



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA REALIZAR ENSAYOS CON CARGAS CÍCLICAS EN MATERIALES UTILIZADOS EN PRÓTESIS DENTALES

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN MECÁNICO

CAMACHO MORALES SANTIAGO BRIAN

santiago.camacho@epn.edu.ec

CÓRDOVA MÉNDEZ ERICK ALEXANDER

erick.cordova@epn.edu.ec

DIRECTOR:

SEGUNDO CARLOS SUNTAXI GUALLICHICO, M.Sc.

suntaxi.segundo@epn.edu.ec

CODIRECTOR:

DANIELA SOFÍA CRUZ GARCES, M.Sc.

daniela.cruz@epn.edu.ec

Quito, Agosto 2017

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por **CAMACHO MORALES SANTIAGO BRIAN** y **CORDOVA MÉNDEZ ERICK ALEXANDER**, bajo mi supervisión.

Ing. Suntaxi Guallichico Segundo Carlos, M.Sc.
DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Cruz Garcés Daniela Sofía, M.Sc.
CODIRECTORA DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros, **SANTIAGO BRYAN CAMACHO MORALES Y ERICK ALEXANDER CÓRDOVA MÉNDEZ**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento. A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

SANTIAGO CAMACHO

ERICK CÓRDOVA

DEDICATORIA

Santiago

Para quienes fueron, son y seguirán siendo mis primeros maestros, a mis padres Victor y Gloria, por todos los sacrificios hechos a lo largo de toda mi vida, son por quienes logro ser lo que soy cada día.

A mis hermanos Víctor, Elizabeth y Sebastián quienes son mi ejemplo.

A Jacque mi compañía y ayuda en esta vida universitaria.

DEDICATORIA

Erick

El presente proyecto lo dedico a mis padres Freddy y Martha, por todo su esfuerzo y sacrificio por darme una carrera para mi futuro y apoyarme incondicionalmente en todas las decisiones que he tomado.

AGRADECIMIENTO

Santiago

A Dios por darme la vida cada día.

A mi familia por creer en mí desde el primer día y apoyarme a lo largo de este trabajo, por ser quienes llenan mi vida de amor y de fortaleza para aventurarme a dar lo mejor.

A Jacque por tu ayuda, por tu apoyo, por las sonrisas que me alegraron todos los días, por tus palabras de aliento, por estar a mi lado en esta aventura llamada vida, muchas gracias mi bonita.

A mis amigos Leonardo, Patricia, Frank, Gaby, Gaby chiquita, Jairo, Jairo R, Mary, Taty, Rommel, a los "Mopos", que brindaron sus mejores aventuras y apoyo en la vida universitaria, en serio muchas gracias amigos, porque sin ustedes la universidad no sería lo que fue.

Al ingeniero Carlos Suntaxi, por brindarme su apoyo y sabiduría en este proyecto.

A la ingeniera Daniela Cruz, por comprender y guiarnos en la realización de la tesis.

A Erick el compañero y amigo con el que desarrollamos este proyecto, por tu comprensión, apoyo, y por todo el esfuerzo brindado, gracias amigo.

A la Universidad y a todos los profesores que incentivaron en mí la pasión de aprender y seguir adelante.

AGRADECIMIENTO

Erick

Primero gracias a mis padres, en especial a mi madre que a pesar de la distancia siempre ha estado pendiente de mí y apoyándome continuamente todos estos años.

Agradezco a mis amigos Paul, Francisco, Juan, Jefferson, Daniela que han estado junto a mí en las diferentes etapas de mi carrera y que hicieron a su manera, más cómoda la estancia lejos de mi casa convirtiéndose en mi segunda familia.

Agradezco a Jenny por apoyarme y darme palabras de aliento para sacar este proyecto adelante.

A Santiago, gracias por ser una parte fundamental y por brindarme todo su apoyo en la elaboración de este proyecto.

A los Ingenieros Daniela Cruz y Carlos Suntaxi quienes fueron nuestra guía y supieron transmitirnos su conocimiento.

ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS.....	ix
ÍNDICE DE TABLAS.....	xii
ÍNDICE DE ECUACIONES.....	xiv
RESUMEN.....	xv
ABSTRACT.....	xvi
INTRODUCCIÓN.....	1
Objetivo general.....	1
Objetivos específicos.....	1
1. MARCO TEÓRICO.....	2
1.1. Fatiga.....	2
1.2. Materiales dentales.....	4
1.3. Equipos utilizados para prótesis dentales.....	5
1.3.1. Máquina universal de ensayos.....	5
1.3.2. Máquina de impacto.....	6
1.3.3. Estéreo microscopio.....	7
2. METODOLOGÍA.....	8
2.1. Casa de la calidad.....	8
2.2. Especificaciones técnicas.....	9
2.3. Análisis funcional.....	10
2.4. Generación de módulos.....	11
2.5. Alternativas de solución.....	11
2.5.1. Módulo 1 - Mecanismo carga cíclica.....	12
2.5.2. Módulo 2 - Estructura.....	19
2.5.3. Módulo 3 - Sistema de accionamiento y control.....	25
2.6. Construcción.....	33
2.7. Cálculos.....	33
2.7.1. Cálculos sistema neumático.....	33
2.7.2. Elementos básicos que conforman un sistema neumático.....	33
2.7.3. Cálculos de estructura.....	43
2.8. Control.....	71
2.9. Simulación.....	72
2.9.1. Simulación de estructura análisis estático.....	73
2.9.2. Simulación base estructura.....	75

2.9.3.	Simulación sujeción pistón-perfil.....	76
2.10.	Lista de materiales	78
2.11.	Ensamblaje de la máquina	83
2.12.	Análisis de costos	88
2.12.1.	Costos directos	88
2.12.2.	Costos indirectos.....	89
2.12.3.	Costo total.....	91
3.	PRUEBAS	91
3.1.	Procedimiento de elaboración de probetas.....	91
3.1.1.	Protocolo de pruebas.....	94
3.1.2.	Resultados y discusiones	97
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	102
4.1.	Conclusiones	102
4.2.	Recomendaciones.....	102
	Referencias bibliográficas.....	104
	Anexos.....	108

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. (a) Diagrama esfuerzo vs tiempo de carga estática, (b) Diagrama esfuerzo vs tiempo carga dinámica.	3
Figura 1.2. Tipos de cargas dinámicas.....	3
Figura 1.3. Máquina universal de ensayos. Marca Shimadzu®, modelo Autograph.AG-IS 5KN.	6
Figura 1.4. Máquina de Impacto. Marca Physical Test Solution (Computer Controlled Impact Testing Machine), modelo: ITC-XJU-22.....	6
Figura 1.5. Estéreo Microscopio. Marca NIKON Modelo: SMZ800.....	7
Figura 1.6. Máquina de ensayos de fatiga para implantes dentales.	7
Figura 2.1. Nivel 0 de análisis de funciones.	10
Figura 2.2. Nivel 1 de análisis de funciones.	10
Figura 2.3. Nivel 2 análisis de funciones.	11
Figura 2.4. Carga dinámica con mecanismo de leva.....	12
Figura 2.5. Carga dinámica con mecanismo cilindro neumático.....	13
Figura 2.6. Carga dinámica con mecanismo cilindro hidráulico.....	14
Figura 2.7. Estructura simple columna.....	20
Figura 2.8. Estructura doble columna.....	21
Figura 2.9. PLC Siemens 1374.....	26
Figura 2.10. Tarjeta Ni Daq 6008.....	27
Figura 2.11. Arduino Uno.....	28
Figura 2.12. Acumulador.....	34
Figura 2.13. Filtro de aire comprimido – Dibujo en sección y símbolo.....	35
Figura 2.14. Válvula reguladora de presión, con salida de descarga – Dibujos en sección y símbolo	36
Figura 2.15. Cilindro doble efecto – Dibujo en sección y símbolo.....	37
Figura 2.16. Diagrama presión-Fuerza.....	39
Figura 2.17. Diagrama de consumo de aire.....	40
Figura 2.18. Estructura módulo 1.....	43
Figura 2.19. Perfil extruido de aluminio E natural.....	43
Figura 2.20. Datos técnicos Aluminio.....	44
Figura 2.21. Perno M8 cabeza abombada y cuello cuadrado.....	45
Figura 2.22. Diagrama de cuerpo libre estructura.....	45
Figura 2.23. Viga en voladizo con un momento interno.....	46
Figura 2.24. Zona uno.....	48

Figura 2.25. Vista inferior de la sujeción pistón perfil. Pernos 1-4.	48
Figura 2.26. Perno trabajando a fatiga.	49
Figura 2.27. Pernos 5-8.	54
Figura 2.28. Sujeción pistón- perfil.	54
Figura 2.29. Diagrama de cuerpo libre sujeción pistón-perfil.	55
Figura 2.30. Perno 7 trabajando a cortante.	56
Figura 2.32. Diagrama de cuerpo libre en placa base de sujeción pistón-perfil.	57
Figura 2.32. Cordón de soldadura estructura.	57
Figura 2.33. Perfil de soldadura.	58
Figura 2.34. Propiedades torsionales de las soldaduras de filete.	58
Figura 2.35. Dimensiones soldadura.	59
Figura 2.36. Estructura zona 2.	62
Figura 2.37. Estructura zona 2.	62
Figura 2.38. Perno 7 trabajando a cortante.	63
Figura 2.39. Diagrama de cuerpo libre.	63
Figura 2.40. Cordón de soldadura estructura.	64
Figura 2.41. Perfil de soldadura.	64
Figura 2.42. Inercia cordón de soldadura.	65
Figura 2.43. Dimensiones soldadura.	65
Figura 2.44. Zona 3 en estructura completa.	67
Figura 2.45. Diagrama de cuerpo libre zona 3.	67
Figura 2.46. Zona 3 de análisis.	69
Figura 2.47. Perno 7 trabajando a tracción.	69
Figura 2.48. Programa LabView.	72
Figura 2.49. Malla, sujeciones, cargas y restricciones en la estructura.	73
Figura 2.50. Esfuerzo de Von Mises para la estructura.	74
Figura 2.51. Curvas S-N para la aleación de aluminio 2024 con anodizado crómico v/s desengrasada.	74
Figura 2.52. Estructura base.	75
Figura 2.53. Esfuerzo en la estructura base eje y.	75
Figura 2.54. Sujeción pistón- perfil.	76
Figura 2.55. Esfuerzo de Von Mises.	76
Figura 2.56. Gráfica S vs N del Acero A-36.	77
Figura 2.57. Estudio del porcentaje de daño de la sujeción pistón-perfil.	77
Figura 2.58. Vida útil de la sujeción.	78

Figura 2.59. a) Perfiles cortados, b) Corte de las placas de acero A-36, c) Placas soldadas para formar las visagras y la sujeción pistón-perfil.....	83
Figura 2.60. d) Taladrado de visagras, e) Laminado de apoyos, f) Torneado de ejes para apoyos y eje de transmisión, g) Placa de dimensiones 60x20x60mm.....	84
Figura 2.61. h) Proceso de rectificado, i) Proceso de taladrado, j) Taladrado y maquinado de cabeza de dado.....	84
Figura 2.62. k) Proceso de recubrimiento a los apoyos y dados, l) Perfiles base y perfil columna ensamblados.....	85
Figura 2.63. m) Inserción de pernos y ajustar los mismos, n) Ajuste y empotramiento de sujeción pistón- perfil.....	85
Figura 2.64. o) Inserción de apoyos en las rieles de los perfiles base, p) Posicionamiento de tuercas y ajuste de las mismas.....	86
Figura 2.65. s) Instalación del filtro de aire, t) Posicionamiento de la electroválvula. ..	86
Figura 2.66. u) Conexiones de las mangueras con sus respectivas entradas y salidas.....	87
Figura 2.67. Realizar conexiones eléctricas.....	87
Figura 2.68. w) Vista frontal del ensamble, Vista lateral del ensamble de la máquina.	87
Figura 2.69. Máquina instalada y funcionando.....	88
Figura 3.1. Yeso blanco con cartón prensado.....	91
Figura 3.2. Yeso blanco sumergido en agua a temperatura de ebullición.....	92
Figura 3.3. Molde con yeso blanco.....	92
Figura 3.4. Mezcla de polímero en el molde de yeso blanco.....	92
Figura 3.5. Mezcla colocada en el yeso blanco.....	93
Figura 3.6. Proceso de polimerización.....	93
Figura 3.7. Inmersión de yeso blanco en agua a temperatura ambiente.....	93
Figura 3.8. Probetas obtenidas del yeso blanco.....	94
Figura 3.9. Almacenamiento de probetas antes de la realización de los ensayos.....	94
Figura 3.10. Ensayo de probeta.....	97
Figura 3.11. Programa utilizado para la obtención de datos.....	98
Figura 3.12. a) Probetas 1-5; b) Probetas 6-10; c) Probetas 11-16.....	98
Figura 3.13. Dimensiones de las probetas.....	99
Figura 3.14. Diagrama de cuerpo libre probetas sometidas al ensayo de flexión en tres puntos.....	99
Figura 3.15. Esfuerzo de flexión vs número de ciclos.....	101

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Propiedades y características materiales dentales.....	4
Tabla 1.2. Materiales dentales usados como base de prótesis dentales.	5
Tabla 2.1. Especificaciones Técnicas.	9
Tabla 2.2. Listado de Módulos.	11
Tabla 2.3. Ventajas y desventajas del mecanismo de leva – manivela.	12
Tabla 2.4. Ventajas y desventajas del mecanismo cilindro neumático.	13
Tabla 2.5. Ventajas y desventajas del mecanismo cilindro hidráulico.	14
Tabla 2.6. Selección de la solución – módulo 1.	15
Tabla 2.7. Criterios técnicos para la selección de alternativas de solución.	15
Tabla 2.8. Matriz de criterios – módulo 1.	16
Tabla 2.9. Estudio del peso del precio módulo 1.....	17
Tabla 2.10. Estudio del peso de la velocidad módulo 1.....	17
Tabla 2.11. Estudio del peso de la fiabilidad módulo 1.....	17
Tabla 2.12. Estudio del peso de las dimensiones módulo 1.....	18
Tabla 2.13. Estudio del peso de la Fuerza del módulo 1.....	18
Tabla 2.14. Estudio del peso del mantenimiento módulo 1.	18
Tabla 2.15. Estudio del peso de la Vida útil 19	19
Tabla 2.16. Conclusiones del módulo 1.	19
Tabla 2.17. Ventajas y desventajas simple columna.....	20
Tabla 2.18. Ventajas y desventajas solución doble columna.....	21
Tabla 2.19. Alternativas de solución 21	21
Tabla 2.20. Matriz de criterios módulo 2.	22
Tabla 2.21. Estudio del peso del precio del módulo 2.	23
Tabla 2.22. Estudio del peso de la velocidad módulo 2.....	23
Tabla 2.23. Estudio del peso de la fiabilidad módulo 2.....	23
Tabla 2.24. Estudio del peso de las dimensiones del módulo 2.	24
Tabla 2.25. Estudio del peso de la fuerza del módulo 2.	24
Tabla 2.26. Estudio del peso del mantenimiento del módulo 2.....	24
Tabla 2.27. Estudio del peso de la vida útil del módulo 2.....	25
Tabla 2.28. Conclusiones módulo 2.	25
Tabla 2.29. Ventajas y desventajas PLC's.	26
Tabla 2.30. Ventajas y desventajas Ni Daq.....	27

Tabla 2.31. Ventajas y desventajas Arduino.	28
Tabla 2.32. Alternativas de solución módulo 3.	28
Tabla 2.33. Matriz de criterios módulo 3.	29
Tabla 2.34. Estudio del peso del precio del módulo 3.	30
Tabla 2.35. Estudio del peso de la velocidad del módulo 3.	30
Tabla 2.36. Estudio del peso de la fiabilidad módulo 3.	30
Tabla 2.37. Estudio de las dimensiones del módulo 3.	30
Tabla 2.38. Estudio del peso de la fuerza del módulo 3.	31
Tabla 2.39. Estudio del peso del mantenimiento del módulo 3.	31
Tabla 2.40. Estudio del peso de la vida útil del módulo 3.	32
Tabla 2.41. Conclusiones módulo 3.	32
Tabla 2.42. Datos técnicos Aluminio.	44
Tabla 2.43. Datos técnicos perno.	45
Tabla 2.44. Lista de materiales.	78
Tabla 2.45. Costo elementos normalizados.	89
Tabla 2.46. Costo mano de obra.	90
Tabla 2.47. Costo material.	90
Tabla 2.48. Costo final.	91
Tabla 3.1. Resultados de ensayos de carga cíclica a flexión en tres puntos.	100

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 2.1. Ecuación fuerza efectiva del embolo	38
Ecuación 2.2. Área del embolo	38
Ecuación 2.3. Consumo de aire	39
Ecuación 2.4. Caída de presión.	41
Ecuación 2.5. Potencia del compresor	42
Ecuación 2.6. Frecuencia natural	45
Ecuación 2.7. Coeficiente de rigidez	46
Ecuación 2.8. Frecuencia	47
Ecuación 2.9. Precarga.....	49
Ecuación 2.10. Torque.....	50
Ecuación 2.11. Esfuerzo de la amplitud	50
Ecuación 2.12. Esfuerzo promedio	51
Ecuación 2.13. Esfuerzo mínimo	51
Ecuación 2.14. Carga máxima	52
Ecuación 2.15. Criterio de Sdelberg.....	52
Ecuación 2.15, se puede despejar la ecuación 2.16	53
Ecuación 2.17. Factor de seguridad.....	56
Ecuación 2.18. Momento de inercia unitario	58
Ecuación 2.19. Momento de inercia de la soldadura.....	59
Ecuación 2.20. Momento de inercia	59
Ecuación 2.21. Esfuerzo de soldadura.....	59
Ecuación 2.22. Esfuerzo admisible soldadura.....	60
Ecuación 2.23. Momento de inercia unitario	65
Ecuación 2.24. Momento de inercia de la soldadura.....	65
Ecuación 2.25. Esfuerzo soldadura.....	66
Ecuación 2.26. Factor de seguridad.....	67
Ecuación 2.27. Precarga.....	69
Ecuación 2.28. Torque.....	70
Ecuación 3.1. Esfuerzo de flexión	99

RESUMEN

El presente trabajo tiene por objetivo diseñar y construir una máquina para realizar ensayos con cargas cíclicas en materiales utilizados en prótesis dentales. El uso principal de la máquina es generar curvas esfuerzo – número de ciclos (S-N) para la caracterización física de estos tipos de materiales. El diseño fue elaborado tomando en cuenta los parámetros descritos en la ingeniería concurrente, así como las especificaciones técnicas requeridas por el cliente (odontólogos). Para el análisis de estos materiales, se establecieron los módulos necesarios para un resultado óptimo en la construcción de la máquina. La fuerza aplicada por la máquina se determinó según la fuerza máxima de la mordida humana. Para corroborar el diseño y los cálculos se realizaron pruebas en probetas de 65x10x5 mm de Polimetacrilato (Veracryl-Termocurado) las cuales se las realizó según las especificaciones de la norma ADA 12. Para la elaboración de la curva S-N se tomó como valor inicial aproximadamente el 1/3 de la carga máxima a flexión estática, la cual fue aproximadamente de 100 N a partir de la cual se procedió a aumentar cada 10 N hasta tener valores en los cuales los ciclos eran menores de 10. Al finalizar los ensayos se obtuvo que el esfuerzo máximo aplicado a las probetas de Polimetacrilato fue de 68,82 MPa rompiéndose a 7 ciclos, por el contrario el menor esfuerzo aplicado fue de 33,54 MPa rompiéndose a 32684 ciclos.

Palabras clave: cargas cíclicas, polimetacrilato, esfuerzo, número de ciclos, flexión.

ABSTRACT

The present work has to design and build a machine to perform tests with cyclic loads on materials used in dental prostheses. The main use of the machine is the generation of stress – number of cycles (S-N) for the characterization of these types of materials. The design was elaborated taking into account of the parameters in the concurrent engineering, as well as the technical specifications required for the client (dentists). For the analysis of these materials, the necessary modules were established for an optimal result in the construction of the machine. The applied force by the machine was determined according to the maximum force of the human bite. In order, to corroborate the design and calculations the tests were carried out on 65x10x5 mm polymethacrylate (Veracryl-Termocurado) specimens which were made according to the specifications of the ADA 12 standard. For the elaboration of the S-N curve, the initial value was taken on the 1 / 3 of the maximum load a static flexion which was approximately 100 N from which an increase was made every 10 N until the values in which the cycles were less than 10. At the end the tests were obtained that the maximum effort applied to the polymethacrylate specimens were 68.82 MPa being broken at 7 cycles, the smaller was applied to 33.54 MPa breaking to 32684 cycles.

Keywords: Cyclic loads, polymethacrylate, stress, number of cycles, flexion

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA REALIZAR ENSAYOS CON CARGAS CÍCLICAS EN MATERIALES UTILIZADOS EN PRÓTESIS DENTALES

INTRODUCCIÓN

En el Ecuador el sector odontológico; en el momento de realizar las calzas, reconstrucciones y prótesis dentales, cuenta sólo con su amplia experiencia y habilidad para brindar un servicio de calidad al paciente. Además, hay que tomar en cuenta que al momento de adquirir los materiales, los fabricantes y distribuidores, no brindan información sobre resistencia a compresión de estos materiales; por lo que es necesario realizar estudios tales como compresión estática y dinámica (carga cíclica).

Actualmente en el país, no existen estudios sobre las propiedades de los materiales utilizados en prótesis dentales que hayan sido ensayados a cargas cíclicas; por lo que, se planteó la construcción de una máquina que permita la evaluación de dichos materiales.

Objetivo general

Diseñar y construir una máquina para realizar ensayos con cargas cíclicas en materiales utilizados en prótesis dentales.

Objetivos específicos

- Investigar el estado del arte existente para realizar ensayos de flexión con cargas cíclicas en probetas dentales.
- Definir los requerimientos de diseño de equipos para ensayos de flexión con cargas cíclicas.
- Seleccionar y diseñar los elementos necesarios que cumplan con lo requerido para el correcto funcionamiento del equipo de ensayos de flexión con cargas cíclicas.
- Construir y ensamblar los componentes del equipo para realizar ensayos de flexión.
- Realizar las pruebas de funcionamiento del equipo de flexión.

1. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se definen términos como fatiga y los tipos de carga que se pueden emplear en ensayos dentales, las propiedades y usos de los materiales dentales y una breve descripción de algunos de los equipos utilizados en ensayos de prótesis dentales.

1.1. Fatiga

La fatiga de materiales es un fenómeno o proceso que consiste en aplicar cargas o fuerzas dinámicas, en uno o varios puntos, a materiales que llegan al agrietamiento o a la fractura completa.

En las prótesis dentales se pueden hallar diferentes tipos de fracturas o sollicitaciones internas, las cuales se generan de la aplicación de cargas estáticas y dinámicas dependiendo del intervalo del tiempo de la sollicitación, si el aumento de la fuerza en el intervalo de tiempo es corto la carga que produjo la fractura es estática, caso contrario es dinámica. (Anusavice, 2004)

Las principales cargas que afectan a las propiedades de las prótesis dentales son las cargas cíclicas, anulando totalmente las cargas estáticas que se producen en menor frecuencia dentro de la boca del ser humano, la fuerza máxima de mordedura del ser humano según (Anusavice, 2004) es de 756 N aproximadamente.

Estas cargas dinámicas producen una degradación del material dental, en dicho proceso se genera una grieta que si presenta las condiciones adecuadas crecerá hasta producir la rotura de la pieza al aplicar un número de ciclos suficientes.

Al estudiar el funcionamiento adecuado para la máquina, se tiene que conocer los diferentes tipos de cargas dinámicas como se muestran en la Figura 1.1, ya que esta máquina debe cumplir con parámetros ciclos y cargas apropiados para cada material estudiado.

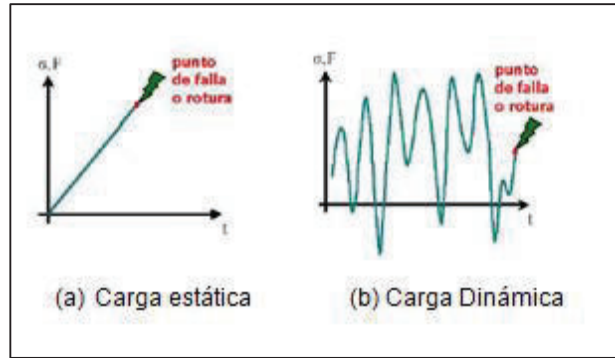


Figura 1.1. (a) Diagrama esfuerzo vs tiempo de carga estática, (b) Diagrama esfuerzo vs tiempo carga dinámica.
 (Fuente: UTN – FRBB Cátedra elemento de máquinas, Profesor. Dr. Ing. Marcelo Tulio Piovan).

Tipos de cargas dinámicas, se tiene una variedad de cargas dinámicas, entre las principales se tiene cíclicas o armónicas, periódicas, de choque y aleatorias o generales, como se puede observar en la Figura 1.2.

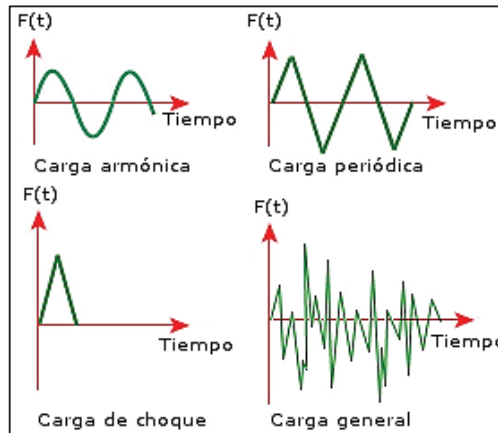


Figura 1.2. Tipos de cargas dinámicas.
 Fuente: (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

“En términos de Mecánica de la Fractura, la rotura por fatiga se debe al crecimiento de fisuras subcríticas, es decir, la acción repetida conlleva la propagación de alguna fisura, que en sí no conllevaría la rotura estática, hasta que se produce la rotura repentina del material.” (Zanuy, 2011).

La carga cíclica es la que se profundizará en el proyecto, debido a que es la carga que se asemeja a la mordida humana, además en Ecuador no existen tales máquinas para ensayos en materiales dentales.

1.2. Materiales dentales

Es de suma importancia el estudio de los materiales dentales, porque están en contacto directo con el ser humano, los mismos que deben poseer características físicas, químicas y biológicas aptas para su desempeño en el proceso trituración de alimentos.

