \cdot R \cdot L \cdot \cos \left[\beta - \text{sen}^{-1} \left(\frac{R}{L} \text{sen } \beta \right) \right]} - (L - R) \quad \text{Ec.5.13}$$

R es la mitad de la carrera que debe realizar el indentador hasta comprimir la esponja con $F_i = 750 \pm 20 \text{ N}$, entonces con los resultados obtenidos en la *Tabla 2* y *Tabla 3*, el valor de R para la esponja de 5 y 10 cm de espesor respectivamente es: $R = 16 \text{ mm}$ y $R = 31 \text{ mm}$.

El valor de L real de la biela, se lo determinara en función de las dimensiones de todos los elementos del equipo, pero dicho valor no va a alterar significativamente a T , entonces provisionalmente se va a asumir que: $L = 30 \text{ cm}$.

En resumen R y L son constantes, F_i es variable y sus valores fueron obtenidos en el laboratorio, β también es variable y sus valores serán dados en un rango de 5° . La mecánica de cálculo se lo realizará de la siguiente manera:

- Dar un valor al ángulo β .
- Mediante la Ec. 5.13 calcular el valor de ΔH .
- Con ΔH calculado, mediante la *Figura 20* y *Figura 21*, determinar la fuerza de indentación F_i en ese punto.

- Con F_i obtenido, reemplazar todos los datos necesarios en la Ec. 5.8 y calcular el valor del torque.

Mediante la hoja de cálculo Excel, para la esponja de 5 cm de espesor, se obtuvieron los siguientes valores de T :

TABLA 4. Valores de torque en la compresión de la esponja de 5 cm.

R (cm)	L (cm)	H1 (cm)	β (°)	H2 (cm)	ΔH (cm)	ΔH (mm)	F_i (N)	T (N*m)
1,6	30	28,4	5	28,40	0,00	0,05	2,40	0,00
1,6	30	28,4	10	28,42	0,02	0,23	9,57	0,02
1,6	30	28,4	15	28,45	0,05	0,51	21,50	0,08
1,6	30	28,4	20	28,49	0,09	0,91	38,10	0,19
1,6	30	28,4	25	28,54	0,14	1,42	91,52	0,58
1,6	30	28,4	30	28,60	0,20	2,03	156,15	1,19
1,6	30	28,4	35	28,67	0,27	2,75	214,17	1,87
1,6	30	28,4	40	28,75	0,35	3,56	272,78	2,69
1,6	30	28,4	45	28,84	0,44	4,47	291,63	3,17
1,6	30	28,4	50	28,94	0,54	5,46	311,13	3,68
1,6	30	28,4	55	29,05	0,65	6,53	321,76	4,08
1,6	30	28,4	60	29,16	0,76	7,67	331,53	4,47
1,6	30	28,4	65	29,28	0,88	8,88	341,94	4,84
1,6	30	28,4	70	29,41	1,01	10,15	352,87	5,20
1,6	30	28,4	75	29,54	1,14	11,46	361,89	5,51
1,6	30	28,4	80	29,68	1,28	12,80	371,18	5,79
1,6	30	28,4	85	29,81	1,41	14,18	380,73	6,04
1,6	30	28,4	90	29,95	1,55	15,57	390,48	6,24
1,6	30	28,4	95	30,09	1,69	16,97	405,77	6,49
1,6	30	28,4	100	30,23	1,83	18,36	422,35	6,71
1,6	30	28,4	105	30,37	1,97	19,74	438,74	6,87
1,6	30	28,4	110	30,50	2,10	21,09	454,80	6,96
1,6	30	28,4	115	30,64	2,24	22,41	470,48	6,97
1,6	30	28,4	120	30,76	2,36	23,67	483,76	6,88
1,6	30	28,4	125	30,88	2,48	24,89	496,46	6,70
1,6	30	28,4	130	31,00	2,60	26,03	508,53	6,44
1,6	30	28,4	135	31,11	2,71	27,10	549,03	6,44
1,6	30	28,4	140	31,20	2,80	28,08	572,74	6,13
1,6	30	28,4	145	31,29	2,89	28,96	596,19	5,71
1,6	30	28,4	150	31,37	2,97	29,74	621,71	5,20
1,6	30	28,4	155	31,44	3,04	30,42	667,12	4,72

1,6	30	28,4	160	31,49	3,09	30,98	683,54	3,92
1,6	30	28,4	165	31,54	3,14	31,42	696,40	3,03
1,6	30	28,4	170	31,57	3,17	31,74	705,85	2,06
1,6	30	28,4	175	31,59	3,19	31,93	741,86	1,08
1,6	30	28,4	180	31,6	3,2	32	747,40	1,46E-15

Mediante la hoja de cálculo Excel, para la esponja de 10 *cm* de espesor, se obtuvieron los siguientes valores de *T*:

TABLA 5. Valores de torque en la compresión de la esponja de 10 *cm*.

R (cm)	L (cm)	H1 (cm)	β (°)	H2 (cm)	ΔH (cm)	ΔH (mm)	Fi (N)	T (N*m)
3,1	30	26,9	5	26,910	0,01	0,10	4,43	0,01
3,1	30	26,9	10	26,94	0,04	0,42	17,71	0,08
3,1	30	26,9	15	26,99	0,09	0,94	40,46	0,29
3,1	30	26,9	20	27,06	0,16	1,68	98,64	0,94
3,1	30	26,9	25	27,16	0,26	2,61	150,02	1,78
3,1	30	26,9	30	27,27	0,37	3,75	199,00	2,80
3,1	30	26,9	35	27,40	0,50	5,07	245,90	4,00
3,1	30	26,9	40	27,55	0,65	6,59	272,23	4,99
3,1	30	26,9	45	27,72	0,82	8,27	289,02	5,87
3,1	30	26,9	50	27,91	1,01	10,13	306,46	6,79
3,1	30	26,9	55	28,11	1,21	12,14	323,26	7,72
3,1	30	26,9	60	28,32	1,42	14,29	339,93	8,65
3,1	30	26,9	65	28,55	1,65	16,58	361,50	9,71
3,1	30	26,9	70	28,79	1,89	18,97	393,67	11,06
3,1	30	26,9	75	29,04	2,14	21,47	412,07	12,00
3,1	30	26,9	80	29,30	2,40	24,05	431,49	12,93
3,1	30	26,9	85	29,57	2,67	26,70	444,11	13,59
3,1	30	26,9	90	29,83	2,93	29,39	457,22	14,17
3,1	30	26,9	95	30,11	3,21	32,10	470,65	14,66
3,1	30	26,9	100	30,38	3,48	34,82	501,44	15,58
3,1	30	26,9	105	30,65	3,75	37,52	518,78	15,95
3,1	30	26,9	110	30,91	4,01	40,18	530,90	16,01
3,1	30	26,9	115	31,17	4,27	42,78	542,89	15,92
3,1	30	26,9	120	31,42	4,52	45,29	565,83	15,97
3,1	30	26,9	125	31,67	4,77	47,70	594,77	16,00
3,1	30	26,9	130	31,89	4,99	49,98	612,23	15,50
3,1	30	26,9	135	32,11	5,21	52,11	629,68	14,81
3,1	30	26,9	140	32,30	5,40	54,08	659,05	14,17

3,1	30	26,9	145	32,48	5,58	55,86	695,23	13,41
3,1	30	26,9	150	32,64	5,74	57,44	714,76	12,07
3,1	30	26,9	155	32,78	5,88	58,80	725,57	10,39
3,1	30	26,9	160	32,89	5,99	59,94	734,60	8,54
3,1	30	26,9	165	32,98	6,08	60,83	741,73	6,54
3,1	30	26,9	170	33,04	6,14	61,48	749,17	4,44
3,1	30	26,9	175	33,08	6,18	61,86	756,77	2,25
3,1	30	26,9	180	33,1	6,2	62	759,31	2,88E-15

Observando las tablas, los valores máximos de torque para las esponjas de 5 y 10 cm de espesor respectivamente son:

$$T = 6,97 N \cdot m \approx 7 N \cdot m$$

$$T = 16,01 N \cdot m \approx 16 N \cdot m$$

En donde el torque que servirá para determinar la potencia requerida, es $T = 16 N \cdot m$, que corresponde al de la esponja de 10 cm de espesor.

5.2 CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA.

Para el cálculo de la potencia requerida se hará uso de la ecuación de la potencia mecánica tal como se muestra a continuación:

$$P = T \cdot N \tag{Ec.5.14}$$

En donde:

$P =$ Potencia requerida.

$T =$ Torque.

$N =$ Velocidad angular.

Antes de calcular la potencia, es necesario determinar la velocidad angular de la excéntrica, por tal motivo se recurre a la norma ASTM D 3574 – 05 TEST I3, la misma dice que el ensayo de fatiga

se lo puede realizar mediante tres procedimientos, de los cuales en conformidad con el gerente de la empresa CEPOLFI INDUSTRIAL C.A., se decide realizarlo mediante el procedimiento A, el mismo manifiesta que se empleará 8000 ciclos en aproximadamente 2 h. La norma proporciona un dato redondeado para este procedimiento, el cual es:

$$N = (70 \pm 5) \text{rpm} = (7,33 \pm 0,52) \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Reemplazando valores en la Ec. 5.15, la potencia requerida por el mecanismo es la siguiente:

$$P = 16 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 7,33 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 117,28 \frac{\text{J}}{\text{s}} \approx 0,16 \text{hp}$$

5.3 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.

Debido a las necesidades de torque y velocidad del mecanismo, es imprescindible seleccionar un sistema de transmisión que satisfaga dichas necesidades, esto es la selección de ciertos elementos que se detallan a continuación.

5.3.1 Selección del motor eléctrico.

En vista de las pérdidas mecánicas que se producirán por la fricción en el equipo, se debe seleccionar un motor que ofrezca una potencia mayor a la requerida, entonces se selecciona un motor con las siguientes características:

$$P_m = 0,25 \text{hp}$$

$$N_m = 1730 \text{rpm}$$

$$V = 110/220 \text{V}$$

$$f = 60 \text{Hz}$$



Figura 24. Motor eléctrico.

5.3.2 Selección del reductor de velocidades.

Si la velocidad requerida por el mecanismo es $N = 70rpm$, y la que proporciona el motor es $N_m = 1730rpm$, se tiene una relación de transmisión aproximada de 1:25, entonces si se utiliza un par de poleas para una transmisión por banda, el diámetro de una de ellas tendría que ser 25 veces mayor que la otra, este hecho resultaría muy desproporcional y se requeriría mucho espacio, por lo cual es necesario recurrir a un reductor de velocidades.

Al realizar un seguimiento en el mercado se encuentra un reductor de sin fin – corona, que debido a sus dimensiones se ajusta a las necesidades y en el cual se tiene una relación de transmisión de 1:50. En este reductor, las poleas para banda trapezoidal en el sin fin y en la corona, ya vienen incorporadas.



Figura 25. Reductor de velocidades sin fin - corona.

5.3.3 Selección de las poleas.

Al utilizar el reductor, necesariamente se deberá anexar al sistema dos transmisiones de banda abierta, la una entre el motor y el reductor, y la otra entre el reductor y el eje central de la excéntrica. En el reductor, al ya tener incorporada su respectiva polea tanto el sinfín como en el eje de la corona, únicamente hace falta incorporar la polea en el eje del motor y la polea en el eje central de la excéntrica. A continuación se representa un diagrama de la secuencia en la que se transmitirá de polea a polea, la velocidad angular y el torque.

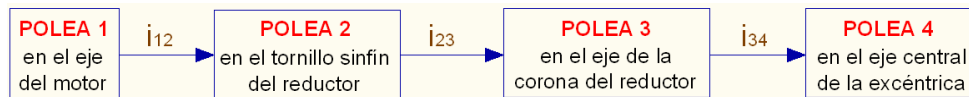


Figura 26. Diagrama secuencial de la transmisión.

En donde:

i_{12} = Relación de transmisión entre las poleas 1 y 2

i_{23} = Relación de transmisión entre las poleas 2 y 3

i_{34} = Relación de transmisión entre las poleas 3 y 4

A partir de este momento el torque (T), la velocidad (N), o cualquier otro ítem, se los denominará con un subíndice que dependerá del número de polea a cuál pertenezca.

Los diámetros en las poleas 2 y 3 vienen dados respectivamente por $D_2 = 6in = 152,4mm$ y $D_3 = 3in = 76,2mm$. Mediante la hoja de cálculo Excel, se fueron combinando distintos valores en donde se determinó que la transmisión cumplirá con los requerimientos, siempre y cuando las poleas 1 y 4 tengan respectivamente los diámetros $D_1 = 10in = 254mm$ y $D_4 = 2,5in = 63,5mm$. Con todos los valores definidos, las relaciones de transmisión son:

$$i_{12} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{10 \text{ in}}{6 \text{ in}} = 1,66$$

$$i_{23} = 50 \text{ (Definido en el reductor)}$$

$$i_{34} = \frac{D_3}{D_4} = \frac{3 \text{ in}}{2,5 \text{ in}} = 1,2$$

5.3.4 Torque máximo que se puede alcanzar y velocidad en el eje central de la excéntrica.

A continuación se presenta el cálculo secuencial en donde se obtiene la velocidad angular y el torque máximo que podrá entregar la transmisión a la polea 4 y por ende al eje central de la excéntrica.

- Cálculo del torque máximo (T'_1) que se puede alcanzar en la polea 1.

Con los valores P_m y N_m del motor, y mediante la Ec. 5.11 se tiene:

$$P_m = T'_1 \cdot N_m$$

$$T'_1 = \frac{P_m}{N_m} = 1,03 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- Cálculo de la velocidad (N_2) y el torque máximo (T'_2) que se puede alcanzar en la polea 2.

Mediante la relación de transmisión en función de los torques y velocidades respectivamente, se tiene:

$$T'_2 = \frac{T'_1}{i_{12}} = 0,61 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$N_2 = i_{12} \cdot N_m = 288334 \text{ rpm} = 301,94 \frac{1}{s}$$

- Cálculo de la velocidad (N_3) y el torque máximo (T'_3) que se puede alcanzar en la polea 3.

Mediante la relación de transmisión en función de los torques y velocidades respectivamente, se tiene:

$$T'_3 = i_{23} \cdot T'_2 = 30,87 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$N_3 = \frac{N_2}{i_{23}} = 57,66 \text{ rpm} = 6,04 \frac{1}{s}$$

- Cálculo de la velocidad (N_4) y el torque máximo (T'_4) que se puede alcanzar en la polea 4.

Mediante la relación de transmisión en función de los torques y velocidades respectivamente, se tiene:

$$T'_4 = \frac{T'_3}{i_{34}} = 25,72 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$N_4 = i_{34} \cdot N_3 = 69,2 \text{ rpm} = 7,24 \frac{1}{s}$$

Con los valores de T y N requeridos, se tiene que:

$$\begin{aligned} T'_4 > T & & N_4 \approx N \\ 25,72 \text{ N} \cdot \text{m} > 16 \text{ N} \cdot \text{m} & & 69,2 \text{ rpm} \approx (70 \pm 5) \text{ rpm} \end{aligned}$$

El torque máximo que se requiere en la polea 4 es $T_4 = T = 16 \text{ N} \cdot \text{m}$, y al ser menor que el torque máximo que se puede alcanzar en la misma polea ($T'_4 = 25,72 \text{ N} \cdot \text{m}$), en consecuencia la transmisión si cumple con los requerimientos del mecanismo.

No se debe olvidar que por medio de la Ec. 5.8, T_4 está directamente en función de F_i , entonces mediante la *Tabla 5* que es el caso más crítico, se determina que T_4 fluctuará entre:

$$T_{4\text{máx}} = 16 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{y} \quad T_{4\text{mín}} = 0$$

En donde:

$$T_{4\text{máx}} = \text{Torque máximo en la polea 4}$$

$$T_{4\text{mín}} = \text{Torque mínimo en la polea 4}$$

5.4 PARTES CONSTITUTIVAS DEL EQUIPO.

Anteriormente al elegir el mecanismo principal con el cual funcionará el equipo, ya iban surgiendo diversas ideas de todos los posibles elementos de máquina y diversos tipos de estructuras y mecanismos que complementarían al equipo de ensayo, a continuación una vez seleccionados, se presenta cada uno de ellos.

5.4.1 Estructura externa (EE).

La estructura externa básicamente sirve de soporte a los demás elementos del equipo, para más detalles obsérvese la figura:

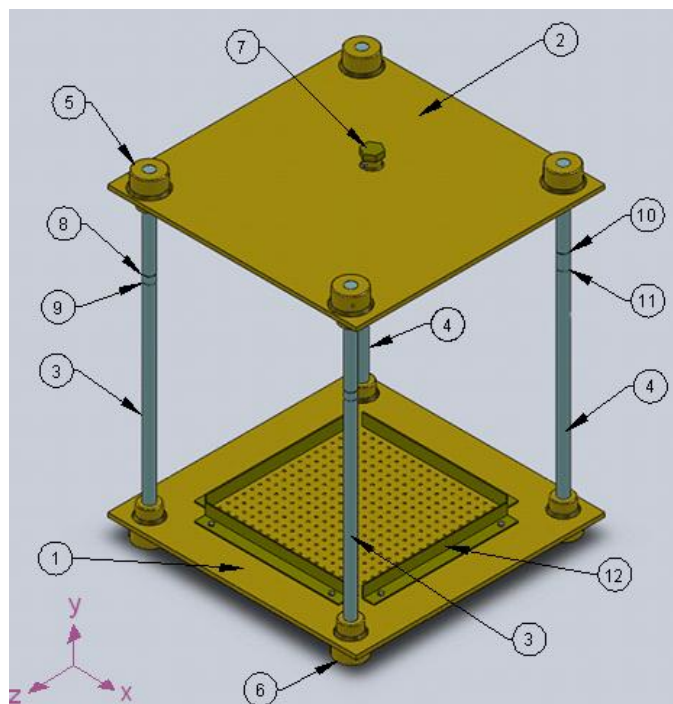


Figura 27.Estructura externa (vista isométrica)

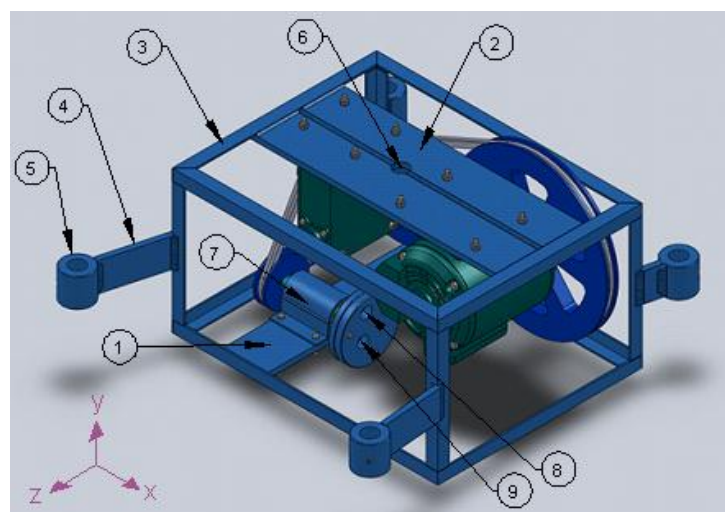
A continuación se detalla cada elemento (algunos previamente maquinados) según su respectivo numeral.

TABLA 6. Elementos que constituyen la estructura externa.

Numeral	Denominación	Material	Descripción
1	Placa 1	ASTM A36	Plancha (620 x 620 x 10) mm
2	Placa 2	ASTM A36	Plancha (620 x 620 x 10) mm
3	Columna 1	SAE 1018	Eje de transmisión 1 in
4	Columna 2	SAE 1018	Eje de transmisión 1 in
5	Acople 1	SAE 1018	Barra de acero perforada M 70 x 25
6	Acople 2	SAE 1018	Barra de acero perforada M 70 x 25
7	Tornillo de potencia	SAE G2	Tornillo M 25 x 160
8	Ranura superior 1		
9	Ranura inferior 1		
10	Ranura superior 2		
11	Ranura inferior 2		
12	Perfil 1	ASTM A36	Perfil L (30 x 3) mm

5.4.2 Estructura fija (EF).

En la estructura fija se va a alojar el sistema de transmisión, y se la denomina de esta manera porque cuando el equipo esté en funcionamiento, ésta permanecerá fija y únicamente se la tendrá que subir o bajar, sólo cuando se requiera cambiar a una esponja de distinto espesor. Para este caso se tendrá únicamente dos opciones, las esponjas de 5 o 10 *cm* de espesor.

**Figura 28.** Estructura fija (vista isométrica).

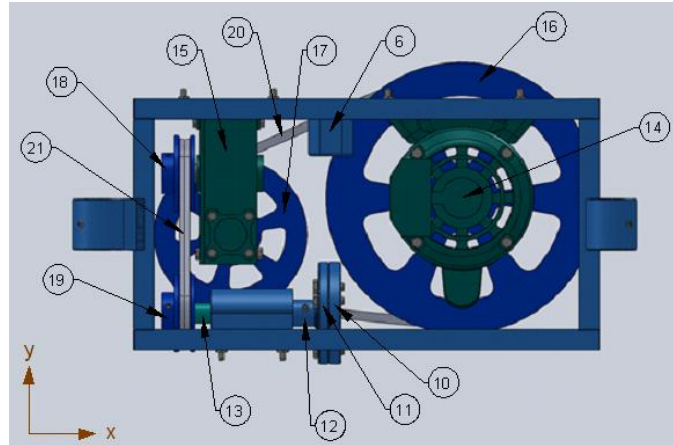


Figura 29. Estructura fija (vista delantera).

A continuación se detalla cada elemento (algunos previamente maquinados) según su respectivo numeral.

TABLA7. Elementos que constituyen la estructura fija.