De acuerdo a la publicación de (Anusavice, 2004), los materiales dentales se clasifican en dos grandes grupos: clínicos y de laboratorio, los mismos que se subdividen en grupos, descritos en las siguientes tablas, Tabla 1.1 y Tabla 1.2.

Tabla 1.1. Propiedades y características materiales dentales

Material	Descripción	Usos dentro de la odontología	Propiedades mecánicas relevantes
Polímeros Compuestos	Macromoléculas generalmente orgánicas, unidas por enlaces covalentes.	Materiales de obturación directa (resinas y composites) Bases de Prótesis Materiales obturados provisorios Adhesivos	Maleabilidad Elasticidad Resistencia a la Fatiga
Elastómeros	Compuesto por no metales, muestran un comportamiento elástico notorio.	Materiales de impresión Materiales de prevención o blanqueamiento	Elasticidad Maleabilidad
Metales (Aleaciones)	Materiales de origen mineral, compuestos por uno o varios elementos metálicos.	Restauraciones Coladas Alambres	Alta dureza Resistencia a la fatiga Maleabilidad Alta tenacidad Maquinabilidad
Cerámicos, Cementos y Yesos	Material inorgánico	Porcelanas Coronas Carillas Restauración Adhesión	Moldeables Frágiles Alta tenacidad

Fuente: (Anusavice, 2004)

Al estudiar los materiales dentales se debe tomar en cuenta el módulo de elasticidad, la resistencia a la tracción, y compresión para la selección del material que se estudiará.

Tabla 1.2. Materiales dentales usados como base de prótesis dentales.

Material	Módulo de elasticidad GPa	Resistencia a la Tracción MPa
Porcelana dental	40	50-100
Amalgama	21	27-55
Composite de resina	17	30-90
Polimetacrilato	3,5	60
Cerámica aluminosa	350-418	120

Fuente: (Anusavice, 2004)

El presente proyecto se centra en el estudio de la resina acrílica (polimetacrilato de metilo PMMA), la cual es usada como base de prótesis dentales desde los años cuarenta por poseer características tales como apariencia estéticamente aceptable, facilidad de procesamiento y facilidad de reparación, pero a su vez presenta una desventaja por presentar una resistencia al impacto y a la fatiga bajas. (Murthy, 2015).

1.3. Equipos utilizados para prótesis dentales.

Actualmente en el mundo existen un número limitado de máquinas utilizadas para prótesis dentales, las cuales son:

1.3.1. Máquina universal de ensayos

La máquina universal de ensayos Figura 1.3, cuenta con accesorios para ensayos de compresión, tracción, flexión, corte, fricción y adhesión; este equipo puede ser reacondicionado para realizar ensayos no normalizados elaborando accesorios para modificar el equipo. La máquina universal de ensayos cuenta con varias celdas de cargas adaptables dependiendo del requerimiento. En materiales dentales se utiliza este equipo para realizar ensayos de compresión y tracción, teniendo en cuenta que lo realiza sin norma alguna. (Laboratorio de Materiales de la Universidad Nacional de Colombia, 2017).



Figura 1.3. Máquina universal de ensayos. Marca Shimadzu®, modelo Autograph.AG-IS 5KN.
Fuente: (Laboratorio de Materiales de la Universidad Nacional de Colombia, 2017).

1.3.2. Máquina de impacto

La máquina de impacto Figura 1.4, como su nombre lo indica sirve para realizar el ensayo de impacto en probetas de diversos materiales para determinar la energía absorbida, la resistencia, la tenacidad al impacto y a la fractura. (Laboratorio de Materiales de la Universidad Nacional de Colombia, 2017). En todo material este ensayo nos sirve para determinar una fractura o daño con una sola carga instantánea y no a cargas cíclicas. (Laboratorio de Materiales de la Universidad Nacional de Colombia, 2017).



Figura 1.4. Máquina de Impacto. Marca Physical Test Solution (Computer Controlled Impact Testing Machine), modelo: ITC-XJU-22.
Fuente: (Laboratorio de Materiales de la Universidad Nacional de Colombia, 2017).

1.3.3. Estéreo microscopio

Este dispositivo Figura 1.5, nos permite caracterizar áreas y dimensionamiento de las muestras de diversos materiales, especialmente de partes microscópicas. (Laboratorio de Materiales de la Universidad Nacional de Colombia, 2017).



Figura 1.5. Estéreo Microscopio. Marca NIKON Modelo: SMZ800
Fuente: (Laboratorio de Materiales de la Universidad Nacional de Colombia, 2017).

1.3.3. Máquina de ensayos de fatiga para implantes dentales

La máquina de ensayos de fatiga Figura 1.6, realiza los ensayos bajo la norma ISO 14801:2016 – Dynamic loading test for endosseous dental implants – Prueba de carga dinámica para implantes dentales endóseos (UNE, 2017), con esto se puede obtener el número de ciclos correspondiente a la fractura o daño del implante dental.

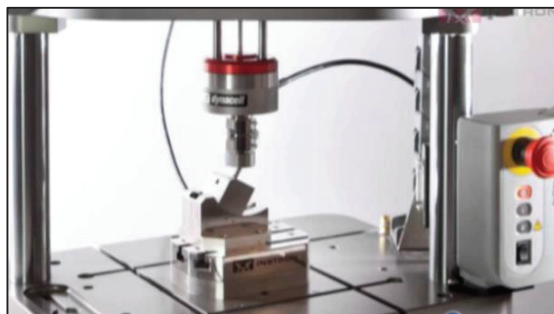


Figura 1.6. Máquina de ensayos de fatiga para implantes dentales.
Fuente:(LITEM).

2. METODOLOGÍA

En este capítulo se detalla las especificaciones técnicas de la máquina, que surgen de convertir los requerimientos del usuario en características técnicas, utilizando la casa de calidad. Se realiza un análisis funcional de la máquina, la descripción de los módulos posibles, las alternativas de solución, los análisis de funcionamiento, las ventajas y desventajas para cada solución, con el fin de hacer una selección de acuerdo con la evaluación de cada criterio técnico, escogido por medio de matrices de criterio para cada módulo.

2.1. Casa de la calidad

Es una herramienta del QFD (*Quality Function Deployment*) que permite relacionar la voz del usuario (requerimientos, necesidades y deseos del usuario), con la voz del ingeniero, (característica técnica que permite realizar un análisis del proyecto) para determinar las correlaciones, entre lo que desea el cliente con lo que piensa el ingeniero. La Casa de la Calidad consta de diferentes puntos, los cuales son, compromisos que relacionan las características técnicas entre sí, el análisis de la competencia desde el punto de vista del usuario y del ingeniero, la evaluación técnica que constituye el eje central del diseño, porque decide cual actividad posee más prioridad en el desarrollo del proyecto. Ver Anexo I

Voz del usuario, se basa en sugerencias realizadas por los odontólogos, médicos y profesionales de la salud, quienes usan o requieren satisfacer esa necesidad.

- Que sea de fácil manejo
- Que sea ligero
- Que no sea ruidoso
- Que sea barata
- Que ocupe poco espacio
- Que sea duradera
- Que sea fácil de controlar
- Que sea seguro
- Que alcance una fuerza de igual magnitud a la mordida

Voz del ingeniero, *términos ingenieriles que recogen las ideas del usuario y las convierten en las características de diseño de la máquina.*

- Fiabilidad 98%.

- Peso 15 kg.
- Ensamblaje e instalación.
- Mantenimiento preventivo cada 6 meses.
- Nivel de ruido > a 40 dB
- Precio > a 5000 USD.
- Energía 120 V a 60 Hz.
- Vida útil aprox.10 años.
- Velocidad de funcionamiento 5 Hz.
- Seguridad

2.2. Especificaciones técnicas

Se muestra en la Tabla 2.1 las especificaciones requeridas por el odontólogo, con sus respectivas descripciones.

Tabla 2.1. Especificaciones Técnicas.

Empresa cliente: Médicos odontólogos	Producto: Máquina para ensayos con cargas cíclicas en materiales utilizados en prótesis dentales	Fecha Inicial: 07/05/2017	
Universidad: EPN		Última revisión: 22/08/2017	
Página: 1 de 1			
Especificaciones			
Concepto	Propone	R/D	Descripción
Fiabilidad	M+Di	R	Los resultados obtenidos deben tener una fiabilidad entre el 98.
Mantenimiento	Di	R	Facilidad de realizar un mantenimiento completo al menos en 2 años de vida útil.
Precio	M+Di	R	Un precio relativamente menor, comparado con la competencia, de \$ 35000 dólares.
Dimensiones	Di	R	Altura ≈ 500 mm
	Di	R	Ancho ≈ 250 mm
	Di	R	Espesor ≈ 250 mm
Vida útil	M+Di	R	Tener una vida útil de al menos 10 años.
Fuerza	M	R	Llegar a inducir una fuerza semejante a la fuerza de mordida del ser humano, 756 N. (Anusavice, 2004)

Propone:	M: Médico	Di: Diseño
R/D	R: Requerimiento	D: Deseo

(Fuente: Propia).

2.3. Análisis funcional

El análisis funcional del producto se realiza mediante la elaboración de diagramas de flujo. Para este caso se desarrollaron 3 niveles.

Nivel 0: Muestra las entradas, salidas y la función global del sistema Figura 2.1.

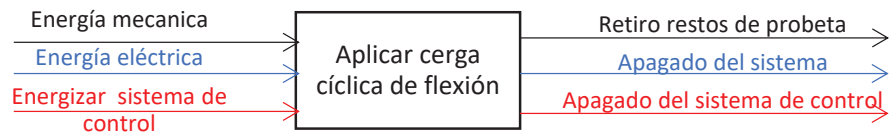


Figura 2.1. Nivel 0 de análisis de funciones.
(Fuente: Propia)

Nivel 1: Muestra el conjunto de funciones que se deben realizar para poder cumplir la función global, Figura 2.2.

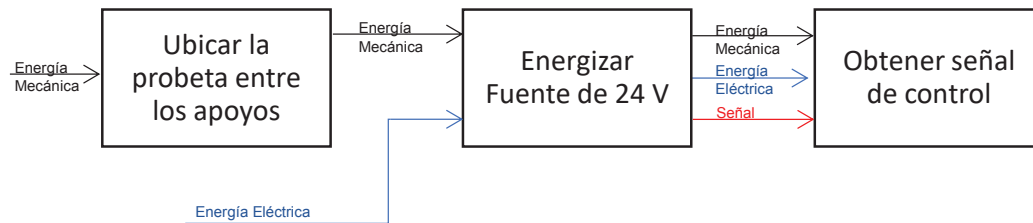


Figura 2.2. Nivel 1 de análisis de funciones.
(Fuente: Propia)

Nivel 2: Muestra el conjunto de funciones que se deben realizar para poder cumplir la función global, Figura 2.3.

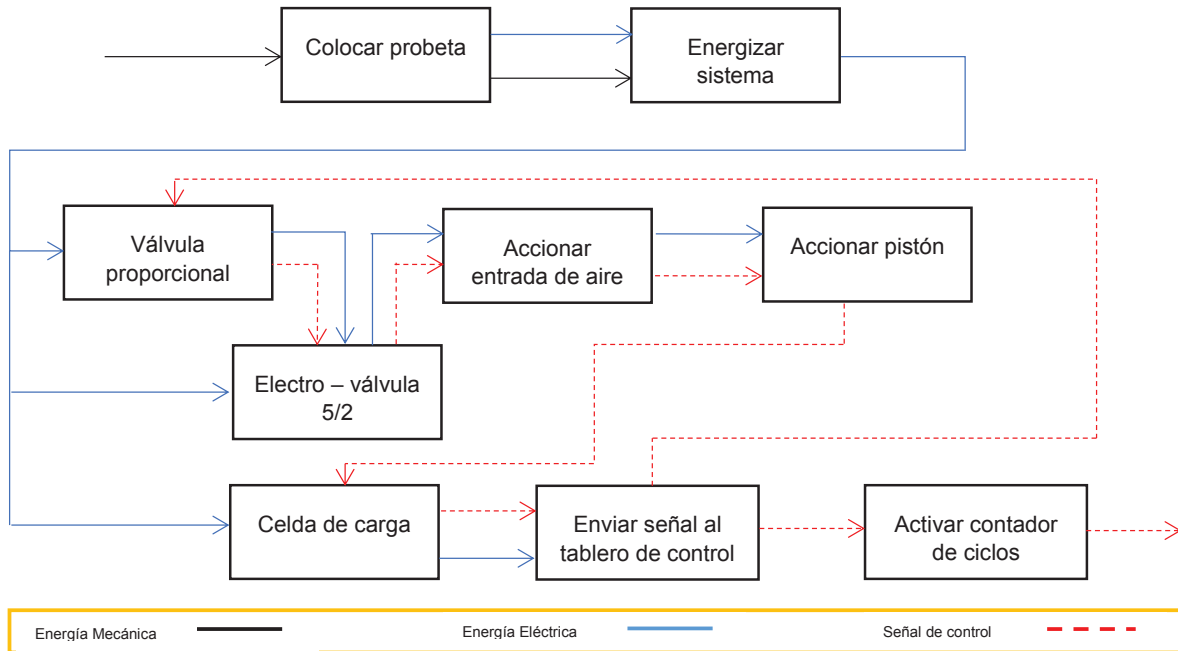


Figura 2.3. Nivel 2 análisis de funciones.
(Fuente: Propia)

2.4. Generación de módulos

Después de analizar el nivel 2 del diagrama de flujo, se observan 3 conjuntos de funciones que se relacionan, estas son:

- Posicionamiento de la probeta.
- Mecanismo para dar movimiento al pistón neumático.
- Obtención de número de ciclos.

2.5. Alternativas de solución

De acuerdo con lo que se ha establecido por el análisis del diagrama funcional, las alternativas de solución están dadas en 3 módulos mostrados en la Tabla 2.2, y son los siguientes:

Tabla 2.2. Listado de Módulos.

Módulo No.	Descripción
1	Mecanismo de carga cíclica
2	Estructura
3	Sistema de acondicionamiento y control

(Fuente: Propia)

2.5.1. Módulo 1 - Mecanismo carga cíclica

Para realizar el ensayo de cargas cíclicas actualmente existen diferentes mecanismos como son los que se muestran a continuación:

Mecanismos de levas – manivela, los mecanismos de levas, son útiles para controlar movimientos, por medio de la variación de tamaños de las levas, con lo que se consigue un desfase en el giro y al mismo tiempo un ciclo con variación de fuerzas, como se muestra en la Figura 2.4.

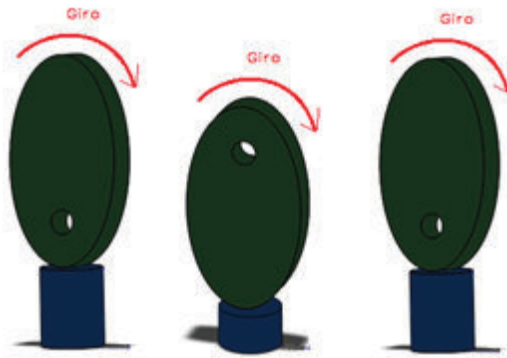


Figura 2.4. Carga dinámica con mecanismo de leva.
(Fuente: Propia)

A continuación, en la Tabla 2.3 se enuncia las ventajas y desventajas del mecanismo leva – manivela.

Tabla 2.3. Ventajas y desventajas del mecanismo de leva – manivela.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none">• Capacidad de ejercer presiones considerables.• Dependiendo de la colocación del eje, tiene una carga equilibrada.• Posibilidad de trabajar por dos jornadas con intervalos de descanso de 2 horas entre jornada.• Un alto número de ciclos cercano a los 3000 rpm.	<ul style="list-style-type: none">• Requiere de un sensor para el conteo del número de ciclos.• No puede superar el número de ciclos establecidos por la frecuencia del motor.• Requiere de un sistema reductor de velocidad.• Requiere de gran espacio físico debido al motor.• No se puede detener su funcionamiento súbitamente sin producir daño a sus componentes.• Costo de repuestos relativamente elevado.

(Fuente: Propia)

Mecanismo cilindros neumáticos, El mecanismo cilindro neumático Figura 2.5, funciona con aire comprimido obtenido de un compresor, el cual pasa por un filtro de aire, ingresa en el cilindro generando un desplazamiento en el vástago del mismo, implementando sistemas de control se puede controlar el ingreso de aire y el movimiento del vástago.



Figura 2.5. Carga dinámica con mecanismo cilindro neumático.
(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.4 se enlista las ventajas y desventajas del mecanismo cilindro neumático.

Tabla 2.4. Ventajas y desventajas del mecanismo cilindro neumático.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Se puede ejercer presiones controladas por el usuario utilizando aire comprimido. • La aplicación de la carga tiene un amplio nivel de control, puede ser constante y variable. • Puede trabajar por períodos largos (24h). • Las fuerzas pueden ser reguladas continuamente. • Se puede detener la marcha súbitamente sin ocasionar daños a los mismos, así como se puede cambiar la dirección de la marcha de un momento a otro, varias veces. • En caso de que haya fugas de aire en la línea de distribución puede ser fácilmente detectados. • De simple conexión y de fácil construcción. 	<ul style="list-style-type: none"> • El costo de repuestos es elevado. • Se requiere de una eliminación de impurezas y humedades antes de utilizar el aire comprimido. • Requiere silenciadores, debido a que la liberación de aire comprimido representa un factor de peligro auditivo para el maquinista. • Requiere de una fuente relativamente elevada de energía de aproximadamente 24VDC.

(Fuente: Propia)

Cilindros hidráulicos, el cilindro hidráulico Figura 2.6, consiste en un cilindro cuyo vástago es desplazado por aceite, al desplazarse aplica una carga cuando entra con una superficie en contacto y por medio de un sistema de automatización el cual controla una electroválvula la que permite el paso del aceite hacia el actuador.



Figura 2.6. Carga dinámica con mecanismo cilindro hidráulico.
(Fuente: Propia).

El uso de este tipo de mecanismo presenta las siguientes ventajas y desventajas detalladas en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5. Ventajas y desventajas del mecanismo cilindro hidráulico.

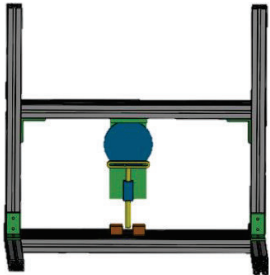
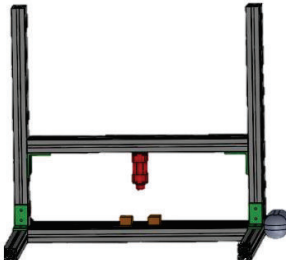
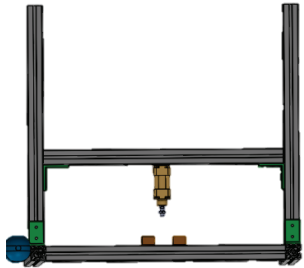
Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Para ejercer presión se utiliza aceite, que se adapta a las tuberías y transmite una fuerza con si fuera una barra de acero. • El circuito es de fácil instalación debido a que presenta pocas piezas de movimiento como las bombas y cilindros. • Tiempo de trabajo prolongado (durante 24h). • Contiene un sistema de auto refrigeración. • Posee amplia gama de dimensiones de los componentes del mecanismo. • Las fuerzas pueden ser reguladas continuamente. • Se puede detener súbitamente su funcionamiento y no causa daños a sus elementos. 	<ul style="list-style-type: none"> • Costo elevado de mantenimiento y operación. • Sistema de control relativamente complejo. • Se trabaja con velocidades bajas en los actuadores. • Se requiere de gran espacio físico. • La mayoría de máquinas requieren de una constante limpieza de tuberías y aparatos, y cambio constante de aceite. • Se exige de un buen mantenimiento debido a la alta presión con la que se trabaja.

(Fuente: Propia)

Selección de la solución, para la selección de la mejor solución se deben tener en cuenta todas las características solicitadas por el usuario (odontólogo), haciendo cumplir cada uno de los requisitos que se tiene en las especificaciones técnicas de la Tabla 2.1, se utilizará el método de comparación para la selección de la mejor solución.

Las principales características, ventajas y desventajas de las soluciones para el módulo 1 fueron descritas en la sección anterior, en las tablas, Tabla 2.3, Tabla 2.4 y Tabla 2.5. Se muestra a continuación un resumen de las alternativas de solución en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6. Selección de la solución – módulo 1.

Alternativas de Solución – Módulo 1		
Solución A	Solución B	Solución C
Mecanismos De Levas – Manivela	Cilindro Neumático	Cilindro Hidráulico
		

(Fuente: Propia)

Evaluación de la solución

Los criterios técnicos seleccionados para la evaluación de las alternativas de solución están dados de acuerdo con la casa de calidad mostrada en el anexo 1, y son los que se muestran en la Tabla 2.7 a continuación.

Tabla 2.7. Criterios técnicos para la selección de alternativas de solución.

Criterio técnico	Criterio del usuario	Descripción
Fiabilidad	Que tenga precisión y exactitud.	Valores obtenidos fiables con un error mínimo.
Dimensiones	Que sea compacta.	Máquina construida para laboratorio, espacio reducido.
Vida útil	Que sea duradero.	Es el tiempo estimado, que la máquina va realizar correctamente sus funciones.
Mantenimiento	Que sea de fácil mantenimiento.	Función primordial para alargar la vida útil.
Precio	Que tenga un costo moderado.	Es importante al realizar una máquina de alta complejidad, para buscar soluciones con menores costos posibles.
Velocidad de funcionamiento	Que sea versátil	Parámetro que se debe cumplir para realizar los ensayos de cargas cíclicas a diferentes frecuencias.
Fuerza	Presión y exactitud.	Característica primordial en la ejecución del ensayo, sirve para simular la mordida humana.

(Fuente: Propia)

Matriz de criterios - Módulo uno, La matriz de criterios Tabla 2.8, es una herramienta usada para la comparación entre las soluciones estimadas.

Tabla 2.8. Matriz de criterios – módulo 1.

Criterio	Precio	Velocidad	Fiabilidad	Dimensiones	Fuerza	Mantenimiento	Vida Útil	$\Sigma + 1$	Pondera
Precio		1	1	1	1	1	1	7	0,39
Velocidad	0		0,5	0,5	0	1	0,5	2	0,11
Fiabilidad	0	0,5		0,5	0,5	0,5	0,5	1	0,06
Dimensiones	0	0,5	0,5		0	0	0	1	0,06
Fuerza	0	1	0,5	1		0,5	0,5	3	0,17
Mantenimiento	0	0	0,5	1	0,5		0,5	2	0,11
Vida Útil	0	0,5	0,5	1	0,5	0,5		2	0,11
							Suma	18	1,00

No.	Criterios de Valoración
1	Precio
2	Velocidad
3	Fiabilidad
4	Dimensiones
5	Fuerza
6	Mantenimiento
7	Vida Útil

Alternativa de Solución	
Solución A	Leva – Manivela
Solución B	Cilindro Neumático
Solución C	Cilindro Hidráulico

Calificación	
1	Superior o mejor que otros
0,5	Equivalente
0	Inferior o peor que otros

(Fuente: Propia)

De la matriz de criterios se obtiene:

Precio > Fuerza > Velocidad = Mantenimiento = Vida útil > Fiabilidad = Dimensiones

Se procede a realizar el estudio de peso de los criterios utilizados para la selección de la solución en las siguientes tablas.

En la Tabla 2.9 se estudia el peso del precio del módulo 1.

Tabla 2.9. Estudio del peso del precio módulo 1.

Precio	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		0	0,5	1	0,20
Solución B	1		1	3	0,60
Solución C	0,5	0		1	0,20
			Suma	5	1

Solución B > Solución A = Solución C

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.10 se estudia el peso de la velocidad del módulo 1.

Tabla 2.10. Estudio del peso de la velocidad módulo 1.

Velocidad	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		0	0,5	1	0,25
Solución B	1		0,5	2	0,50
Solución C	0,5	0,5		1	0,25
			Suma	4	1

Solución B > Solución A = Solución C

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.11 se estudia el peso de la fiabilidad del módulo 1.

Tabla 2.11. Estudio del peso de la fiabilidad módulo 1.

Fiabilidad	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		1	0,5	2	0,40
Solución B	0		0	1	0,20
Solución C	0,5	1		2	0,40
			Suma	5	1

Solución A = Solución B > Solución C

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.12 se estudia el peso de las dimensiones del módulo 1.

Tabla 2.12. Estudio del peso de las dimensiones módulo 1.

Dimensiones	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		1	0	2	0,36
Solución B	0		0,5	1	0,18
Solución C	1	0,5		2,5	0,45
			Suma	5,5	1

Solución C > Solución A > Solución B

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.13 se estudia el peso de la fuerza del módulo 1.

Tabla 2.13. Estudio del peso de la Fuerza del módulo 1.

Fuerza	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		1	0,5	2	0,40
Solución B	0		0	1	0,20
Solución C	0,5	1		2	0,40
			Suma	5	1

Solución A = Solución C > Solución B

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.14 se estudia el peso del mantenimiento del módulo 1.

Tabla 2.14. Estudio del peso del mantenimiento módulo 1.

Mantenimiento	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		1	0,5	2	0,50
Solución B	0		0,5	1	0,25
Solución C	0,5	0,5		1	0,25
			Suma	4	1

Solución A > Solución B = Solución C

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.15 se estudia el peso de la vida útil del módulo 1.

Tabla 2.15. Estudio del peso de la Vida útil

Vida útil	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		0	1	0,17
Solución C	0	1		2	0,33
			Suma	6	1

Solución A > Solución C > Solución B

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.16 se indica las conclusiones obtenidas de las tablas de estudio de pesos de los criterios para la selección de las soluciones del módulo 1.

Tabla 2.16. Conclusiones del módulo 1.

Criterio	Precio	Velocidad	Fiabilidad	Dimensiones	Fuerza	Mantenimiento	Vida Útil	Σ	Prioridad
Solución A	0,20	0,25	0,40	0,36	0,40	0,50	0,50	2,11	1
Solución B	0,60	0,50	0,20	0,18	0,20	0,25	0,17	1,93	3
Solución C	0,20	0,25	0,40	0,45	0,40	0,25	0,33	1,95	2

(Fuente: Propia)

En base al análisis de la matriz se llega a obtener como mejor solución la A (cilindro neumático), la cual tiene un mejor mantenimiento, una vida útil superior, una buena velocidad de funcionamiento y en cuanto el precio estará dentro de la competencia del mercado.

2.5.2. Módulo 2 - Estructura

Se sometió a estudio dos alternativas de solución para el diseño de la estructura de la máquina a construir las cuales son las siguientes:

- Estructura con una columna vertical.
- Estructura con doble columna.

Estructura con una simple columna, se muestra en la Figura 2.7 la estructura simple columna, una estructura rígida, ligera, adecuada para un montaje rápido y sencillo, la cual permite obtener una estabilidad entre la columna y la base.

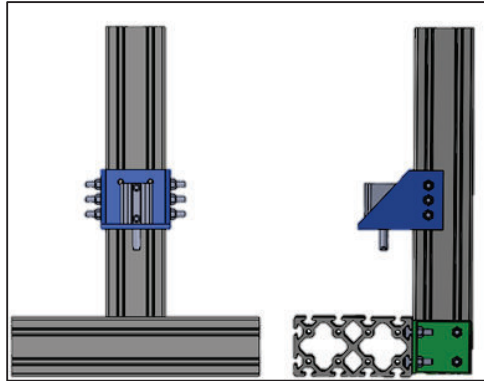


Figura 2.7. Estructura simple columna.
(Fuente: Propia)

Las ventajas y desventajas se enlistan en la Tabla 2.17 mostrada a continuación.

Tabla 2.17. Ventajas y desventajas simple columna.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Debido a que se necesita menos material de construcción, su costo es relativamente económico. • Su rigidez cumple con lo requerido para cumplir con los parámetros. • Es de fácil ensamblaje. • Es ligera • Los accesorios para la fabricación son accesibles y simples de fabricar. 	<ul style="list-style-type: none"> • Perfil difícil de obtener, no se encuentra fácilmente en el mercado nacional. • La estructura requiere de un tratamiento superficial final luego del maquinado, elevando los costos.

(Fuente: Propia)

Estructura con doble columna, estructura rígida mostrada en la Figura 2.8, que distribuye las cargas de manera simétrica en cada punto, además permite un ensamblaje que requiere de mayor cuidado y tiempo.

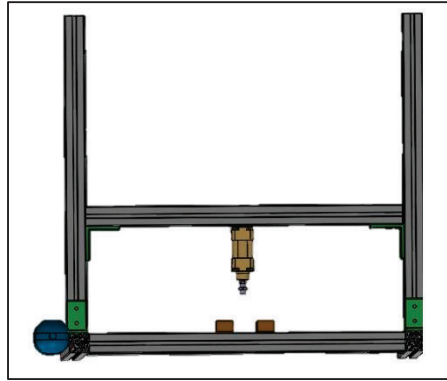


Figura 2.8. Estructura doble columna.
(Fuente: Propia)

A continuación, se detallan las ventajas y desventajas en la Tabla 2.18.

Tabla 2.18. Ventajas y desventajas solución doble columna.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Rigidez elevada, no es vulnerable a sufrir deformaciones o presentar problemas durante el trabajo. • Accesorios de fácil acceso o simples de fabricar. 	<ul style="list-style-type: none"> • Necesita mayor cantidad de material y accesorios, por lo que eleva el costo. • Los perfiles son de difícil acceso debido a la escasa existencia en el mercado nacional. • La estructura requiere de un tratamiento superficial final luego del maquinado, elevando los costos. • Ensamblaje requiere un paralelismo el cual puede ser difícil de obtener.

(Fuente: Propia)

Selección de la solución, la Tabla 2.19 mostrada a continuación detalla resumidamente las alternativas de solución.

Tabla 2.19. Alternativas de solución

Alternativas de solución – Módulo 2	
Solución A	Solución B
Simple columna	Doble columna

(Fuente: Propia)

Evaluación de los módulos, se basa en los mismos criterios de evaluación descritos en la Tabla 2.7.

Matriz de criterios - Módulo dos, es una herramienta utilizada para la comparación entre las soluciones de las estructuras, Tabla 2.20.

Tabla 2.20. Matriz de criterios módulo 2.

Criterio	Precio	Velocidad	Fiabilidad	Dimensiones	Fuerza	Mantenimiento	Vida Útil	$\Sigma + 1$	Pondera
Precio		1	1	0.5	1	0.5	0.5	4	0,22
Velocidad	0		0.5	1	0.5	1	0.5	3	0,17
Fiabilidad	0	0.5		1	0.5	1	0.5	3	0,17
Dimensiones	0.5	0	0		0	0	0	1	0,06
Fuerza	0	0.5	0.5	1		1	0.5	3	0,17
Mantenimiento	0.5	0	0	1	0		0.5	2	0,11
Vida Útil	0.5	0.5	0.5	1	0.5	0.5		2	0,11
							Suma	18	1,00

No.	Criterios de Valoración
1	Precio
2	Velocidad
3	Fiabilidad
4	Dimensiones
5	Fuerza
6	Mantenimiento
7	Vida Útil

Alternativa de Solución	
Solución A	Simple Columna
Solución B	Doble Columna

Calificación	
1	Superior o mejor que otros
0,5	Equivalente
0	Inferior o peor que otros

(Fuente: Propia)

De la matriz de criterios se obtiene:

Precio > Velocidad = Fiabilidad = Fuerza > Mantenimiento = Vida útil > Dimensiones

En la Tabla 2.21 se estudia el peso del precio del módulo 2.

Tabla 2.21. Estudio del peso del precio del módulo 2.

Precio	Solución A	Solución B	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		1	2	0,67
Solución B	0		1	0,33
		Suma	3	1

Solución A > Solución B

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.22 se estudia el peso de la velocidad del módulo 2.

Tabla 2.22. Estudio del peso de la velocidad módulo 2.

Velocidad	Solución A	Solución B	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		0.5	1	0,50
Solución B	0.5		1	0,50
		Suma	2	1

Solución A = Solución B

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.23 se estudia el peso de la fiabilidad del módulo 2.

Tabla 2.23. Estudio del peso de la fiabilidad módulo 2.

Fiabilidad	Solución A	Solución B	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		0.5	1	0,50
Solución B	0.5		1	0,50
		Suma	2	1

Solución A = Solución B

(Fuente: Propia)

En la

Tabla 2.24 se estudia el peso de las dimensiones del módulo 2.

Tabla 2.24. Estudio del peso de las dimensiones del módulo 2.

Dimensiones	Solución A	Solución B	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		1	2	0,67
Solución B	0		1	0,33
		Suma	3	1

Solución A > Solución B

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.25 se estudia el peso de la fuerza del módulo 2.

Tabla 2.25. Estudio del peso de la fuerza del módulo 2.

Fuerza	Solución A	Solución B	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		0	1	0,33
Solución B	1		2	0,67
		Suma	3	1

Solución B > Solución A

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.26 se estudia el peso del mantenimiento del módulo 2.

Tabla 2.26. Estudio del peso del mantenimiento del módulo 2.

Mantenimiento	Solución A	Solución B	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		1	2	0,67
Solución B	0		1	0,33
		Suma	3	1

Solución A > Solución B

(Fuente: Propia)

En la

Tabla 2.27 se estudia el peso de la vida útil del módulo 2.

Tabla 2.27. Estudio del peso de la vida útil del módulo 2.

Vida útil	Solución A	Solución B	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		0.5	1	0,50
Solución B	0.5		1	0,50
		Suma	2	1

Solución A = Solución B

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.28 se muestran las conclusiones obtenidas del estudio de los criterios del módulo 2.

Tabla 2.28. Conclusiones módulo 2.

Criterio	Precio	Velocidad	Fiabilidad	Dimensiones	Fuerza	Mantenimiento	Vida Útil	Σ	Prioridad
Solución A	0,67	0,50	0,50	0,67	0,33	0,67	0,50	3,33	1
Solución B	0,33	0,50	0,50	0,33	0,67	0,33	0,50	2,67	2

(Fuente: Propia)

Como resultado se tiene a la solución A (estructura simple columna), por presentar un costo menor, dimensiones que cumplen con lo requerido con facilidad, y una fiabilidad comparable con la solución B (doble columna).

2.5.3. Módulo 3 - Sistema de accionamiento y control

Se sometió a estudio tres opciones de solución, las cuales son las siguientes: PLC's, Tarjeta Ni Daq y Arduino.

PLC mostrado en la Figura 2.9, es un controlador lógico programable que se utiliza en la automatización de procesos industriales, funciona sin intervención del ser humano, a

este se lo puede programar usando software del propietario, por ejemplo, STEP 7 Micro/WIN el cual es capaz de usar Lenguaje LAD o Ladder. Los PLC. Presentan en una gran gamma de marcas y funciones, las cuales, dependerán de la necesidad del usuario.



Figura 2.9. PLC Siemens 1374.
Fuente: (Siemens Logo 2014, 2014)

En la Tabla 2.9, se enlista las ventajas y desventajas de los PLC's.

Tabla 2.29. Ventajas y desventajas PLC's.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Son aparatos económicos. • Ahorran mucho cableado. • Debido a que es programable, es un aparato versátil y flexible. • A los PLC's se les puede añadir más entradas y salidas según requiera el usuario. • Algunos cuentan con una pantalla de mando. • De fácil mantenimiento. • Posee múltiples entradas analógicas y digitales, dependiendo del modelo de aparato. 	<ul style="list-style-type: none"> • Es necesario saber programar en diferentes lenguajes propios de cada PLC. • El costo de los PLC's más básicos y económicos pueden estar entre los 200 USD.

(Fuente: Propia)

Ni Daq, la tarjeta Ni Daq mostrada en la Figura 2.10, actúa como la interfaz entre la computadora y señales obtenidas de sensores u otros dispositivos. SE basa en la digitalización de señales analógicas para el reconocimiento de las mismas en la PC. Los componentes básicos del dispositivo DAQ son el circuito de acondicionamiento de señales, convertidor analógico-digital (ADC) y un bus de PC. (National Instruments, 2017)



Figura 2.10. Tarjeta Ni Daq 6008.
Fuente: (National Instruments, 2017)

En la Tabla 2.30 se enlista las ventajas y desventajas de la tarjeta Ni Daq.

Tabla 2.30. Ventajas y desventajas Ni Daq.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • La versión USB – 6008 de 14 bits de resolución tiene velocidades de muestreo más altas que los otros aparatos. • Necesita solamente 8 entradas analógicas de 12 bits y 10 kS/s y 2 salidas analógicas estáticas de 12 bits. • Está en constante actualización para ofrecer al usuario mayores beneficios, actualmente se tiene la versión OEM disponible. • Es compatible con LabVIEW, LabWindows™/CVI y Measurement Studio para Visual Studio.NET. 	<ul style="list-style-type: none"> • Hay diferentes modelos y costos, el costo más bajo rodea los 200 USD. • El software usado para el manejo de la tarjeta Ni Daq requiere de un conocimiento avanzado.

(Fuente: Propia)

Arduino, es una tarjeta electrónica programable expuesta en la Figura 2.11, por poseer un micro controlador que puede ser programado usando el Arduino Programming Language, que presenta un número infinito de aplicaciones desde las más básicas hasta aplicaciones científicas y de gran complejidad. El Arduino Uno es el más usado, el cual posee 6 entradas analógicas, 14 entradas digitales, un pin de voltaje de entrada (Vin), tres pines de tierra (GND), un pin que proporciona 5V y otro de 3.3V, los pines referencia de voltaje (REF), transmisión (TX) y lectura (RX) y pines ICSP para comunicación SPI.

(Fuente: (Arduino, 2017))



Figura 2.11. Arduino Uno.
Fuente: (Arduino, 2017)

A continuación, se enlista en la Tabla 2.31, las ventajas y desventajas de la tarjeta electrónica Arduino.

Tabla 2.31. Ventajas y desventajas Arduino.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • El software del Arduino se basa en Lenguaje C/C++ lo cual facilita su uso. • Posee una amplia gama de accesorios. • El costo del Arduino es realmente bajo, en comparación con las demás tarjeta de adquisición de datos. 	<ul style="list-style-type: none"> • Comparándolo con las demás tarjetas de adquisición de datos, el Arduino presenta un procesador de señales de entrada como las soluciones anteriormente descritas. • El voltaje es relativamente bajo por lo que se requiere de una placa externa para sintonizar los voltajes de salidas del Arduino.

(Fuente: Propia)

Selección de la solución, a continuación, se resume en la Tabla 2.32 las soluciones del módulo 3.

Tabla 2.32. Alternativas de solución módulo 3.

Solución A	Solución B	Solución C
<p style="text-align: center;">PLC's</p>	<p style="text-align: center;">Tarjeta Ni Daq (NI USB – 6008)</p>	<p style="text-align: center;">Arduino</p>
		

(Fuente: Propia)

Evaluación de la solución, los criterios de selección utilizados para este módulo son los mismos que se utilizó en el módulo 1, mostrados en la Tabla 2.7.

Matriz de criterios - Módulo tres, la matriz de criterios tabla 2.33, se usó para la comparación entre las soluciones del módulo 3.

Tabla 2.33. Matriz de criterios módulo 3.

Criterio	Precio	Velocidad	Fiabilidad	Dimensión	Fuerza	Mantenimiento	Vida Útil	$\Sigma + 1$	Pondera
Precio		0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	3	0,15
Velocidad	0,5		0,5	1	1	0,5	0,5	4,5	0,23
Fiabilidad	0,5	0,5		1	0,5	1	0,5	3,5	0,18
Dimensiones	0,5	0	0		0	0,5	0,5	1,5	0,08
Fuerza	0,5	0	0,5	1		1	1	4,5	0,23
Mantenimiento	0	0,5	0	0,5	0		0,5	1,5	0,08
Vida Útil	0	0,5	0,5	0,5	0	0,5		1,5	0,08
Suma								20	1,00

No.	Criterios de Valoración
1	Precio
2	Velocidad
3	Fiabilidad
4	Dimensiones
5	Fuerza
6	Mantenimiento
7	Vida Útil

Alternativa de Solución	
Solución A	PLC's
Solución B	Ni Daq
Solución C	Arduino

Calificación	
1	Superior o mejor que otros
0,5	Equivalente
0	Inferior o peor que otros

(Fuente: Propia)

De la matriz de criterios del módulo tres se obtienen:

Velocidad = Fuerza > Fiabilidad > Precio > Dimensiones = Mantenimiento = Vida útil

En la Tabla 2.34 se estudia el peso del precio del módulo 2.

Tabla 2.34. Estudio del peso del precio del módulo 3.

Precio	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		0.5	0	1	0,20
Solución B	0.5		0	1	0,20
Solución C	1	1		3	0,60
			Suma	5	1

Solución C > Solución A = Solución B

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.35 se estudia el peso del criterio de la velocidad del módulo 3.

Tabla 2.35. Estudio del peso de la velocidad del módulo 3.

Velocidad	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		0.5	0.5	1	0,33
Solución B	0		0.5	1	0,33
Solución C	0.5	0.5		1	0,33
			Suma	3	1

Solución A = Solución B = Solución C

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.36 se estudia el peso del criterio de la fiabilidad del módulo 3.

Tabla 2.36. Estudio del peso de la fiabilidad módulo 3.

Fiabilidad	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		1	1	3	0,60
Solución B	0		0	1	0,20
Solución C	0.5	0.5		1	0,20
			Suma	5	1

Solución A > Solución B = Solución C

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.37 se estudia el peso del criterio de las dimensiones del módulo 3.

Tabla 2.37. Estudio de las dimensiones del módulo 3.

Dimensiones	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		0	2	0,33
Solución C	1	1		3	0,50
Suma				6	1

Solución C > Solución B > Solución A

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.38 se estudia el peso del criterio de la fuerza del módulo 3.

Tabla 2.38. Estudio del peso de la fuerza del módulo 3.

Fuerza	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		0,5	0,5	2	0,33
Solución B	0,5		0,5	2	0,33
Solución C	0,5	0,5		2	0,33
Suma				6	1

Solución A = Solución B = Solución C

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.39 se estudia el peso del criterio del mantenimiento del módulo 3.

Tabla 2.39. Estudio del peso del mantenimiento del módulo 3.

Mantenimiento	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		0.5	1	2	0,40
Solución B	0.5		1	2	0,40
Solución C	0	0		1	0,20
Suma				5	1

Solución A = Solución B > Solución C

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.40 se estudia el peso del criterio de la vida útil del módulo 3.

Tabla 2.40. Estudio del peso de la vida útil del módulo 3.

Vida útil	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución A		0,5	1	2,5	0,42
Solución B	0,5		1	2,5	0,42
Solución C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1

Solución A = Solución B > Solución C

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.41 se realizó el resumen de las conclusiones del estudio del peso de los criterios tomados para el módulo 3.

Tabla 2.41. Conclusiones módulo 3.

Criterio	Precio	Velocidad	Fiabilidad	Dimensiones	Fuerza	Mantenimiento	Vida Útil	Σ	Prioridad
Solución A	0,20	0,33	0,60	0,17	0,33	0,40	0,42	2,03	2
Solución B	0,20	0,33	0,20	0,33	0,33	0,40	0,42	1,80	3
Solución C	0,60	0,33	0,20	0,50	0,33	0,20	0,17	2,17	1

(Fuente: Propia)

En base al análisis de la matriz se llega a obtener como mejor solución la C (Arduino), la cual tiene una alta fiabilidad en la adquisición de datos, una buena velocidad de funcionamiento, y en cuanto el precio está muy por debajo de las otras dos soluciones.

Conjunto final obtenido, una vez realizado las matrices de selección, se tiene como conjunto de soluciones al cilindro neumático, la estructura de simple columna y como sistema de control el Arduino, se procede a construir y unir las soluciones obtenidas en el siguiente capítulo.

2.6. Construcción

En este capítulo se presentan los cálculos necesarios de acuerdo a cómo se ha ido construyendo la máquina, como son; los cálculos del sistema neumático, los cálculos de la estructura y los cálculos del control neumático.

Además se detalla de la simulación del modelo CAD de la máquina, la lista de los materiales necesarios para la construcción, los procesos necesarios para el maquinado de las piezas y ensamblado de la máquina, los costos directos, indirectos y totales de la construcción de la máquina; así como las respectivas pruebas preliminares del funcionamiento de la máquina.

2.7. Cálculos

2.7.1. Cálculos sistema neumático

La parte más importante de esta máquina es la parte motriz ya que es la que va a soportar la mayor parte del desgaste. Existen elementos como el pistón neumático, el compresor, el regulador, tuberías, electro válvulas y servo válvulas que deben ser seleccionados según las especificaciones necesarias para cumplir el objetivo propuesto.

A continuación se da a conocer unos conceptos básicos sobre neumática y se detalla cada parte del sistema neumático desarrollado en la construcción del equipo.

Neumática, la fuerza del aire se utiliza desde hace muchos años, desde veleros pasando por maquinas a vapor hasta el día de hoy, que se la utiliza en procesos de automatización industrial. (Festo, 2016, pág. 18)

2.7.2. Elementos básicos que conforman un sistema neumático

Compresor, la función de los compresores es la de aumentar la presión del aire hasta un valor con el que se pueda trabajar. Todos los mecanismos neumáticos son alimentados desde una estación central en la cual el compresor comprime el aire, el aire luego pasa al través de las tuberías hasta los mecanismos que se deseen alimentar de aire. (Festo, 2016, pág. 21)

Los compresores se seleccionan dependiendo de la presión de trabajo y la cantidad de aire que se necesita.

Acumulador expuesto en la Figura 2.12, la función principal de un acumulador es la de estabilizar el suministro de aire comprimido, por lo general el acumulador se ubica en la parte trasera de los compresores. El acumulador tiene la capacidad de anular las desviaciones que existen en el nivel de aire causadas por el consumo del aire comprimido. (Festo, 2016, pág. 27)

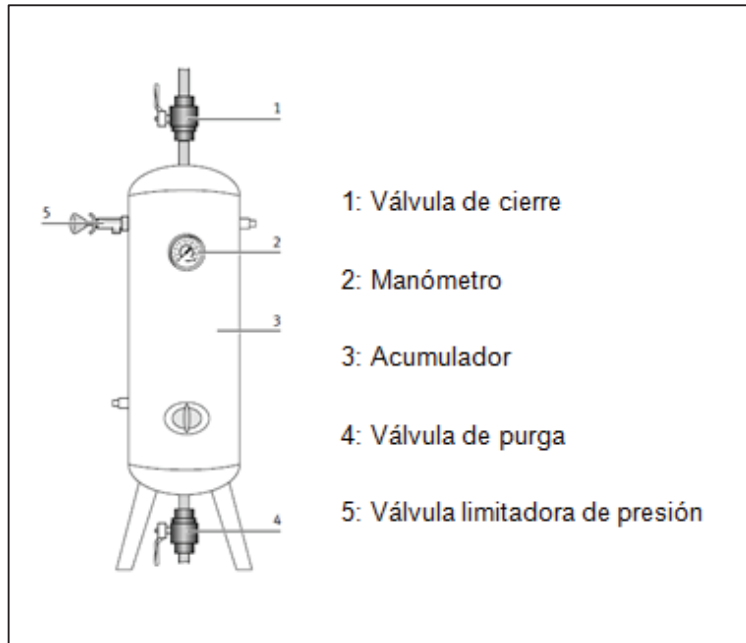


Figura 2.12. Acumulador.
(Festo, 2016, pág. 27)

Unidad de tratamiento o mantenimiento, en esta unidad se realiza las funciones de preparación del aire, filtración de partículas, regulación de la presión y en casos específicos la lubricación del aire. Sin embargo, todas las funciones de preparación y acondicionamiento del aire se las denota en una sola unidad llamada unidad de mantenimiento. (Festo, 2016, pág. 37)

Filtro de aire comprimido mostrado en la Figura 2.13, la función del filtro es eliminar el condensado que puede causar corrosión y daño en las partes móviles, las partículas de suciedad que pueden desgastar los componentes del sistema y el aceite que pueda producir una falla en los elementos. La utilización de filtros es indispensable a pesar de que ya se haya realizado un tratamiento del aire a la salida del acumulador. Existen dos tipos de filtros, los de purga manual y los de purga automática dependiendo de su aplicación. (Festo, 2016, pág. 37)

El mantenimiento de los filtros depende de la calidad del aire comprimido, de la cantidad de aire que pasa a través de ellos y del tamaño del filtro. El mantenimiento de los filtros debe tener los siguientes pasos:

- Cambio o limpieza del cartucho.
- Purga del condensado.

(Festo, 2016, pág. 37)

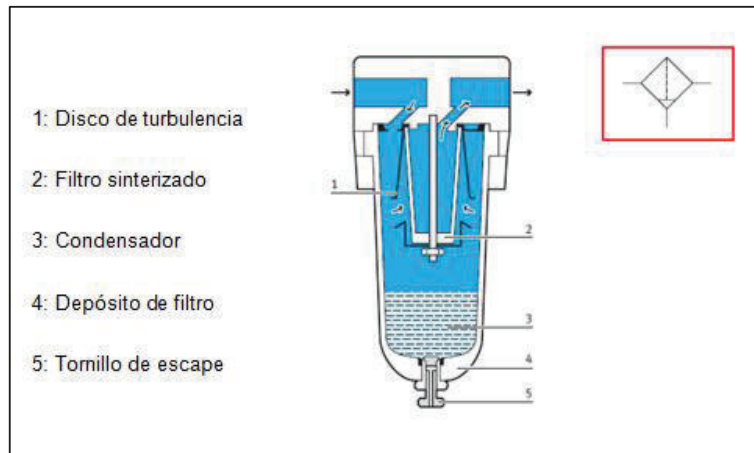


Figura 2.13. Filtro de aire comprimido – Dibujo en sección y símbolo.
Fuente: (Festo, 2016, pág. 37)

Válvula reguladora de presión expuesta en la Figura 2.14, el aire comprimido que sale del compresor está sujeto a las fluctuaciones propias del proceso de compresión del aire, estas fluctuaciones son transmitidas hacia el sistema neumático, esto puede causar daños en los equipos o un generar un proceso ineficiente y por consiguiente disminuir su rentabilidad. Las oscilaciones de la presión. Para que un sistema neumático funcione de forma correcta es necesario tener un regulador de presión. Estos reguladores de presión se encargan de mantener una presión de trabajo constante independientemente de las fluctuaciones que puedan existir en el proceso de compresión del aire. Generalmente se regula a una presión de 6 bar (600 kPa) la presión del aire en la parte de funcionamiento para que exista un aprovechamiento correcto del aire y mantener una alta rentabilidad. (Festo, 2016, pág. 39)

Las principales funciones de un regulador son las siguientes:

- Prevenir y eliminar las variaciones de presión generadas por el compresor.

- Mantener constante la presión en equipos sensibles independiente de la presión de la línea de alimentación y de otros equipos conectados a la misma línea.
- Evitar un excesivo consumo de aire y por consiguiente mejorar la rentabilidad del sistema.

(Festo, 2016, pág. 21)

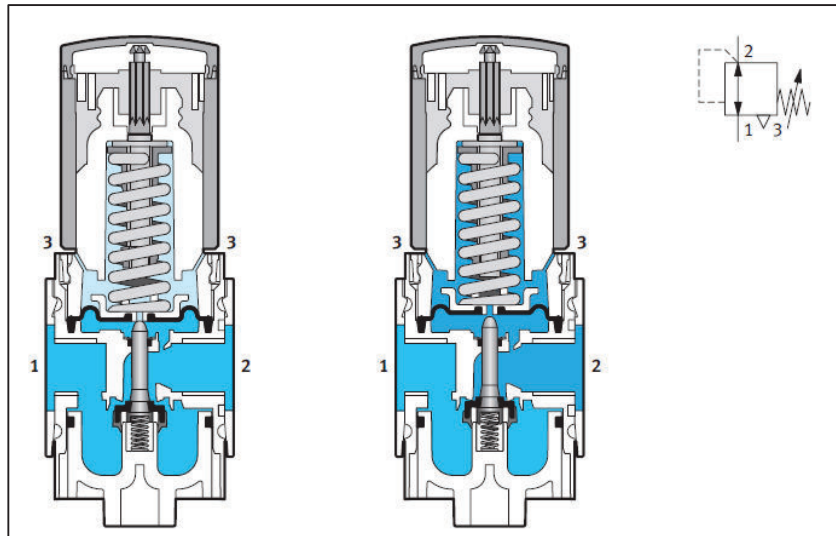


Figura 2.14. Válvula reguladora de presión, con salida de descarga – Dibujos en sección y símbolo

(Festo, 2016, pág. 40)

Actuador, un actuador es un elemento neumático encargado de transformar la energía en trabajo útil. Los actuadores neumáticos se clasifican de la siguiente manera:

- Movimiento lineal.
- Cilindro simple efecto.
- Cilindro doble efecto.
- Movimiento rotativo.
- Motor neumático.
- Cilindro giratorio.
- Actuador giratorio o basculante.

(Festo, 2016, pág. 45)

A continuación, se describe el actuador lineal de doble efecto, el cual es el más apropiado para realizar un movimiento cíclico constante.