Numeral	Denominación	Material	Descripción
1	Platina 1	ASTM A36	Platina (3 x 3/8) in
2	Platina 2	ASTM A36	Platina (3 x 3/8) in
3	Armazón	ASTM A36	Perfil L (20 x 3) mm
4	Platina 3	ASTM A36	Platina (2 x 3/8) in
5	Seguidor	SAE 1018	Barra de acero perforada M 50 x 25
6	Tuerca del tornillo de	SAE G2	Tuerca M25
7	Buje	SAE 1018	Barra de acero perforada M 48 x 40
8	Agujero 1		
9	Agujero 2		
10	Excéntrica	ASTM A36	Plancha (Ø=10cm , e=9mm)
11	Placa circular	ASTM A36	Plancha (Ø=10cm , e=9mm)
12	Acople 3	SAE 1018	Barra de acero perforada M 25 x 20
13	Eje central de la excéntrica		Eje de transmisión 1 in
14	Motor eléctrico		Motor eléctrico Monofásico 1/4 HP
15	Reductor Sinfín - Corona		
16	Polea 1	Aluminio	Polea 10 in
17	Polea 2	Aluminio	Polea 6 in
18	Polea 3	Aluminio	Polea 3 in
19	Polea 4	Aluminio	Polea 2,5 in

20	Banda 1	Cauchotada	Z 45
21	Banda 2	Cauchotada	Z 23

5.4.3 Estructura móvil (EM).

La estructura móvil es la encargada de estabilizar y permitir que el identador se desplace verticalmente. Se la denomina de esta manera porque cuando el equipo esté en funcionamiento, esta tendrá un movimiento vertical alternativo a una determinada frecuencia. A continuación se presentan los elementos que la constituyen.

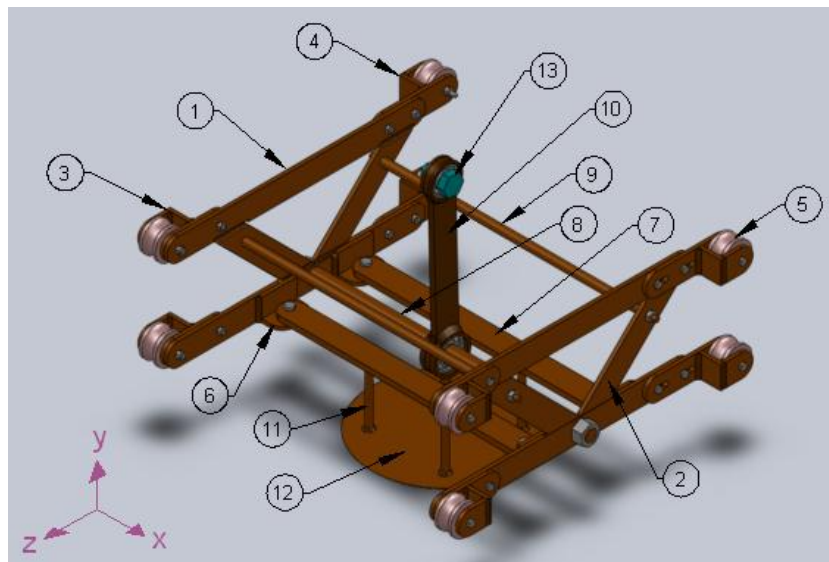


Figura 30. Estructura móvil (vista isométrica).

A continuación se detalla cada elemento (algunos previamente maquinados) según su respectivo numeral.

TABLA 8. Elementos que constituyen la estructura móvil.

Numeral	Denominación	Material	Descripción
1	Marco 1	ASTM A36	Platina (1,5 x 0,25) in
2	Marco 2	ASTM A36	Platina (1,5 x 0,25) in
3	Horquilla porta rueda 1	ASTM A36	Platina (1,5 x 0,25) in

4	Horquilla porta rueda 2	ASTM A36	Platina (1,5 x 0,25) in
5	Rueda	Nylon	Barra de nylon 50mm 6PLA
6	Perfil 2	ASTM A36	Perfil L (38 x 6) mm
7	Platina 4	ASTM A36	Platina (1,5 x 3/8) in
8	Barra 1	SAE 1018	Eje de transmisión 1 in
9	Barra 2	SAE 1018	Eje de transmisión 3/4 in
10	Biela	ASTM A36	Platina (1,5 x 3/8) in
11	Columna 3	SAE 1018	Eje de transmisión 3/4 in
12	Identador	ASTM A36	Plancha ($\varnothing=25\text{cm}$, e=4mm)
13	Eje excéntrico	SAE G2	Perno M19x38

5.4.4 Equipo de ensayo ensamblado.

Una vez conocidas todas las partes que formarán parte del equipo, a continuación se presenta el ensamble de todo el conjunto.

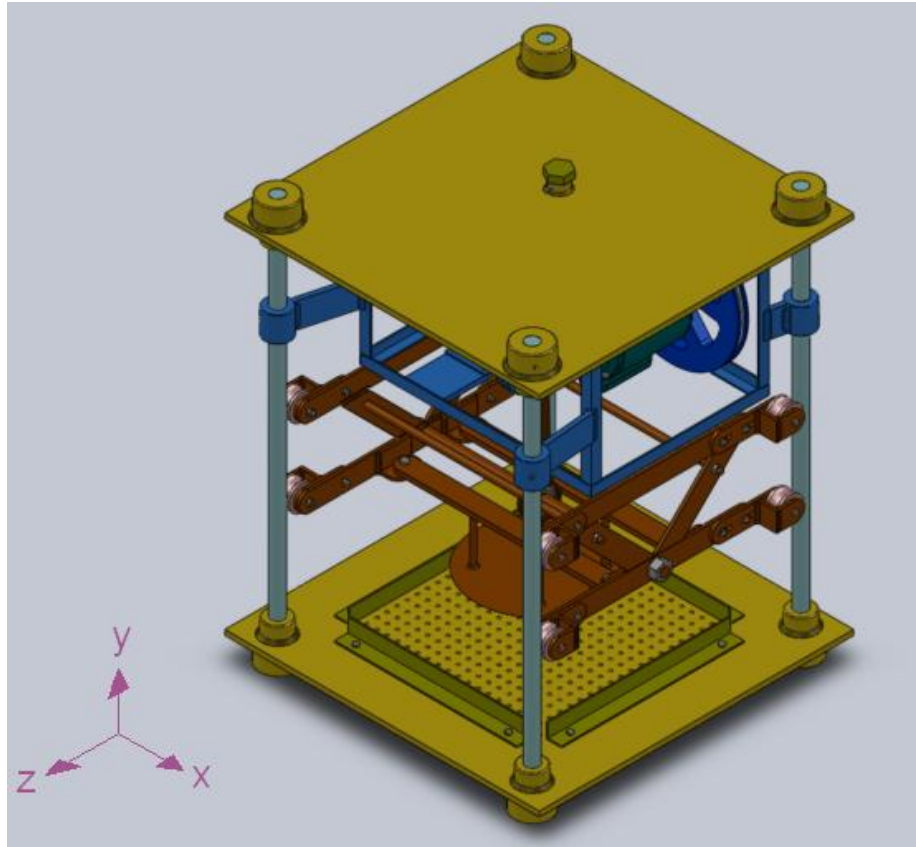


Figura 31. Equipo de ensayo ensamblado (vista isométrica).

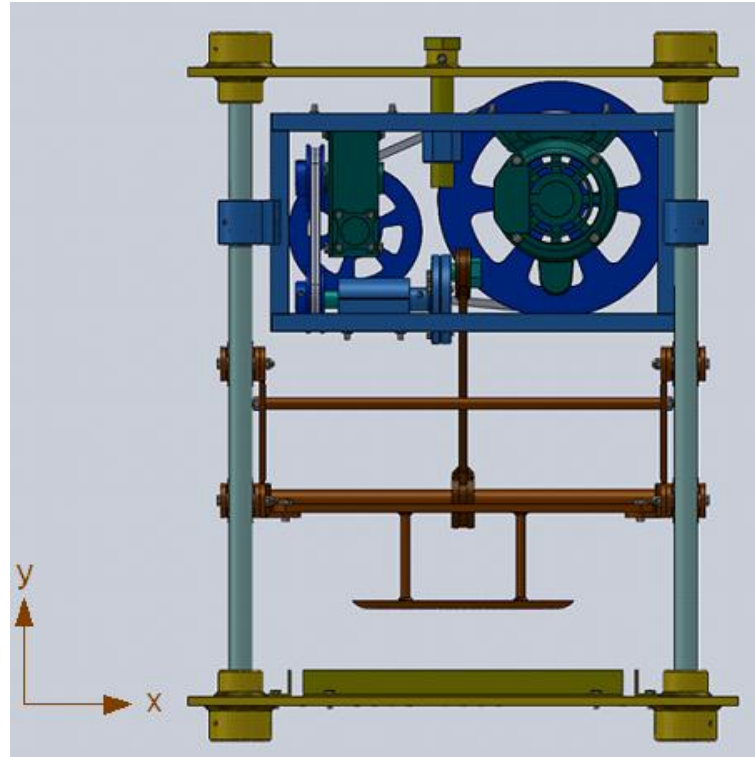


Figura 32. Equipo de ensayo ensamblado (vista frontal).

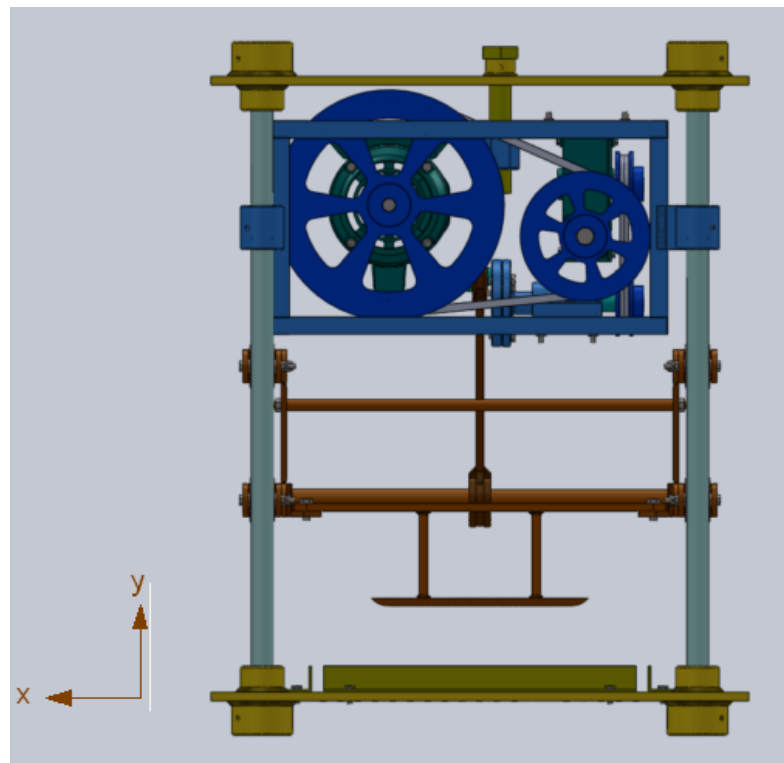


Figura 33. Equipo de ensayo ensamblado (vista posterior).

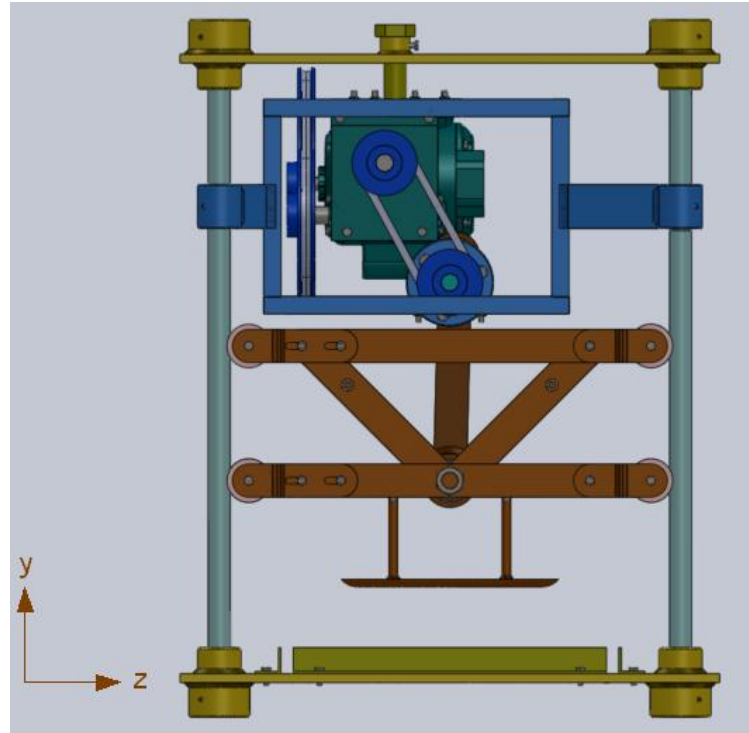


Figura 34. Equipo de ensayo ensamblado (vista lateral izquierda).

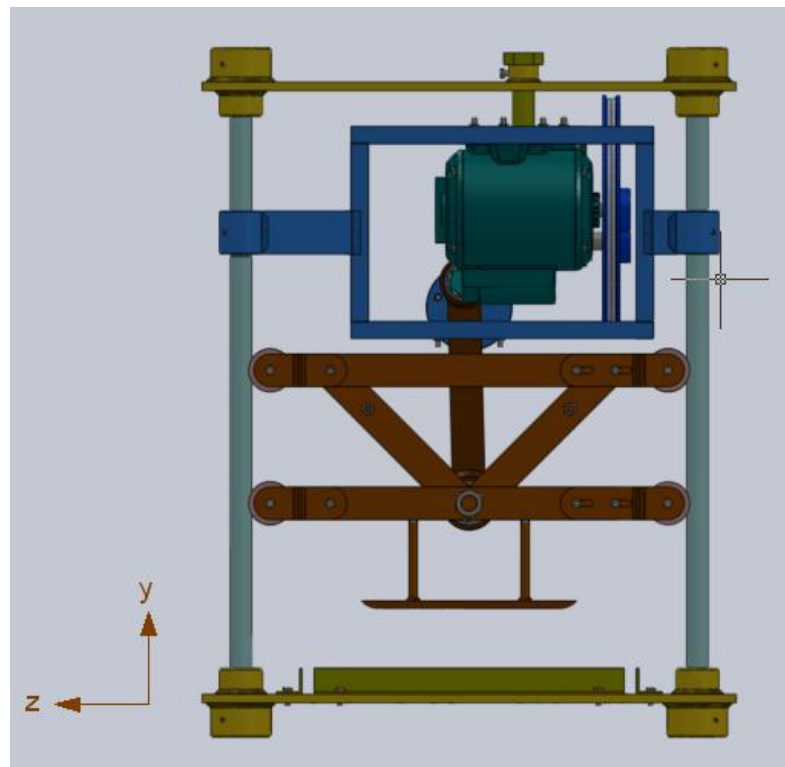


Figura 35. Equipo de ensayo ensamblado (vista lateral derecha).

5.5 SELECCIÓN DE LAS BANDAS.

Para las dos transmisiones de banda abierta básicamente se requiere las siguientes características:

- Trabajar con distancias pequeñas entre centros de los ejes.
- Reducir las cargas aplicadas a los ejes.
- Un régimen de trabajo silencioso.
- Posibilidad de trabajar a altas velocidades de rotación.
- Fuerza de rozamiento muy elevado entre caras para evitar el deslizamiento.

Realizando un análisis de los tipos de bandas, se selecciona bandas trapezoidales debido a que son las que reúnen las características requeridas [18].



Figura 36. Banda trapezoidal

A continuación se presenta los distintos tipos de secciones para una banda trapezoidal.

TABLA 9. Tipos de secciones para una banda trapezoidal [18].

SECCIÓN CONVENCIONAL (40° entre flancos)				
	Sección	a (mm)	s (mm)	lp (mm)
	Z	10	6	8.5
	A	13	8	11
	B	17	11	14
	C	22	14	19
	D	32	19	27
E	40	25	32	

En esta parte se va a presentar el proceso de selección para la banda más representativa y realizando el correspondiente análisis se determina que es la banda 1, para ello se requieren los cálculos o condiciones que se presentan en la siguiente tabla [19]:

TABLA 10. Cálculo de los parámetros necesarios para seleccionar la banda 1.

Parámetro	Ecuación y/o condición	Resultado
Potencia de diseño (P_c)	$P_c = f_1 \cdot P \quad Ec.5.15$ <p>Para un reductor de velocidades de tornillo sin fin (ANEXO A): $f_1 = 1$ $f_1 = \text{Factor de servicio de sobrecarga}$ $P = \text{Potencia requerida.}$</p>	$P_c = 0,16 \text{ hp}$
Tipo de sección (ANEXO B).		Sección: Z
Longitud de banda (L)	$L' = 2 \cdot I + 1,57(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4 \cdot I} \quad Ec.5.16$ $L' = 1109,27 \text{ mm}$ <p>$I = \text{Distancia entre centros} = 230 \text{ mm}$ $L' = \text{Distancia entre centros aproximada}$</p>	Con L' y mediante el ANEXO C se selecciona el valor más aproximado: $L = 1143 \text{ mm} \approx 45 \text{ in}$
Ángulo de contacto (ϕ)	$\phi = 180^\circ - 57^\circ \left(\frac{D_1 - D_2}{I} \right) \quad Ec.5.17$	$\phi = 154,366^\circ$
Prestación base (P_b)	Mediante el ANEXO D, para una sección Z y los valores de N_2 y D_2 .	$P_b = 2,578$
Prestaciones adicionales (P_d)	Mediante el ANEXO D, con el valor de velocidad N_2 y la relación de transmisión i_{12} .	$P_d = 0,172$
Factor de corrección 1 (C_1)	Mediante el ANEXO E y con el valor de ϕ .	$C_1 = 0,93$
Factor de corrección 2 (C_2)	Mediante el ANEXO F Para una banda de sección Z y el valor de D_2 .	$C_2 = 1$
Potencia transmitible por banda (P_a).	$P_a = (P_b + P_d) \cdot C_1 \cdot C_2 \quad Ec.5.18$	$P_a = 2,55 \text{ hp}$
Número de bandas (n).	$n = \frac{P_c}{P_a} \quad Ec.5.19$	$n = 0,064 \approx 1 \text{ banda}$

Para la selección de la banda 2 se realizará el mismo procedimiento, por lo cual a continuación se presentan los datos obtenidos a manera de resumen en la siguiente tabla:

TABLA 11. Resumen de la selección de bandas

Banda	Tipo de sección	Longitud de banda	Número de bandas
Banda 1	Sección Z	$L = 45 \text{ in}$	$n = 0,064 \approx 1 \text{ banda}$
Banda 2	Sección Z	$L = 23 \text{ in}$	$n = 0,73 \approx 1 \text{ banda}$

5.6 PESOS DE LOS COMPONENTES DEL EQUIPO.

Para determinar el peso de los componentes del equipo que influirán en el diseño de ciertos elementos, se requieren los cálculos que se presentan en la siguiente tabla.

TABLA 12. Cálculo de los pesos de los componentes del equipo.

Elemento	Material	Ecuación	Resultado
Placa 2.	ASTM A36	$m = \rho \cdot V \quad \text{Ec. 5.20}$ $W_p = m \cdot g \quad \text{Ec. 5.21}$ $W_p = \text{Peso de la placa 2.}$ $m = \text{masa} \quad , \quad g = \text{gravedad} = 9,81 \frac{m}{s^2}$ $V = \text{Volumen} = 0,0038 \text{ m}^3 \quad (\text{Según su geometría})$ $\rho = \text{Densidad} = 7860 \frac{kg}{m^3} \quad , \quad [19]$	$W_p = 296,39 \text{ N}$
Armazón	ASTM A36	$W_a = 0,6 \cdot W_p \quad , \quad (\text{aproximado}) \quad \text{Ec. 5.22}$ $W_a = \text{Peso del armazón}$	$W_a = 177,83 \text{ N}$
Motor eléctrico	Varios	<p>Mediante la Ec. 5.22 se tiene: $W_m = m \cdot g$</p> $W_m = \text{Peso del motor eléctrico}$ $m = 13,6 \text{ kg} \quad (\text{datos del proveedor})$	$W_m = 133,41 \text{ N}$

Reductor sin fin - corona	Varios	Mediante la Ec. 5.22 se tiene: $W_r = m \cdot g$ $W_r = \text{Peso del reductor}$ $m = 3 \text{ kg}$ (datos del proveedor)	$W_r = 29,43 \text{ N}$
Buje (incluido el eje central de la excéntrica, placa circular, excéntrica, eje excéntrico y polea 4)	Varios	$W_b = 1,5 \cdot W_r$, (aproximado) Ec.5.23 $W_b = \text{Peso del buje}$	$W_b = 44,14 \text{ N}$
Estructura fija	Varios	$W_{ef} = W_a + W_m + W_r + W_b$ Ec.5.24 $W_{ef} = \text{Peso de la estructura fija}$	$W_{ef} = 384,83 \text{ N}$
Estructura móvil	ASTM A36	$W_{em} = W_p$, (aproximado) Ec.5.25 $W_{em} = \text{Peso de la estructura móvil.}$	$W_{em} = 296,39 \text{ N}$

5.7 CÁLCULO DE TENSIONES EN LAS BANDAS.

Se va a realizar el cálculo de tensiones en la banda más representativa, y como ya se mencionó anteriormente es la banda 1.

La banda transmitirá potencia por medio de la polea 1 que sale del motor a la polea 2 que entra al reductor, a continuación se representa un bosquejo del sistema inclinado a $9,04^\circ$ y el diagrama de fuerzas en el plano xy:

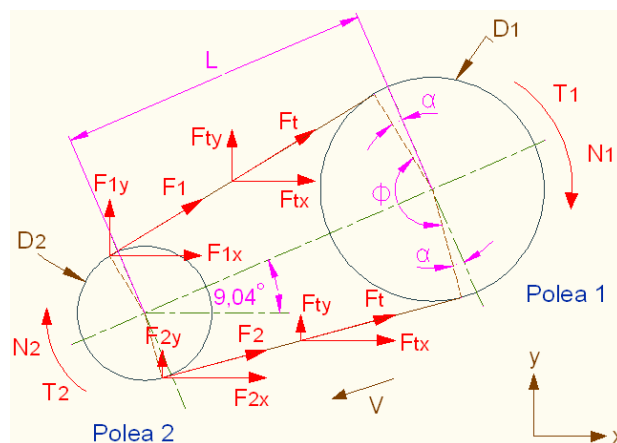


Figura 37. Diagrama de fuerzas en la banda 1 (transmisión entre la polea 1 y 2).

En donde:

$F_1 = \text{Fuerza en el lado tenso.}$

$F_2 = \text{Fuerza en el lado flojo.}$

$D = \text{Diámetro de la polea.}$

$V = \text{Velocidad de la banda.}$

$N = \text{Velocidad angular.}$

$T = \text{Torque}$

En el sistema se tiene los siguientes datos:

$$D_1 = 10 \text{ in} = 0,254 \text{ m}$$

$$D_2 = 6 \text{ in} = 0,152 \text{ m}$$

$$L = 229 \text{ mm} = 0,229 \text{ m}$$

$$N_1 = 1730 \text{ rpm} = 181,16 \frac{1}{s}$$

$$N_2 = 2883,34 \text{ rpm} = 301,94 \frac{1}{s}$$

Al tratarse de una transmisión, el torque T_2 estará en función del torque T_4 , entonces de la relación de transmisión entre las poleas 3 y 4 se tiene:

$$T_3 = i_{34} \cdot T_4 = 1,2 \cdot T_4$$

Reemplazando T_3 en la relación de transmisión i_{23} se tiene:

$$T_2 = \frac{T_3}{i_{23}} = \frac{(1,2 \cdot T_4)}{i_{23}} = 0,024 \cdot T_4$$

Para determinar las tensiones en la banda 1 se requieren los cálculos o condiciones que se presentan en la siguiente tabla [19]:

TABLA 13. Cálculo de tensiones en la banda 1.

Parámetro	Ecuación y/o condición	Resultado
Velocidad en la banda (V)	$V = N_2 \cdot r_2$ Ec.5.26 $r_2 = \text{Radio en la polea 2} = 0,76 \text{ m}$	$V = 23,01 \frac{m}{s}$
Coefficiente de rozamiento en la polea (μ)	$\mu = \frac{\mu'}{\text{sen } \beta}$ Ec.5.27 $\mu' = \text{Coeficiente de rozamiento entre polea de aluminio y banda cauchotada}$ $\mu' = 0,36$ ANEXOW	$\mu = 0,877$
Potencia que transmite la banda (P)	$P = T_2 \cdot N_2$ Ec.5.28	$P = 7,25 \frac{T_4}{s}$
$F_1 - F_2$	Ecuación de la potencia: $P = (F_1 - F_2)V$ Ec.5.29	Reemplazando P y V en la Ec. 5.29 se tiene: $F_1 - F_2 = 0,31 \frac{T_4}{m}$ Ec.5.30
Ángulo α	$\alpha = \text{sen}^{-1} \left(\frac{D_1 - D_2}{2 \cdot L} \right)$ Ec.5.31	$\alpha = 12,82^\circ$
Ángulo ϕ	$\phi = 180^\circ - 2 \cdot \alpha$ Ec.5.32	$\phi = 154,37^\circ$
	Ecuación de la fricción: $\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \phi \cdot \frac{\pi}{180^\circ}}$ Ec.5.33	Reemplazando μ y ϕ en la Ec. 5.34 se tiene: $F_1 = 10,62 \cdot F_2$ Ec.5.34
Fuerza en el lado tenso (F_1)	Resolviendo la Ec. 5.30 y Ec. 5.34.	$F_1 = 0,35 \frac{T_4}{m}$
Fuerza en el lado flojo (F_2)	Resolviendo la Ec. 5.30 y Ec. 5.34.	$F_2 = 0,033 \frac{T_4}{m}$
Tensión inicial en la banda (F_t)	$F_t = \frac{F_1 + F_2}{2}$ Ec.5.35	$F_t = 18,062 \frac{T_4}{m} = 0,19 \frac{T_{4\text{máx}}}{m} = 3,04 \text{ N}$

Realizando $\sum F_x$ y $\sum F_y$, se obtienen las resultantes que se indican a continuación:

$$F_{Tx} = 0,356 \frac{T_4}{m} + 5,86 \text{ N} \quad \text{y} \quad F_{Ty} = 0,097 \frac{T_4}{m} + 0,21 \text{ N}$$

Por las leyes del equilibrio F_{Tx} y F_y incidirán tanto en la polea 1 como en la polea 2, y dependiendo en que polea se analice a dichas fuerzas se las renombrará de la siguiente manera:

$$F_{Tx} = F_{Tx1} = F_{Tx2} \quad y \quad F_{Ty} = F_{Ty1} = F_{Ty2}$$

El diagrama resultante de fuerzas de la transmisión por banda entre el motor y el reductor, se representa tal como se muestra a continuación:

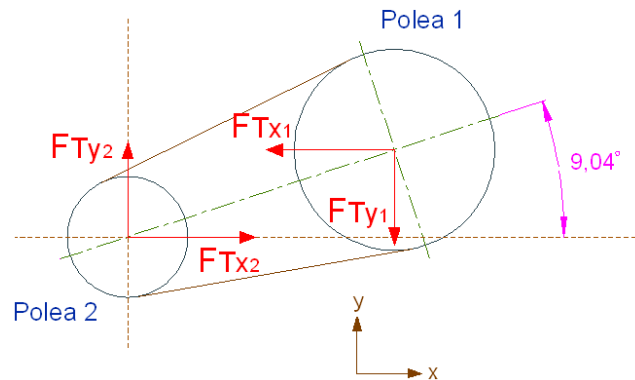


Figura 38. Diagrama resultante de fuerzas en la transmisión por banda entre la polea 1 y polea 2.

La fuerza F_{Tx} servirá principalmente para la selección de los pernos que sujetan el reductor y el motor respectivamente, en cambio la fuerza F_{Ty} si influirá en el diseño de la platina.

Para el cálculo de las tensiones y diagramas resultantes en la banda 2 se realizará el mismo procedimiento, por lo cual en la *TABLA 14* se presentan los datos obtenidos a manera de resumen.

5.8 DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL EQUIPO.

5.8.1 Diseño del tornillo de potencia.

La cabeza del tornillo de potencia que también es el collarín, está apoyada a un buje soldado a la placa superior de la máquina. La parte inferior del tornillo se sujeta mediante rosca a una tuerca soldada a la platina 2, para más detalles obsérvese la *Figura 39*.

TABLA 14. Resumen del cálculo de tensiones en las bandas.

Banda	Diagrama de tensiones	F_1	F_2	F_t	Diagrama resultante	Fuerzas resultantes
Banda 1		$F_1 = 0,35 \frac{T_4}{m}$	$F_2 = 0,033 \frac{T_4}{m}$	$F_t = 3,04 N$		$F_{Tx} = 0,356 \frac{T_4}{m} + 5,86 N$ $F_{Ty} = 0,097 \frac{T_4}{m} + 0,21 N$
Banda 2		$F_1 = 33,815 \frac{T_4}{m}$	$F_2 = 2,308 \frac{T_4}{m}$	$F_t = 288,994 N$		$F_{Tz} = 16,209 \frac{T_4}{m} + 277,334 N$ $F_{Ty} = 32,275 \frac{T_4}{m} + 506,561 N$

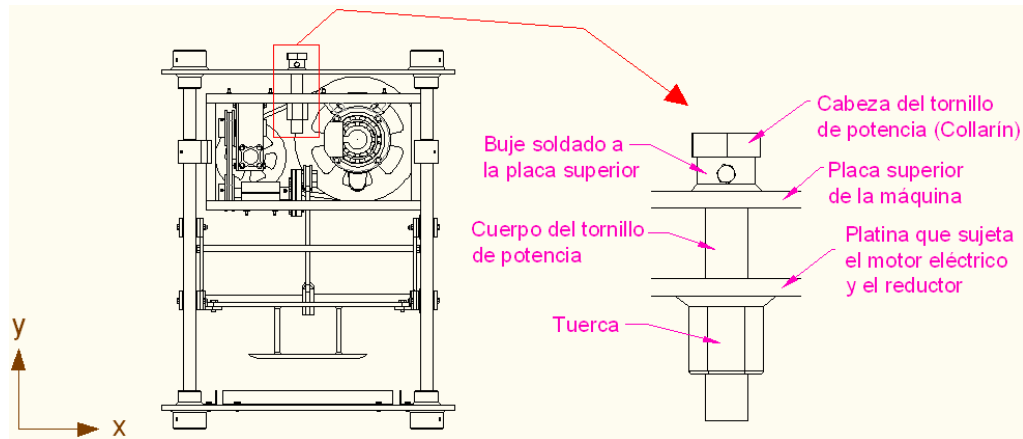


Figura 39. Tornillo de potencia.

Para el diseño se asumirá el caso más crítico que es cuando el tornillo suba la EF y junto con ella también la EM, entonces el tornillo quedará expuesto a una carga de tracción estática conformada por el peso de la estructura fija (W_{ef}), el peso de la estructura móvil (W_{em}) y la fuerza de rozamiento (f_r) entre los seguidores y las columnas que sostienen la máquina, la última carga mencionada se explica a continuación.

Mediante el correspondiente análisis estático se determinó que la carga horizontal que ejercerá cada seguidor respectivamente en cada columna es $F_h = 26,15 N$, realizando el diagrama de cargas se tiene:

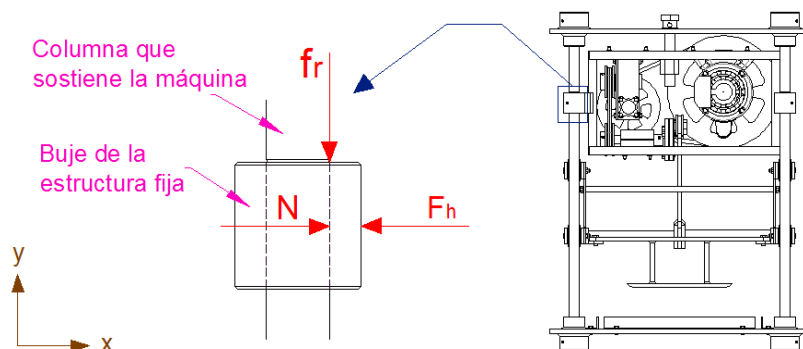


Figura 40. Diagrama de cargas entre seguidores y columnas 1 y 2.

De las leyes del equilibrio se tiene que:

$$N = F_h = 26,15 N$$

En donde:

$$f_r = \text{Fuerza de rozamiento}$$

$$N = \text{Fuéza normal}$$

La fuerza de rozamiento y la normal se relacionan por:

$$f_r = \mu \cdot N \quad \text{Ec. 5.36}$$

En donde:

$$\mu = \text{Coeficiente de rozamiento}$$

El coeficiente de rozamiento entre el seguidor y la columna, ambos de acero, se obtiene recurriendo al ANEXO L, con lo cual al tratarse de cuatro columnas con su respectivo seguidor y mediante la Ec. 5.36 resulta:

$$f_r = 4(\mu_{sc} \cdot N) = 4(0,3)(26,15 N) = 31,4 N$$

Con los cálculos obtenidos, la carga de tracción estática (W) que soportará el tornillo es:

$$W = W_{ef} + W_{em} + f_r = 707,4 N$$

Además el tornillo será expuesto a un torque a torsión siempre y cuando se requiera subir o bajar la estructura fija para el cambio de esponja, pero para optimizar el diseño se asumirá que el torque a torsión (T) también será constante. Para subir o bajar la carga se necesitará un valor de torque diferente, pero es obvio que a la subida se aplicará el torque crítico.

- **Cálculo del torque a torsión necesario que se debe aplicar al tornillo para elevar la carga.**

Obsérvese la siguiente figura:

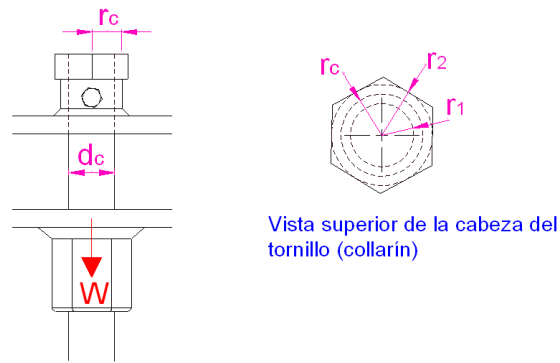


Figura 41. Tornillo de potencia expuesto a la carga de tracción estática.

Para determinar el torque necesario para elevar la carga se requieren los cálculos que se presentan en la siguiente tabla [19]:

TABLA 15. Cálculo del torque necesario en el tornillo de potencia para elevar la carga.

Parámetro	Ecuación	Valor
Radio del cuerpo del tornillo (r_1)	$r_1 = \frac{d_c}{2}$ <i>Ec.5.37</i> ($d_c = \text{Diámetro de cresta} = 0,025 \text{ m}$)	$r_1 = 0,0125 \text{ m}$
Radio efectivo del collarín (r_c)	$r_c = \frac{r_1 + r_2}{2}$ <i>Ec.5.38</i> ($r_2 = \text{Radio de la cabeza del tornillo} = 0,02 \text{ m}$)	$r_c = 0,016 \text{ m}$
Paso (p)	$p = \frac{1}{n}$ <i>Ec.5.39</i> $n = \# \text{ de roscas por pulgada} = \frac{5}{in}$ (ANEXO M)	$p = 0,125 \text{ in}$
Diámetro de paso (d_p)	$d_p = d_c - 0,5 p - 0,01$ <i>Ec.5.40</i>	$d_p = 0,024 \text{ m}$
Avance (l)	Para rosca simple: $l = p$ <i>Ec.41</i>	$l = 0,125 \text{ in}$
Ángulo de avance (α)	$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{l}{\pi d_p} \right)$ <i>Ec.5.42</i>	$\alpha = 2,456^\circ$
Ángulo en el diagrama de cargas de la rosca (θ_n)	$\theta_n = \tan^{-1} \left[\cos \alpha \tan \left(\frac{\beta}{2} \right) \right]$ <i>Ec.5.43</i> ($\beta = \text{Ángulo de rosca} = 60^\circ$)	$\theta_n = 30^\circ$

<p>Torque necesario aplicado al tornillo para subir la carga (T_s)</p>	$T_s = W \left[\left(\frac{d_p}{2} \right) \frac{\cos \theta_n \tan \alpha + \mu}{\cos \theta_n - \mu \tan \alpha} + r_c \mu_c \right] \quad \text{Ec. 5.44}$ <p>($\mu = \text{Coeficiente de fricción entre roscas} = 0,21$) ($\mu_c = \text{Coeficiente de l collarín} = 0,17$)</p>	$T_s = 14,907 \text{ N} \cdot \text{m}$
---	--	---

➤ **Cálculo de los esfuerzos y el factor de seguridad.**

A continuación se representa el diagrama de cargas del tornillo:

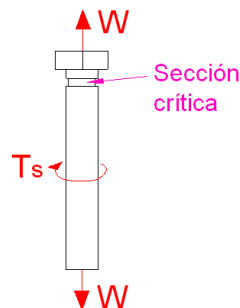


Figura 42. Diagrama de cargas en el tornillo de potencia.

El diámetro y el área en la sección crítica respectivamente son:

$$d = 0,021 \text{ m} \quad \text{y} \quad A = 3,46 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

Para un tornillo SAE G2, mediante el ANEXO N se tiene $S_y = 57 \text{ kpsi}$, con lo cual el factor de seguridad es [19]:

TABLA 16. Cálculo de esfuerzos y el factor de seguridad en el tornillo de potencia.

Parámetros	Ecuación	Valor
Esfuerzo axial (σ_a)	$\sigma_a = \frac{W}{A} \quad \text{Ec. 5.45}$	$\sigma_a = 2,3 \times 10^6 \text{ Pa}$
Esfuerzo a torsión (T_t)	$T_t = \frac{16 \cdot T_s}{\pi \cdot d^3} \quad \text{Ec. 5.46}$	$T_t = 2,698 \times 10^6 \text{ Pa}$
Factor de seguridad (n)	<p>Criterio de Von Mises:</p> $\sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot T_t^2} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. 5.47}$	$n = 4,03$

El valor del factor de seguridad satisface a las recomendaciones del *ANEXO U*.

5.8.2 Diseño de los elementos sometidos a flexión.

En esta parte se va a diseñar al elemento que incide el mayor número de cargas, y realizando el correspondiente análisis se determina que dicho elemento es la platina 2. Antes de empezar el análisis se designa el material, que para este caso se trata de un acero ASTM A36 (aproximadamente 0,2 % C), para el cual según el *ANEXO G* se tiene:

$$S_{ut} = 380 \text{MPa} \quad (S_{ut} = \text{Re sistecia última a la tensión})$$

$$S_y = 210 \text{MPa} \quad (S_y = \text{Re sistencia a la fluencia})$$

$$E = 207 \text{GPa} \quad (E = \text{Módulo de elasticidad})$$

➤ Diseño a carga dinámica.

La platina 2 se encuentra unida en sus extremos mediante soldadura al armazón de la estructura fija, obsérvese la *Figura 29*, y servirá de soporte y sujeción a elementos que se indican en la siguiente figura:

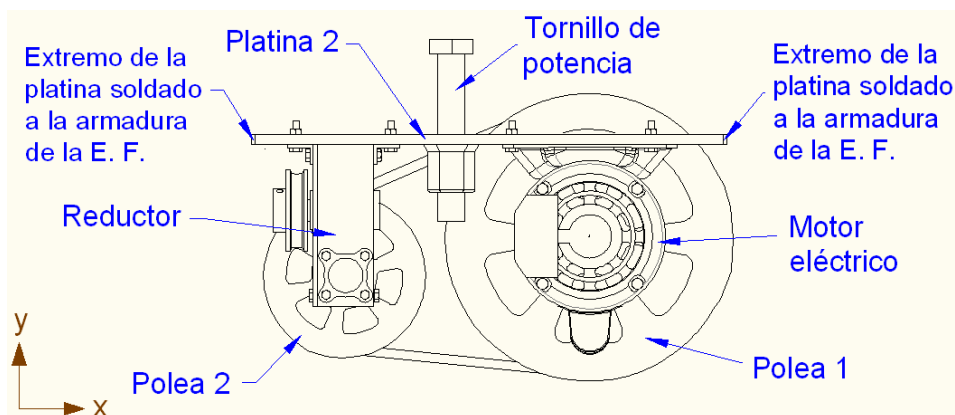


Figura 43. Entorno de la platina 2.

- **Análisis de cargas en el reductor**

A continuación se representa el diagrama de cargas en el reductor:

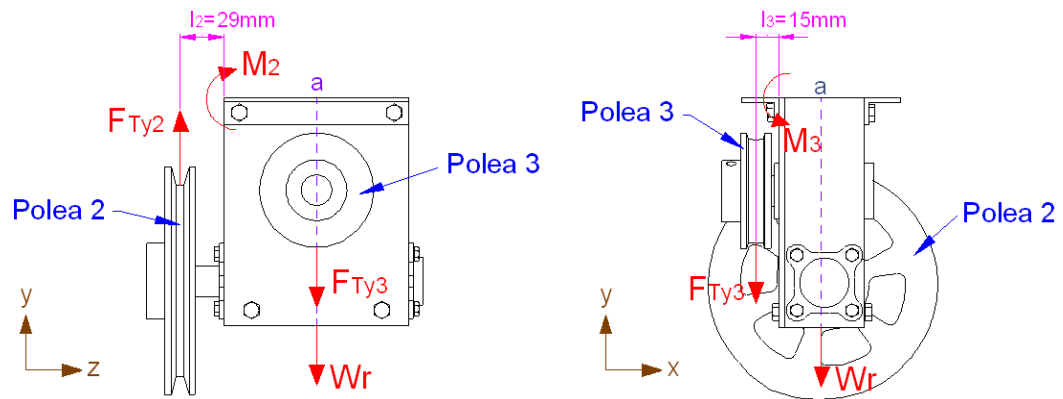


Figura 44. Diagrama de cargas en el reductor.

El peso del reductor W_r incidirá en el punto medio (a), en cambio las fuerzas F_{Ty2} perteneciente a la polea 2 y F_{Ty3} perteneciente a la polea 3, idealmente también incidirán en dicho punto pero no sin antes provocar los momentos M_2 y M_3 respectivamente. A continuación realizando $\sum F_y$ se obtiene la resultante F_{Tr} de estas fuerzas, y mediante la ecuación de momento se obtiene M_2 y M_3 , entonces respectivamente resulta:

$$F_{Tr} = F_{Ty2} - F_{Ty3} - W_r = -\left(32,17 \frac{T_4}{m} + 536,2 n\right) \quad Ec.5.48$$

$$M_2 = F_{Ty2} \cdot l_2 = 0,003 \cdot T_4 + 0,006 N \cdot m \quad Ec.5.49$$

$$M_3 = F_{Ty2} \cdot l_3 = 0,48 \cdot T_4 + 7,598 N \cdot m \quad Ec.5.50$$

- **Análisis de cargas en el motor eléctrico.**

A continuación se representa el diagrama de cargas en el motor:

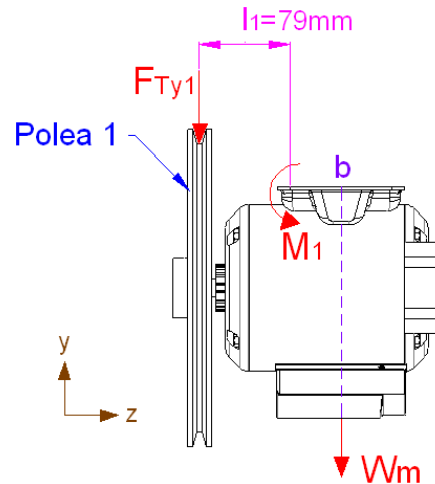


Figura 45. Diagrama de cargas en el motor.