Cilindro doble efecto mostrado en la Figura 2.15, el principio de funcionamiento de un cilindro doble efecto es similar al de un simple efecto con la diferencia que el retorno no

lo realiza un resorte (o muelle) ya que cuenta con 2 orificios los cuales cumplen la función de alimentación y escape del aire. El cilindro doble efecto a diferencia del cilindro simple efecto es capaz de realizar trabajo en los dos sentidos. Por ello, el campo de aplicación de un cilindro doble efecto es más amplio. (Festo, 2016, pág. 48)

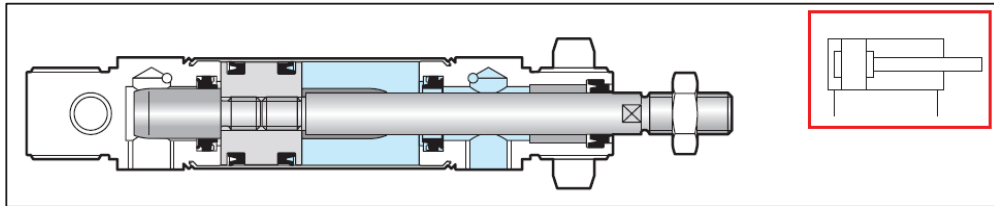


Figura 2.15. Cilindro doble efecto – Dibujo en sección y símbolo.
(Fundamentos-Neumática-Electro neumática-Festo. Pag 48)

Electroválvulas, este tipo de válvulas son las más importantes debido a que juntan la parte eléctrica en el control y la parte neumática como parte de su funcionamiento. Las válvulas reaccionan ante las señales provenientes de la unidad de control abriendo o cerrando el paso en la parte funcional neumática. Gracias a su parte de control se puede llevar un registro y procesamiento de las señales. Una ventaja es su rapidez de respuesta a pesar de su pequeño peso y tamaño. (Festo, 2016, pág. 65).

Válvulas 5/2 vías, este tipo de válvulas cuenta con cinco conexiones y 2 posiciones. Su principal aplicación es el accionamiento de cilindros doble efecto

Puede ser controlada de las siguientes maneras:

- Neumático mono estable.
- Neumática biestable.
- Electroválvula servopilotada.
- Electroválvula Biestable servopilotada.

Una vez descrita cada una de las partes del sistema neumático requerido, que se utilizará en la máquina, se procede a seleccionar cada uno de ellos.

Selección del cilindro neumático, la fuerza importante para el diseño es la fuerza efectiva del émbolo que actúa sobre el material. Las condiciones normales de trabajo son de alrededor de 4 a 8 bar (entre 400 KPa y 800 KPa) pero se considera una presión de 4 bar (400 KPa) como la condición normal de trabajo, y es la que se toma como referencia para los cálculos. Las pérdidas en los cilindros de doble efecto es de alrededor del 10% de la fuerza nominal. (Festo, 2016)

Datos:

Cilindro doble efecto

F_E = Fuerza efectiva del émbolo, 756 N (169.96 lb) valor de la mordedura del ser humano.

P_t = Presión de trabajo, 4×10^5 Pa (4 bar).

A = Superficie del émbolo m^2 , $\frac{D^2 \cdot \pi}{4}$.

F_f = Fuerza de fricción (aprox. 10% de F_E), 10 N.

D = Diámetro del émbolo, m.

La fuerza efectiva del émbolo está dada por la ecuación 2.1. Ecuación utilizada para la obtención de la fuerza efectiva del émbolo, fórmula:

$$F_E = (A \times P_t) - F_f \quad (2.1)$$

Despejando A, se tienen:

$$A = \frac{F_E + F_f}{P_t}$$

$$A = \frac{756N + (756 \times 0.1) N}{4 \times 10^5 \left(\frac{N}{m^2}\right)}$$

$$A = 2.08 \times 10^{-3} m^2$$

La ecuación 2.2. Área del émbolo. Fuente:(Festo, 2016):

$$A = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \quad (2.2)$$

Despejando D, se tiene:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 2.078 \times 10^{-3} (m^2)}{\pi}}$$

$$D = 0.0514 m$$

$$D = 51.4 \text{ mm} \approx 50 \text{ mm}$$

La Figura 2.16 muestra el incremento lineal de la fuerza con respecto al diámetro del émbolo, con esto se puede corroborar los cálculos obtenidos con anterioridad en esta sección.

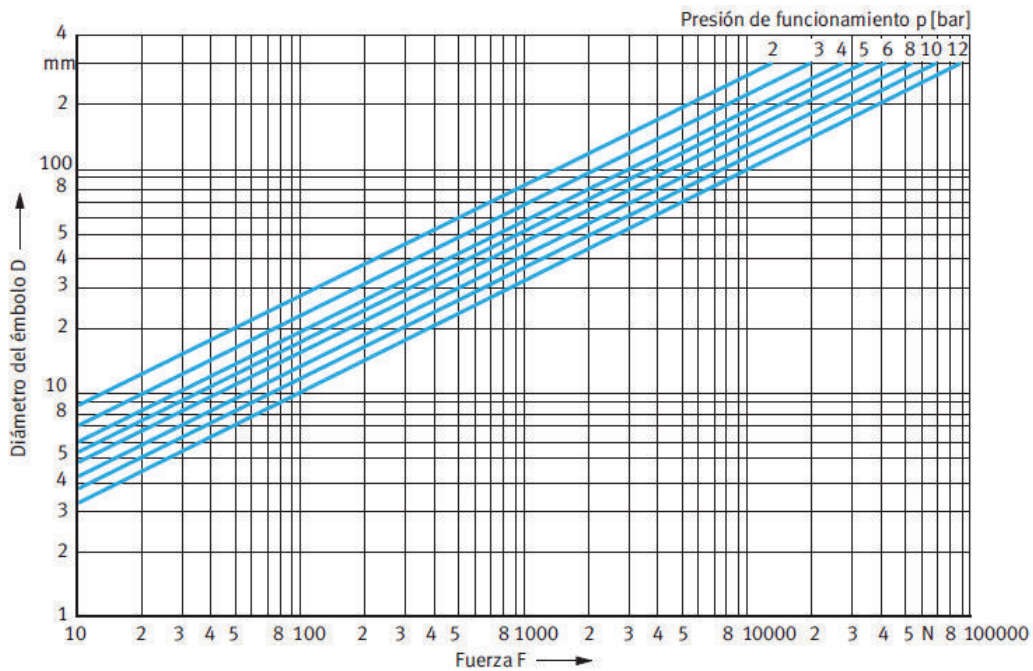


Figura 2.16. Diagrama presión-Fuerza.
Fuente: (Festo, 2016)

Mediante la tabla anterior y los datos, se comprueba que se requiere:

$$D \approx 50 \text{ mm}$$

Consumo de aire, es importante conocer cuánto de aire se va a consumir ya que el gasto ineficiente se traduce en una baja rentabilidad. El consumo de aire está expresado en litros de aire consumidos por el pistón por minuto. (Festo, 2016)

El consumo de aire está dado por la siguiente ecuación 2.3. Consumo de aire. Fuente: (Festo, 2016)

$$q_B = 2 \cdot s \cdot n \cdot q_H \quad (2.3)$$

Donde:

q_B = Consumo de aire (lt/min).

$s =$ Carrera, 5 cm.

$n =$ Carreras por minuto, 300/min, valor máximo requerido por la máquina.

$q_H =$ Consumo de aire por cm de carrera, lt/cm.

Para calcular el consumo de aire se requiere el siguiente diagrama Figura 2.17, el cual muestra el aumento lineal del consumo del aire en lt/cm con respecto al diámetro del émbolo:

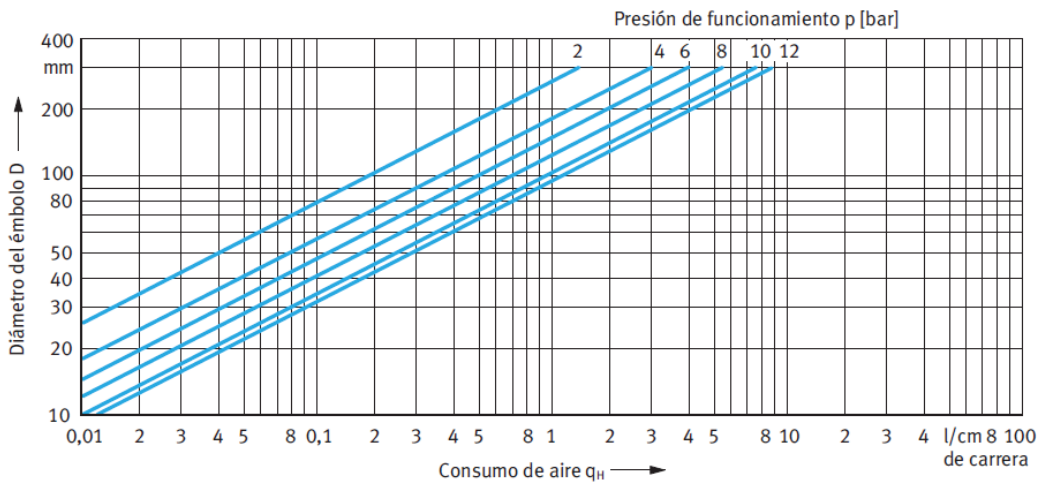


Figura 2.17. Diagrama de consumo de aire.
Fuente: (Festo, 2016)

Ya que el diámetro del embolo es el siguiente:

$$D = 50 \text{ mm}$$

Y se trabaja con una presión de 4 bar (400 KPa) se obtiene lo siguiente de la figura 2.13.

$$q_H = 0.08 \frac{l}{cm}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 2.3, se tiene

$$q_B = 2 \times 5 \text{ cm} \times \frac{300}{\text{min}} \times 0.08 \frac{l}{cm}$$

$$q_B = 240 \frac{l}{\text{min}}$$

No se considera la diferencia que existe entre los movimientos de avance y retroceso, debido a la tolerancia en el cálculo de las tuberías y válvulas.

El consumo de aire por los espacios muertos como los conductos de alimentación y los espacios en las posiciones finales de los vástagos no están considerados por lo que se debe aumentar un 20% al consumo de aire del cilindro.

$$q'_B = 240 \frac{l}{min} + (240 \times 0.2) \frac{l}{min}$$

$$q'_B = 288 \frac{l}{min} = 4.8 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

Debido a la fricción del flujo en el interior de la tubería y a otras pérdidas y resistencias, siempre existe una caída en la presión del aire saliente. Se utiliza la ecuación 2.4. Caída de presión. (Majumdar, 2012).

$$\Delta P = \frac{1.6 \times 10^3 \times q'^3_B \times L}{d^5 \times P_1} \quad (2.4)$$

Donde:

ΔP = Caída de presión, Pa.

L = Longitud de la tubería, 2.4 m

$q'_B = Q$ = Volumen del aire libre, 0.0048 m³/s.

d = Diámetro interior del tubo, 0.0055 m.

P_1 = Presión absoluta del aire a la entrada del tubo, en 500MPa.

$$\Delta P = \frac{1.6 \times 10^3 \times 0.0048^3 \times 2.4}{0.0055^5 \times 500000}$$

$$\Delta P = 168.76 Pa = 1.68 \times 10^{-3} Bar$$

El valor es despreciable, por lo cual, se toma el valor inicial de 4 Bar o 400 kPa como presión del sistema.

En la industria se obtiene la caída de presión por medio de diversos nomogramas que se usan con esta finalidad.

Potencia del compresor, para calcular la potencia del compresor se utilizó la ecuación 2.5. Potencia del compresor. Fuente: (Majumdar, 2012).

$$P = 2 * \frac{v}{v-1} * P_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{v-1}{2v}} - 1 \right] * q'_B \quad (2.5)$$

Donde:

P = Potencia del compresor de dos etapas, Watt.

v = La compresión es politrópica por lo que su valor es 1.4, valor obtenido de (Majumdar, 2012).

P_1 = . Presión inicial, (la presión atmosférica), 98658.551 N/m².

P_2 = Presión al final de la compresión, 500 MPa.

q'_B = Volumen, 0.0048 m³/s.

$$P = 2 * \frac{1.4}{1.4 - 1} * 98658.551 \left[\left(\frac{500000}{98658.551} \right)^{\frac{1.4-1}{2*1.4}} - 1 \right] * 0.0048$$

$$P = 864.96 \text{ Watts} = 1.16 \text{ Hp}$$

La potencia obtenida está dentro de los parámetros esperados.

2.7.3. Cálculos de estructura

La estructura de estudio se muestra en la Figura 2.18

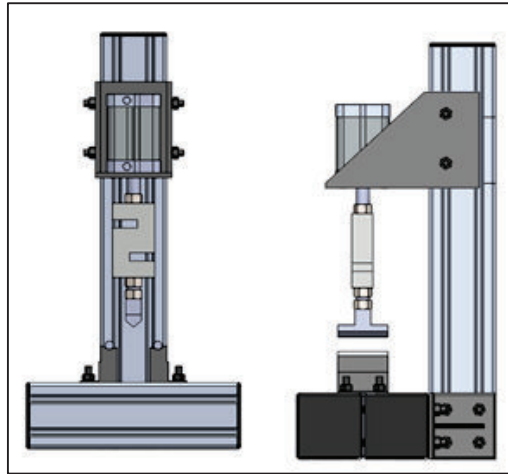


Figura 2.18. Estructura módulo 1.
(Fuente: Propia)

Previo a la realización de los cálculos se detallan las características de los elementos, tales como perfiles de aluminio tipo E natural, placas de acero A-36 y pernos M8 disponibles en el mercado ecuatoriano, con sus respectivas características que se adaptan a la estructura requerida.

Perfil de aluminio, mostrado a continuación en la Figura 2.19 a continuación.

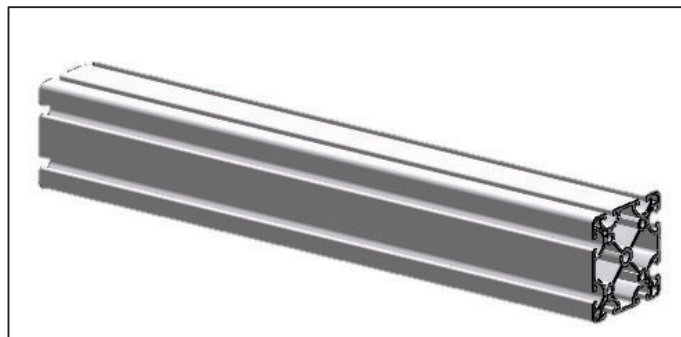


Figura 2.19. Perfil extruido de aluminio E natural.
Fuente: (ITEM, 2016)

Es necesario el conocimiento de los datos técnicos del perfil de aluminio, se los muestra a continuación en la Tabla 2.42 y los datos técnicos del aluminio en la Figura 2.20.

Tabla 2.42. Datos técnicos Aluminio.

Dato técnico	
Designación	Al Mg Si 0.5 F25
Referencia del material	3.3206.72
Tratamiento	Envejecimiento artificialmente
Resistencia a la tracción	Mínimo 245 N/mm ² .
Límite de elasticidad	Mínimo 195 N/mm ²
Densidad	2.7 kg/dm ³
Alargamiento hasta rotura A ₅	Mínimo 10 %
Alargamiento hasta rotura A ₁₀	Mínimo 8 %
Coefficiente de dilatación lineal	23.6 x 10 ⁻⁶ 1/k
Módulo de elasticidad E	aprox. 70000 N/mm ²
Módulo de compresión G	aprox. 25000 N/mm ²
Dureza	aprox. 75 HB -2.5/187.5

Fuente: (ITEM, 2016)



Propiedades			
Serie	=		BR8
Material	=		Al, anodizado
Características	=		natural
Unidad de suministro	=		corte máx. 6000 mm
Sección transversal	A	=	14.86 cm ²
Momento de inercia, eje x	I _x	=	100.69 cm ⁴
Momento de inercia, eje y	I _y	=	100.69 cm ⁴
Momento de inercia, torsional	I _t	=	50.93 cm ⁴
Momento resistente, eje x	W _x	=	25.17 cm ³
Momento resistente, eje y	W _y	=	25.17 cm ³
Peso, espec. Longitud	m	=	4.01 kg/m

Figura 2.20. Datos técnicos Aluminio.
Fuente: (ITEM, 2016)

Perno M8 cabeza abombada y cuello cuadrado mostrada en la Figura 2.21.

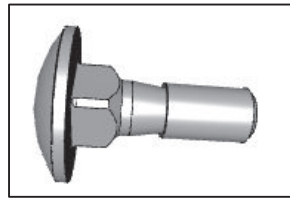


Figura 2.21. Perno M8 cabeza abombada y cuello cuadrado.
Fuente: (TraceParts S.A., 2017)

Se utilizó pernos M8 por el diámetro del canal del perfil, y sus datos técnicos son los mostrados en la Tabla 2.43.

Tabla 2.43. Datos técnicos perno.

Datos técnicos perno	
Norma	DIN 603
Designación	Tornilla de cabeza abombada DIN 603 – M8 X 20 - 3.6
Referencia	DIN 603 – d M8 X 20 - 3.6
Material	Acero
Nota	Clase: 8

Fuente: (TraceParts S.A., 2017)

Calculo de la frecuencia natural del perfil, para el cálculo de la frecuencia natural es necesario conocer el diagrama de cuerpo libre de la estructura mostrado en la Figura 2.22.

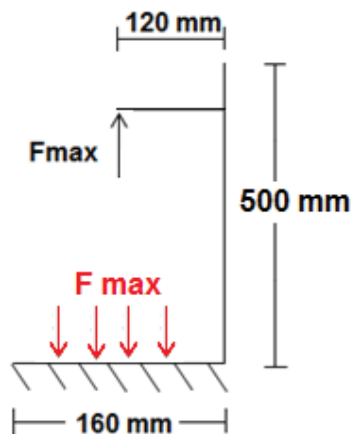


Figura 2.22. Diagrama de cuerpo libre estructura.
(Fuente: Propia)

La ecuación 2.6. Frecuencia natural. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (2.6)$$

Donde:

ω = velocidad angular (rad/s)

K = Coeficiente de rigidez utilizado para tensión (N/m)

m = Masa del perfil, 1.63 kg, se utilizó la mitad del peso del perfil, debido a que se realizó un estudio de masas puntuales iguales y no el método de elemento solido sugerido por el libro de elementos finitos de (Stodola, 1880).

Para la obtención de la frecuencia natural del perfil se requiere obtener el valor del coeficiente de rigidez utilizado para la tensión provocada por el momento, ecuación 2.7. Coeficiente de rigidez. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008). La Figura 2.23 mostrada a continuación

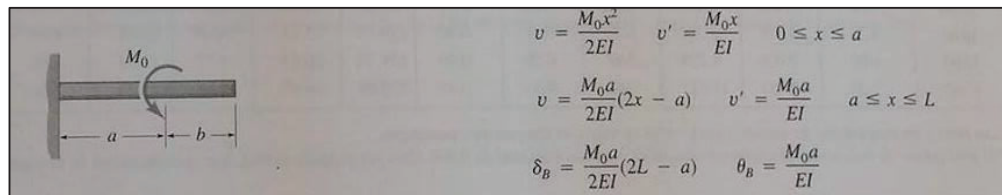


Figura 2.23. Viga en voladizo con un momento interno.
Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

$$K = \frac{F}{\delta} = \frac{2EI}{a(2L-a)} \quad (2.7)$$

Donde:

a = Longitud a la cual se encuentra el momento de torsión, 300 mm.

E = Módulo de elasticidad, 70000 MPa, valor obtenido de los datos técnicos del perfil.

I = Segundo momento del área $I = 100.69 \text{ cm}^4 = 1006.9 \text{ mm}^4$.

L = Longitud del perfil, 500 mm.

$$K = \frac{2EI}{a(2L-a)}$$

$$K = \frac{2 \times 70000 \text{ Mpa} \times 100.69 \text{ cm}^4}{300 \text{ mm} (2L - 300)}$$

$$K = 6.71 \times 10^8 \text{ N/m}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{6.71 \times 10^8 \text{ N/m}}{3.27 \text{ Kg}}}$$

$$\omega = 20258.27 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

La frecuencia se calcula con la ecuación 2.8. Frecuencia. (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (2.8)$$

Donde:

f = frecuencia Hz.

ω = Frecuencia natural, 11503.975 rad/s.

$$f = \frac{20258.27 \text{ rad/s}}{2\pi}$$

$$f = 3224.2 \text{ Hz}$$

La frecuencia natural del perfil es muy alta al compararla con la frecuencia a la que trabajará la máquina la cual es 5 Hz establecida por la frecuencia de funcionamiento de la electroválvula Anexo V.

Estudio zona 1, se analiza la estructura deseada, para definir los lugares en los que existen esfuerzos en la zona 1 Figura 2.24.

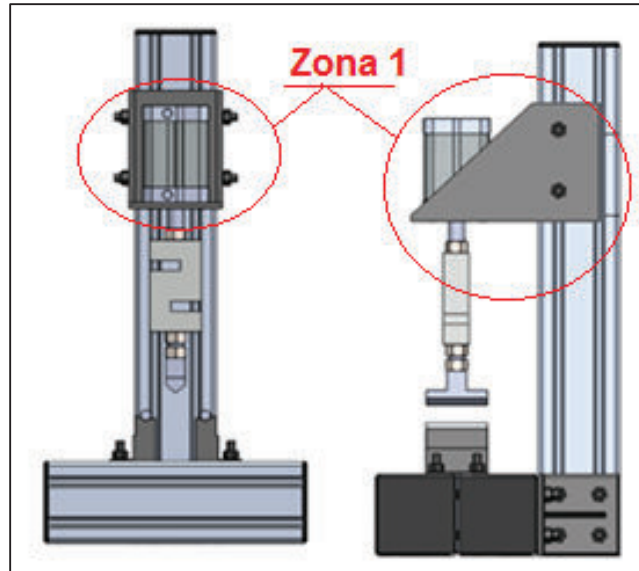


Figura 2.24. Zona uno.
(Fuente propia)

Cálculo de esfuerzo en pernos 1 al 4, en la Figura 2.25, se identifica la vista inferior de la sujeción pistón-perfil Figura 2.24.

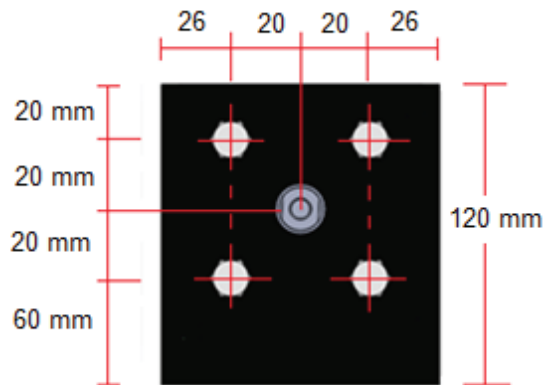


Figura 2.25. Vista inferior de la sujeción pistón perfil. Pernos 1-4.
(Fuente propia)

$$F_t = \frac{F_{max}}{4} = 250 \text{ N}$$

Donde:

F_{max} = Fuerza máxima (N), 1000 N

F_t = Carga externa

$$F_t = \frac{1000 \text{ N}}{4} = 250 \text{ [N]}$$

La Figura 2.26 muestra las fuerzas existentes en los pernos 1-4.

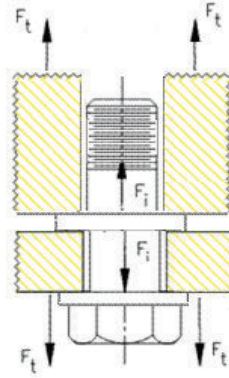


Figura 2.26. Perno trabajando a fatiga.
Fuente: (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

Se utiliza la ecuación 2.9. Precarga. (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008), para obtener el valor de F_i .

$$(1 - C)F_t - F_i = \frac{S_p A_t}{n_s} \quad (2.9)$$

Donde:

$(1 - C)$ = Fracción de la carga externa F_{max} que soportan los elementos, 0.832, Valor obtenido de tabla 8-12 de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, pag. 422, 8va edición, 2008.

F_{ext} = Carga externa de tensión, 250 N.

S_p = Carga externa, 120 kpsi = 827.37 MPa valor obtenido por tabla 8-9 de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, pag. 418, 8va edición, 2008.

A_t = Área de esfuerzo de tensión, 36.6 mm², valor obtenido de la tabla 8-1 de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, pag. 398, 8va edición, 2008.

n_s = Factor de seguridad sugerido en Shigley para calcular la precarga del perno, 3.

F_i = Precarga, N.

Despejando F_i se tiene:

$$F_i = \frac{S_p A_t}{n_s} - (1 - C) F_{ext}$$
$$F_i = \frac{827.37 \text{ MPa} \times 36.6 \text{ mm}^2}{3} - (1 - 0.168) * (250 \text{ N})$$
$$F_i = 9.88 \text{ kN}$$

Se requiere el valor del par de torsión K , que se encuentra en la tabla 8-15 de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, pag. 424, 8va edición, 2008. , $K = 0.30$. Con esto se puede calcular el apriete que se le debe dar al perno con una llave de torque para que cumpla con el factor de seguridad impuesto.

Se procede a calcular el torque al que se someterá a los pernos 1-4 con la ecuación 2.10. Torque. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

$$T = K F_i d \quad (2.10)$$

Donde:

T = Torque, Nm.

K = Factores del par de torsión, 0.30

F_i = Precarga, N

d = Diámetro nominal, 0.08 m

$$T = 0.30 \times 9.88 \times 0.008$$

$$T = 23.71 \text{ Nm}$$

Perno trabajando a fatiga, al existir siempre una precarga en el perno apretado, se estudia dos cantidades corresponden a la amplitud y el promedio de estos esfuerzos, los cuales están dados a continuación en la ecuación 2.11. Esfuerzo de la amplitud. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (2.11)$$

Donde:

σ_a = Esfuerzo de la amplitud, en MPa.

σ_{max} = Esfuerzo máximo, en MPa.

σ_{min} = Esfuerzo mínimo, en MPa.

La ecuación 2.12. Esfuerzo promedio. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008), sirve como su nombre lo indica para calcular el esfuerzo promedio al cual está sometido el perno.

$$\sigma_m = \left(\frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \right) \quad (2.12)$$

Donde:

σ_m = Esfuerzo de promedio, en MPa.

σ_{max} = Esfuerzo máximo, en MPa.

σ_{min} = Esfuerzo mínimo, en MPa.

En nuestro caso se tiene, que el mínimo esfuerzo está dado cuando sobre el perno actúa la precarga y la carga externa mínima (ponderada por el factor de carga 1-C).