El peso del motor W_m incidirá en el punto medio (b), en cambio la fuerza F_{Ty1} perteneciente a la polea 1 idealmente también incidirá en dicho punto pero no sin antes provocar el momento M_1 . A continuación realizando $\sum F_y$ se obtiene la resultante F_{Tm} de estas fuerzas, y mediante la ecuación de momento se obtiene M_1 , entonces respectivamente resulta:

$$F_{Tm} = -F_{Ty1} - W_m = -\left(0,097 \frac{T_4}{m} + 133,204 N\right) \quad \text{Ec.5.51}$$

$$M_1 = F_{Ty1} \cdot l_1 = 0,0076 T_4 + 0,016 N \cdot m \quad \text{Ec.5.52}$$

- **Cargas resultantes en la platina 2.**

Analizando la *Figura 44* se observa que para cada resultante F_{Tr} y F_{Tm} , existirá dos secciones distintas de apoyo para cada una, esto se da debido a que tanto el reductor como el motor están sujetos mediante pernos a cada lado, por lo cual la carga que soportará cada sección será la mitad de F_{Tr} y F_{Tm} , respectivamente. En la platina también incidirá la carga W al que está expuesto el tornillo de potencia, entonces el diagrama total de cargas en la platina es:

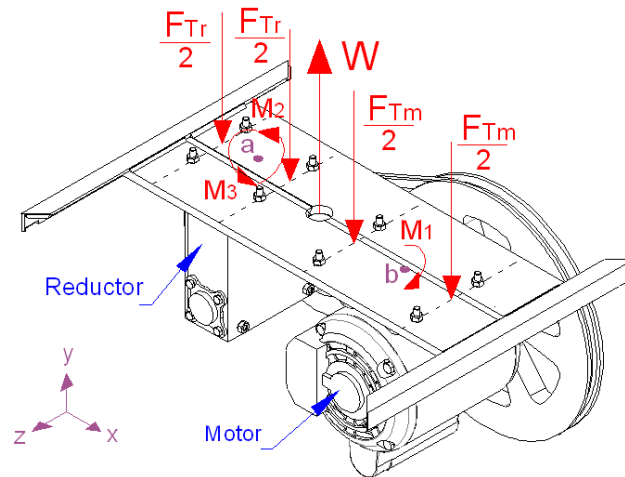


Figura 46. Diagrama de cargas en la platina 2.

M_2 y M_1 al ser opuestos deben restarse, con lo que se obtiene una resultante muy pequeña y se la considerará despreciable.

Analizando a la platina en el plano xy se observa que se comportara como una viga biempotrada, a continuación se representa el diagrama de cargas:

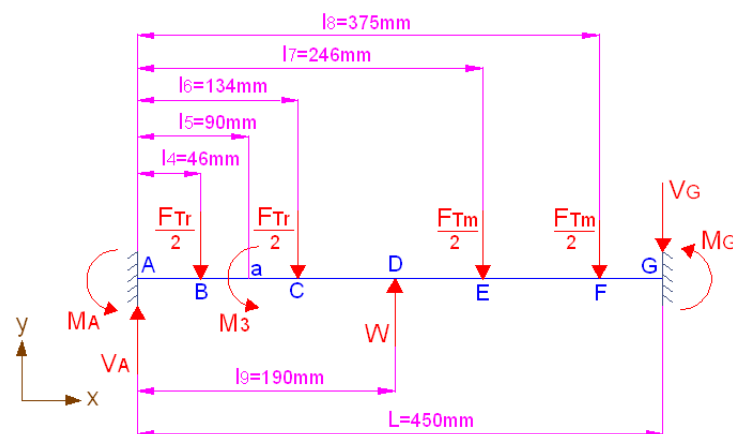


Figura 47. Diagrama de cargas de la platina 2 como viga biempotrada (carga dinámica).

Para resolver la viga se considera el origen de ejes coordenados en el empotramiento A, en donde se aplica el método de doble integración a la ecuación diferencial de la elástica en

función de la ecuación general de momentos [20], en donde según las condiciones de frontera resulta:

$$V_A = 29,33 \frac{T_4}{m} + 30,472N \quad \text{y} \quad M_A = 21,25N \cdot m - 1,51 \cdot T_4$$

Mediante las leyes de equilibrio $\sum M_G = 0$ y $\sum F_y = 0$, respectivamente se obtiene:

$$M_G = 22,88N \cdot m - 0,386 \cdot T_4$$

$$V_G = 157,74N - 2,94 \cdot \frac{T_4}{m}$$

Mediante las expresiones analíticas $M = (\sum M)_{izq}$ y $V = (\sum V)_{izq}$ [20], respectivamente se obtiene los momentos (M) y las fuerzas cortantes (V) en cada punto, a continuación se presentan los valores resultantes:

Momentos:

$$\begin{aligned} M_B &= 22,64 \cdot N \cdot m - 0,16 \cdot T_4, \quad M_a = 0,42 \cdot T_4 + 12,19N \cdot m, \quad M_a = 4,59N \cdot m - 0,059 \cdot T_4, \\ M_C &= 0,523 \cdot T_4 - 5,86N \cdot m, \quad M_D = 0,36 \cdot T_4 - 34,18N \cdot m, \quad M_E = 0,204 \cdot T_4 - 17,89N \cdot m, \\ M_F &= 11,05N \cdot m - 0,17 \cdot T_4 \end{aligned}$$

Cortantes:

$$\begin{aligned} V_C &= -2,84 \frac{T_4}{m} - 505,73N, \quad V_D = 290,95N - 2,84 \frac{T_4}{m}, \quad V_E = 224,344N - 2,89 \frac{T_4}{m}, \\ V_F &= 157,74N - 2,94 \frac{T_4}{m} \end{aligned}$$

Mediante la ecuación diferencial de la elástica se determina que la flecha máxima se localizara en el tramo DE [20]. Al tratarse de una sección rectangular, la base y la altura respectivamente son $b=0,15m$ y $h=0,009m$ con lo que se tiene $I=9,11 \times 10^{-9} m^4$. En entonces resulta:

$$y_{\text{máx}} = 1,02 \times 10^{-4} \text{ m}$$

En donde:

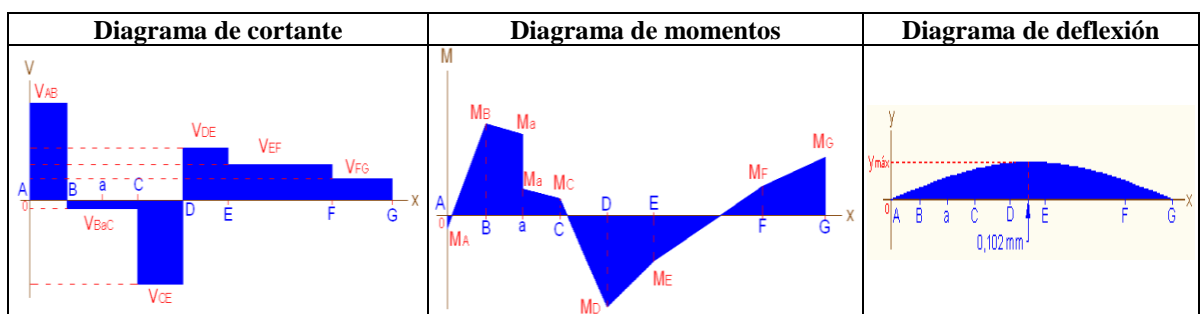
$$y_{\text{máx}} = \text{Flechamáxima}$$

$I = \text{Momento de inercia de la sección transversal de la viga con respecto al eje neutro.}$

- **Diagrama de cortante y diagrama de momentos para la flexión.**

Con los datos obtenidos se tiene:

TABLA 17. Diagrama de cortantes, momento y deflexión a carga dinámica de la platina 2.



- **Cálculo de esfuerzos y el factor de seguridad.**

Con los datos de momento y cortante obtenidos se determina que la sección crítica se halla en el punto D , en donde al tratarse de una sección rectangular, la base y la altura respectivamente son $b=0,15\text{m}$ y $h=0,009\text{m}$, con las cuales se tiene: $A=1,35 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ y $c=4,5 \times 10^{-3} \text{ m}$.

En donde:

$A = \text{Area de la sección.}$

$c = \text{Distancia de la partícula del material más alejada del eje neutro de la sección.}$

Los esfuerzos fluctuarán en función de $T_{4\text{máx.}}$ y $T_{4\text{mín.}}$ respectivamente, entonces reemplazando valores se tiene [21]:

TABLA 18. Cálculo de esfuerzos a carga dinámica de la platina 2.

Tipo de esfuerzo	Ecuación	Resultado
Esfuerzo flexionante máximo ($\sigma_{f_{máx}}$)	$\sigma_{f_{máx}} = \frac{M_{Dmáx} \cdot c}{I}$ Ec. 5.53	$\sigma_{f_{máx}} = -1,4 \times 10^7 Pa$
Esfuerzo flexionante mínimo ($\sigma_{f_{mín}}$)	$\sigma_{f_{mín}} = \frac{M_{Dmín} \cdot c}{I}$ Ec. 5.54	$\sigma_{f_{mín}} = -1,69 \times 10^7 Pa$
Esfuerzo cortante máximo ($T_{c_{máx}}$)	$T_{c_{máx}} = \frac{V_{Dmáx}}{A}$ Ec. 5.55	$T_{c_{máx}} = 215516 Pa$
Esfuerzo cortante mínimo ($T_{c_{mín}}$)	$T_{c_{mín}} = \frac{V_{Dmín}}{A}$ Ec. 5.56	$T_{c_{mín}} = 181820 Pa$
Amplitud del esfuerzo para la flexión ($\sigma_{a(f)}$)	$\sigma_{a(f)} = \frac{\sigma_{f_{máx}} - \sigma_{f_{mín}}}{2}$ Ec. 5.57	$\sigma_{a(f)} = 1,43 \times 10^6 Pa$
Amplitud del esfuerzo para el corte ($T_{a(c)}$)	$T_{a(c)} = \frac{T_{c_{máx}} - T_{c_{mín}}}{2}$ Ec. 5.58	$T_{a(c)} = 16848 Pa$
Esfuerzo a medio intervalo para la flexión ($\sigma_{m(f)}$)	$\sigma_{m(f)} = \frac{\sigma_{f_{máx}} + \sigma_{f_{mín}}}{2}$ Ec. 5.59	$\sigma_{m(f)} = -1,544 \times 10^7 Pa$
Esfuerzo a medio intervalo para el corte ($T_{m(c)}$)	$T_{m(c)} = \frac{T_{c_{máx}} + T_{c_{mín}}}{2}$ Ec. 5.60	$T_{m(c)} = 198668 Pa$
Amplitud del esfuerzo equivalente ($\sigma_{a(eq)}$)	$\sigma_{a(eq)} = \sqrt{\sigma_{a(f)}^2 + 3 \cdot T_{a(c)}^2}$ Ec. 5.61	$\sigma_{a(eq)} = 1,438 \times 10^6 Pa$
Esfuerzo a medio intervalo equivalente ($\sigma_{m(eq)}$)	$\sigma_{m(eq)} = \sqrt{\sigma_{m(f)}^2 + 3 \cdot T_{m(c)}^2}$ Ec. 5.62	$\sigma_{m(eq)} = 1,544 \times 10^7 Pa$

Una vez obtenido los valores de esfuerzo flexionante y cortante, los mismos fluctuarán de la siguiente manera [21]:

TABLA 19. Fluctuación del esfuerzo flexionante y cortante de la platina 2.

Esfuerzo	Fluctuación	Tipo de fluctuación
Flexionante		Fluctuación senoidal
Cortante		Fluctuación senoidal

El valor de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga teórico propuesto por Marín son [21]:

TABLA 20. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga teórico de la platina 2.

Factor	Ecuación y/o condición	Parámetros	Resultado
Factor de superficie (k_a)	$k_a = a \cdot Sut^b$ Ec.5.63	Para un material laminado en caliente: $a = 57,7$ $b = -0,718$	$k_a = 0,81$
Factor de tamaño (k_b).	Para el caso de una sección rectangular: $k_b = \left(\frac{d_e}{7,62}\right)^{-0,1133}$ Ec. 5.64 $d_e = 0,808(h \cdot b)^{\frac{1}{2}}$ Ec.5.65	$(2,79 \leq d_e \leq 51)mm$	$k_b = 0,86$
Factor de carga (k_c)	$k_c = 1 \rightarrow$ flexión		$k_c = 1$
Factor de temperatura (k_d)		Temperatura ambiental promedio donde operará la máquina es aproximadamente 20 °C.	$k_d = 1.$ (ANEXO I)
Factor de concentración del esfuerzo (k_e)		La sección crítica no presenta discontinuidades o irregularidades geométricas.	$k_e = 1$

Con todos los datos obtenidos se tiene [21]:

TABLA 21. Cálculo del factor de seguridad a carga dinámica de la platina 2.

Parámetros	Ecuación	Valor
Límite de fatiga teórico (S'_e)	Para un esfuerzo a flexión: $Se' = 0,5 \cdot Sut$ Ec.5.66	$S'_e = 190000000Pa$
Límite de fatiga real (S_e)	$Se = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot Se'$ Ec.5.67	$S_e = 1,32 \times 10^8 Pa$
Factor de seguridad (n)	Se recurre al criterio de falla correspondiente a la línea de de Goodman modificada. $\frac{\sigma_{(eq)}}{Se} + \frac{\sigma_{m(eq)}}{Sut} = \frac{1}{n}$ Ec.5.68	$n = 2,94$

El valor del factor de seguridad satisface a las recomendaciones del ANEXO U.

➤ **Diseño a carga estática.**

Durante el tiempo en que el equipo no esté en funcionamiento F_i y por ende T_4 ya no influirán en el diseño de la platina 2, si no que ahora dicho diseño dependerá sólo de la carga estática producida por la pre-tensión en la banda 1 y en la banda 2, también del peso del reductor W_r y el peso del motor W_m . Entonces al reemplazar $T_4 = 0$ en Ec. 5.48, Ec. 5.50 y Ec. 5.51 respectivamente se tiene:

$$F_{Tr} = 536,2 N \quad , \quad M_3 = 7,598 N \cdot m \quad \text{y} \quad F_{Tm} = 133,204 N$$

De igual manera la platina 2 se comportará como una biga biempotrada, para más detalles observar la figura:

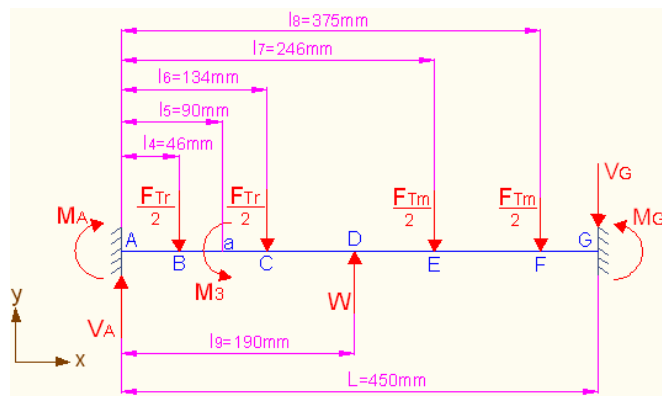


Figura 48. Diagrama de cargas de la platina 2 como viga biempotrada (carga estática).

Los valores de los momentos flectores y cortantes ya fueron obtenidos, entonces sólo es necesario reemplazar $T_4 = 0$ en dichos valores de donde resulta:

Momentos:

$$M_A = 21,25 N \cdot m \quad , \quad M_B = 22,64 N \cdot m \quad , \quad M_a = 12,19 N \cdot m \quad , \quad M_a = 4,59 N \cdot m \quad ,$$

$$M_C = -5,86 N \cdot m \quad , \quad M_D = -34,18 N \cdot m \quad , \quad M_E = -17,89 N \cdot m \quad , \quad M_F = 11,05 N \cdot m \quad ,$$

$$M_G = 22,88 N \cdot m$$

Fuerzas cortantes:

$$V_{AB} = 30,472 N \quad , \quad V_{BC} = -237,63 N \quad , \quad V_{CD} = -505,73 N \quad , \quad V_{DE} = 290,942 N \quad , \\ V_{EF} = 224,34 N \quad , \quad V_{FG} = 157,74 N$$

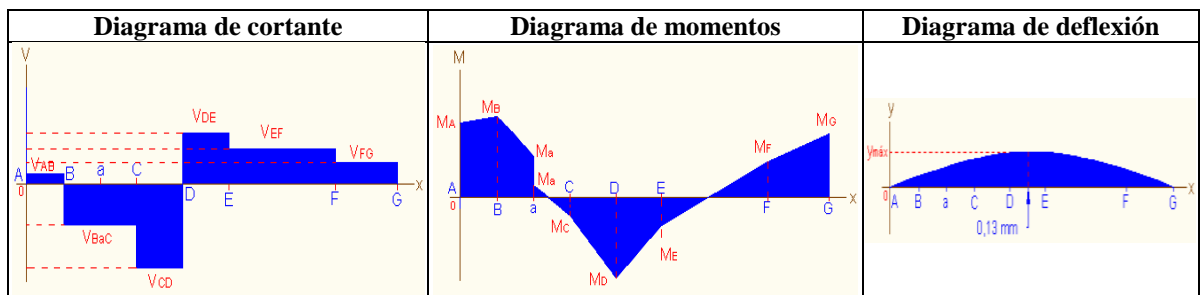
Mediante la ecuación diferencial de la elástica se determina que la flecha máxima se localizara en el tramo *DE* [20]. En entonces resulta:

$$y_{m\acute{a}x} = 1,3 \times 10^{-4} m$$

- **Diagrama de cortante y diagrama de momentos para la flexión.**

Con los datos obtenidos se tiene:

TABLA 22. Diagrama de cortantes, momento y deflexión a carga estática de la platina 2.



- **Cálculo de esfuerzos y el factor de seguridad.**

Con los datos de momento y cortante obtenidos se determina que la sección crítica se halla en el punto *D*, entonces reemplazando valores se tiene [19]:

TABLA 23. Cálculo de esfuerzos y el factor de seguridad a carga estática de la platina 2.

Parámetros	Ecuación	Valor
Esfuerzo flexionante (σ_f)	$\sigma_f = \frac{M_D \cdot c}{I}$ <i>Ec.5.69</i>	$\sigma_f = 1,688 \times 10^7 Pa$
Esfuerzo cortante (T_c)	$T_c = \frac{V_D}{A}$ <i>Ec.5.70</i>	$T_c = 374615 Pa$

Factor de seguridad (n)	Mediante el criterio de Von Mises(Ec. 5.47) se tiene : $\sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot Tc^2} = \frac{S_y}{n}$	$n = 3,43$
-----------------------------	--	------------

El valor del factor de seguridad satisface a las recomendaciones del *ANEXO U*.

Para el diseño de los demás elementos sometidos a flexión, se utilizará el mismo procedimiento de análisis según el caso, por lo cual en la *TABLA 24* y *TABLA 25* se presentan los datos obtenidos a manera de resumen del diseño a carga dinámica y estática respectivamente.

5.8.3 Diseño de columnas.

En esta parte se va a diseñar a la columna más representativa, y realizando el correspondiente análisis se determina que dicha columna es la biela. Antes de empezar el análisis se designa el material, que para este caso se trata de un acero ASTM A36 (aproximadamente 0,2 % C), cuyas propiedades mecánicas ya se designaron en el diseño de la platina 2.

➤ Diseño de la biela como columna.