Se utilizará la ecuación 2.13. Esfuerzo mínimo. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$\sigma_{min} = \frac{F_i + (1-C)F_{min}}{A_t} \quad (2.13)$$

Donde:

F_i = Precarga, 9.88 kN.

$1 - C$ = Fracción de la carga externa P que soportan los elementos.

F_{min} = Precarga mínima, 0.1 kN.

A_t = Área de esfuerzo de tensión, 36.6 mm², valor obtenido de la tabla 8-1 de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, pag. 398, 8va edición, 2008.

$$\sigma_{min} = \frac{9.88 + 0.832 * 0.1}{36.6}$$

$$\sigma_{min} = 272.21 \text{ MPa}$$

De igual manera, la ecuación 2.14. Carga máxima. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008). está dada cuando está presente la precarga y la carga externa máxima. Con esto se resuelve:

$$\sigma_{max} = \frac{F_i + (1-C)F_{max}}{A_t} \quad (2.14)$$

Donde:

F_i = Precarga, N.

$1 - C$ = Fracción de la carga externa F_t que soportan los elementos, 0.832.

F_{max} Precarga máxima, N.

A_t = Área de esfuerzo de tensión, mm^2 .

$$\sigma_{max} = \frac{9.88 + 0.832 * 1}{36.6}$$

$$\sigma_{max} = 292.67 \text{ MPa}$$

Con lo que se calcula:

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{292.67 - 272.21}{2} \right| = 12.73 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \left(\frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \right) = \left(\frac{292.67 + 272.21}{2} \right) = 282.44 \text{ MPa}$$

El criterio de Sodelberg mostrado en la ecuación 2.15. Criterio de Sodelberg. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008), establece que la falla por fatiga esta descrita por la ecuación:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad (2.15)$$

Donde:

S_e = Resistencia corregida a la fatiga para los pernos, 129 MPa valor obtenido de la tabla 8-17 de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, pag. 430, 8va edición, 2008.

S_a = Resistencia corregida a la fatiga para los pernos, 23.2 kpsi = 13.789 MPa.

S_y = Límite de fluencia, 120 kpsi (827.37 MPa) valor de tabla 8-11 de diseño en ingeniería mecánica de Shigley, pag. 422, 8va edición, 2008.

$$S_a = n_f \cdot \sigma_a$$

$$S_m = n_f \cdot \sigma_m$$

n_f = factor de seguridad

Reemplazando esto en la ecuación 2.15, se puede despejar la ecuación 2.16. Factor de seguridad. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008):

$$n_f = \frac{S_e S_y}{S_y \sigma_a + S_e \sigma_m} \quad (2.16)$$

Donde:

S_e = Precarga, N

S_y = Fracción de la carga externa externa P que soportan los elementos.

σ_a = Esfuerzo de la amplitud, en MPa

σ_m = Esfuerzo promedio, en MPa

n_f = Factor de seguridad

$$n_f = \frac{129 \cdot 827.37}{827.37 \cdot 12.73 + 129 \cdot 282.44}$$

$$n_f = 2.27$$

En este caso se ve que el factor de seguridad es menor que el que se obtuvo si se considera solo carga estática.

Cálculo de esfuerzo cortante en pernos 5 al 8, a continuación, se realiza el estudio de las cargas y esfuerzos en los pernos 5-8 mostrado en la Figura 2.27.

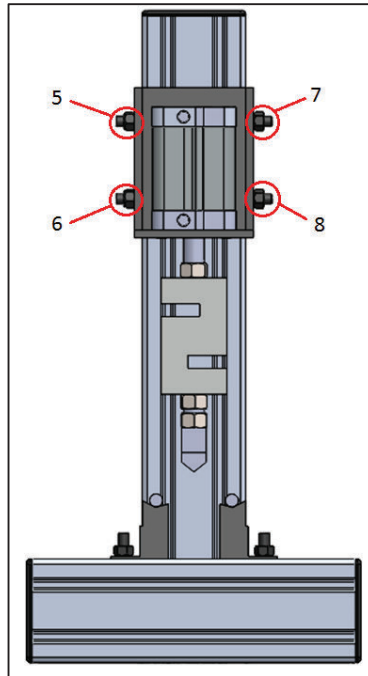


Figura 2.27. Pernos 5-8.
(Fuente: Propia)

Para el cálculo del esfuerzo cortante se considera que:

- El diámetro a usar será el diámetro nominal del perno $\varnothing = 8\text{mm}$ elegido previamente.
- La carga externa será la carga total ($F_{\text{máx}} = 1000\text{ N}$) dividida para el número de pernos (2 en cada unión de la estructura) mostrados en la Figura 2.28.

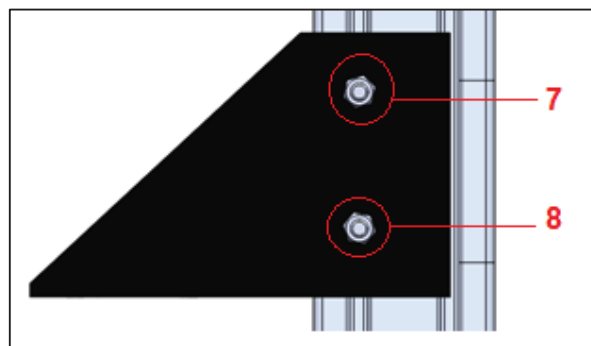


Figura 2.28. Sujeción pistón- perfil.
(Fuente: Propia)

- Se realiza el estudio de un perno con lo cual se obtendrá el factor de seguridad de los cuatro pernos.

Se realiza el diagrama de cuerpo libre de la sujeción pistón-perfil mostrado en la Figura 2.29.

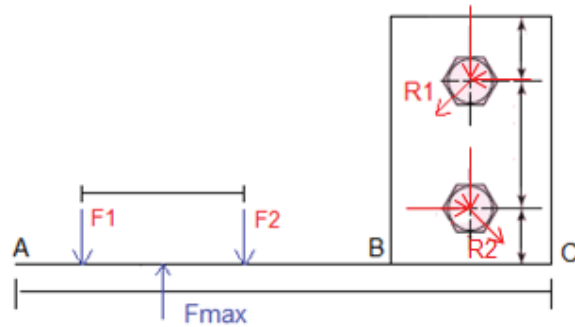


Figura 2.29. Diagrama de cuerpo libre sujeción pistón-perfil.
(Fuente: Propia)

Sabiendo que la:

$$F_{m\acute{a}x} = 1000 \text{ N}$$

$$F_2 = F_1$$

$$F_1 = \frac{F_{m\acute{a}x}}{2} = 500 \text{ N}$$

$$\sum F = 0$$

$$F = F_1 + F_2$$

$$F = 1000 \text{ N}$$

Sumatoria en el punto B:

$$\sum \tau = 0$$

$$F_2 (40) = F_1 (40)$$

$$F_1 = F_2$$

$$F_4 = \frac{F_1}{2} = 250 \text{ N}$$

$$F_3 = \frac{F_2}{2} = 250 \text{ N}$$

Cálculo momento:

$$M_1 = F_2 \cdot 0.1 \text{ m}$$

$$M_1 = 50 \text{ Nm}$$

Nota: M_1 es el momento que se aplica para los dos pernos de cada lado de la placa

Cálculo del esfuerzo cortante, se muestra a continuación las fuerzas cortantes presentes en los pernos, Figura 2.30.

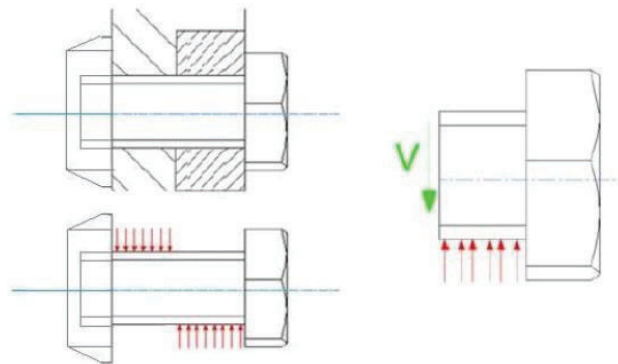


Figura 2.30. Perno 7 trabajando a cortante.
(Fuente Propia)

$$V = \frac{4F_2}{\pi(0,006m)^2} = 8.842 \text{ MPa}$$

$$V_{xy} = V = 8.84 \text{ MPa}$$

El perno por utilizar es un SAE Grado 8 con un esfuerzo a la ruptura medio de 120 kpsi, obtenido de la tabla 8-9 de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, pag. 418, 8va edición, 2008.

Se procede a utilizar la ecuación 2.17. Factor de seguridad. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$S_{y_{perno\ 1}} = 120 \text{ ksi} = 827.37 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{S_{y_{perno\ 1}}}{V_{xy}} = 93.57$$

Se consigue un factor muy elevado de seguridad, debido a que el perno usado sobrepasa por mucho el esfuerzo obtenido.

Diseño de la soldadura aplicada en la sujeción del pistón con el perfil, La soldadura que se aplicará a la sujeción pistón-perfil se las realizará en la cara interna de la sujeción. El valor calculado del momento M1 que está ejerciendo en la estructura se muestra en el diagrama de cuerpo libre Figura 2.31.

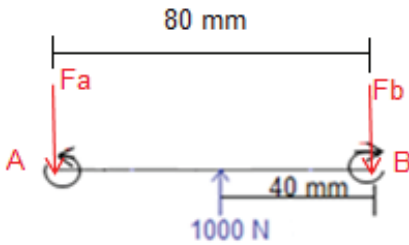


Figura 2.31. Diagrama de cuerpo libre en placa base de sujeción pistón-perfil.
(Fuente: Propia)

Sumatoria de momentos punto A

$$\sum \tau = 0$$

$$0.040 * 1000 = M_b$$

$$M_b = 40 Nm$$

En la

Figura 2.32 se muestran los cordones de soldadura presentes en la sujeción pistón perfil.

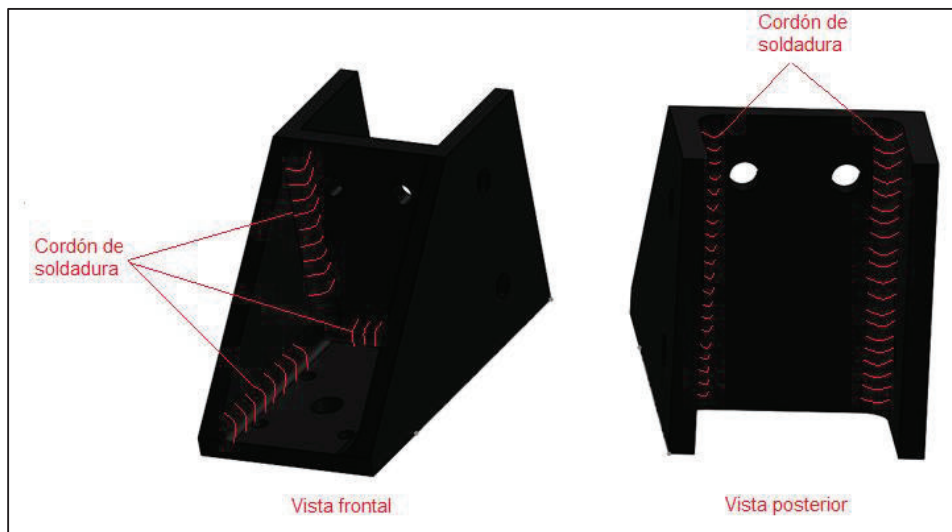


Figura 2.32. Cordón de soldadura estructura.
(Fuente: Propia)

Se pretende soldar sólo la cara interna de la sujeción, con la siguiente configuración de soldadura Figura 2.33.

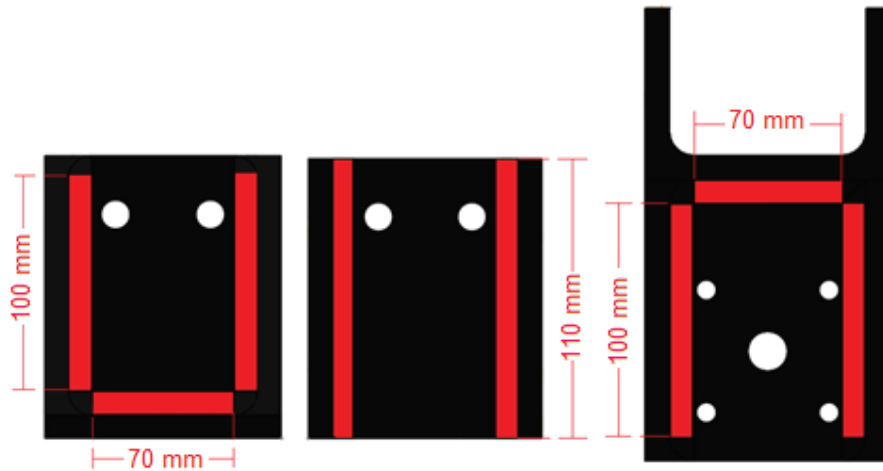


Figura 2.33. Perfil de soldadura.
(Fuente: Propia)

A continuación, se muestran las propiedades torsionales de las soldaduras de filete, Figura 2.34.

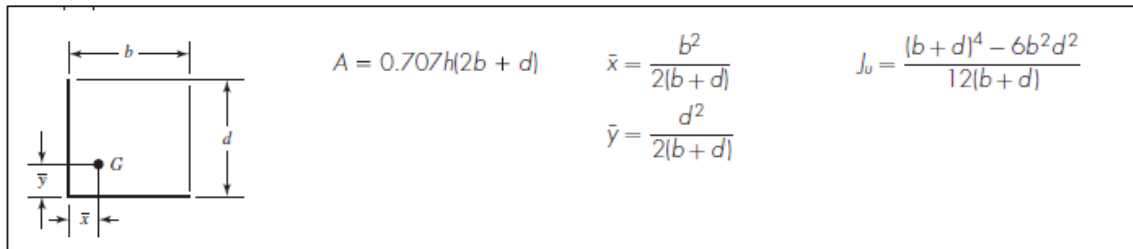


Figura 2.34. Propiedades torsionales de las soldaduras de filete.
Fuente: (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008, pág. 466)

Inercia cordón de soldadura, el momento de inercia unitario se calcula con la siguiente ecuación 2.18. Momento de inercia unitario. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$I_u = \frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)} \quad (2.18)$$

Donde:

I_u = Momento de inercia unitario, m^3

b = Longitud de la soldadura, 100 mm.

d = Longitud del cordón de la soldadura, 70 mm

$$I_u = \frac{(100 + 70)^4 - 6 \times 100^2 \times 70^2}{12(100 + 70)}$$

$$I_u = 265299.02 \text{ mm}^3 = 2.65 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Se procede con el cálculo de la garganta efectiva mostrada en la Figura 2.35.



Figura 2.35. Dimensiones soldadura.
(Fuente: Propia)

Usando la ecuación 2.19. Momento de inercia de la soldadura. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$t_s = 0.707w \quad (2.19)$$

El momento de inercia de la soldadura se calcula de la siguiente ecuación 2.20. Momento de inercia. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$I_{soldadura} = I_u * t_s \quad (2.20)$$

Donde:

I_u = Momento de inercia unitario, 2.653×10^{-4}

I_s =, Momento de inercia de la soldadura.

t_s = Garganta efectiva de la soldadura, $0.707 w$

$$I_s = I_u * 0.707w$$

$$I_s = 2.653 \times 10^{-4} \text{ m}^3 * 0.707w$$

Luego se procede a calcular el esfuerzo que soporta la soldadura debido a la flexión del soporte con la siguiente ecuación 2.21. Esfuerzo de soldadura. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008) fórmula:

$$\sigma_{soldadura} = \frac{M \cdot c}{I_s} \quad (2.21)$$

Donde:

M = Momento al cual está sometida la soldadura, 50 Nm.

c = Momento de inercia de la soldadura, 0.04 m.

I_s = Momento de inercia de la soldadura, $2.653 \times 10^{-4} m^3 * 0.707w$.

$$\sigma_{soldadura} = \frac{50 \times 0.04}{2.653 \times 10^{-4} m^3 \times 0.707w}$$

$$\sigma_{soldadura} = \frac{10662.85 \text{ N/m}}{w}$$

Ahora se selecciona el electrodo AWS EXXYZ según las tablas 9.3 y 9.4 del libro de (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

Se escoge hipotéticamente el electrodo E6011, el cual es recomen para soldadura de acero A-36, el cual es el material de las placas tanto de las bisagras como de la placa de sujeción, al utilizar el electrodo E60611 se tiene un valor de resistencia a la fluencia de 50 kpsi.

El esfuerzo admisible que soporta el material del electrodo se encuentra con la ecuación 2.22. Esfuerzo admisible soldadura. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$\sigma_{admisibile} = 0.6 S_y \quad (2.22)$$

Donde:

$\sigma_{admisibile}$ = Esfuerzo admisible, MPa.

S_y = Resistencia a la fluencia, 344.73 MPa.

I_s = Momento de inercia de la soldadura.

$$\sigma_{admisible} = 0.6 (344.73)$$

$$\sigma_{admisible} = 206.84 \text{ MPa}$$

Igualando las ecuaciones 2.21 con 2.22 se obtiene el w de la soldadura:

$$\sigma_{admisible} = \sigma_{soldadura}$$

$$206.84 \times 10^6 \text{ Pa} = \frac{10662.85 \text{ N/m}}{w}$$

$$w = 5.155 \times 10^{-5} \text{ m} = 0.05 \text{ mm}$$

Si se escoge un electrodo E6011 de $\phi=1/4$ pulg y una pasada.

El w de la soldadura será de:

$$w = 6.35 \text{ mm}$$

El esfuerzo que soporta la soldadura será de:

$$\sigma_{soldadura} = \frac{10662.85 \frac{\text{N}}{\text{m}}}{0.00635}$$

$$\sigma_{soldadura} = 1.68 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

El factor de seguridad será de:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_s}$$

$$\eta = \frac{344.73 \times 10^6 \text{ Pa}}{1.6791891 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$\eta = 205.31$$

Cálculo Zona 2, se muestra en la

Figura 2.36 la zona 2.

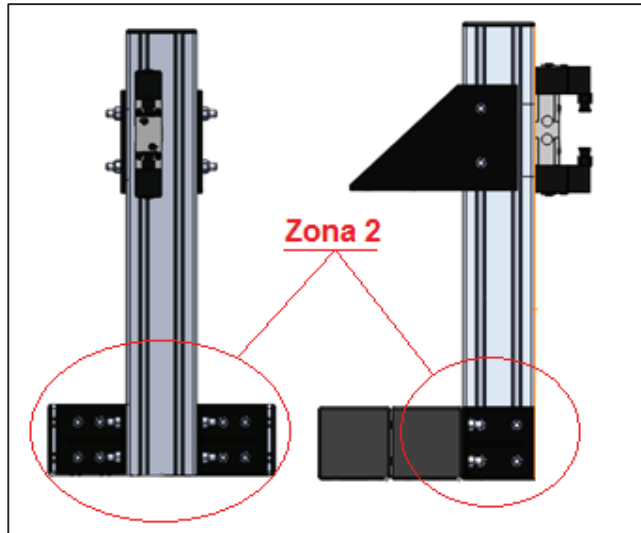


Figura 2.36. Estructura zona 2.

(Fuente: Propia)

Para el cálculo del esfuerzo de los pernos en la zona 2 (Unión bisagras-perfiles) se considera que:

- El diámetro a usar será el diámetro menor del perno $\phi_{ar} = 8mm$.
- La carga total resultante de la transmisión de par de fuerzas ($F_c = 125 N$) dividida para el número de pernos (8 en cada pared de bisagras de la estructura).
- Se realiza el estudio de un perno con lo cual se obtendrá el factor de seguridad de los dieciséis pernos mostrados en la Figura 2.37.

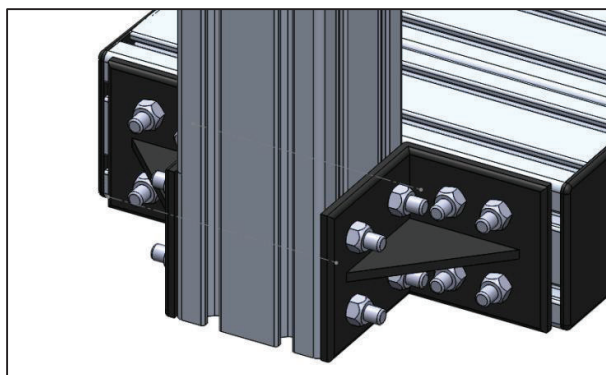


Figura 2.37. Estructura zona 2.

(Fuente: Propia)

Cálculo del esfuerzo contante principal, se muestra a continuación la Figura 2.38, la cual muestra el cortante en los pernos de las bisagras.

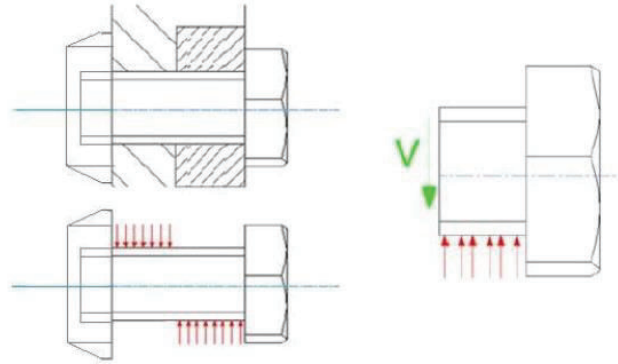


Figura 2.38. Perno 7 trabajando a cortante.
(Fuente: Propia)

$$V = \frac{4Fc}{\pi(6 \times 10^{-3}m)^2} = 8.842 \text{ MPa}$$

$$V_{xy} = V = 4.42 \text{ MPa}$$

El perno por utilizar es un SAE Grado 8 con un esfuerzo a la ruptura medio de 120 kpsi tabla 8-9 de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, pag. 418, 8va edición, 2008.

$$S_{y\text{perno } 1} = 120 \text{ ksi} = 827.37 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{S_{y\text{perno } 1}}{V_{xy}} = 187.18$$

Se consigue un factor muy elevado de seguridad, debido a que el perno usado sobrepasa por mucho el esfuerzo obtenido.

Diseño de la soldadura aplicada en la bisagra, La soldadura que se aplicará a las bisagras se las realizará en la cara interna de las mismas. El valor calculado del momento M_c que está ejerciendo en la estructura se muestra en la Figura 2.39.

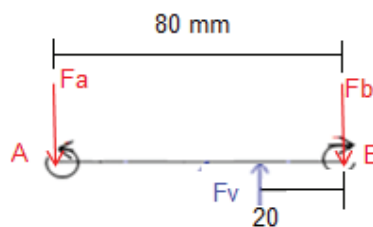


Figura 2.39. Diagrama de cuerpo libre.
(Fuente: Propia)

Sumatoria de momentos punto A

$$\sum \tau = 0$$

$$M_B = 20 * 2$$

$$M_B = 40 Nm$$

A continuación, se muestra el cordón de soldadura en las caras internas de las bisagras, Figura 2.40.

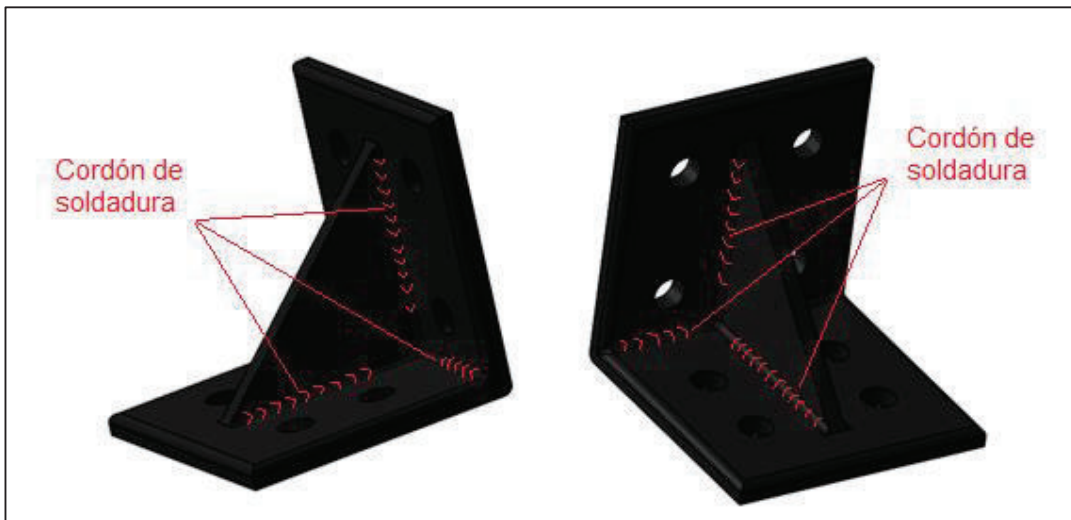


Figura 2.40. Cordón de soldadura estructura.
(Fuente: Propia)

Se pretende soldar sólo la cara interna de la sujeción, con la siguiente configuración de soldadura, Figura 2.41.

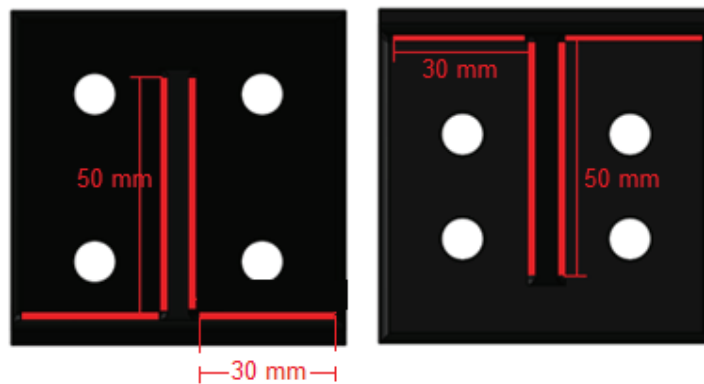


Figura 2.41. Perfil de soldadura.
(Fuente propia)

La Figura 2.42, nos indica la inercia del cordón de soldadura.