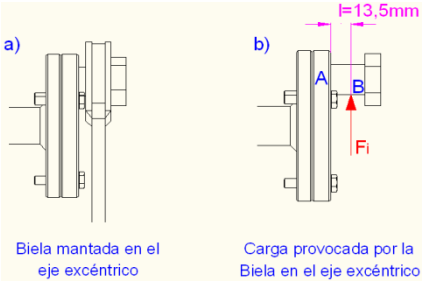
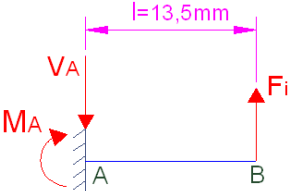
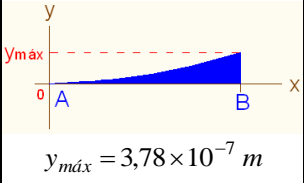
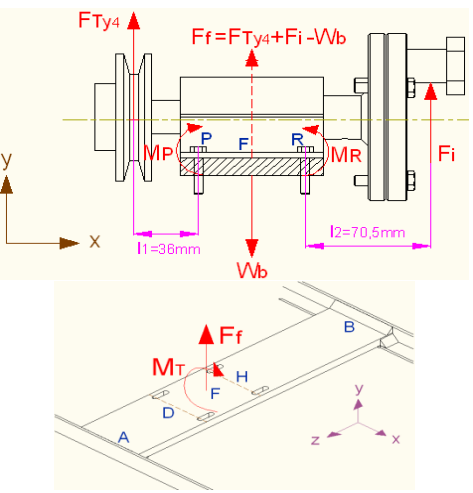
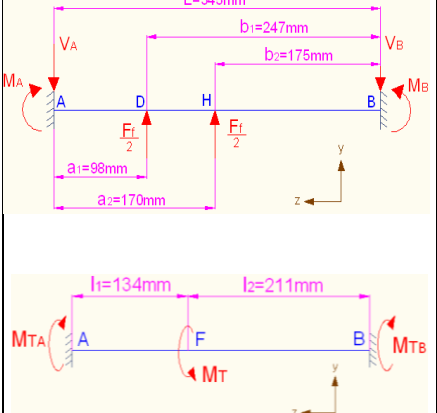
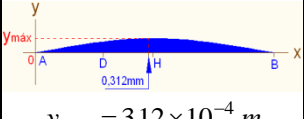
La biela estará expuesta a una fuerza axial F , entonces reemplazando la Ec. 5.4 en Ec. 5.1 se tiene:

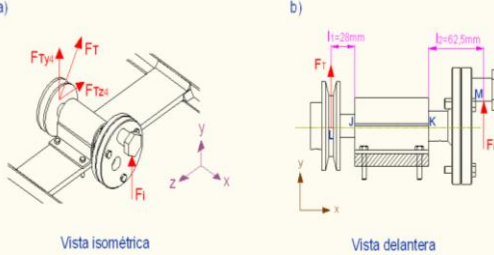
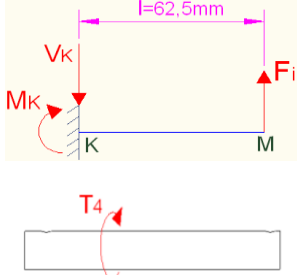
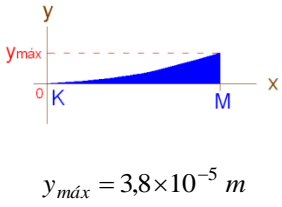
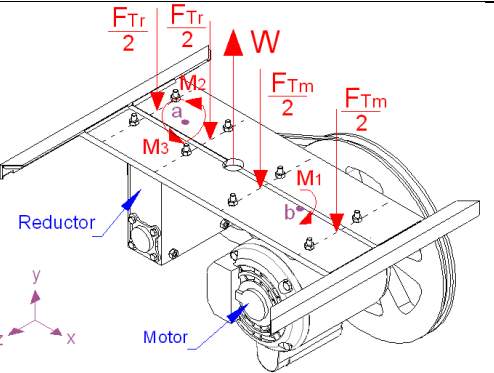
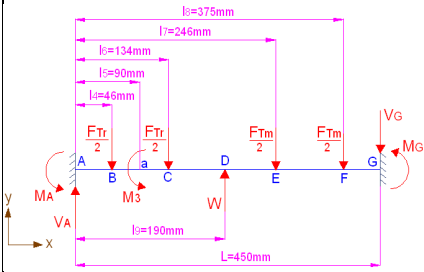
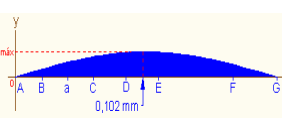
$$F = \frac{F_i}{\cos \theta} = \frac{F_i}{\cos \left[\text{sen}^{-1} \left(\frac{R}{L} \text{sen } \beta \right) \right]} \quad \text{Ec.5.71}$$

Para el cálculo se reemplazarán valores en las incógnitas de la Ec. 5.71 en función de la esponja de 10 cm, puesto que en esta se obtiene el mayor torque, entonces mediante la hoja de cálculo Excel los valores obtenidos de F se presentan en la *TABLA 26*.

TABLA 24. Resumen del diseño de elementos sometidos a flexión bajo cargas dinámicas.

Elemento	Material	Diagrama de cargas	Diagrama de la viga	Flecha máxima	Esfuerzos críticos	Factor de seguridad
Identador	ASTM A36			<p>$y_{máx} = 2 \times 10^{-5} \text{ m}$</p>	Sección crítica: E $\sigma_{máx} = 1,56 \times 10^7 \text{ Pa}$ $\sigma_{mín} = 0$ $Tc_{máx} = 390320 \text{ Pa}$ $Tc_{mín} = 0$	$n = 3,35$
Platina 4	ASTM A36			<p>$y_{máx} = 1,97 \times 10^{-4} \text{ m}$</p>	Sección crítica: A $\sigma_{máx} = 3,27 \times 10^7 \text{ Pa}$ $\sigma_{mín} = 0$ $Tc_{máx} = 548246 \text{ Pa}$ $Tc_{mín} = 0$	$n = 3,49$
Perfil 2	ASTM A36			<p>$y_{máx} = 1,4 \times 10^{-5} \text{ m}$</p>	Sección crítica: C $\sigma_{máx} = 4,65 \times 10^7 \text{ Pa}$ $\sigma_{mín} = 0$ $Tc_{máx} = 3,33 \times 10^6 \text{ Pa}$ $Tc_{mín} = 0$	$n = 3,4$
Barra 1	ASTM A36			<p>$-y_{máx} = 8,7 \times 10^{-5} \text{ m}$</p>	Sección crítica: A $\sigma_{máx} = 6,209 \times 10^7 \text{ Pa}$ $\sigma_{mín} = 0$ $Tc_{máx} = 1,32 \times 10^6 \text{ Pa}$ $Tc_{mín} = 0$	$n = 2,24$

Eje excéntrico	SAE G2	 <p>a) Biela mantada en el eje excéntrico</p> <p>b) Carga provocada por la Biela en el eje excéntrico</p>		 <p>$y_{m\acute{a}x} = 3,78 \times 10^{-7} \text{ m}$</p>	<p>Sección crítica: A</p> <p>$\sigma_{m\acute{a}x} = 1,29 \times 10^7 \text{ Pa}$</p> <p>$\sigma_{m\acute{i}n} = 0$</p> <p>$T_{c_{m\acute{a}x}} = 2,39 \times 10^6 \text{ Pa}$</p> <p>$T_{c_{m\acute{i}n}} = 0$</p>	<p>$n = 3,95$</p>
Platina 1	ASTM A36	 <p>$M_T = M_P + (-M_R)$</p>	 $\theta = \frac{M_{T_A} \cdot l_1}{J \cdot G} \quad [20]$ $\theta = \frac{33 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 0,134 \text{ m}}{3,34 \times 10^{-7} \text{ m}^4 \cdot 83 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$ <p>$\theta = 1,6 \times 10^{-4} \text{ rad} = 0,03^\circ$</p> <p>$\theta = \text{ángulodetorsión}$</p>	 <p>$y_{m\acute{a}x} = 3,12 \times 10^{-4} \text{ m}$</p>	<p>Sección crítica: A</p> <p>$\sigma_{m\acute{a}x} = 7,917 \times 10^7 \text{ Pa}$</p> <p>$\sigma_{m\acute{i}n} = 2,118 \times 10^7 \text{ Pa}$</p> <p>$T_{c_{m\acute{a}x}} = 1,661 \times 10^6 \text{ Pa}$</p> <p>$T_{c_{m\acute{i}n}} = 444378 \text{ Pa}$</p> <p>$Tt_{m\acute{a}x} = 1,127 \times 10^7 \text{ Pa}$</p> <p>$Tt_{m\acute{i}n} = 1,281 \times 10^7 \text{ Pa}$</p> <p>En donde:</p> <p>$Tt_{m\acute{a}x} = \text{Esfuerzo de torsión máximo}$</p> <p>$Tt_{m\acute{i}n} = \text{Esfuerzo de torsión mínimo}$</p>	<p>$n = 2,52$</p>

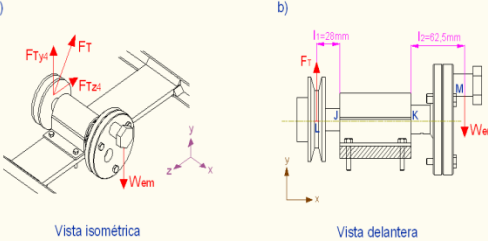
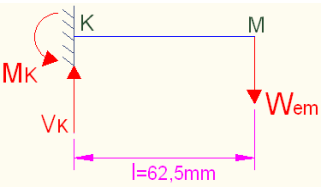
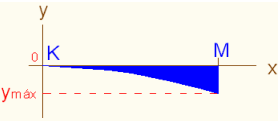
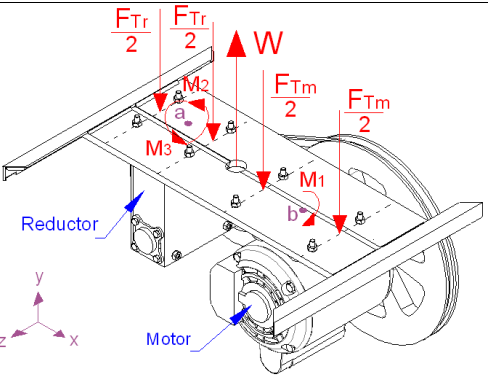
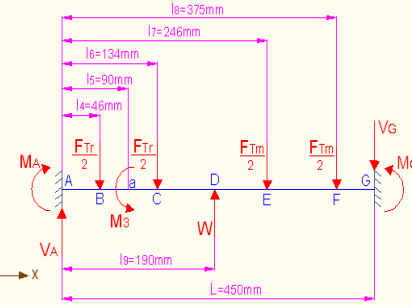
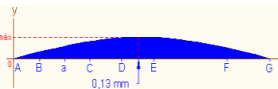
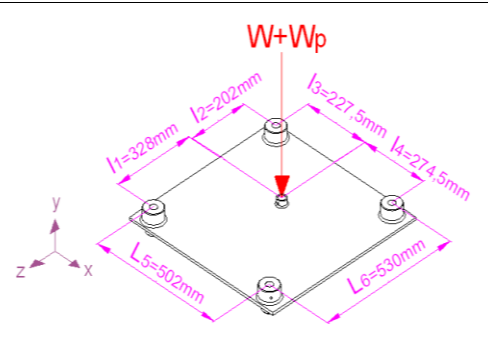
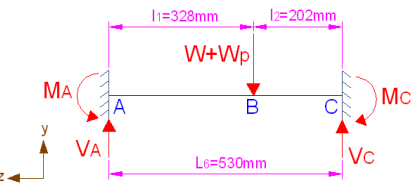
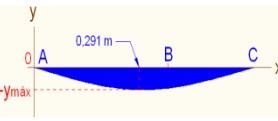
Eje central de la excéntrica	AISI 1018	 <p>Vista isométrica Vista delantera</p> $F_T = \sqrt{F_{Ty4}^2 + F_{Tz4}^2}$	 $\theta = \frac{T_4 \cdot L}{J \cdot G} \quad [20]$ $\theta = \frac{16 N \cdot m \cdot 0,12 m}{\frac{\pi \cdot (0,01 \cdot m)^4}{2} \cdot 83 \times 10^9 \frac{N}{m^2}}$ $\theta = 1,5 \times 10^{-3} \text{ rad} = 0,27^\circ$ <p>$\theta = \text{ángulo de torsión}$</p>	 <p>$y_{m\acute{a}x} = 3,8 \times 10^{-5} \text{ m}$</p>	<p>Sección crítica: K</p> $\sigma_{m\acute{a}x} = 5,968 \times 10^7 \text{ Pa}$ $\sigma_{m\acute{i}n} = 0$ $T_{c_{m\acute{a}x}} = 2,389 \times 10^6 \text{ Pa}$ $T_{c_{m\acute{i}n}} = 0$ $T_{t_{m\acute{a}x}} = 1,019 \times 10^7 \text{ Pa}$ $T_{t_{m\acute{i}n}} = 0$	$n = 3,18$
Platina 2	ASTM A36	 <p>Reductor Motor</p>		 <p>$y_{m\acute{a}x} = 1,02 \times 10^{-4} \text{ m}$</p>	<p>Sección crítica: D</p> $\sigma_{m\acute{a}x} = -1,4 \times 10^7 \text{ Pa}$ $\sigma_{m\acute{i}n} = -1,69 \times 10^7 \text{ Pa}$ $T_{c_{m\acute{a}x}} = 215516 \text{ Pa}$ $T_{c_{m\acute{i}n}} = 181820 \text{ Pa}$	$n = 3,94$

El valor de los factores de seguridad obtenidos satisface a las recomendaciones del ANEXO U. 73

TABLA 25. Resumen del diseño de elementos sometidos a flexión bajo cargas estáticas.

Elemento	Material	Diagrama de cargas	Diagrama de la viga	Flecha máxima	Esfuerzos críticos	Factor de seguridad
Barra 1	ASTM A36			<p>$y_{máx} = 3,5 \times 10^{-5} \text{ m}$</p>	Sección crítica: A $\sigma_f = 2,468 \times 10^7 \text{ Pa}$ $T_c = 521813 \text{ Pa}$	$n = 4,5$
Eje excéntrico	SAE G2			<p>$y_{máx} = 1,5 \times 10^{-7} \text{ m}$</p>	Sección crítica: A $\sigma_f = 5,283 \times 10^6 \text{ Pa}$ $T_c = 943917 \text{ Pa}$	$n = 8$
Platina 1	ASTM A36			<p>$y_{máx} = 3 \times 10^{-5} \text{ m}$</p>	Sección crítica: A $\sigma_f = 7,602 \times 10^6 \text{ Pa}$ $T_c = 159532 \text{ Pa}$	$n = 4,33$

$$M_T = M_D + M_H$$

Eje central de la excéntrica	AISI 1018	 <p>Vista isométrica Vista delantera</p> $F_T = \sqrt{F_{Ty4}^2 + F_{Tz4}^2}$		 <p>$y_{m\acute{a}x} = 1,5 \times 10^{-5} m$</p>	<p>Sección crítica: K $\sigma_f = 2,36 \times 10^7 Pa$ $T_c = 943917 Pa$</p>	<p>$n = 5,88$</p>
Platina 2	ASTM A36			 <p>$y_{m\acute{a}x} = 1,3 \times 10^{-4} m$</p>	<p>Sección crítica: D $\sigma_f = 1,688 \times 10^7 Pa$ $T_c = 374615 Pa$</p>	<p>$n = 6,43$</p>
Placa 2	ASTM A36			 <p>$y_{m\acute{a}x} = 8,6 \times 10^{-5} m$</p>	<p>Sección crítica: C $\sigma_f = 1,01 \times 10^7 Pa$ $T_c = 146965 Pa$</p>	<p>$n = 4,8$</p>

Con excepción de la placa 2, se observa que el factor de seguridad obtenido en cada elemento, no satisface a las recomendaciones del ANEXO U, esto se da debido a que dichos elementos también están solicitados dinámicamente, y para dicho caso su factor de seguridad si se encuentra dentro de los rangos recomendados.

TABLA26. Valores de la fuerza axial F a la que estará expuesta la biela (diseño como columna).

R (cm)	L (cm)	β ($^{\circ}$)	F_i (N)	F
3,1	25,8	5	4,43	4,43
3,1	25,8	10	17,717	17,72
3,1	25,8	15	40,469	40,489
3,1	25,8	20	98,648	98,731
3,1	25,8	25	150,03	150,222
3,1	25,8	30	199,003	199,3626
3,1	25,8	35	245,905	246,491
3,1	25,8	40	272,24	273,055
3,1	25,8	45	289,025	290,073
3,1	25,8	50	306,47	307,775
3,1	25,8	55	323,269	324,846
3,1	25,8	60	339,938	341,793
3,1	25,8	65	361,503	363,665
3,1	25,8	70	393,68	396,213
3,1	25,8	75	412,076	414,879
3,1	25,8	80	431,492	434,545
3,1	25,8	85	444,118	447,333
3,1	25,8	90	457,229	460,566
3,1	25,8	95	470,655	474,063
3,1	25,8	100	501,444	504,991
3,1	25,8	105	518,781	522,311
3,1	25,8	110	530,91	534,326
3,1	25,8	115	542,898	546,145
3,1	25,8	120	565,84	568,928
3,1	25,8	125	594,776	597,678
3,1	25,8	130	612,236	614,845
3,1	25,8	135	629,684	631,969
3,1	25,8	140	659,051	661,025
3,1	25,8	145	695,234	696,891
3,1	25,8	150	714,764	716,057
3,1	25,8	155	725,575	726,512
3,1	25,8	160	734,600	735,221
3,1	25,8	165	741,735	742,094
3,1	25,8	170	749,178	749,34
3,1	25,8	175	756,772	756,813
3,1	25,8	180	759,315	759,315

En la *Tabla 26* se observa que a medida que β va en aumento entre 0 y 180°, los valores de F y F_i no tienen casi diferencia, por lo cual para el presente diseño se asumirá que: $F = F_i$. La biela se comportará como una columna de apoyos articulados tal como se muestra a continuación:

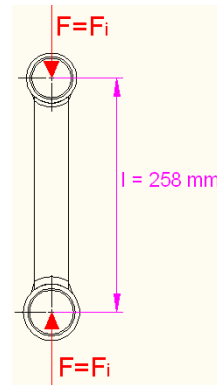


Figura 49. Diagrama de cargas en la biela (diseño como columna).

La carga de diseño es $F_{i_{máx}}$, y se deberá verificar que la misma no provoque alabeo a la biela.

Al tratarse de una sección rectangular, la base y la altura respectivamente son $b=0,038m$ y $h=0,009m$, por lo que se tiene las siguientes propiedades: $A=3,42 \times 10^{-4} m^2$ y $r_g = 2,6 \times 10^{-3} m$. A continuación se presenta el proceso para calcular la carga crítica [19].

TABLA 27. Cálculo de la carga crítica en la biela (columna).

Parámetros	Ecuación	Resultado
Longitud efectiva (l_e)	Para una columna de extremos articulados (ANEXO K), se tiene: $l_e = l$ Ec.5.72	$l_e = 0,258m$
Criterio de alabeo de Euler y de Johnson	$\left(\frac{l_e}{r_g}\right)_T = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{S_y}}$ Ec.5.73	$\sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{S_y}} = 139,5$
Razón de esbeltez (δ)	$\frac{l_e}{r_g} = \delta$ Ec.5.74	$\delta = 99,307$
Comparación entre $\left(\frac{l_e}{r_g}\right)_T$ y $\frac{l_e}{r_g}$		$\frac{l_e}{r_g} < \left(\frac{l_e}{r_g}\right)_T$ $99,307 < 139,5$
Carga crítica de alabeo (P_{cr})	Ecuación de Johnson: $P_{cr} = \left[S_y - \frac{S_y^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot E} \left(\frac{l_e}{r_g}\right)^2 \right] A$ Ec.5.75	$P_{cr} = 3619 N$

Comparando $F_{i_{máx}}$ y P_{cr} , se tiene que:

$$F_{i_{m\acute{a}x}} < P_{cr}$$

$$750 N < 3619 N$$

En consecuencia no existirá alabeo en la biela.

➤ **Diseño de la biela a tracción estática.**

Durante el tiempo en que el equipo no esté en funcionamiento la biela ya no estará expuesta a la fuerza de indentación (F_i), si no que tendrá que aguantar la tracción provocada por la carga muerta correspondiente al peso de la *EM*, tal como se indica a continuación:

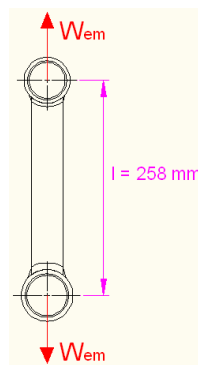


Figura 50. Diagrama de cargas en la biela(diseño a tracción estática).

- Cálculo del esfuerzo axial.

Al tratarse de una sección rectangular, la base y la altura respectivamente son $b=0,038m$ y

$h=0,009m$, por lo que se tiene: $A=3,42 \times 10^{-4} m^2$,

Mediante la *Ec. 5.45* se tiene:

$$\sigma_a = \frac{W_{em}}{A} = \frac{296,39 N}{3,42 \times 10^{-4} m^2} = 866637 Pa$$

- Cálculo del factor de seguridad.

Mediante la *Ec. 5.47* (Criterio de Von Mises) se tiene:

$$\sqrt{\sigma^2} = \frac{S_y}{n}$$

$$n = 3,23$$

Para el diseño de los demás elementos que se comportarán como columnas, se utilizará el mismo procedimiento de análisis según el caso, por lo cual en la *TABLA 28* se presentan los datos obtenidos a manera de resumen.

5.8.4 Diseño de los marcos 1 y 2.

El diseño de estos elementos se los realizará aparte de los demás, debido a que están expuestos como se verá a continuación, a un solo esfuerzo que es el de torsión.

Al realizar el respectivo análisis se determina que la barra horizontal inferior de cada marco estará expuesta a un esfuerzo torzor provocado por un momento transmitido por el perfil 2. En vista que los cuatro momentos torzores tienen el mismo valor, sólo será necesario analizar una sola barra y por ende un solo lado de la misma, para más detalles obsérvese el siguiente diagrama:

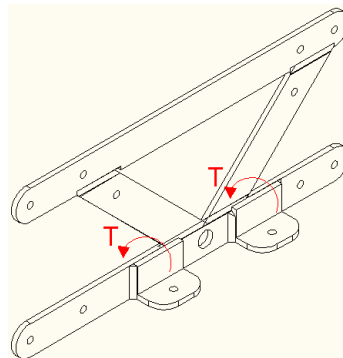


Figura 51. Momento torzor en la barra horizontal inferior de los marcos 1 y 2.

En donde el momento torzor es $T = M_A = F_i \cdot 0,022m$, recordando que M_A es el momento flector que ya se calculó en el diseño de la platina 4.

TABLA 28. Resumen del diseño de columnas.

Elemento	Material	Carga de diseño	Diagrama	Carga crítica de alabeo (P_{cr})	Resultado
Columna 3	AISI 1018	$\frac{F_{i\max}}{4}$	<p>a) Vista isométrica b) Vista delantera individual</p>	$P_{cr} = 806,8 N$	$\frac{F_{i\max}}{4} < P_{cr}$ $187,5 N < 806,8 N$
Biela	ASTM A 36	$F_{i\max}$		$P_{cr} = 3619 N$	$F_{i\max} < P_{cr}$ $750 N < 3619 N$
Columna 1 y columna 2	AISI 1018	$\frac{W_T}{4}$	<p>$W_T = W_p + W_{ef} + W_{em}$ Columna</p>	$P_{cr} = 971,7 N$	$\frac{W_T}{4} < P_{cr}$ $244,406 N < 971,7 N$

En cada columna se observa que la carga crítica es mayor que la carga de diseño, con lo cual se asegura que no existirá alabeo en ninguna de ellas.