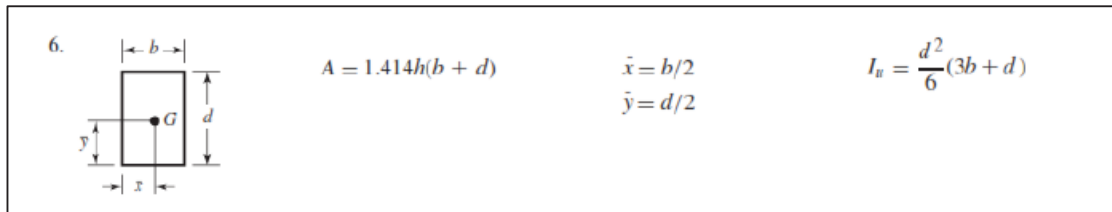


Figura 2.42. Inercia cordón de soldadura.
(Fuente: Propia)

El momento de inercia unitario se calcula con la siguiente ecuación 2.23. Momento de inercia unitario. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d) \quad (2.23)$$

$$I_u = \frac{20^2}{6} * (3(20) + 20)$$

$$I_u = 5333,33mm^3 = 5.33 \times 10^{-6}m^3$$

Se procede con el cálculo de la garganta efectiva mostrada en la Figura 2.43.



Figura 2.43. Dimensiones soldadura.
(Fuente: Propia)

$$t_s = 0.707w$$

El momento de inercia de la soldadura se calcula de la siguiente ecuación 2.24. Momento de inercia de la soldadura. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$I_{soldadura} = I_u * t_s \quad (2.24)$$

$$I_s = I_u * 0.707w$$

Luego se procede a calcular el esfuerzo que soporta la soldadura debido a la flexión del soporte con la siguiente ecuación 2.25. Esfuerzo soldadura. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$\sigma_{soldadura} = \frac{M*c}{I_s} \quad (2.25)$$

$$\sigma_{soldadura} = \frac{40 \times 0.01}{5.33 \times 10^{-6} \times 0.707w}$$

$$\sigma_{soldadura} = \frac{1.061 \times 10^5}{w}$$

Ahora se selecciona el electrodo AWS EXXYZ según las tablas 9.3 y 9.4 del libro de Diseño de Shigley.

Escogemos hipotéticamente el electrodo E60611 con un valor de resistencia a la fluencia de 50 kpsi. El esfuerzo admisible que soporta el material del electrodo es el siguiente mostrado en la ecuación

$$\sigma_{admisible} = 0.6 S_y$$

$$\sigma_{admisible} = 0.6 (50)$$

$$\sigma_{admisible} = 206.84 \text{ MPa}$$

Igualando las ecuaciones 2.24 y 2.25 se obtiene el w de la soldadura:

$$\sigma_{admisible} = \sigma_{soldadura}$$

$$206.84 \times 10^6 \text{ pa} = \frac{1.061 \times 10^5 \text{ N/m}}{w}$$

$$w = 0.5 \text{ mm}$$

Escogemos un electrodo E6011 de $\phi=1/4$ pulg y una pasada.

El w de la soldadura será de:

$$w = 6.35 \text{ mm}$$

El esfuerzo que soporta la soldadura será de:

$$\sigma_{soldadura} = \frac{1.061 \times 10^5 \text{ N/m}}{6.35 \times 10^{-3}} = 16.7 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

El factor de seguridad será obtenido de ecuación 2.26. Factor de seguridad. Fuente; (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_s} \quad (2.26)$$

$$\eta = \frac{310.26 \times 10^6 Pa}{16.7 \times 10^6 Pa}$$

$$\eta = 18.57$$

Cálculo Zona 3, se procede a realizar el análisis de la zona 3, mostrada en la Figura 2.44.

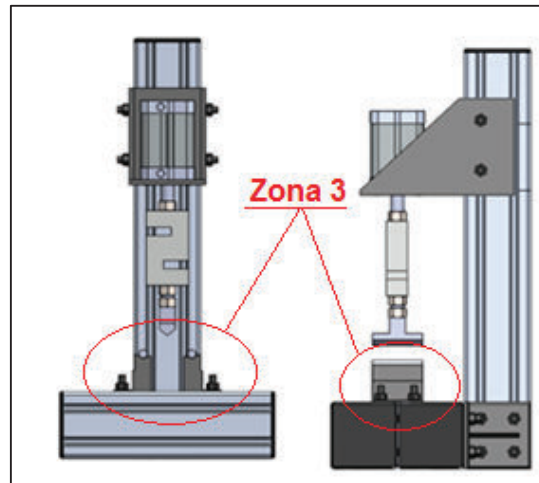


Figura 2.44. Zona 3 en estructura completa.
(Fuente: Propia)

Diagrama de cuerpo libre, se identifica las fuerzas y reacciones en los apoyos de la estructura, Figura 2.45.

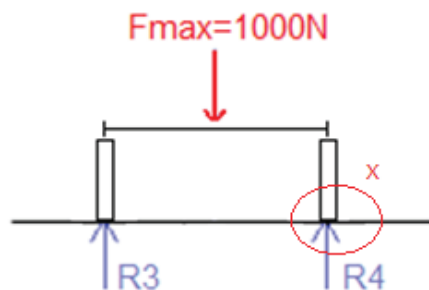


Figura 2.45. Diagrama de cuerpo libre zona 3.
(Fuente: Propia)

Sabiendo que la:

$$F_{m\acute{a}x} = 1000 \text{ N}$$

$$F_2 = F_1$$

$$\sum F = 0$$

$$F = F_1 + F_2$$

$$F = 1000 \text{ N}$$

Sumatoria en el punto B:

$$\sum \tau = 0$$

$$F_2 (40) = F_1 (40)$$

$$F_1 = F_2$$

$$F_4 = \frac{F_1}{2} = 500 \text{ N}$$

$$F_3 = \frac{F_2}{2} = 500 \text{ N}$$

Cálculo Momento:

$$M_1 = F_2 \cdot 0.1 \text{ m}$$

$$M_1 = 50 \text{ Nm}$$

Nota: M_1 es el momento que se aplica para los dos pernos de cada lado de la placa

Cálculo del esfuerzo contante principal, en la Figura 2.46 se indica los apoyos utilizados en la estructura para realizar el ensayo de flexión, los cuales cuentan con 2 pernos cada uno, los cuales están sometidos a tracción.

Conociendo que si a los pernos se los ajusta hasta el punto de llegar a trabajar a tensión, estos solo presentarán una carga estática (precarga F_i).

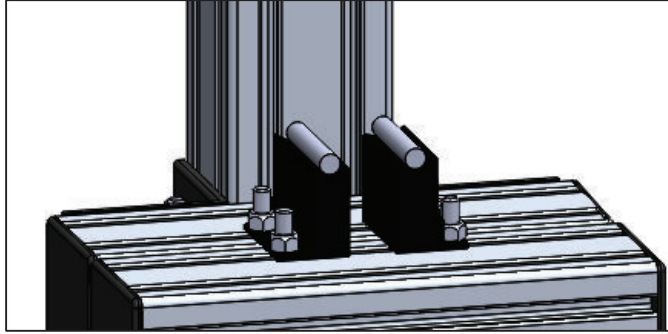


Figura 2.46. Zona 3 de análisis.
(Fuente: Propia)

Las fuerzas que interactúan en el perno se muestran en la Figura 2.47

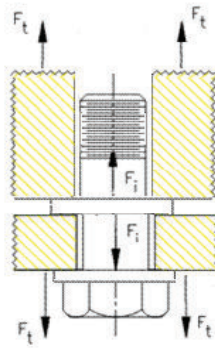


Figura 2.47. Perno 7 trabajando a tracción.
(Fuente Propia)

El perno por utilizar es un SAE Grado 8 con un esfuerzo a la ruptura medio de 120 kpsi.

Se utiliza la ecuación 2.27. Precarga. (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008), para obtener el valor de F_i .

$$(1 - C)F_t - F_i = \frac{S_p A_t}{n_s} \quad (2.27)$$

Donde:

$(1 - C)$ = Fracción de la carga externa F_{max} que soportan los elementos, 0.832, Valor obtenido de tabla 8-12 de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, pag. 422, 8va edición, 2008.

F_{ext} = Carga externa de tensión, 500 N.

S_p = Carga externa, 120 kpsi = 827.37 MPa valor obtenido por tabla 8-9 de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, pag. 418, 8va edición, 2008.

A_t = Área de esfuerzo de tensión, 36.6 mm², valor obtenido de la tabla 8-1 de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, pag. 398, 8va edición, 2008.

n_s = Factor de seguridad sugerido en Shigley para calcular la precarga del perno, 3.

F_i = Precarga, N.

Despejando F_i se tiene:

$$F_i = \frac{S_p A_t}{n_s} - (1 - C) F_{ext}$$
$$F_i = \frac{827.37 \text{ MPa} \times 36.6 \text{ mm}^2}{3} - (1 - 0.168) * (500 \text{ N})$$
$$F_i = 9.67 \text{ kN}$$

Se requiere el valor del par de torsión K, que se encuentra en la tabla 8-15 de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, pag. 424, 8va edición, 2008, K = 0.30. Con esto se puede calcular el apriete que se le debe dar al perno con una llave de torque para que cumpla con el factor de seguridad impuesto.

Se procede a calcular el torque al que se someterá a los pernos 1-4 con la ecuación 2.28. Torque. Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

$$T = K F_i d \quad (2.28)$$

Donde:

T = Torque, Nm.

K = Factores del par de torsión, 0.30

F_i = Precarga, N

d = Diámetro nominal, 0.08 m

$$T = 0,30 \times 9.67 \times 0.008$$

$$T = 23.21 Nm$$

El torque alcanzado será el requerido para realizar ajuste a los pernos de los apoyos y eliminar efecto de fatiga en los pernos.

2.8. Control

El control de la máquina se lo lleva acabo dentro de la válvula proporcional, ya que cuenta con su propio controlador, el cual tiene valores preestablecidos de fábrica en listados a continuación:

- Factory settings for a standard valve
- 0 bar outlet pressure at a setpoint of 0 V/ 0 mA / 4 mA.
- Minimum hysteresis.

El control de parámetros, el punto de referencia, el lapso de consigna y el tamaño de la ventana de la salida digital (pressure switch) son los factores de programación.

Parameter set: factory settings

- Setpoint offset: 0 %
- Setpoint span: 100%
- Setpoint ramp: no ramp

Desconexión, la válvula se agota en un punto de consigna por debajo del 0.5 %

- Estructura de control: PID
- Ganancia proporcional: 4.0
- Tiempo de integración: 0.1 sec
- Tiempo de derivación: 8 msec

Utilizando el software LabView se logró crear un programa Figura 2.48, el cual envía señales directas a la válvula proporcional (controlador), señal a la electroválvula 5/2 para su activación y desactivación, por último, el programa recibe las señales de la celda de carga correspondientes a la fuerza aplicada por el pistón.

Una vez recibidas las señales se grafica las señales de la celda de carga, en una gráfica carga vs tiempo, además al mismo tiempo cuenta las veces que activa y desactiva al pistón la electroválvula 5/2.

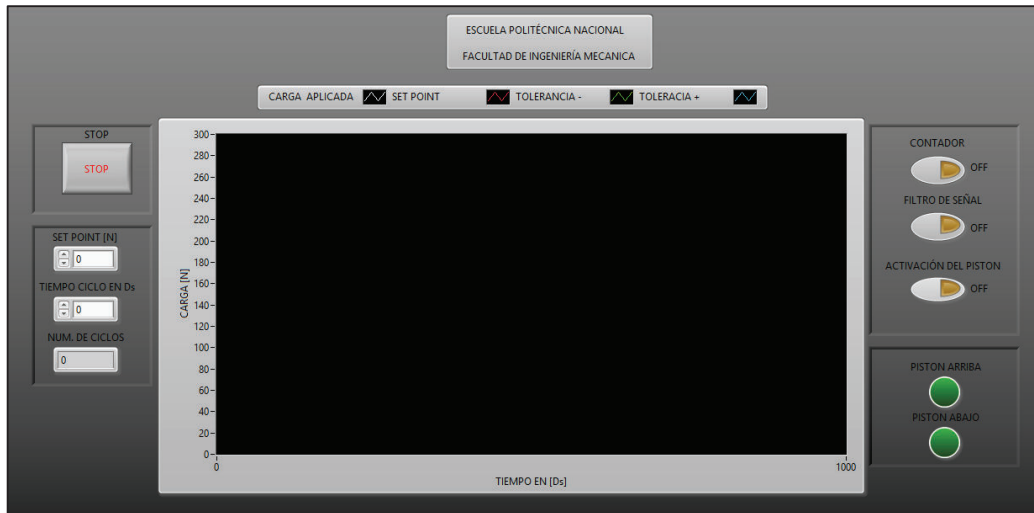


Figura 2.48. Programa LabView.
(Fuente: Propia)

2.9. Simulación

La simulación en Software CAD es una herramienta computacional que posee tareas de análisis, evaluación, simulación y optimización, que se requiere para el proceso de diseño de la máquina.

Con la simulación se pretende de manera artificial generar resultados de funcionamiento de partes de la máquina, su uso es recomendable cuando la experimentación física puede producir alto costo, daño o no sea práctica. Con la realización de la simulación se obtiene mejoras o se comprueba el funcionamiento del diseño, siempre y cuando no se reemplace los criterios ingenieriles del diseñador.

El software utiliza el análisis de elementos finitos, el cual consiste en la división de la pieza en elementos más pequeños conocidos como nodos, cada nodo se evalúa por medio de un sistema computacional que genera un post-procesamiento y luego es entregado al diseñador gráfico para ser analizado. (Sánchez, 2014)

La confiabilidad de los datos obtenidos de la simulación dependerá de los factores propios del ingeniero, como son el uso de todas las herramientas necesarias del software y el ingreso de las variables correspondientes para que los resultados sean lo más reales posibles.

2.9.1. Simulación de estructura análisis estático

Las cargas a las que está sometida la estructura se detallaron en la sección 2.7.2. En la imagen se puede observar el mallado, sujeciones y cargas aplicadas en la estructura Figura 2.49.

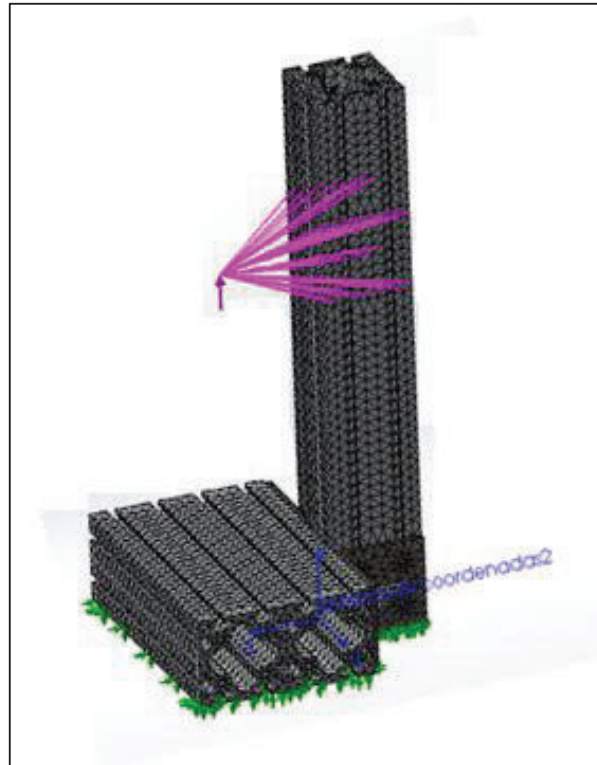


Figura 2.49. Malla, sujeciones, cargas y restricciones en la estructura.
(Fuente: Propia)

Según la figura 2.50 el esfuerzo de Von Mises máximo es de 5.4 MPa, sin embargo, en toda el área de la estructura es de 1.3 MPa, la cual es mucho menor a la resistencia del material. Por lo tanto, el diseño de la estructura satisface el funcionamiento requerido.

El punto crítico se encuentra en el perfil vertical cerca de la unión con el perfil base, como se muestra en la Figura 2.50.

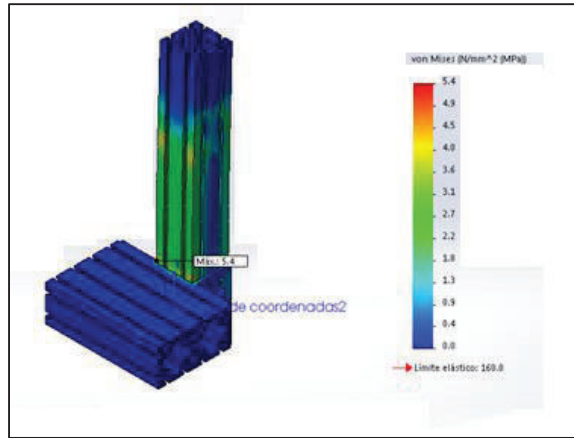


Figura 2.50. Esfuerzo de Von Mises para la estructura.
(Fuente: Propia)

La simulación de fatiga de este material no se lo realizo debido a que el material no posee una curva SN, y el aluminio que presenta las características mas cercanas al material de los perfiles se muestra en la Figura 2.51, en la cual se verifica que la minima carga de estudio seria mayor a 50 MPa, y la carga estudiada de la estructura es de 5,4 MPa del estudio estático realizado con anticipación.

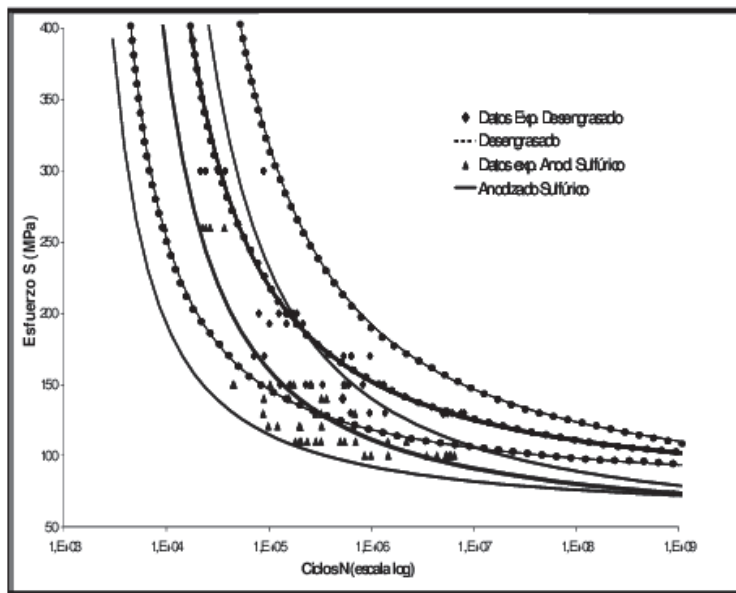


Figura 2.51. Curvas S-N para la aleación de aluminio 2024 con anodizado cromoico v/s desengrasada.
Fuente: (Monsalve, Páez, & Toledano, 2004)

2.9.2. Simulación base estructura

Las cargas a las que está sometida la estructura se detallaron en la sección 2.7.2 y se usaron en la simulación mostrada en la Figura 2.52.

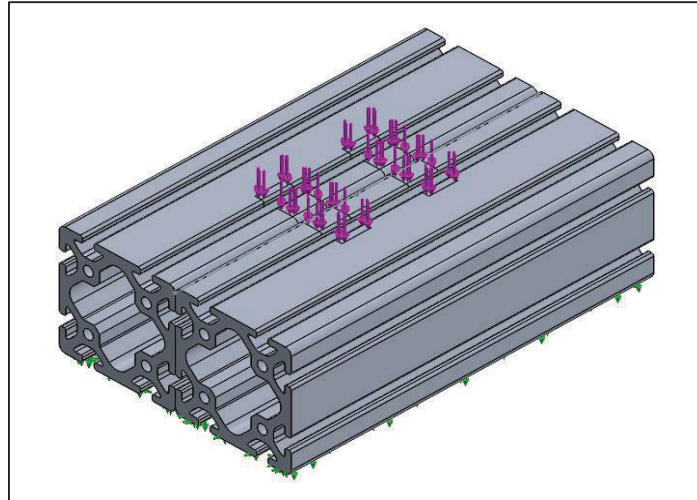


Figura 2.52. Estructura base.
(Fuente: Propia)

Según la Figura 2.53 se puede visualizar la tensión normal de Y máximo es de 10.2 MPa, sin embargo, en toda el área de la estructura es de 0 MPa, por lo tanto, el diseño de la estructura satisface el funcionamiento requerido.

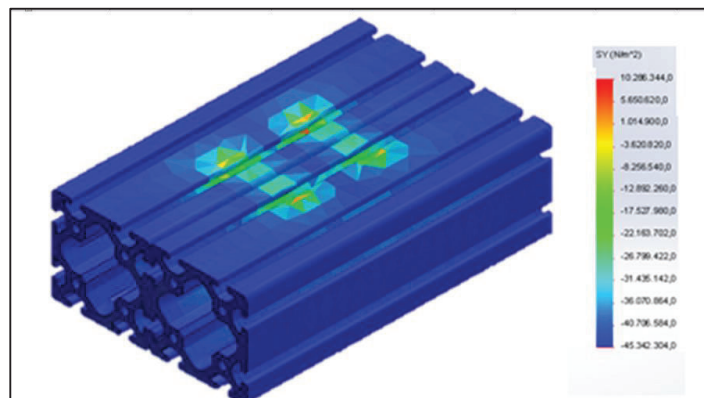


Figura 2.53. Esfuerzo en la estructura base eje y.
(Fuente: Propia)

2.9.3. Simulación sujeción pistón-perfil

Las cargas a las que está sometida la estructura se detallaron en la sección 2.7.2, se usaron en la simulación mostrada en la Figura 2.54.

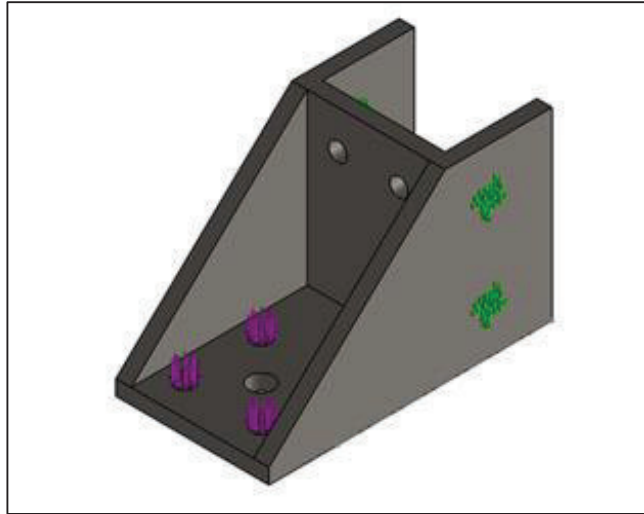


Figura 2.54. Sujeción pistón- perfil.
(Fuente: Propia)

Según la Figura 2.55 el esfuerzo de Von mises máximo es de 37,35 MPa, sin embargo, en toda el área de la estructura es de 9,34 MPa, 1×10^{-8} mm de deformación mostrados en el punto de incidencia de la fuerza.

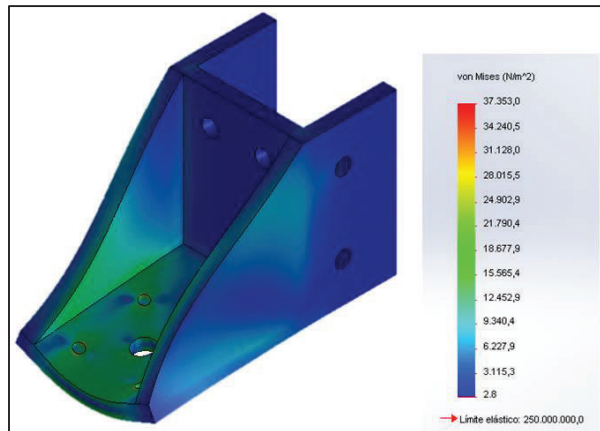


Figura 2.55. Esfuerzo de Von Mises.
(Fuente: Propia)

La simulación estática es un paso previo para la simulación de la estructura a fatiga, con un número de ciclos de 1000000 y un tipo de carga (con base en O (LR=0)), teniendo

que para realizar el estudio se requiere de la curva S vs N del material, en este caso Acero A-36, mostrada en la Figura 2.56.

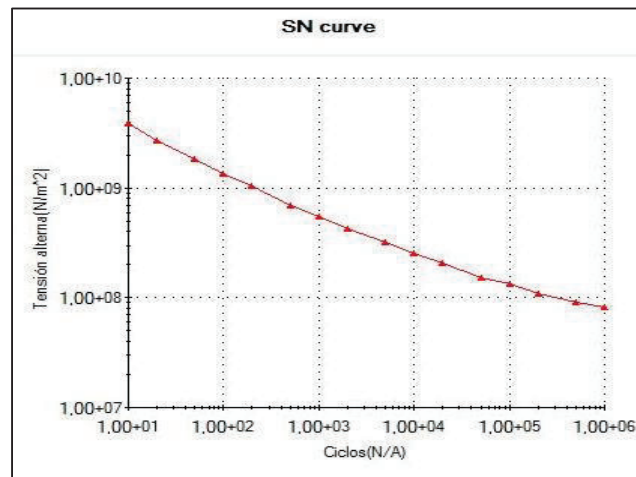


Figura 2.56. Gráfica S vs N del Acero A-36.
(Fuente: (SolidWorks))

Según la Figura 2.57, muestra el porcentaje de daño de la sujeción al ser sometida a un estudio de ciclos infinitos de cargas. Muestra también que el valor de porcentaje de daño está en 1×10^{-3} en toda la estructura.

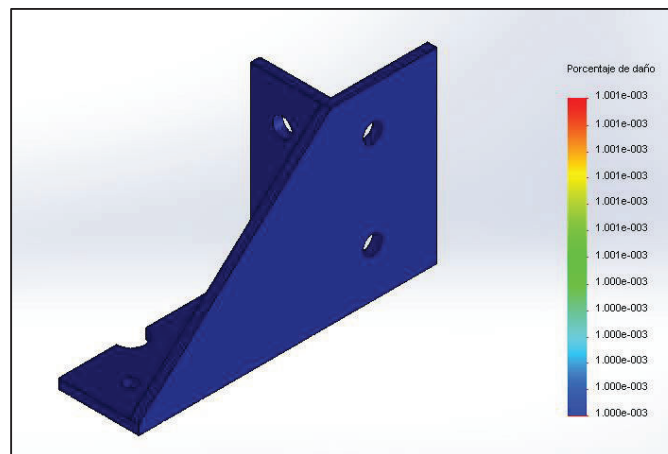


Figura 2.57. Estudio del porcentaje de daño de la sujeción pistón-perfil.
(Fuente: Propia)

Según la Figura 2.58, indica la vida total al ser trabajado por ciclos, con un valor de vida elevado en toda la estructura.

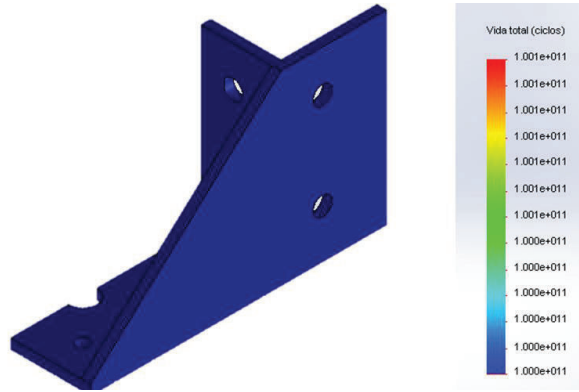







Figura 2.58. Vida útil de la sujeción.
(Fuente: propia)



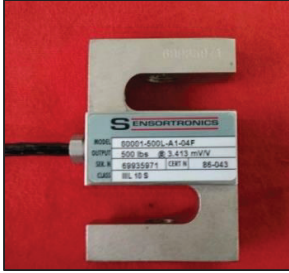

2.10. Lista de materiales


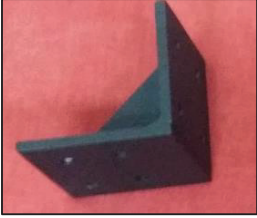




En la siguiente Tabla 2.44 se detalla por partes cada elemento utilizado en la construcción de la máquina, separándolos por módulos.




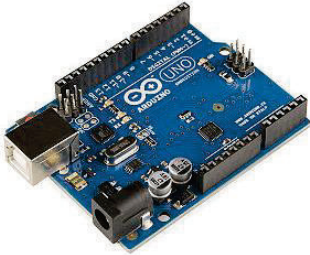
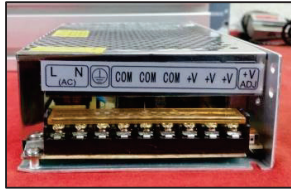
Tabla 2.44. Lista de materiales.

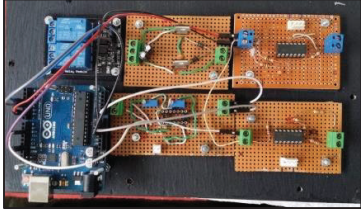
MODULO 1 - MECANISMO CARGA CÍCLICA			
Elemento	Cantidad	Imagen	Descripción
Filtro de aire	1		<p>Marca: Metal Works</p> <p>Tipo: FR 1/4</p> <p>Presión: 12 BAR</p> <p>RMSA + Manómetro</p> <p>Dimensiones: 150x45x50 mm</p>

<p>Electroválvula 5/2</p>	<p>1</p>		<p>Marca: Metal Works Tipo: Biestable Voltaje: 24 VDC Número de bobinas: 2 Dimensiones: 350x80x20 mm</p>
<p>Cilindro Neumático</p>	<p>1</p>		<p>Marca: Metal Works Diámetro del cilindro: 16mm Carrera: 50 mm Presión máxima: 6 Bar Dimensiones: 80x90x150mm</p>
<p>Válvula Proporcional</p>	<p>1</p>		<p>Marca: AZCO NUMATICS™ Voltaje: 24VDC Dimensiones: 150 x 80x70 mm</p>
<p>Cable de conexión Válvula Proporcional</p>	<p>1</p>		<p>M12 5pins recto Dimensiones: Diámetro: 16 mm</p>

Neplo	1		¼" Macho a Macho
Mangueras	4		C. FLEX 1.25mm PU SH A 98 Diámetro exterior: ¼ " Dos mangueras de 800 mm de Dos mangueras de 400 mm de largo
Celda de Carga	1		Marca: SENSORTRONICS Modelo: 600001-500L-A1-04F Output: 500lbs @ 3.413 mV/V Class IIIL 10 S Dimensiones: 75x20x68 mm
MÓDULO 2- ESTRUCTURA			
Elemento	Cantidad	Imagen	Descripción
Perfil estructural	3		Marca: ITEM Material: Aluminio Dimensiones: Un perfil de 800x800x500 mm y dos perfiles de 800x800x250 mm

Acople cilindro neumático	1		<p>Material: Acero A36</p> <p>Recubrimiento: Anticorrosivo</p> <p>Dimensiones: 150x80x120 mm</p>
Bisagras	2		<p>Material: Acero A36</p> <p>Recubrimiento: Anticorrosivo</p> <p>Dimensiones: 80x80x80 mm</p>
Pernos, tuercas y arandelas	26		<p>Material: Acero especial</p> <p>Tipo: Métrico</p> <p>Recubrimiento: Anticorrosivo</p> <p>Diámetro: 8mm</p> <p>Largo: 1"</p>
Eje de acople	1		<p>Material: Acero especial DF2</p> <p>Tratamiento Térmico: Temple</p> <p>Recubrimiento: Anticorrosivo</p> <p>Diámetro: Rosca Fina M16</p> <p>Largo: 60 mm</p>
Tuercas	3		<p>Material: Acero especial</p> <p>Recubrimiento: Anticorrosivo</p> <p>Diámetro: Rosca Fina M 16</p> <p>Largo: 1"</p>
Arandelas de presión	3		<p>Material: Acero especial</p> <p>Recubrimiento: Anticorrosivo</p> <p>Diámetro: Rosca Fina M 16</p> <p>Largo: 1"</p>

Dado	1		Material: Acero DF2 Trat. Térmico sup: Temple Recubrimiento: Anticorrosivo Rosca interna Fina M 16 Dimensiones: 60x24x15 mm
Apoyos	2		Material: Acero A36 Ejes superiores Acero DF2 Trat. Térmico sup: Temple Recubrimiento: Anticorrosivo Dimensiones: 60x40x80 mm
Placa de seguridad	1		Material: Acero A36 Recubrimiento: Anticorrosivo Dimensiones: 80 x 20 x 20 mm
MÓDULO 3- SISTEMA DE ACCIONAMIENTO Y CONTROL			
Elemento	Cantidad	Imagen	Descripción
Arduino	1		Marca: Arduino Modelo: Uno R3 Dimensiones: 60x40x10 mm
Fuente de poder	1		Modelo: S-360-24 AC input: 110-220 V +/-15% DC input: 24 V 15 A Dimensiones: 200x200x40 mm

Placa de conexión	1		DC input: 24 V 15 A Dimensiones: 240x100x60 mm
-------------------	---	---	---

(Fuente: Propia)

2.11. Ensamblaje de la máquina

En esta sección se describe el procedimiento general de construcción de la máquina, se la realizó por partes, cada uno de ellos presenta una revisión de su manufactura y ensamblaje, así como se ilustra en fotos la elaboración de las mismas.

Para la construcción de la máquina se realizaron las siguientes actividades detalladas a continuación:

- a) Se cortaron los perfiles de aluminio, posteriormente se realizó un limado para eliminar rebabas.
- b) Se cortaron placas de acero A-36 correspondientes a las bisagras de uniones entre perfiles y la sujeción entre pistón-perfil, siguiendo las dimensiones específicas de los planos del anexo VII.
- c) Luego se procedió con la soldadura de las placas, para formar las piezas antes nombradas, siguiendo los planos de montaje del anexo VII.



Figura 2.59. a) Perfiles cortados, b) Corte de las placas de acero A-36, c) Placas soldadas para formar las bisagras y la sujeción pistón-perfil.

(Fuente: Propia)

- d) Se realizaron las perforaciones correspondientes en las placas.
- e) Se cortó un Angulo de Acero 1" de 8 cm de largo, para utilizarlo como seguro en la máquina.

- f) Para la realización de los apoyos y el dado de carga, se cortó dos placas de acero A-36 de 20 mm de espesor.
- g) Luego se realizó el proceso de laminado y taladrado en las dos placas siguiendo los planos de taller del anexo VII.

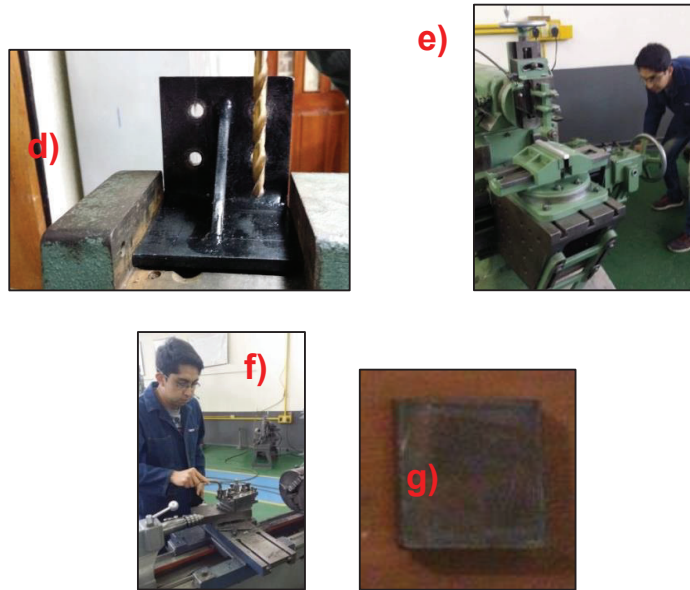


Figura 2.60. d) Taladrado de bisagras, e) Laminado de apoyos, f) Torneado de ejes para apoyos y eje de transmisión, g) Placa de dimensiones 60x20x60mm.
 (Fuente: Propia)

- h) Se procedió al proceso de rectificado de los dados
- i) Se realizó el proceso de torneado en el dado de carga.
- j) Se tornea el eje de acero DF-2 siguiendo las especificaciones de los planos del anexo VII.

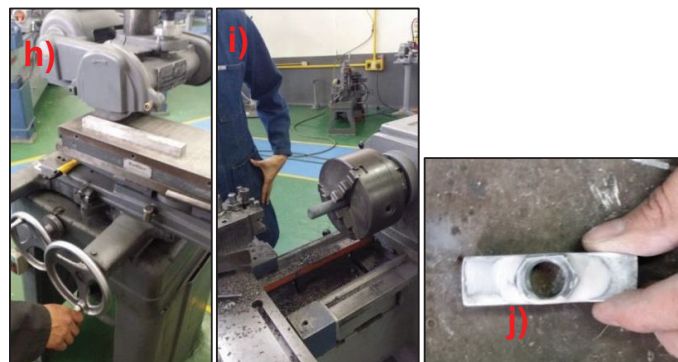


Figura 2.61. h) Proceso de rectificado, i) Proceso de taladrado, j) Taladrado y maquinado de cabeza de dado.
 (Fuente: Propia)

- k) Posteriormente se realizó un recubrimiento superficial con pintura anticorrosiva y cromada, a las piezas obtenidas luego del proceso de manufactura.
- l) Se comienza con el ensamble de la máquina, colocando los dos perfiles de 250mm como base y el perfil de 500 mm en vertical.



Figura 2.62. k) Proceso de recubrimiento a los apoyos y dados, l) Perfiles base y perfil columna ensamblados.
(Fuente: Propia)

- m) Se procede a colocar las bisagras con los pernos M8 de cabeza avellanada, se posiciona la sujeción pistón-perfil, con 4 pernos.
- n) Insertar los bushings en la entrada y salida de aire del pistón y posicionar el pistón en la sujeción pistón-perfil.

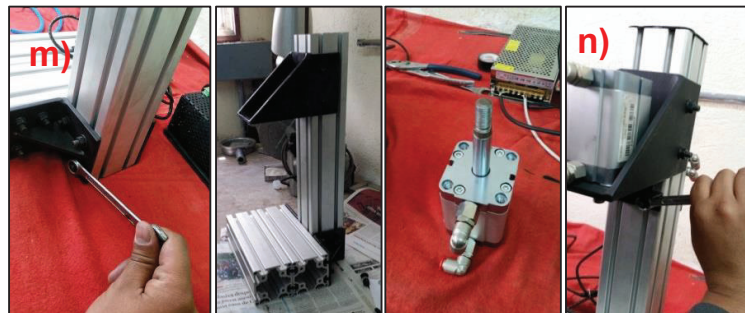


Figura 2.63. m) Inserción de pernos y ajustar los mismos, n) Ajuste y empotramiento de sujeción pistón- perfil.
(Fuente: Propia)

- o) Se coloca la celda de carga en el eje del pistón.
- p) Posicionamiento del eje transmisor de movimiento, celda de carga - dado de carga
- q) Enroscamiento del dado de carga en el extremo inferior del eje transmisor.
- r) Situar los dados en los canales de los perfiles que son parte de la base de la estructura metálica.

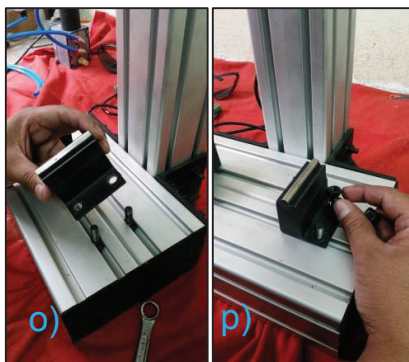


Figura 2.64. o) Inserción de apoyos en las rieles de los perfiles base, p) Posicionamiento de tuercas y ajuste de las mismas.
(Fuente: Propia)

- s) Instalación del Filtro de aire en la salida del aire del compresor y posicionamiento de la válvula proporcional.
- t) Posicionamiento de la electroválvula con sus respectivas bobinas, usando pernos M3 de acero inoxidable y placa de acero perforada y soldada para sujeción.

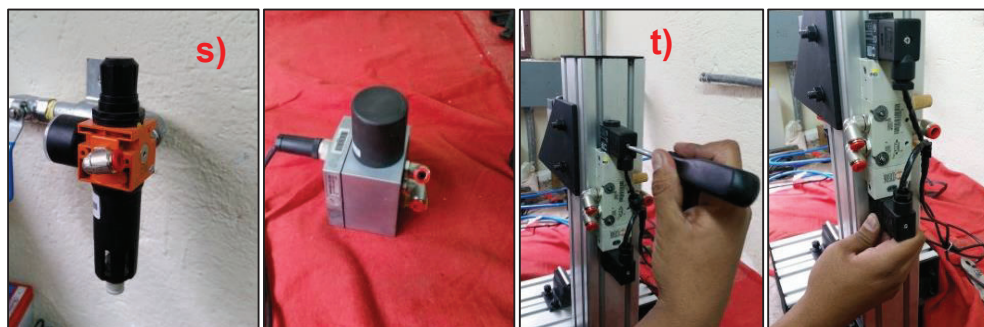


Figura 2.65. s) Instalación del filtro de aire, t) Posicionamiento de la electroválvula.
(Fuente: Propia)

- u) Realizar las debidas conexiones de las mangueras en cada entrada y salida de aire correspondientes al circuito neumático del anexo VIII.

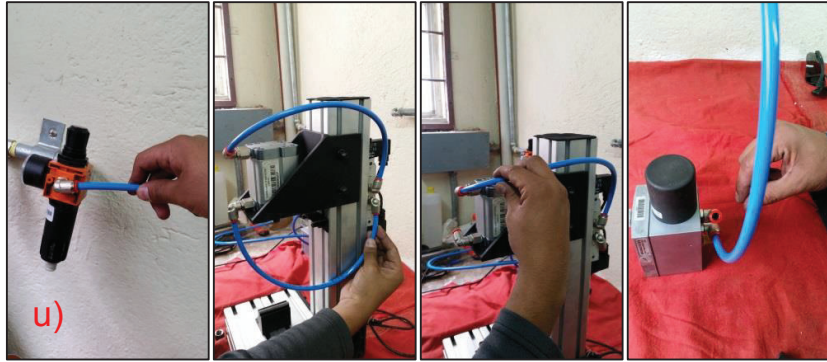


Figura 2.66. u) Conexiones de las mangueras con sus respectivas entradas y salidas.
(Fuente: Propia)

- v) Se procede a conectar el tablero eléctrico basándose en los nombres mostrados para cada elemento.

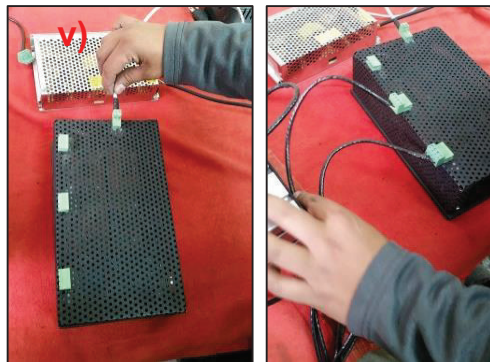


Figura 2.67. Realizar conexiones eléctricas.
(Fuente: Propia)

- w) Finalizar el ensamble.



Vista Frontal



Vista Lateral

Figura 2.68. w) Vista frontal del ensamble, Vista lateral del ensamble de la máquina.
(Fuente: Propia)

x) Conexión al software de control.

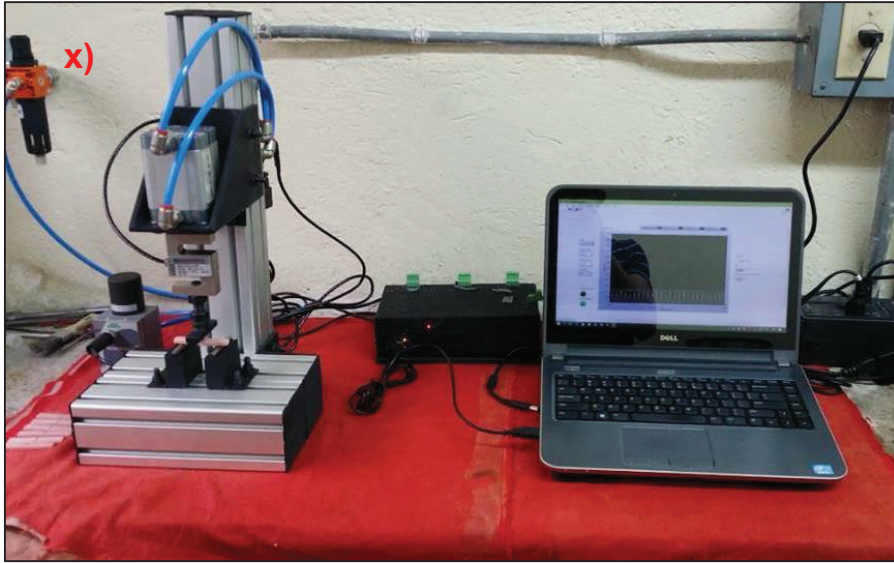


Figura 2.69. Máquina instalada y funcionando.
(Fuente: Propia)

2.12. Análisis de costos

Para el cálculo de los costos, se va a desglosar en módulos para facilitar la evaluación de costos, tanto individual de cada elemento del módulo y como colectivo en toda la máquina.

2.12.1. Costos directos

Costo de los elementos normalizados mostrados a continuación en la Tabla 2.45.

Tabla 2.45. Costo elementos normalizados.

COMPONENTE	Especificaciones	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Filtro aire	FR 1/4 12 BAR RMSA + Manómetro	1	\$ 79,01	\$ 79,01
Cilindro neumático compacto	CMPC M D:50 C:005	1	\$ 171,12	\$ 171,12
Válvula Proporcional	AZCO-GM6 045 R15 24VDC	1	\$ 932,00	\$ 932,00
Electroválvula	5/2 -1/4 Biestable	1	\$ 140,00	\$ 140,00
Bobina 22 D8 BA	2W-24VDC	2	\$ 17,17	\$ 34,34
Ficha de conexión bobina 22	2W	2	\$ 6,44	\$ 12,88
Manguera poliuretano	SH.A98. De, DI:R:AUZL	5	\$ 1,66	\$ 8,30
Racor	Codo metálico 8 - 1/4 AG	8	\$ 3,65	\$ 29,20
Cupla BSP	1/4"	2	\$ 1,73	\$ 3,46
Bushing	1/2 "x 1/4"	1	\$ 2,96	\$ 2,96
Neplo	1/4 macho	1	\$ 2,50	\$ 2,50
Silenciador MWSE	1/4"	3	\$ 8,39	\$ 25,16
Perfil de aluminio	Doble E 80x80	3	\$ 150,95	\$ 452,85
Ángulo de acero	A36 - 1" x2 mm espesor	1	\$ 2,00	\$ 2,00
Pernos de acero	Cabeza avellanada M8 - 1 "	26	\$ 0,08	\$ 2,08
Tuercas de acero	M8	26	\$ 0,15	\$ 3,90
Pernos acero INOX	M3 - 2"	2	\$ 0,20	\$ 0,40
Tuercas de acero INOX	M3	2	\$ 0,10	\$ 0,20
Pernos acero INOX	M6 - Allen	2	\$ 0,25	\$ 0,50
Tuercas de acero INOX	M6	2	\$ 0,25	\$ 0,50
Celda de carga SENSORTRONIX	Tipo S de 500lbs	1	\$ 240,00	\$ 240,00
Conector hembra recto	M12- 5 Polos	1	\$ 24,24	\$ 24,24
Alambre	5 pins	6	\$ 12,18	\$ 73,05
Fuente de voltaje	24 VDC - 15 Amp	1	\$ 60,00	\$ 60,00
Arduino UNO	R3	1	\$ 35,00	\$ 35,00
Tablero de circuitos	24 VDC - 10 VDC	1	\$ 50,00	\$ 50,00
			TOTAL USD	\$ 2.385,65

(Fuente: Propia)

2.12.2. Costos indirectos

Costo mano de obra identificados y tabulados en la tabla 2.46.

Tabla 2.46. Costo mano de obra.

Maquinaria		Soldadura		Taladro		Limadora		Cortadora		Torno		Operario		Total
Costos HHM	Cantidad	\$ 25,00		\$ 12,00		\$ 15,00		\$ 10,00		\$ 20,00		\$ 8,00		
Item		h	USD	h	USD	h	USD	h	USD	h	USD	h	USD	
Perfil aluminio	1	0	0	1	12	0	0	1	10	0	0	2	16	38
Placa de acero e=6mm	10	2	50	3	36	0	0	2	20	0	0	7	56	162
Placa de acero e=20 mm	2	0	0	0	0	2	30	1	10	0	0	3	24	64
Eje acero Ø=6mm	2	0	0	0	0	0	0	1	10	1	20	2	16	46
Angulo Acero	2	0	0	1	12	0	0	1	10	0	0	2	16	38
Total		2	50	5	60	2	30	6	60	1	20	16	128	348

(Fuente: Propia)

Costo material se los enlista en la Tabla 2.47.

Tabla 2.47. Costo material.

Material	Especificación	Masa kg	Cantidad	Costo por unidad de medida (USD)	Costo Total (USD)
Polimetacrilato	PMMA-Veracril	0,45	1	8,35	8,35
Acrílico curado	Líquido	-	1	11,16	11,16
Yeso odontológico	Blanco	3	3	2,50	7,50
Placas de acero	A36 - 6x180x120 mm	-	2	4,50	9,00
Placas de acero	A36 - 6x120x80 mm	-	2	4,25	8,50
Placas de acero	A36 - 6x80x80 mm	-	4	2,70	10,80
Placas de acero	A36 - 6x52x52 mm	-	1	2,25	2,25
Placas de acero	A36 - 20x60x60 mm	-	2	4,00	8,00
Placa de acero	A36 - 2x20x60 mm	-	1	0,50	0,50
Placa de acero	A36 - 3x20x80	-	8	1,25	10,00
Alambre	24 VDC	-	2	2,50	5,00
Electrodo	E60-11	0,5	20	0,10	2,00
				TOTAL	\$ 83,06

(Fuente: Propia)

2.12.3. Costo total

En la Tabla 2.48 se muestran los costos totales de la máquina.

Tabla 2.48. Costo final.

Tipo de costo	Costo
Elementos normalizados	\$ 2.385,65
Mano de obra	\$ 348,00
Material	\$ 83,06
Imprevistos (10%)	\$ 281,67
TOTAL	\$ 3.098,38

(Fuente: Propia)

3. PRUEBAS

3.1. Procedimiento de elaboración de probetas

Para la elaboración de probetas se utilizó el grupo acrílico termocurado *Veracril – NEW STETIC*, sin inserto metálico de dimensiones 2.5 x 65 x 10 mm, de acuerdo a lo especificado en la norma ADA No. 12, 2017 para polímeros de bases de dentadura, a continuación se detalla el procedimiento:

- i) Primero se midió y se recortaron 3 piezas de cartón prensado con las dimensiones especificadas, posteriormente se las colocó en la mufla con yeso blanco, proceso mostrado en la Figura 3.1.



Figura 3.1. Yeso blanco con cartón prensado.
(Fuente: Propia)

- ii) Se fraguó esta mufla y luego se la sumergió en agua a temperatura de ebullición por 12 minutos, se dejó enfriarse durante 8 minutos.



Figura 3.2. Yeso blanco sumergido en agua a temperatura de ebullición.
(Fuente: Propia)

- iii) A continuación, se lavó con detergente en polvo para su limpieza, se secó el yeso y se distribuyó; por su superficie, dos capas de aislante de yeso – acrílico y se dejó secar por 10 minutos.



Figura 3.3. Molde con yeso blanco.
(Fuente: Propia)

- iv) Para preparar la mezcla necesaria para 3 probetas de polímero, se utilizó 12 gr de polvo con 4 ml de líquido.



Figura 3.4. Mezcla de polímero en el molde de yeso blanco.
(Fuente: Propia)

- v) Esta mezcla fue colocada en el molde de yeso blanco y se lo cubrió con papel plástico delgado para empujar la misma y retirar los excesos de acrílico y después se terminó de cerrar la mufla.

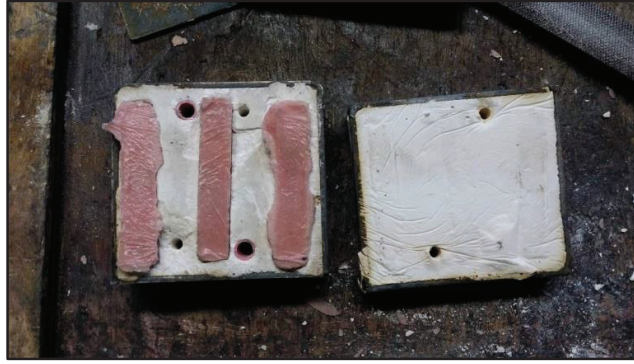


Figura 3.5. Mezcla colocada en el yeso blanco.
(Fuente: Propia)

- vi) Se sumergió la mufla en agua a temperatura de ebullición por aproximadamente 30 minutos para que se produzca la polimerización, de acuerdo al protocolo establecido por la ADA.



Figura 3.6. Proceso de polimerización.
(Fuente: Propia)

- vii) Posteriormente se retiró la mufla del agua para luego ser sumergida en agua a temperatura ambiente durante 15 minutos.