- **Cálculo de esfuerzos y el factor de seguridad.**

Al tratarse de una sección rectangular sometida a torsión, el lado mayor y menor respectivamente son $a=0,038m$ y $b=0,006m$ [20]. El esfuerzo torzor fluctuará en función de $F_{i_{máx}}$ y $F_{i_{mín}}$ respectivamente, entonces reemplazando valores se tiene:

TABLA 29. Cálculo de esfuerzos en la barra horizontal inferior de los marcos 1 y 2.

Tipo de esfuerzo	Ecuación	Valor
Esfuerzo torzor máximo ($Tt_{máx}$)	$Tt_{máx} = \frac{T_{máx}}{a \cdot b^2} \left(3 + 1,8 \frac{b}{a} \right)$ [20] Ec.5.76	$Tt_{máx} = 4,02 \times 10^7 Pa$
Esfuerzo torzor mínimo ($Tt_{mín}$)	$Tt_{mín} = \frac{T_{mín}}{a \cdot b^2} \left(3 + 1,8 \frac{b}{a} \right)$ [20] Ec.5.77	$Tt_{mín} = 0$
Amplitud del esfuerzo para la torsión ($Ta_{(t)}$)	$Ta_{(t)} = \frac{T_{t_{máx}} - T_{t_{mín}}}{2}$ [21]	$Ta_{(t)} = 2,01 \times 10^7 Pa$
Amplitud del esfuerzo a medio intervalo para la torsión ($Tm_{(t)}$)	$Tm_{(t)} = \frac{T_{t_{máx}} + T_{t_{mín}}}{2}$ [21]	$Tm_{(t)} = 2,01 \times 10^7 Pa$
Amplitud del esfuerzo equivalente ($\sigma_{(eq)}$)	$\sigma_{(eq)} = \sqrt{\sigma_{(f)}^2 + 3 \cdot Ta_{(t)}^2}$ Ec.5.78	$\sigma_{(eq)} = 3,48 \times 10^7 Pa$
Esfuerzo a medio intervalo equivalente ($\sigma_{m(eq)}$)	$\sigma_{m(eq)} = \sqrt{\sigma_{m(f)}^2 + 3 \cdot Tm_{(t)}^2}$ Ec.5.79	$\sigma_{m(eq)} = 3,48 \times 10^7 Pa$

El valor de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga teórico propuesto por Marín son [21]:

TABLA 30. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga teórico en la barra horizontal inferior de los marcos 1 y 2.

Factor	Ecuación y/o condición	Parámetros	Valor
Factor de superficie (k_a)	$k_a = a \cdot Sut^b$	Para un material laminado en caliente: $a = 57,7$ $b = -0,718$	$k_a = 0,81$

Factor de tamaño (k_b).	Para el caso de una sección rectangular: $k_b = \left(\frac{d_e}{7,62} \right)^{-0,1133}$ $d_e = 0,808(h \cdot b)^{\frac{1}{2}}$	$(2,79 \leq d_e \leq 51)mm$	$k_b = 0,948$
Factor de carga (k_c)	$k_c = 0,577 \rightarrow$ torsión		$k_c = 0,577$
Factor de temperatura (k_d)		Temperatura ambiental promedio donde operará la máquina es aproximadamente 20 °C.	$k_d = 1.$
Factor de concentración del esfuerzo (k_e)		La sección crítica no presenta discontinuidades o irregularidades geométricas.	$k_e = 1$

Con todos los datos obtenidos se tiene [21]:

TABLA 31. Cálculo del factor de seguridad en la barra horizontal inferior de los marcos 1 y 2.

Parámetros	Ecuación	Resultado
Límite de fatiga teórico (S'_e)	Para un esfuerzo a torsión: $S_e' = 0,29 \cdot S_{ut} \quad Ec.5.80$	$S'_e = 110200000 Pa$
Límite de fatiga real (S_e)	$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_e'$	$S_e = 4,882 \times 10^7 Pa$
Factor de seguridad (n)	Se recurre al criterio de falla correspondiente a la línea de de Goodman modificada. $\frac{\sigma_{(eq)}}{S_e} + \frac{\sigma_{m(eq)}}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$	$n = 2,24$

El valor de los factor de seguridad obtenido satisface a las recomendaciones del ANEXO U.

5.9 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.

En el equipo se tiene cuatro rodamientos, dos que están montados en el buje, uno en la cabeza y otro en el pie de biela respectivamente. A continuación se va a seleccionar a los rodamientos que están expuestos al mayor número de cargas, para lo cual realizando el correspondiente análisis se determina que dichos rodamientos son los que están situados en el buje.

El eje central girará apoyado en los rodamientos A y B , los cuales se ubican a los extremos del buje respectivamente. Las cargas que influirán en la selección de dichos rodamientos se observa en la *Figura 69*, a continuación se grafica el diagrama de cuerpo libre en los planos xy y xz respectivamente.

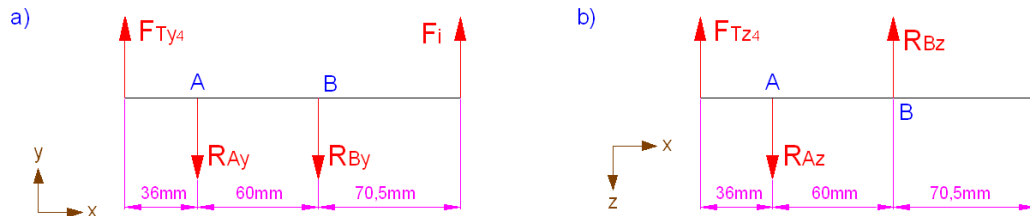


Figura 52. Diagrama de cargas para la selección de rodamientos situados en el buje.

En donde (R_{Ay}, R_{Az}) y (R_{By}, R_{Bz}) son las reacciones en los rodamientos A y B respectivamente, de acuerdo al plano de análisis. Mediante las leyes de equilibrio $\Sigma M_A = 0$ y $\Sigma F = 0$ aplicadas para cada plano, se tiene:

$$R_{Ay} = 19,37 \frac{T_4}{m} - 1,17 \cdot F_i + 755,49 N$$

$$R_{By} = 2,18 \cdot F_i - 19,37 \frac{T_4}{m} - 303,94 N$$

$$R_{Az} = 25,936 \frac{T_4}{m} + 443,73 N$$

$$R_{Bz} = 9,73 \frac{T_4}{m} + 166,4 N$$

Las reacciones críticas se localizan en el rodamiento B , por lo cual las mismas servirán para seleccionar los dos rodamientos. Estas reacciones y por ende su resultante, fluctuarán en función de $T_{4máx}$, $T_{4mín}$, $F_{imáx}$ y $F_{imín}$ respectivamente, por lo que se tiene:

$$R_{Bmáx} = \sqrt{R_{Bymáx}^2 + R_{Bzmáx}^2} = 1067,22 N$$

$$R_{Bmín} = \sqrt{R_{Bymín}^2 + R_{Bzmín}^2} = 346,507 N$$

En donde la carga de diseño es $R_{B_{m\acute{a}x}}$.

Una vez obtenidas las cargas para seleccionar los rodamientos, se va a recurrir al *Catálogo WL 41 520/3 SB (Rodamientos FAG)*, en el cual debido a que sólo se trata de cargas radiales, se va a seleccionar rodamientos rígidos de bolas de una hilera.

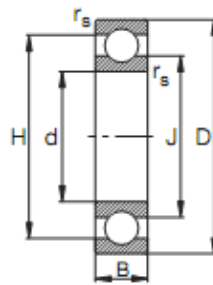


Figura 53. Rodamiento rígido de bolas de una hilera.

En resumen, la fuerza radial y la fuerza axial que se utilizarán respectivamente para la selección son:

$$F_r = 1067,22 N \quad \text{y} \quad F_a = 0$$

En función de la geometría del buje y del eje central de la excéntrica, observando la *Figura 104* para $d = 20mm$, $D = 42mm$ y $B = 12mm$, se escoge un rodamiento *FAG 6004*.

Para un funcionamiento de 8 h diarias durante 5 años, mediante el *ANEXO S* se tiene un tiempo de vida $l_h = 14600h$, con lo cual: $f_L \approx 3,11$. Para una velocidad en el eje de:

$$N_4 = 69,2 \text{ rpm} \approx 434,8 \frac{1}{\text{min}}$$

Por medio del *ANEXO S* se obtiene: $f_n \approx 0,423$.

En la siguiente tabla se presenta el cálculo de la capacidad de carga dinámica [22].

TABLA 32. Cálculo de la capacidad de carga dinámica y estática de los rodamientos situados en el buje.

Parámetros	Ecuación	Resultado	Condición
Capacida de carga dinámica tabulada $((C)_T)$		$(C)_T = 9,3 \text{ KN}$ (ANEXO Q)	
Capacida de carga estática tabulada $((C_0)_T)$		$(C_0)_T = 5 \text{ KN}$ (ANEXO Q)	
Carga dinámica equivalente (P)	$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$ Ec.5.81 $X = \text{Factor radial} = 1$ (ANEXO R) $Y = \text{Factor axial} = 0$ (ANEXO R)	$P = F_r = 1067,22 \text{ N}$	
Carga estática equivalente (P_0)	$P_0 = F_r$ Ec.5.82 para: $\frac{F_a}{F_r} \leq 0,8$	$P_0 = F_r = 1067,22 \text{ N}$	
Factor de esfuerzo estático (f_s)		Para exigencias normales [23]: $f_s = 1,2$	
Capacidad de carga dinámica calculada $((C)_C)$	$(C)_C = \frac{f_L}{f_n} P$ Ec.5.83	$(C)_C = 7846,46 \text{ N}$	$(C)_T > (C)_C$ $9300 \text{ N} > 7846,46 \text{ N}$ Este rodamiento si cumple con los requerimientos a carga dinámica.
Capacidad de carga estática calculada $((C_0)_C)$	$(C_0)_C = f_s \cdot P_0$ Ec.5.84	$(C_0)_C = 1280,66 \text{ N}$	$(C_0)_T > (C_0)_C$ $5000 \text{ N} > 1280,66 \text{ N}$ Este rodamiento si cumple con los requerimientos a carga estática.

Para la selección de los rodamientos ubicados en la cabeza y pie de biela, se utilizará el mismo procedimiento de análisis según el caso, por lo cual a continuación se presentan los datos obtenidos a manera de resumen en la siguiente tabla:

TABLA 33. Resumen de la selección de rodamientos.

Denominación	Carga de diseño	Tipo de rodamiento	Capacidad de carga dinámica tabulada	Capacidad de carga estática tabulada	Capacidad de carga dinámica calculada	Resultado	Capacidad de carga estática calculada	Resultado
Rodamientos en el buje	$F_r = 1076,22 N$ $F_a = 0$	FAG 6004	$(C)_T = 9,3 KN$	$(C_0)_T = 5 KN$	$(C)_C = 7,85 KN$	$(C)_T > (C)_C$ $9,3 KN > 7,85 KN$	$(C_0)_C = 1,28 KN$	$(C_0)_T > (C_0)_C$ $5 KN > 1,28 KN$
Rodamiento en la cabeza de biela	$F_r = 750 N$ $F_a = 0$	FAG 6204	$(C)_T = 12,7 KN$	$(C_0)_T = 6,55 KN$	$(C)_C = 5,51 KN$	$(C)_T > (C)_C$ $12,7 KN > 5,51 KN$	$(C_0)_C = 900 N$	$(C_0)_T > (C_0)_C$ $6,55 KN > 900 N$
Rodamiento en el pie de biela	$F_r = 750 N$ $F_a = 0$	FAG 6205	$(C)_T = 14 KN$	$(C_0)_T = 7,8 KN$			$(C_0)_C = 900 N$	$(C_0)_T > (C_0)_C$ $7,8 KN > 900 N$

En cada rodamiento se observa que $(C)_T$ es mayor que $(C)_C$ y que $(C_0)_T$ es mayor que $(C_0)_C$, por lo cual los mismos si soportarán las cargas a las que estarán solicitados y aproximadamente se prevé una duración de 14600 h.

5.10 SELECCIÓN DE LOS PERNOS.

En esta parte seleccionarán los pernos que están expuestos a los mayores esfuerzos, en este caso dichos pernos son los que sujetan el buje en donde se apoya y gira el eje central de la excéntrica. Las cargas influyentes se localizan en los planos xy y xz .

➤ Análisis a tracción.

En la *Figura 54* se analiza las cargas en el plano xy , las mismas que provocan una carga axial de tracción en cada perno.

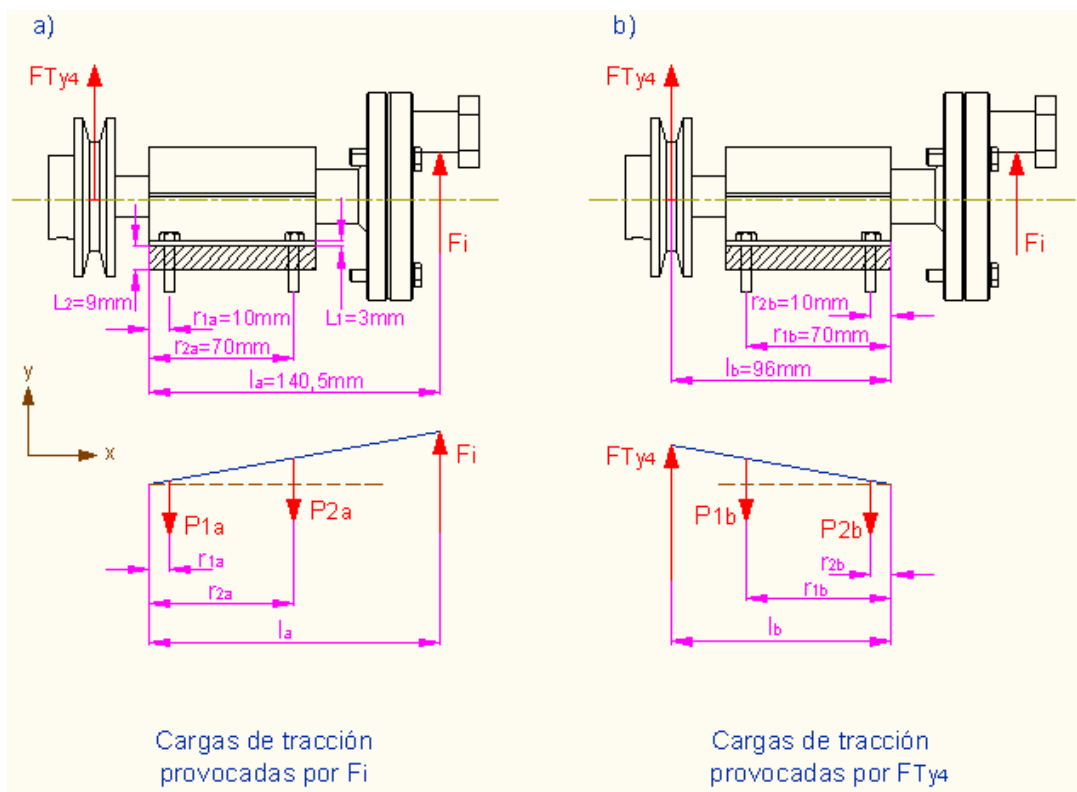


Figura 54. Diagrama de cargas que actúan en los pernos que sujetan el buje.

Para la junta se utiliza pernos *SAE grado 2* con un diámetro de cresta $d_c = 0,008\text{m}$, un área transversal $A_t = 5 \times 10^{-5}\text{m}^2$ y el módulo de elasticidad $E = 207 \times 10^9\text{Pa}$, en los cuales mediante el ANEXO N se tiene el módulo de rotura $S_{ut} = 5,102 \times 10^8\text{Pa}$, la resistencia a la

fluencia $S_y = 3,93 \times 10^8 \text{ Pa}$ y la resistencia última $S_p = 3,79 \times 10^8 \text{ Pa}$. El espesor del material 1 y 2 de la junta respectivamente son: $L_1 = 0,003 \text{ m}$ y $L_2 = 0,009 \text{ m}$, y son de acero ASTM A36 por lo cual el módulo de elasticidad será el mismo, entonces $E_1 = E_2 = 207 \times 10^9 \text{ Pa}$. Se tiene en total 4 pernos, 2 en la fila 1 y 2 en la fila 2.

A continuación se calcula la distribución de tensiones en los pernos sujetadores del buje [19].

TABLA34. Cálculo de las tensiones en los pernos que sujetan el buje.

Tipo de tracción	Ecuación	Resultado
Tracción primaria en cada perno para el caso a (P_a)	$P_a = \frac{F_i}{n_T} \quad \text{Ec. 5.85}$ $n_T = \text{Número total de pernos} = 4$	$P_a = 0,25 \cdot F_i$
Tracción secundaria en cada perno de la fila 1 para el caso a (P_{1a})	$P_{1a} = \frac{M_a \cdot r_{1a}}{n_1 (r_{1a}^2 + r_{2a}^2)} \quad \text{Ec. 5.86}$ $M_a = F_i \cdot l_a$ $n_1 = \text{Número de pernos en la fila 1} = 2$	$P_{1a} = 0,14 \cdot F_i$
Tracción secundaria en cada perno de la fila 2 para el caso a (P_{2a})	$P_{2a} = \frac{M_a \cdot r_{2a}}{n_2 (r_{1a}^2 + r_{2a}^2)} \quad \text{Ec. 5.87}$ $n_2 = \text{Número de pernos en la fila 2} = 2$	$P_{2a} = 0,98 \cdot F_i$
Tracción primaria en cada perno para el caso b (P_b)	$P_b = \frac{F_{Ty4}}{n_T} \quad \text{Ec. 5.88}$	$P_b = 8,07 \frac{T_4}{m} + 126,64 \text{ N}$
Tracción secundaria en cada perno de la fila 1 para el caso b (P_{1b})	$P_{1b} = \frac{M_b \cdot r_{1b}}{n_1 (r_{1b}^2 + r_{2b}^2)} \quad \text{Ec. 5.89}$ $M_b = F_{Ty4} \cdot l_b$	$P_{1b} = 21,69 \frac{T_4}{m} + 340,41 \text{ N}$
Tracción secundaria en cada perno de la fila 2 para el caso b (P_{2b})	$P_{2b} = \frac{M_b \cdot r_{2b}}{n_2 (r_{1b}^2 + r_{2b}^2)} \quad \text{Ec. 5.90}$	$P_{2b} = 3,1 \frac{T_4}{m} + 48,63 \text{ N}$
Tracción total en cada perno de la fila 1 (P_1)	$P_1 = P_{1a} + P_{1b} + P_a + P_b \quad \text{Ec. 5.91}$	$P_1 = 29,8 \frac{T_4}{m} + 0,39 \cdot F_i + 467,05 \text{ N}$
Tracción total en cada perno de la fila 2 (P_2)	$P_2 = P_{2a} + P_{2b} + P_a + P_b \quad \text{Ec. 5.92}$	$P_2 = 11,17 \frac{T_4}{m} + 1,23 \cdot F_i + 175,3 \text{ N}$

Se observa que la carga de tracción crítica será P_1 .

➤ **Análisis a corte.**

En la *Figura 106* se analiza las cargas en el plano xz , las mismas van a provocar una carga de corte en cada perno.

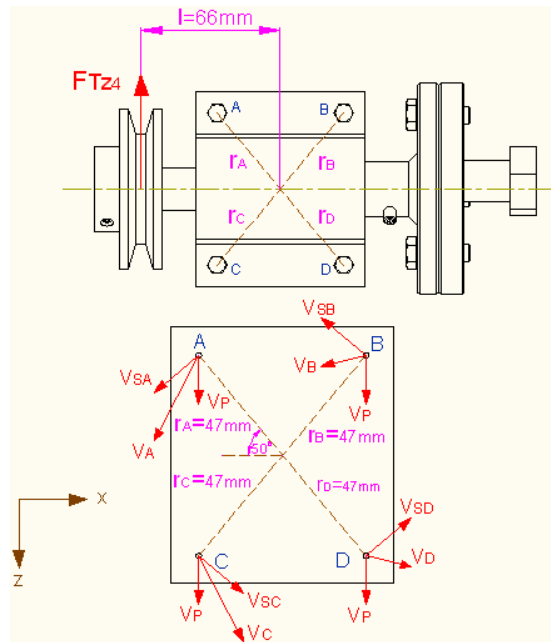


Figura55. Diagrama de cargas que provocarán corte en los pernos que sujetan el buje.

Al analizar las cargas primarias y secundarias en cada perno, se concluye que los más críticos son el A y C. En la siguiente tabla se presenta el cálculo de las cargas a corte en dichos pernos [19].

TABLA35. Cálculo de las cargas a corte en los pernos críticos que sostienen el buje.

Tipo de corte	Ecuación	Resultado
Corte primario en cada perno (V_P)	$V_P = \frac{F_{Tz4}}{n_T} \quad \text{Ec.5.93}$ <p>$n_T = \text{Número total de pernos} = 4$</p>	$V_P = 4,05 \frac{T_4}{m} + 69,33 N$

Corte secundario en los pernos críticos A y C (V_{SA}, V_{SC})	$V_{SA} = V_{SC} = \frac{F_{T24} \cdot l \cdot r_A}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + r_D^2} \quad Ec. 5.94$	$V_{SA} = V_{SC} = 5,6 \frac{T_4}{m} + 97,36 N$
Corte resultante (V_A, V_C)	$V_A = V_C = \sqrt{(-V_{SAx})^2 + (-V_{SAy} - V_p)^2} \quad Ec. 5.95$	$V_A = 5,69 \sqrt{\left(\frac{T_4}{m}\right)^2 + 50N \left(\frac{T_4}{m}\right)^2 + 709N^2}$

➤ **Cálculo del factor de seguridad.**

El cálculo de la constante elástica de la junta se presenta a continuación [19]:

TABLA 36. Cálculo de la constante elástica de la junta (pernos que sostienen el buje).

Parámetro	Ecuación	Resultado
Constante elástica del perno (K_b)	$k_b = \frac{A_t \cdot E}{L_1 + L_2} \quad Ec. 5.96$	$k_b = 8,67 \times 10^8 \frac{N}{m}$
Constante elástica del material 1 (k_{m1})	$k_{m1} = \frac{\pi \cdot E_1 \cdot d_c \cdot \tan 30^\circ}{\ln \left[\frac{(L_1 \cdot \tan 30^\circ + A)B}{(L_1 \cdot \tan 30^\circ + B)A} \right]} \quad Ec. 5.97$ $A = 0,5 \cdot d_c$ $B = 2,5 \cdot d_c$	$k_{m1} = 1,08 \times 10^{10} \frac{N}{m}$
Constante elástica del material 2 (k_{m2})	$k_{m2} = \frac{\pi \cdot E_2 \cdot d_c \cdot \tan 30^\circ}{\ln \left[\frac{(L_2 \cdot \tan 30^\circ + A)B}{(L_2 \cdot \tan 30^\circ + B)A} \right]} \quad Ec. 5.98$	$k_{m2} = 4,99 \times 10^9 \frac{N}{m}$
Constante elástica de la junta (k_m)	$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_{m1}} + \frac{1}{k_{m2}} \quad Ec. 5.99$	$k_m = 3,42 \times 10^9 \frac{N}{m}$
Parámetro adimensional de la junta (c)	$c = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad Ec. 5.100$	$c = 0,2$

A continuación se muestra el proceso de cálculo para hallar el factor de seguridad en los pernos críticos [19].

TABLA 37. Cálculo del factor de seguridad en los pernos críticos que sostienen el buje.

Parámetro	Ecuación	Resultado
Pretensión del perno (F_t)	$F_t = 0,6(A_t \cdot S_p)$ Ec.5.101	$F_t = 113764 \text{ N}$
Amplitud de la tracción en el perno (P_a)	$P_a = \frac{P_{1máx} - P_{1mín}}{2}$ Ec.5.102 $P_{1máx} = \text{Tracción máxima en el perno.}$ $P_{1mín} = \text{Tracción mínima en el perno.}$	$P_a = 226,2 \text{ N}$
Amplitud a medio intervalo de la tracción en el perno (P_m)	$P_m = \frac{P_{1máx} + P_{1mín}}{2}$ Ec. 5.103	$P_m = 566,61 \text{ N}$
Amplitud del esfuerzo axial ($\sigma_{(a)}$)	$\sigma_{(a)} = \frac{c \cdot n \cdot P_a}{A_t}$ Ec.5.104 $n = \text{Factor de seguridad}$	$\sigma_{(a)} = 914988 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} n$
Amplitud del esfuerzo axial a medio intervalo ($\sigma_{(m)}$)	$\sigma_{(m)} = \frac{F_t + c \cdot n \cdot P_m}{A_t}$ Ec.5.105	$\sigma_{(m)} = 2,3 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} n + 2,3 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
Amplitud del corte en el perno (V_a)	$V_a = \frac{V_{Amáx} - V_{Amín}}{2}$ Ec.5.106 $V_{Amáx} = \text{Corte máximo en el perno A.}$ $V_{Amín} = \text{Corte mínimo en el perno A.}$	$V_a = 43,708 \text{ N}$
Amplitud a medio intervalo del corte en el perno (V_m)	$V_m = \frac{V_{Amáx} + V_{Amín}}{2}$ Ec.5.107	$V_m = 195,25 \text{ N}$
Amplitud del esfuerzo cortante ($Ta_{(c)}$)	$Ta_{(c)} = \frac{n \cdot V_a}{A_t}$ Ec.5.108	$Ta_{(c)} = 874158 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} n$
Amplitud del esfuerzo cortante a medio intervalo ($Tm_{(c)}$)	$Tm_{(c)} = \frac{n \cdot V_m}{A_t}$ Ec.5.109	$Tm_{(c)} = 3,9 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} n$
Amplitud del esfuerzo equivalente ($\sigma_{(eq)}$)	$\sigma_{(eq)} = \sqrt{\sigma_{(a)}^2 + 3 \cdot Ta_{(c)}^2}$	$\sigma_{(eq)} = 1,77 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} n$
Amplitud del esfuerzo a medio intervalo equivalente ($\sigma_{m(eq)}$)	$\sigma_{m(eq)} = \sqrt{\sigma_{(m)}^2 + 3 \cdot Tm_{(c)}^2}$	$\sigma_{m(eq)} = 7,14 \times 10^6 \sqrt{n^2 + 20,5 \cdot n + 1015,1}$
Límite de fatiga teórico (S'_e)	Para un esfuerzo a tracción [20]: $S'_e = 0,45 \cdot Sut$ Ec.5.110	$S'_e = 2,3 \times 10^8 \text{ Pa}$

Límite de fatiga real (S_e)	$S_e = k_c \cdot S'_e \quad \text{Ec. 5.111}$ Para una confiabilidad del 90% (ANEXO O) se tiene: $k_c = 0,9$	$S_e = 2,06 \times 10^8 \text{ Pa}$
Factor de seguridad (n)	$\frac{k_e \cdot \sigma_{(eq)}}{S_e} + \frac{\sigma_{m(eq)}}{S_y} = 1 \quad \text{Ec. 5.112}$ Para un perno SAE grado 2 y rosca laminada (ANEXO P) se tiene: $k_e = 2,2.$	$n = 3,27$

El valor del factor de seguridad obtenido satisface a las recomendaciones del ANEXO U.

CAPÍTULO VI

6 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

6.1 CONSTRUCCIÓN DE PARTES MECÁNICAS.

6.1.1 Tecnología de la construcción de los elementos.

Para el proceso de construcción, montaje e instalación del equipo, se utilizará las siguientes máquinas, herramientas y accesorios:

- Prensa hidráulica.
- Entenalla.
- Moladora.
- Torno.
- Soldadora de arco.
- Taladro de pedestal.
- Taladro de mano.
- Esmeril.
- Lima plana.
- Cortadora por plasma.
- Arco de sierra.
- Llaves hexagonales y de pico.
- Playos de presión.
- Calibrador pie de rey.
- Flexómetro.
- Brocas.
- Machuelos.

6.1.2 Materiales utilizados.

A continuación se detalla todos los materiales utilizados para la construcción del equipo.

6.1.2.1 Materiales utilizados en la estructura externa.

TABLA 38. Materiales utilizados en la estructura externa.

<i>ELEMENTO</i>	<i>CANTIDAD</i>	<i>MATERIAL o MODELO</i>
Placa (620 x 620 x 10) mm	2 u	Acero A36

Barra de acero perforada (M38x25)	5 cm	Acero A36
Barra de acero perforada (M70x24)	0,5 m	Acero A36
Eje de transmisión ($\varnothing = 1$ in)	4 m	Acero A36
Perno (M25 x 160)	1 u	
Prisionero (M6 x 12)	8 u	
Ángulo (30 x 30 x 3) mm	1,5 m	Acero A36

6.1.2.2 Materiales utilizados en la estructura móvil.

TABLA 39. Materiales utilizados en la estructura móvil.

ELEMENTO	CANTIDAD	MATERIAL o MODELO
Eje de transmisión ($\varnothing = 1$ in)	0,5 m	Acero A36
Tuerca (M19)	2 u	
Eje de transmisión ($\varnothing = 0,5$ in)	1,5 m	Acero A36
Tuerca (M8)	4 u	
Platina (1,5 x 0,25) in	5 m	Acero A36
Ángulo (38 x 38 x 6)mm	25 cm	Acero A36
Perno (M8 x 20)	4 u	
Placa circular de 9 mm ($\varnothing = 250$ mm)	1 u	Acero A36
Perno (M6 x 60)	8 u	
Tuerca de seguridad (M6)	8 u	
Perno (M6 x 20)	12 u	
Tuerca (M6)	8 u	
Platina (1,5 x 3/8) in	30 cm	Acero A36
Rodamiento FAG 6205	1 u	
Rodamiento FAG 6204	1 u	
Barra de acero perforada (M 58 x 44)	3 cm	Acero A36
Barra de acero perforada (M 64 x 50)	3 cm	Acero A36
Barra de nylon	25 cm	

6.1.2.3 Materiales utilizados en la estructura fija.

TABLA 40. Materiales utilizados en la estructura fija.

ELEMENTO	CANTIDAD	MATERIAL o MODELO
Ángulo (17 x 17 x 3) mm	4,5 m	Acero A36

Platina (2 x 3/8) in	35 cm	Acero A36
Barra de acero perforada (M 50 x 25)	25 cm	Acero A36
Platina (3 x 3/8) in	1,3 m	Acero A36
Tuerca (M25)	2 u	
Prisionero (M6 x 12)	7 u	
Motor eléctrico	1 u	Weq LR 38324 ITEM 10341363
Banda trapezoidal sección Z (L = 45in)	1 u	
Reductor sin fin - corona (1:50)	1 u	
Banda trapezoidal sección Z (L = 23 in)	1 u	
Polea ($\varnothing = 10$ in)	1 u	
Polea ($\varnothing = 2,5$ in)	1 u	
Eje de transmisión ($\varnothing = 3/4$ in)	11 cm	
Barra de acero perforada (M 50 x 38)	10 cm	Acero A36
Ángulo (25 x 25 x 3) mm	20 cm	Acero A36
Rodamiento FAG 6404	2 u	
Barra de acero perforada (M 25 x 19)	3 cm	Acero A36
Placa circular de 10 mm ($\varnothing = 100$ mm)	2 u	Acero A36
Perno (M19 x 38)	1 u	
Perno (M6 x 25)	12 u	
Tuerca (M6)	12 u	
Perno (M8 x 25)	3 u	

6.1.2.4 Materiales utilizados en el control automático.

TABLA 41. Materiales utilizados en el control automático.

ELEMENTO	CANTIDAD	MATERIAL
Caja metálica (20 x 20 x 16) cm	1 u	
Selector (2 posiciones)	1 u	
Relé tiempo (3 - 30)min / (3 - 30) h	1 u	
Base relé (8 pines redondos)	1 u	
Contactador magnético (2HP-2,5KW-GMC 9 LG)	1 u	
Fusible Camsco (10x38mm - 2A - 500V)	1 u	
Base porta fusible	1 u	
Luz piloto (22mm metálico rj-vr 220V)	1 u	

6.1.3 Operaciones tecnológicas.

A continuación se detalla todas las operaciones tecnológicas utilizadas para la construcción del equipo.

6.1.3.1 Operaciones tecnológicas utilizadas en la estructura externa.

TABLA 42. Operaciones tecnológicas utilizadas en la estructura externa.

<i>Elemento</i>	<i>Nº</i>	<i>Operación Tecnológica</i>	<i>Tiempo (h)</i>
Placa base perforada	1	Corte (corte por plasma)	0,16
	2	Taladrado (taladro de pedestal, de mano, y en el torno)	6
	3	Rectificación (amoladora - disco abrasivo)	3
	4	Pulido y lijado (amoladora - disco de cepillo)	0,5
Placa superior	1	Corte (corte por plasma)	0,16
	2	Taladrado (taladro de pedestal, de mano, y en el torno)	2
	3	Rectificación (amoladora - disco abrasivo)	3
	4	Pulido y lijado (amoladora - disco de cepillo)	0,5
Columnas	1	Corte (arco de sierra)	0,5
	2	Rectificación (esmeril - disco abrasivo)	0,5
	3	Rectificación (torno)	2
	4	Señal de ranuras (torno)	1
	5	Lijado	1
Acoples entre las placas y las columnas	1	Corte (cortadora a sierra sin fin)	0,5
	2	Rectificación (esmeril - disco abrasivo)	0,5
	3	Rectificación (torno)	4,66
	4	Rectificación (taladro de pedestal)	0,33
	5	Taladrado (taladro de pedestal)	0,33
	6	Unión a las placas (Soldadora de arco)	0,66
Tornillo de potencia	7	Roscado (Torno)	1
TOTAL			28,3

6.1.3.2 Operaciones tecnológicas utilizadas en la estructura fija.

TABLA 43. Operaciones tecnológicas utilizadas en la estructura fija.

<i>Elemento</i>	<i>Nº</i>	<i>Operación Tecnológica</i>	<i>Tiempo (h)</i>
Armazón	1	Corte de los perfiles (sierra de arco)	0,75

	2	Corte de seguidores (cortadora de sierra sin fin)	0,33
	3	Corte de platinas (sierra de arco)	0,75
	4	Rectificación (esmeril - disco abrasivo)	0,5
	5	Rectificación de seguidores (torno)	4
	6	Taladrado (taladro de pedestal)	0,33
	7	Unión de elementos (Soldadora de arco)	1,5
	8	Rectificación (amoladora - disco abrasivo)	0,5
	Eje central de la excéntrica	1	Corte (arco de sierra)
2		Rectificación (Esmeril - disco abrasivo)	0,06
3		Rectificación (torno)	0,1
4		Taladrado (taladro de pedestal)	0,16
Buje	1	Corte (cortadora de sierra sin fin)	0,16
	2	Rectificación (Esmeril - disco abrasivo)	0,5
	3	Rectificación (torno)	0,5
	4	Corte de los perfiles (sierra de arco)	0,16
	5	Unión de perfiles y buje (Soldadora de arco)	0,16
Excéntrica	1	Corte (corte por plasma)	0,25
	2	Rectificación (Esmeril - disco abrasivo)	0,5
	3	Rectificación (torno)	1
	4	Taladrado (taladro de pedestal)	0,5
	5	Roscado (machuelo)	0,5
TOTAL			13,46

6.1.3.3 Operaciones tecnológicas utilizadas en la estructura móvil.

TABLA 44. Operaciones tecnológicas utilizadas en la estructura móvil.

<i>Elemento</i>	<i>Nº</i>	<i>Operación Tecnológica</i>	<i>Tiempo (h)</i>
Marcos 1 y 2	1	Corte de platinas (sierra de arco)	2,5
	2	Corte de ángulos (sierra de arco)	0,5
	3	Rectificación (esmeril - disco abrasivo)	2,5
	5	Taladrado (taladro de pedestal)	1
	6	Unión de elementos (Soldadora de arco)	1,5
	7	Roscado en los ángulos (machuelo)	0,16
	Barras que unen y estabilizan los marcos	1	Corte (sierra de arco)
2		Rectificación (Esmeril - disco abrasivo)	0,06
3		Rectificación (torno)	1,1
4		Roscado (torno)	2
Vigas que soportan	1	Corte (sierra de arco)	0,33

las cargas transmitidas por el identador	2	Rectificación (Esmeril - disco abrasivo)	0,75
	3	Taladrado (taladro de pedestal)	0,33
Columnas que únen el identador con las vigas	1	Corte (sierra de arco)	0,33
	2	Rectificación (Esmeril - disco abrasivo)	0,25
	3	Rectificación (torno)	0,5
Identador	1	Corte (corte por plasma)	0,16
	2	Rectificación (torno)	1,33
	3	Taladrado (taladro de pedestal)	0,33
	4	Unión de elementos (Soldadora de arco)	0,33
Ruedas	1	Corte (sierra de arco)	0,33
	2	Rectificación (torno)	3
	3	Taladrado (taladro de pedestal)	0,33
Biela	1	Corte de platina (sierra de arco)	0,16
	2	Corte de bujes inferior y exterior (cortadora de sierra sin fin)	0,16
	3	Rectificación de platina (amoladora y esmeril - disco abrasivo)	0,75
	4	Rectificación de bujes inferior y exterior (torno)	1
	5	Unión de elementos (Soldadora de arco)	0,16
Total			22,18

6.2 MONTAJE DE LOS ELEMENTOS.

Una vez construidos todos los elementos de la máquina, la mayoría de estos se juntarán entre sí por medio de pernos, para de esta manera dar como resultado las distintas estructuras. A continuación se detalla el tiempo que duró el montaje.

TABLA 45. Tiempo de montaje de la máquina.

Elemento	Operación	Tiempo (h)
Estructura externa	Montaje	0,5
Estructura fija	Montaje	1,5
Estructura móvil	Montaje	2
Equipo completo	Montaje	2
Control automático	Montaje	2
Total		8

CAPÍTULO VII

7 PRUEBAS DE OPERACIÓN.

Una vez construido el equipo, es necesario someterlo a pruebas de operación para verificar su funcionamiento tanto en vacío como con carga.

7.1 PRUEBAS EN VACÍO.

Para realizar esta prueba se inspeccionó mecánica y eléctricamente el equipo, es decir que se verificó que todos sus elementos estén debidamente acoplados, ensamblados e instalados. Hecho esto, se encendió el equipo y se lo dejó funcionar durante un tiempo aproximado a 20 minutos, para así lograr que los elementos de la máquina se asienten y poder observar alguna anomalía en el funcionamiento.

Transcurrido este tiempo se observó que el funcionamiento es normal sin ruido extraño, de lo que se deduce que el montaje de la máquina y el ajuste de los elementos es el adecuado.

7.2 PRUEBAS CON CARGA.

Siguiendo los pasos que se indican en la norma ASTM D 3574 – 05 TEST I3, los ensayos de fatiga se los realizará mediante el procedimiento A, el mismo manifiesta que se empleará 8000 ciclos en aproximadamente 2 h. También se recuerda que únicamente se evaluará la estabilidad dimensional, es decir la pérdida de espesor, esto se lo hará mediante la *Ec. 3.1* que nuevamente se cita a continuación:

$$F_t = \frac{t_0 - t_f}{t_0} 100$$

Una vez preparadas las probetas cumpliendo con los requisitos que se señala en la norma, se procede a realizar el ensayo a cada una de ellas, a continuación se presenta los resultados que se obtuvieron antes y después de someter al ensayo de fatiga a dichas probetas.

7.2.1 Esponja de 5 cm de espesor.

Como ya se determinó en la *Tabla 2*, se deberá fatigar con un valor de 36 % IFD.

TABLA 46. Perdida de espesor en esponjas de 5 cm (pruebas de operación).

	<i>N° de medición</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>Promedio</i>	Perdida de espesor (%)	Análisis visual	Tiempo de recuperación
Probeta 1	Medición inicial (mm)	50,3	50,3	50,3	50,4	50,4	50,34	2,46	No existe descomposición estructural	60 min
	Medición final (mm)	48,8	49,1	49,2	49,3	49,1	49,1			
Probeta 2	Medición inicial (mm)	50,3	50,4	50,3	50,3	50,4	50,34	3,77	No existe descomposición estructural	60 min
	Medición final (mm)	48,5	48,4	48,4	48,4	48,5	48,44			

7.2.2 Esponja de 10 cm de espesor.

Como ya se determinó en la *Tabla 3*, se deberá fatigar con un valor de 38 % IFD.

TABLA 47. Perdida de espesor en esponjas de 10 cm (pruebas de operación).

	<i>N° de medición</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>Promedio</i>	Perdida de espesor (%)	Análisis visual	Tiempo de recuperación
Probeta 1	Medición inicial (mm)	103,7	103,6	103,7	103,5	103,5	103,6	0,985	No existe descomposición estructural	60 min
	Medición final (mm)	102,5	102,5	102,7	102,7	102,5	102,58			
Probeta 2	Medición inicial (mm)	103,7	104	103,8	103,7	104	103,84	1,791	No existe descomposición estructural	60 min
	Medición final (mm)	101,5	102,1	102,1	102,1	102,1	101,98			

CAPÍTULO VIII

8 MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.

8.1 MANUAL DE OPERACIÓN.

8.1.1 Manual de operación para un cambio de esponja de distinto espesor.

1. Girar manualmente la polea 1 hasta que la cabeza de biela, se sitúe en el punto más alto de la excéntrica, seguidamente retirar la esponja a ser cambiada.
2. Girar manualmente la polea 1 hasta que la cabeza de biela, se sitúe en el punto más bajo de la excéntrica.
3. Chequear que los prisioneros de los seguidores de la estructura fija no estén ajustados.
4. Mediante el tornillo de potencia bajar la estructura fija hasta que la superficie superior de los seguidores y la ranura inferior de las columnas (*columnas delanteras cuando el perno que enlaza la biela con la excéntrica esté enroscado en el agujero para esponja de 5 cm, y columnas posteriores cuando el perno esté enroscado en el agujero para esponja de 10 cm de espesor*), se encuentren aproximadamente a la misma altura.
5. Mediante una llave hexagonal o de pico adecuada aflojar el perno que enlaza la biela con la excéntrica, y posteriormente desenroscar manualmente por completo. Si no es posible desenroscar manualmente con facilidad, subir o bajar la estructura fija una mínima diferencia.
6. Girar manualmente la polea 1 hasta que el agujero roscado (*agujero para esponja de 5 cm o 10 cm de espesor*) de la excéntrica, se sitúe en el punto más bajo de la misma.
7. Mediante el tornillo de potencia, subir o bajar la estructura fija hasta que la superficie superior del seguidor y la ranura inferior de las columnas (*columnas delanteras para esponja de 5 cm y posteriores para esponja de 10 cm de espesor*), se encuentren aproximadamente a la misma altura.

8. El perno que enlazará la biela con la excéntrica, se deberá atravesar por completo en el diámetro interior del rodamiento que se aloja en la cabeza de biela, y enroscarse manualmente en el agujero preestablecido (agujero para esponja de 5 cm o 10 cm de espesor). Si no es posible enroscar con exactitud, subir o bajar la estructura fija una mínima diferencia.
9. Una vez enroscado manualmente el perno que enlazará la biela con la excéntrica, dar un pequeño apriete con una llave hexagonal o de pico adecuada.
10. Mediante el tornillo de potencia, subir la estructura fija hasta que la superficie superior del seguidor y la ranura superior de las columnas (*columnas delanteras para esponja de 5 cm y posteriores para esponja de 10 cm de espesor*), se encuentren aproximadamente a la misma altura.
11. Girar manualmente la polea 1, hasta que la cabeza de biela se encuentre en el punto más alto.
12. Introducir la esponja dentro del marco que la inmovilizará. Si el identador ofrece demasiada resistencia para enmarcar la esponja, se debe elevar la estructura fija lo que haga falta (*chequeando que los prisioneros de los seguidores de la estructura fija estén flojos*), hasta que la esponja ingrese sin mucho empuje.
13. Mediante inspección visual, encerar el identador si es necesario, es decir que se deberá bajar una mínima diferencia la estructura fija, hasta que la superficie interior del identador esté en contacto aproximadamente sin aplastamiento sobre la superficie superior de la esponja.
14. Ajustar los prisioneros de los seguidores.
15. Chequear que el prisionero del acople entre el eje central y la placa circular que sujeta la excéntrica, esté debidamente apretado. También chequear los prisioneros de los acoples entre las placas y las columnas.
16. Conectar el enchufe del equipo a una toma de 110 V.
17. Mediante el selector, encender el equipo. El equipo está programado mediante un timer para que funcione durante aproximadamente 2 h, transcurrido este tiempo se apagará. Si no cumple con este tiempo de funcionamiento, se deberá chequear el timer y corregirlo.
Al apagarse el equipo, el selector queda en la posición *on*, si se desea volver a encenderlo, se debe cambiar a la posición de *off* y posteriormente cambiarlo nuevamente a *on*.

8.1.2 Manual de operación para un cambio de esponja de igual espesor.

Sólo se debe repetir los pasos: 1, 12, 13, 14, 15, 16, 17.

8.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO.

8.2.1 Rodamientos en general del equipo.

a) *Mantenimiento diario* [23].

Revisar que los mismos estén en lo mayor posible limpios, es decir libre de polvo y partículas extrañas. De la misma manera verificar que la grasa lubricante esté limpia, si no es así, se recomienda limpiar las zonas, y lubricarlos otra vez con grasa nueva. Para este caso, en que se trata de rodamientos rígidos de bolas, se deben llenar de grasa en ambas caras. Para la lubricación se recomienda una grasa multiuso LGMT 2. Escuchar si no existen ruidos extraños cuando el equipo se encuentre funcionando.

b) *Mantenimiento anual* [23].

Normalmente es suficiente inspeccionarlos a fondo una vez al año, es decir se debe:

Escuchar: Los rodamientos en buenas condiciones de funcionamiento emiten un suave zumbido. En cambio, pueden chirriar como consecuencia de una lubricación inadecuada. Si no tiene juego interno suficiente, puede producir un sonido metálico. Si los ruidos son intermitentes, seguramente el daño está en los elementos rodantes. El sonido se produce cuando la superficie dañada roza. Si el daño es severo, se escuchará un sonido fuerte e irregular. Cualquiera de estos factores podrían ser motivos para un cambio del rodamiento.

Tocar: Las altas temperaturas generalmente indican que el rodamiento no está funcionando de manera normal. Se puede deber a la falta o exceso de lubricante, impurezas en el lubricante, sobrecargas, desalineaciones, falta de holgura, etc.

En un eventual cambio del rodamiento, es esencial que sea efectuado por personal competente y en condiciones de rigurosa limpieza, para conseguir así un buen funcionamiento y evitar un fallo prematuro. Como todos los componentes de precisión, la manipulación de los rodamientos durante su montaje debe realizarse con sumo cuidado. La elección del método de montaje adecuado y de las herramientas apropiadas es de gran importancia.

c) Cambio de rodamientos.

Cambiar los rodamientos a las 14600 *h* de vida útil.

8.2.2 Reductor de velocidades Sin fin corona .

a) Mantenimiento semanal [24].

Revisar el nivel de aceite del reductor, y si es necesario reponerlo. Revisar si existen posibles fugas de aceite. En el reductor nuevo debe cambiarse de aceite a las 200 horas iniciales de funcionamiento, los posteriores cambios se harán entre las 1500 y 2000 horas de trabajo. Un aceite apropiado es el MOBIL GEAR 629.

b) Mantenimiento trimestral [24].

Revisar la alineación del grupo motor-reductor. Escuchar con un estetoscopio mecánico los ruidos del rodamiento y de los engranes.

c) Mantenimiento anual [24].

Revisión general del reductor, es decir que incluye la revisión de corona y sin fin. Ajustar las flechas del reductor.

8.2.3 Motor eléctrico.

a) *Mantenimiento diario* [25].

El motor debe mantenerse limpio, exento de polvareda, detritos y aceites. Para limpiarlo, se debe utilizar escobas o trapos limpios de algodón. Si el polvo no es abrasivo, se debe emplear un soplete de aire comprimido, soplando la suciedad de las tapa y eliminando todo el polvo acumulado en las aletas del ventilador y en las aletas de refrigeración.

b) *Mantenimiento mensual* [25].

Se debe inspeccionar la presencia de ruido especialmente en la zona de rodamientos. Un oído bien entrenado es perfectamente capaz de distinguir el apareamiento de ruidos anómalos, aunque empleando medios bien simples (como un desarmador, etc.).

c) *Mantenimiento semestral* [25].

Los rodamientos podrían ser re lubricados mediante la debida inspección. La grasa recomendada para la lubricación es POLIREX EM, no obstante, la aplicación de mucho lubricante es la mayor causa de fallas tempranas en el motor. Cuando se aplica grasa en demasía, ésta es forzada hacia el exterior de los alojamientos de los rodamientos y comienza a gotear hacia el interior de los devanados, lo que resulta en una falla temprana de los mismos. La sobre lubricación también contribuye a reducir la vida útil de los rodamientos y la eficiencia del motor.

d) *Mantenimiento anual* [25].

Realizar reajuste de tornillos. También se debe inspeccionar periódicamente la elevación de temperatura (bobinas y soportes), desgastes, lubricación de los rodamientos, examinar eventualmente el correcto flujo de aire en el ventilador, niveles de vibraciones, desgastes de escobas y anillas colectoras.

8.2.4 Bandas y Poleas.

Aspectos generales [26].

- Revisar periódicamente que las bandas no se encuentren expuestas a rocío de aceite, líquido o algún tipo de pasta, debido a que pueden provocar un fallo prematuro de las mismas.
- Observar cada vez que el equipo se encuentre funcionando, que no exista anomalías en las transmisiones.
- Escuchar si en el instante del arranque del motor o cuando el equipo ya esté funcionando, se produce un chillido, esto podría ser un indicativo de patinaje de banda que usualmente se debe a una tensión insuficiente que deberá ser corregida.
- Verificar periódicamente la lineación de las poleas.
- Para una buena inspección se tiene que aflojar las bandas y removerlas, una vez hecho esto, observar poleas y bandas para determinar desgaste o daño. También chequear los ejes para descartar doblamiento o excentricidad
- Una vez que el equipo se encuentre en reposo, remover toda la suciedad que sea posible de las bandas y poleas.
- Es aconsejable un cambio de banda o polea, en cualquier momento que se detecte un desgaste indebido.

CAPITULO IX

9 COSTOS.

A continuación se presenta una descripción general de todos los gastos realizados para el diseño y construcción del equipo, y de esta manera obtener el valor del costo total invertido.

9.1 COSTOS DIRECTOS.

En la descripción de costos directos se toman en cuenta los gastos por materiales, mano de obra, equipos o maquinarias utilizados y transporte, los mismos que se detallan en los literales siguientes:

9.1.1 Costo de materiales mecánicos.

TABLA 48. Costo de materiales mecánicos.

<i>MATERIAL</i>	<i>DESCRIPCIÓN</i>	<i>UNIDAD</i>	<i>CANTIDAD</i>	<i>P. UNIT. (\$)</i>	<i>P. TOTAL (\$)</i>
Plancha	(620 x 620 x 10) mm ASTM A36		2	47,48	94,96
Plancha	(Ø=25cm , e=5mm) ASTM A36		1	12,06	12,06
Plancha	(Ø=10cm , e=9mm) ASTM A36		2	4,5	9
Platina	(1,5 x 0,25) in ASTM A36	metro	5	5	26,35
Platina	(1,5 x 3/8) in ASTM A36	metro	0,3	5	1,5
Platina	(2 x 3/8) in ASTM A36	metro	0,35	6	2,1
Platina	(3 x 3/8) in ASTM A36	metro	1,3	7	9,1
Ángulo	(30 x 30 x 3) mm ASTM A36	metro	1,5	5	7,5
Ángulo	(38 x 38 x 6) mm ASTM A36	metro	0,25	8	2
Ángulo	(17x 17 x 3) mm ASTM A36	metro	4,5	2,95	13,28
Ángulo	(25 x 25 x 3) mm ASTM A36	metro	0,2	3,6	0,72
Eje de transmisión	(Ø = 1 in) SAE 1018	kg	7,03	2,01	14,13
Eje de transmisión	(Ø = 0,5 in) SAE 1018	kg	2	1,92	3,84
Eje de transmisión	(Ø = 3/4 in) SAE 1018	kg	0,9	1,88	1,7
Barra de acero perforada	(M 38 x 25) SAE 1018	kg	0,52	4,07	2,12
Barra de acero perforada	(M 70 x 24) SAE 1018	kg	3,2	4,15	13,28

Barra de acero perforada	(M 58 x 44) SAE 1018	kg	0,22	4,2	0,93
Barra de acero perforada	(M 64 x 50) SAE 1018	kg	0,28	4,6	1,3
Barra de acero perforada	(M 50 x 25) SAE 1018	kg	2,4	4,1	9,84
Barra de acero perforada	(M 50 x 38) SAE 1018	kg	0,9	4,3	3,87
Barra de acero perforada	(M 25 x 19) SAE 1018	kg	0,12	3,6	0,45
Rodamiento	FAG 6205		1	4,46	4,46
Rodamiento	FAG 6204		1	4,46	4,46
Rodamiento	FAG 6404		2	4,46	8,92
Banda	PIRELLI Z45		1	4,15	4,15
Banda	PIRELLI Z23		1	1,8	1,8
Polea	10" Aluminio		1	4,08	4,08
Polea	2,5" Aluminio		1	1,52	1,52
Barra de nylon	50mm 6PLA	kg	0,76	16,16	12,28
Caja reductora	50/1		1	66,96	66,96
Perno	SAE G2 (M25x160)		1	6,5	6,5
Perno	SAE G2 (M8x20)		4	0,27	1,08
Perno	SAE G2 (M8x60)		8	0,45	3,6
Perno	SAE G2 (M8x20)		12	0,27	3,24
Perno	SAE G2 (M19x38)		1	2,23	2,23
Perno	SAE G2 (M6x25)		12	0,27	3,24
Perno	SAE G2 (M8x25)		3	0,35	1,05
Tuerca	M19		2	1,02	2,04
Tuerca	SAE G2 M8		4	0,45	1,8
Tuerca de seguridad	SAE G2 M6		8	0,22	1,76
Tuerca	SAE G2 M6		20	0,18	3,6
Tuerca	SAE G2 M25		2	1,34	2,68
Prisionero	M6x12		15	0,34	5,1
				TOTAL	376,58

9.1.2 Costo de materiales eléctricos.

TABLA 49. Costo de materiales eléctricos.

<i>DESCRIPCIÓN</i>	<i>CANTIDAD</i>	<i>P. UNIT. (\$)</i>	<i>P. TOTAL (\$)</i>
Caja metálica (20 x 20 x 16) cm	1	14,61	14,61
Selector (2 posiciones)	1	2,21	2,21
Relé tiempo (3 - 30)min / (3 - 30) h	1	14,98	14,98
Base relé (8 pines redondos)	1	1,28	1,28

Contactor magnético (2HP-2,5KW-GMC 9 LG)	1	8,77	8,77
Base porta fusible	1	2,92	2,92
Fusible Camsco (10x38mm - 2A - 500V)	1	0,25	0,25
Luz piloto (22mm metálico rj-vr 220V)	1	1,41	1,41
Motor eléctrico Monofásico 1/4 HP 1730rpm	1	58,93	58,93
TOTAL			105,36

9.1.3 Costo por maquinaria y equipos utilizados.

TABLA 50. Costo por maquinaria y equipos utilizados.

<i>Máquina / Herramienta</i>	<i>Costo (\$)/Hora</i>	<i>Horas/Equipo</i>	<i>Costo total (\$)</i>
Cortadora por plasma	8	0,73	5,84
Cortadora a sierra sin fin	4	1,15	4,6
Torno	16	22,19	355,04
Amoladora	1	7,9	7,9
Suelda de arco	8,5	4,31	36,635
Otros			50
TOTAL			460,02

9.1.4 Costo de mano de obra.

TABLA 51. Costo por mano de obra.

<i>Trabajador</i>	<i>Salario (\$)/Hora</i>	<i>Horas/Hombre</i>	<i>Salario total (\$)</i>
Maestro mecánico	3	60	180
Ayudante mecánico	1	60	60
Maestro eléctrico			20
TOTAL			260

9.1.5 Costo por transporte.

TABLA 52. Costo por transporte.

<i>Transporte</i>	<i>Costo total (\$)</i>
Material a taller	30
Equipo a planta	60
TOTAL	90

9.1.6 Valor total de los costos directos.

TABLA 53. Valor total de los costos directos.

Detalle	Costo total (\$)
Materiales mecánicos	376,58
Materiales eléctricos	105,36
Maquinaria y equipos utilizados	460,02
Mano de obra	260
Transporte	90
TOTAL	1291,96

9.2 COSTOS INDIRECTOS.

TABLA 54. Costos indirectos.

Detalle	Valor (%CD)	Costo (\$)
Ingeniería (Diseño y supervisión)	30%	387,59
Imprevistos	10%	129,20
	TOTAL	516,79

9.3 COSTOS TOTALES.

TABLA 55. Costos totales.

Detalle	Costo (\$)
Costos directos	1291,96
Costos indirectos	516,79
TOTAL	1808,74

CAPÍTULO X

10 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

10.1 CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó un equipo de ensayo de control de la estabilidad dimensional por fatiga mediante martilleo constante, que se ajusta a los requerimientos de la norma ASTM D 3574 – 05 TEST I3.
- Una vez conocidos los requerimientos técnicos para realizar el ensayo, se analizaron todas las posibles alternativas de diseño, determinando que el mecanismo excéntrica biela es el más adecuado.
- Todos los elementos del equipo fueron diseñados con un factor de seguridad adecuado que cumple las recomendaciones, por lo cual se asegura un tiempo de vida útil aceptable del equipo.
- Para el acabado y ensamblaje de los elementos se requirió de múltiples máquinas herramientas, lo cual es un indicativo de que la máquina posee un grado de complejidad considerable.
- El único dispositivo automático que funcionará en el equipo es un *Relé tiempo (timer)* que le permitirá apagarse automáticamente después del período preestablecido para la fatiga de la esponja.
- En las pruebas de operación se obtuvo una pérdida de espesor en la esponja relativamente bajo, lo cual indica que la espuma de poliuretano tiene una elevada firmeza y resistencia.

10.2 RECOMENDACIONES

- Cubrir el equipo para que en lo posible pueda estar libre de polvo u otras partículas que pudiesen ocasionar anomalías en los dispositivos mecánicos y eléctricos.
- Situar el equipo en un lugar fijo, debido a que su continuo traslado podría ocasionar movimientos bruscos y por ende causar daños y desestabilizar las estructuras.

- Seguir con detalle el manual de mantenimiento para prolongar la vida útil de los elementos
- No manipular el equipo cuando este se encuentre funcionando, ya que podría causar accidentes.
- En un posible desmontaje del equipo, se recomienda empezar a desarmarlo desde la estructura móvil, seguidamente la estructura fija y por última la estructura externa.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] http://es.wikipedia.org/wiki/Espuma_de_poliuretano
- [2] <http://www.elmundo.es/yodonablogs/hemeroteca/2006/11/egoterapia.html>
- [3] <http://www.quiminet.com/articulos/que-es-la-espuma-de-poliuretano-5539.htm>
- [4] <http://www.thermohouse.com.mx/poliuretano.html>
- [5] <http://es.wikipedia.org/wiki/Poliuretano>
- [6] http://www.construmatica.com/construpedia/Espuma_de_Poliuretano
- [7] <http://www.arquigrafico.com/revestimiento-de-espuma-de-poliuretano-como-aislante-para-techos>
- [8] <http://es.patents.com/us-6372812.html>
- [9] http://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%A1quina_universal
- [10] <http://www.slideshare.net/jbrunocalvay/proyecto-grupo-taz>
- [11] <http://www.uhu.es/jcarlos.fortes/Asignaturas/Sistemasmecanicos/levasalumnos.pdf>
- [12] http://ocw.unican.es/enseanzas-tecnicas/cinematica-y-dinamica-de-maquinas/cinematica-y-dinamica-de-maquinas/Tema_V_1_Teor%C3%ADa.pdf
- [13] <http://www1.ceit.es/asignaturas/TeorMaq1/Apuntes/Cap4.pdf>
- [14] <http://www.uhu.es/jcarlos.fortes/Asignaturas/Sistemasmecanicos/levasalumnos.pdf>
- [15] <http://fundamentosdemaquinaswmn.blogspot.com/>
- [16] <http://www.monografias.com/trabajos13/actuneu/actuneu.shtml>
- [17] http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_biela-manivela.htm
- [18] http://www.emc.uji.es/d/mecapedia/correa_trapezoidal.htm
- [19] HAMROCK, B. Elementos de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000: pág. 359-368, pág. 543-591, pág. 667-691, pág. 828-837.
- [20] ANDREW PYTEL, FERDINAND L. SINGER. Resistencia de materiales, cuarta edición: pág. 60-75, pág. 122-160, pág. 170-199, pág. 227-236.

- [21] SHIGLEY, J. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ta.ed.ed. México: McGraw-Hill, 1990: pág. 270-288, pág. 310-327, pág. 332-333, pág. 831-838, pág. 844-851.
- [22] Catálogo WL 41 520/3 SB (Rodamientos FAG)
- [23] <http://es.scribd.com/doc/7538790/Mantenimiento-y-Recambio-de-Rodamientos>
- [24] <http://adnervillarroel.files.wordpress.com/2010/07/reductores-de-velocidad.pdf>
- [25] <http://www.eaco.com.mx/MANUALWEG.pdf>
- [26] <http://www.distrivelez.com/images/correasde transmision.pdf>

BIBLIOGRAFÍA

AMBOYA F. CRUZ D. Diseño y Construcción de un Equipo de Ensayos para Pruebas de Deformación y Resistencia de Asientos y Espaldares de Espuma de Poliuretano para Autobuses. Riobamba ESPOCH, 2010 (Tesis).

CATÁLOGO DIPAC, Productos de Acero.

CATÁLOGO WL 41 520/3 SB (Rodamientos FAG).

HAMROCK, B. Elementos de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000.

NORMA ASTM D 3574 – 05 TEST I3.

PIRELLI. Catálogo de Bandas.

SHIGLEY, J. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ta.ed.ed. México: McGraw-Hill, 1990.

SINGER, F. Resistencia de Materiales, México: Alfaomega, 2009.

LINKOGRAFÍA

ESPUMA DE POLIURETANO (MARCO TEÓRICO)

http://es.wikipedia.org/wiki/Espuma_de_poliuretano

10-01-2010

<http://www.quiminet.com/articulos/que-es-la-espuma-de-poliuretano-5539.htm>

10-01-2010

<http://www.thermohouse.com.mx/poliuretano.html>

12-01-2010

<http://es.wikipedia.org/wiki/Poliuretano>

12-01-2010

http://www.construmatica.com/construpedia/Espuma_de_Poliuretano

15-01-2010

<http://www.arquigrafico.com/revestimiento-de-espuma-de-poliuretano-como-aislante-para-techos>

15-01-2010

IMPORTANCIA DEL COLCHÓN.

<http://www.elmundo.es/yodonablogs/hemeroteca/2006/11/egoterapia.html>

18-01-2010

IFD (DEFLEXIÓN POR MEDIO DE LA FUERZA DE INDENTACIÓN).

<http://es.patents.com/us-6372812.html>

20-01-2010

MÁQUINA UNIVERSAL

http://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%A1quina_universal

22-01-2010

LA LEVA MECÁNICA

<http://www.slideshare.net/jbrunocalvay/proyecto-grupo-taz>

25-01-2010

<http://www.uhu.es/jcarlos.fortes/Asignaturas/Sistemasmecanicos/levasalumnos.pdf>

25-01-2010

[http://ocw.unican.es/enseanzas-tecnicas/cinematica-y-dinamica-de-maquinas/cinematica-y-dinamica-de-maquinas/Tema V 1 Teoría.pdf](http://ocw.unican.es/enseanzas-tecnicas/cinematica-y-dinamica-de-maquinas/cinematica-y-dinamica-de-maquinas/Tema_V_1_Teor%C3%ADa.pdf)

28-01-2010

<http://www1.ceit.es/asignaturas/TeorMaq1/Apuntes/Cap4.pdf>

28-01-2010

<http://www.uhu.es/jcarlos.fortes/Asignaturas/Sistemasmecanicos/levasalumnos.pdf>

28-01-2010

<http://fundamentosdemaquinaswmn.blogspot.com/>

28-01-2010

CILÍNDRRO NEUMÁTICO

<http://www.monografias.com/trabajos13/actoneu/actoneu.shtml>

01-02-2010

MECANISMO EXCÉNTRICA BIELA.

http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_biela-manivela.htm
04-02-2010

BANDA TRAPEZOIDAL

http://www.emc.uji.es/d/mecapedia/correa_trapezoidal.htm
05-02-2010

MATENIMIENTO DE RODAMIENTOS

<http://es.scribd.com/doc/7538790/Mantenimiento-y-Recambio-de-Rodamientos>
18-03-2011

MANTENIMIENTO DE REDUCTOR DE VELOCIDADES

<http://adnervillarroel.files.wordpress.com/2010/07/reductores-de-velocidad.pdf>
20-03-2011

MANTENIMIENTO DEL MOTOR ELÉCTRICO

<http://www.eaco.com.mx/MANUALWEG.pdf>
22-03-2011

MANTENIMIENTO DE BANDAS Y POLEAS.

<http://www.distrivelez.com/images/correasetransmision.pdf>
24-03-2011

ANEXOS