Figura 3.7. Inmersión de yeso blanco en agua a temperatura ambiente.
(Fuente: Propia)

- viii) Se extrajeron las probetas de la mufla para el almacenamiento en agua destilada a temperatura de 5°C en una refrigeradora durante 24 horas, se le realizaron los acabados finales.



Figura 3.8. Probetas obtenidas del yeso blanco.
(Fuente: Propia)

- ix) Nuevamente se almacenó hasta el día de la prueba de flexión en tres puntos.



Figura 3.9. Almacenamiento de probetas antes de la realización de los ensayos.
(Fuente: Propia)

3.1.1. Protocolo de pruebas

Este capítulo contiene el procedimiento para realizar los diferentes ensayos a la máquina ya diseñada y construida para poder comprobar su correcto funcionamiento.

Se analizará las funciones principales de la máquina para definir correctamente que ensayos son los más relevantes para asegurar la calidad y funcionalidad de la misma.

Prueba 1 – Electroválvula 5/2

Objetivo

Verificar el correcto funcionamiento de la activación de cada una de las bobinas de la electroválvula.

Persona que realiza la operación

- Operario

Conjunto de actividades

1. Conectar la electroválvula al controlador.
2. Activar el aire en el sistema
3. Activar la energía en el sistema.
4. Abrir el software LabView con el programa establecido "Electroválvula"
5. Cargar el programa y correrlo.
6. Activar y desactivar la electroválvula
7. Verificar la respuesta.
8. Cerrar la entrada de aire.
9. Apagar el sistema.

Notas

- Si la electroválvula no responde verificar si el sistema esta energizado y además verificar si el sistema neumático está activado.
- Si se verifico el anterior punto y no funciona, comprobar la conexión entre el Arduino y el LabView.

Prueba 2 – Válvula proporcional

Objetivo

Verificar el correcto funcionamiento de la válvula proporcional.

Persona que realiza la operación

- Operario

Conjunto de actividades

1. Instalar todo el sistema (Celda de carga – Electroválvula – Pistón)
2. Activar entrada de aire al sistema neumático, verificando que la presión sea mayor a 4 bar.
3. Conectar el sistema al controlador.

4. Activar la energía en el sistema.
5. Abrir el software LabView con el programa establecido "Válvula proporcional".
6. Cargar el programa y correrlo.
7. Activar el pistón hacia abajo.
8. Dar valores a la válvula proporcional y verificar si la celda de carga registra correctamente los valores.
9. Cerrar entrada de aire al sistema neumático.
10. Apagar la máquina.

Notas

- Si la celda de carga no llega al valor dado como set point, verificar si la presión en la entrada del sistema sea mayor a 4 bares.
- Si el sistema no registra valores, verificar las conexiones con el controlador, y la conexión del Arduino con el LabView.

Prueba 3 – Celda de carga

Objetivo

Calibrar y verificar la respuesta de la celda de carga a compresión.

Persona que realiza la operación

- Operario

Conjunto de actividades

1. Desacoplar la celda de carga de la máquina.
2. Obtener pesos patrón previamente calibrados en una balanza.
3. Ubicar la celda de carga en una superficie en la cual se la puede ubicar los pesos patrón.
4. Conectar la celda de carga al controlador
5. Conectar el controlador al LabView
6. Energizar el sistema.
7. Abrir software LabView "Calibración celda de carga"
8. Cargar el programa y hacerlo correr.
9. Colocar los distintos pesos sobre la celda de carga.
10. Registrar los valores en voltaje.
11. Realizar curva Fuerza vs Voltaje.
12. Obtener la ecuación de la recta.

13. Comparar los valores con los valores del sistema y de ser necesarios realizar los cambios necesarios.
14. Desconectar la máquina.
15. Ubicar la celda de carga y ajustar los acoples.
16. Apagar la máquina.

Notas

- Si la celda de carga no registra valores, verificar la energía del sistema y la conexión al controlador, verificar conexión del Arduino con LabView.
- No sobrepasar la carga máxima de 500 LB = 2224,11 N en la calibración.

3.1.2. Resultados y discusiones

Resultados

Se realizó el ensayo de flexión a tres puntos como se muestra en la Figura 3.10.



Figura 3.10. Ensayo de probeta.
(Fuente: Propia)

Para la obtención de número de ciclos dependiendo de la carga se utilizó el siguiente programa realizado en el software LabView como se muestra en la Figura 3.11 a continuación.

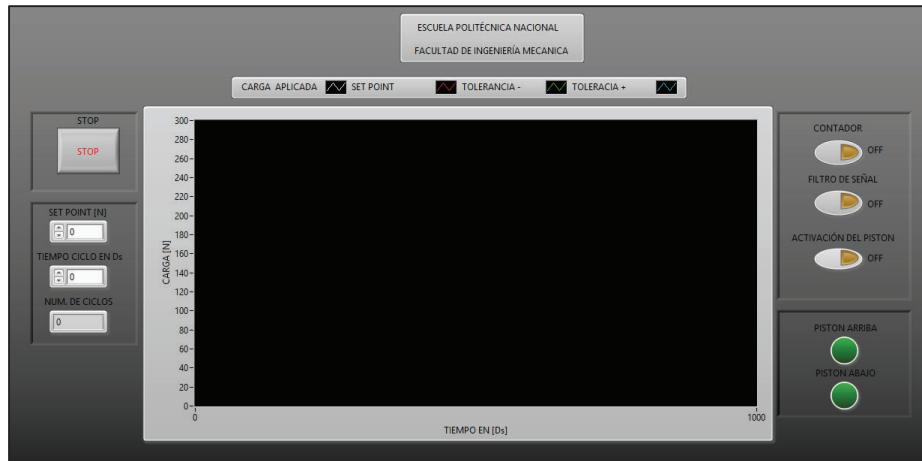


Figura 3.11. Programa utilizado para la obtención de datos.
(Fuente: Propia)

Las probetas ensayadas se muestran en la figura 3.21. A continuación.



Figura 3.12. a) Probetas 1-5; b) Probetas 6-10; c) Probetas 11-16.
(Fuente: Propia)

El esfuerzo de flexión se calcula con la siguiente ecuación 3.1. Esfuerzo de flexión.
Fuente:(Smith & William, 1993)

$$\sigma = \frac{3}{2} * \frac{F*L}{W*H^2} \quad (3.1)$$

Donde:

σ = Esfuerzo de flexión, MPa.

F = Fuerza aplicada a la probeta, 170 N.

L = Longitud de la probeta, 64.8 mm.

W = Ancho de la probeta, 10 mm.

H = Espesor de la probeta, 4.9 mm.

Esta fórmula sirve para calcular el esfuerzo de flexión en tres puntos a una probeta de sección rectangular.

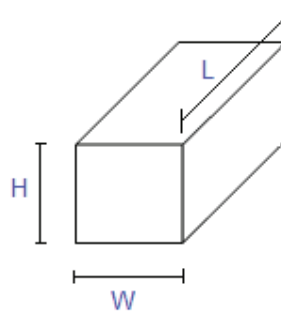


Figura 3.13. Dimensiones de las probetas.
(Fuente: Propia)

Ejemplo de cálculo:

Para el cálculo del esfuerzo de la probeta se debe tomar en cuenta la Figura 3.14, en la cual se muestra la flexión de las probetas cuando son sometidas al ensayo de flexión en tres puntos.

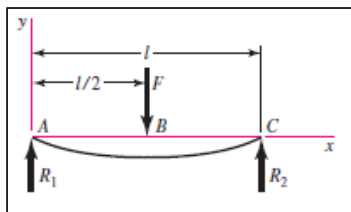


Figura 3.14. Diagrama de cuerpo libre probetas sometidas al ensayo de flexión en tres puntos.
Fuente: (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

Se procede a usar la ecuación 3.1.

$$\sigma = \frac{3}{2} * \frac{170 \text{ N} * 64,8 \text{ mm}}{10 \text{ mm} * 4,9^2} = 68,82 \text{ MPa}$$

A continuación se muestra en la tabla 3.1, los valores obtenidos de los 16 ensayos realizados.

Tabla 3.1. Resultados de ensayos de carga cíclica a flexión en tres puntos.

ENSAYO DE FLEXIÓN EN TRES PUNTOS (Resina Acrílica con inserto metálico)							
Muestra No.	Ancho	Espesor	Largo	Distancia entre apoyos	Carga	Esfuerzo	Número de ciclos
	mm	mm	mm	mm	N	MPa	
1	10,2	5,5	65,6	45	170	54,21	62
2	10	4,9	64,8	45	170	68,82	7
3	10,3	5	65	45	160	60,58	63
4	10,6	5,1	63	45	160	54,84	51
5	11	5	66	45	150	54,00	85
6	10,8	5,1	65	45	150	52,06	275
7	10,9	5,2	65,4	45	140	46,60	1000
8	10,2	5,3	66	45	140	48,37	1195
9	10,3	5	64,8	45	130	49,07	1300
10	10,5	5	65	45	130	48,29	1262
11	11,2	4,8	66,2	45	120	46,18	1945
12	10,2	4,9	65	45	120	47,77	2145
13	10,3	5,4	64,8	45	110	35,60	8487
14	10	5,2	64,9	45	110	39,60	12068
15	10,8	5,2	65,3	45	100	33,54	32684
16	10,6	5,1	65,2	45	100	35,47	29631

(Fuente: Propia)

Una vez tabulados los resultados se procede a realizar una curva S vs N, con la cual se busca caracterizar al material, La frecuencia de la máquina con la que se trabajó fue de 1.4 s, y se realizó la gráfica S vs N mostrada en la Figura 3.15.

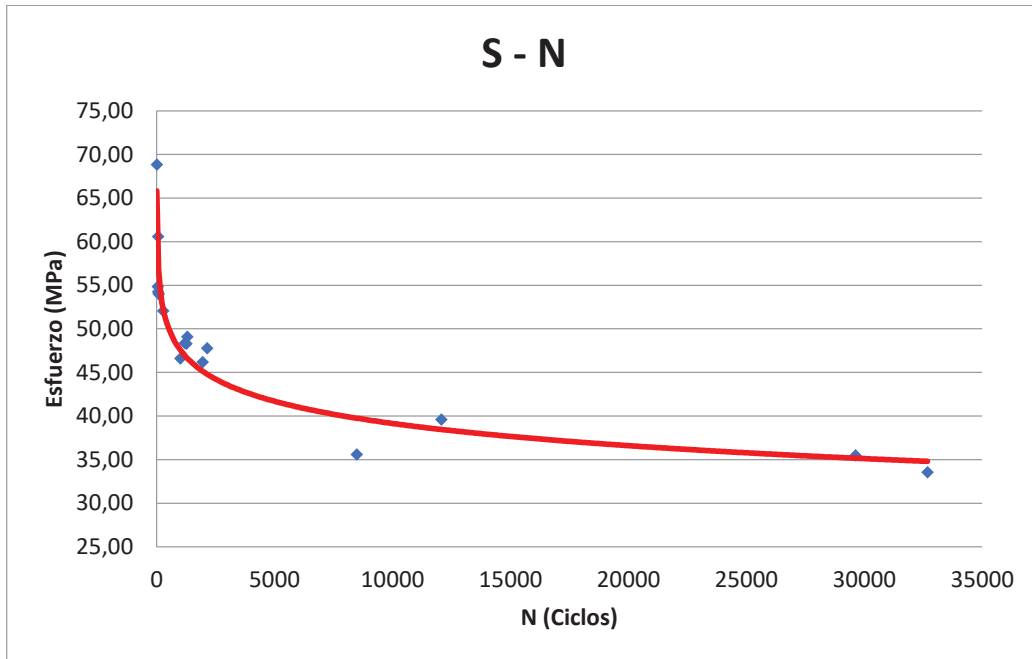


Figura 3.15. Esfuerzo de flexión vs número de ciclos.
(Fuente: Propia)

Discusiones de resultados

- Mediante la elaboración de la tabla se graficó los datos obtenidos, obteniendo la línea de tendencia de forma semilogarítmica, representada por la siguiente ecuación:

$$S = -3,67 \ln(N) + 73$$

Donde “S” es el esfuerzo y “N” el número de ciclos.

- El esfuerzo máximo ensayado es fue de 68,82 MPa a 170 N que fue en la probeta de medidas 10 x 4,9 x 64,8 mm.
- El menor número de ciclos que se registro es la probeta ensayada con 68,82 MPa, la probeta que más ciclos soporto es de 32684 con un esfuerzo de flexión de 33,54 MPa a 100 N.
- El esfuerzo máximo obtenido luego de los cálculos y simulaciones respectivas es de 5,4 MPa.
- El factor de seguridad estático de la máquina obtenido es de 2,2.
- El costo de construcción de la máquina, incluido mano de obra, materiales normalizados, materiales de elaboración de las piezas de sujeción, es de 3.098,38 USD.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- El sistema neumático supera los requerimientos dados por el usuario (odontólogo), ya que a una presión de 0,4 MPa (4 bar) puede llegar a ejercer una fuerza mínima de 75 N y una fuerza máxima de 1200 N, con una precisión de +/- 5 N. y llegar a ejercer 50.000 ciclos.
- Al realizar el estudio estático de la máquina se obtuvo un esfuerzo máximo de 5,4 MPa el cual está muy por debajo de los 50 MPa que es el límite inferior de resistencia a la fatiga del aluminio, por esta razón no se realizó un estudio de fatiga, con lo que se concluye que la estructura presenta una vida infinita (no afecta el número de ciclos al que esté sometido).
- Al realizar las simulaciones en la estructura se encontró que la única deformación presente es en el eje y (sentido vertical), el cual fue de un valor de con un valor de 1×10^{-8} mm en la pieza "sujeción pistón-perfil", con lo cual se asegura la rigidez total de la máquina en la realización de los ensayos.
- Para el sistema de control no fue necesario implementar un PID adicional en el software LabView para su funcionamiento.
- Mediante el análisis de fatiga en tres puntos, realizado al material polimetacrilato (veracryl termocurado), se observó en la gráfica obtenida S-N, que conforme el esfuerzo aplicado sobre las probetas disminuye, el número de ciclos aumenta, pero esto no significa que el material tenga un límite de resistencia a la fatiga como el aluminio, ya que los polímeros no poseen vida infinita (el número de ciclos no afecta al material).
- La curva S-N del Polimetacrilato (veracryl) obtenida mediante los ensayos en la máquina, describe el comportamiento a fatiga de este material, la dispersión y el error es normal en este tipo de ensayos, ya que depende mucho de la homogeneidad, las dimensiones de las probetas, y las imperfecciones que se generan en el proceso de elaboración de las probetas.

4.2. Recomendaciones

- Para obtener un mayor tiempo de respuesta en las señales enviadas y recibidas por LabView, se recomienda la utilización de la tarjeta de adquisición de datos Ni Daq de National Instruments.

- Si se requiere trabajar con cargas menores a 75 N se recomienda cambiar el pistón neumático instalado por uno de bajo rozamiento.
- Todos los pernos que conforman la máquina debes estar ajustados con el valor de precarga 9.88 kN para asegurar la estabilidad de la máquina.
- De preferencia la línea de aire a presión debe ser de uso exclusivo de la máquina durante su funcionamiento para perturbar lo menos posible al sistema.
- Respetar las especificaciones dadas por la norma ADA 12 en la elaboración de las probetas de Polimetacrilato (veracryl termocurado) ya que si no se respeta el tiempo especificado para la polimerización el material no tendrá las propiedades adecuadas de dureza y resistencia a la flexión.

Referencias bibliográficas

- [1] Anusavice, K. J. (2004). *Ciencia de los materiales dentales*. España: Elseiver.
- [2] Arduino. (2017). Recuperado el 6 de 8 de 2017, de <https://www.arduino.cc/>
- [3] ASM International. (s.f.). *Hambook*.
- [4] Budynas, & Nisbett. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México DF: Mc Graw Hill.
- [5] Budynas, & Nisbett. (2008). Tornillos, sujetadores y diseño de uniones no permanentes. En Budynas, & Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (pág. 422). México DF: Mc Graw Hill.
- [6] Festo. (2016). Fundamentos Neumática. En *Electro neumática* (págs. 58-62).
- [7] Festo. (2016). *Manual 021 Introducción a la Neumática*.
- [8] ITEM. (2016). *Datos técnicos*.
- [9] Laboratorio de Materiales de la Universidad Nacional de Colombia. (2017). *Sistema de Información de Laboratorios Bogotá*. Recuperado el 21 de Junio de 2017, de <http://www.laboratorios.bogota.unal.edu.co/vercontenido.php?idc=40&idp=8&idh=15>
- [10] LITEM. (s.f.). *Litem*. Recuperado el Junio de 21, de 2017
- [11] Majumdar. (2012). *Sistemas neumáticos*. Mc Graw Hill Interamericana.
- [12] Monsalve, A., Páez, M., & Toledano, M. (2004). *Determinación de las curvas S-N-P en la aleación de aluminio 7075-T7351, sometidas a tratamiento superficial de anodizado*.
- [13] National Instruments. (2017). *National Instruments*. Recuperado el 6 de 8 de 2017, de <http://sine.ni.com/nips/cds/view/plang/es/nid/201986>
- [14] Sánchez. (2014). *Simulación dinámica de mecanismos con AutoDesk Inventor Professional 2014*. Recuperado el 26 de 07 de 2017, de <https://uvadoc.uva.es/bitstream/10324/15445/1/TFG-I-322.pdf>
- [15] Siemens Logo 2014. (2014). *Siemens Logo*. Recuperado el 6 de 6 de 2017, de <http://siemenslogo.com/que-es-un-siemens-logo/>
- [16] Smith, F., & William. (1993). *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales*. Mc Graw-Hill.

- [17] SolidWorks. (s.f.). SN curva.
- [18] Stodola, A. B. (1880). *Elementos finitos*.
- [19] TraceParts S.A. (2017). *Traceparts product content everywhere*. Recuperado el 24 de 8 de 2017
- [20] UNAB CL. (10 de 2011). *Compendio clases de biomateriales*. Recuperado el 12 de 7 de 2017, de <http://facultades.unab.cl/odontologia/files/2011/10/compendio-clases-de-biomateriales.pdf>
- [21] UNE. (Abril de 2017). *AENOR*. Obtenido de <https://www.aenor.es/aenor/normas/normas/fichanorma.asp?tipo=N&codigo=N0058274&PDF=Si#.WVhrYCIgnIU>

Anexo I

Casa de la calidad

Casa de la calidad.

Factor de coincidencia	
●	9
○	3
□	1

Factor de Venta	
fuerte	1,5
posible	1,2
ninguno	1

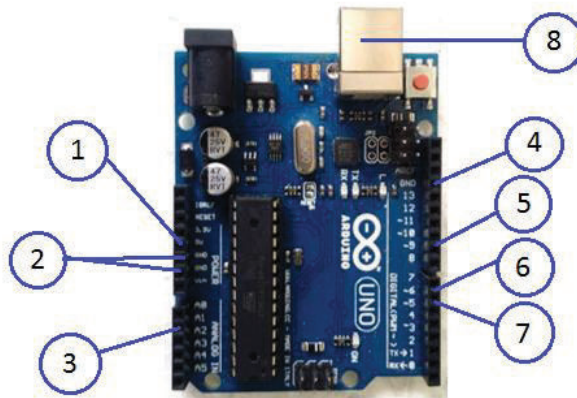
●	muy positiva
○	positiva
x	negativa
xx	muy negativa

CONCEPTO	Facilidad	Peso	Ensamblaje e Intalación	Mantenimiento	Nivel de ruido	Precio	Energía	Dimensiones	Vida útil	Fuerza	Velocidad de funcionamiento	Seguridad	Eficaz	Propia empresa	UteM Life Testing Machine	Sailham	Objetivos	Índice de mejora	Factor de venta	Importanda	Ponderación en %	
Facil manejo	9		9	1		3	9	9			3	3		5	5	5	5	1	1	4	4,0	5,0
Ligero		9			3	3		9			1			5	5	4	5	1	1	4	4,0	5,0
Facil transporte		3		3		1						1		5	5	4	5	1	1	4	4,0	5,0
Facil mantenimiento			9	9				1	9					5	4	2	4	1,5	1,2	5	9,0	11,3
No sea ruidoso					9	9					9	3		4	3	3	5	1,25	1,5	5	9,4	11,7
Costo moderado	9	1				3		3		3		3		5	4	1	5	1	1,2	5	6,0	7,5
Que utilice energía eléctrica	1				3	3	3				1			5	5	5	5	1	1	3	3,0	3,8
Ocupe poco espacio	1		3						9					5	5	5	5	1	1	5	5,0	6,3
Que sea duradero				9		9			9					4	4	5	5	1,25	1,2	5	7,5	9,4
Movimiento adecuado	3				3	3		9		9	9	1		4	3	5	5	1,25	1,5	5	9,4	11,7
Que no se corra				3				3	3		3			4	5	4	5	1,25	1	3	3,8	4,7
Seguro	3		1		3	9	1	3	3	3	9	9	3	5	5	4	5	1	1,5	5	7,5	9,4
Fuerza de Mordida	9			1		9		3	3	9	9	9	9	5	5	2	5	1	1,5	5	7,5	9,4
Propia empresa	4	5	4	4	2	5	3	3	5	2	3	4	5	5	5	5	5				80	100,0
LITeM Life Testing Machine	5	4	4	3	4	3	4	4	5	5	5	5	5	5	5	5	5					
Sailham	4	3	3	3	4	3	4	3	4	5	5	4	5	5	5	4	5					
Incidencia	216,1	54,0	139,5	183,3	156,0	370,0	16,5	205,9	182,3	192,4	266,5	139,0	165,1	2286,5								
Incidencia en %	9,5	2,4	6,1	8,0	6,8	16,2	0,7	9,0	8,0	8,4	11,7	6,1	7,2	100,0								
	98-100%	<100kg	<1 hora	Cada 2 años	<50 decibels	Δ5 mil dolares	70W	500x250x240 mm	8 años	1000 N	2-1000 dds/min	n = 5	100%									

Anexo II

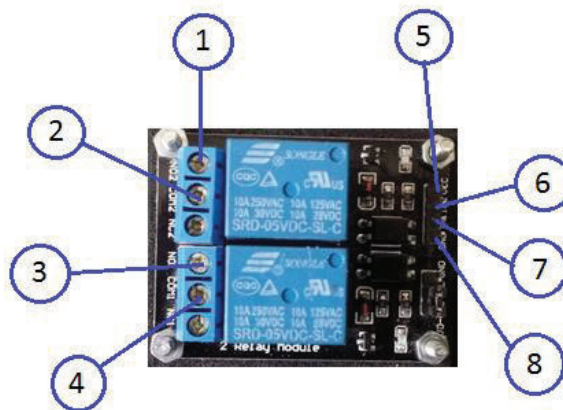
Circuito Electrónico

Arduino UNO



1. Salida 5V, alimentación del módulo de relé.
2. Tierra (GND), tierra para la celda de carga y módulo de relé.
3. Entrada analógica (A1), entrada de la señal proveniente de la celda de carga.
4. Tierra (GND), tierra para la señal de la válvula proporcional.
5. Salida digital PWM (9), señal de salida PWM para activación de la válvula proporcional.
6. Salida digital (6), señal de salida para la activación de un relé.
7. Salida digital (5), señal de salida para la activación de un relé.
8. Entrada USB, comunicación entre el Arduino y la computadora

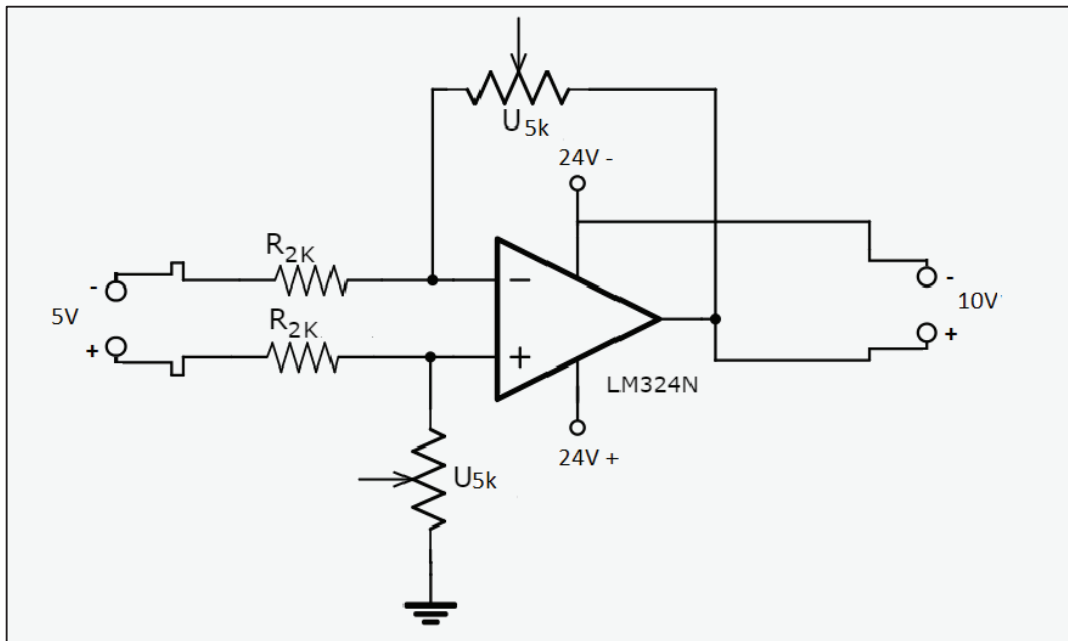
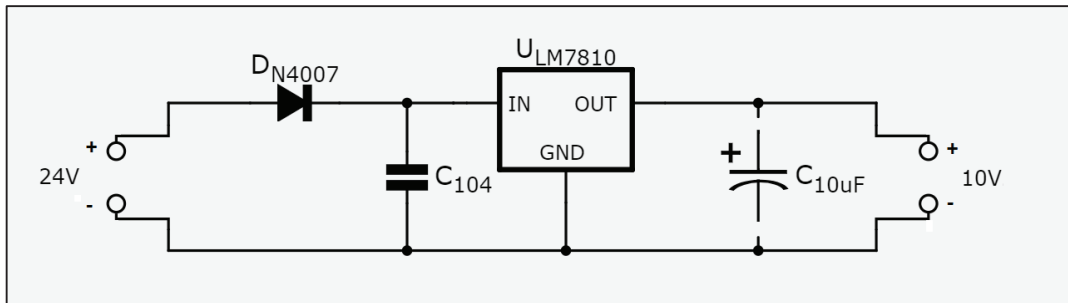
Relé propio del Arduino UNO

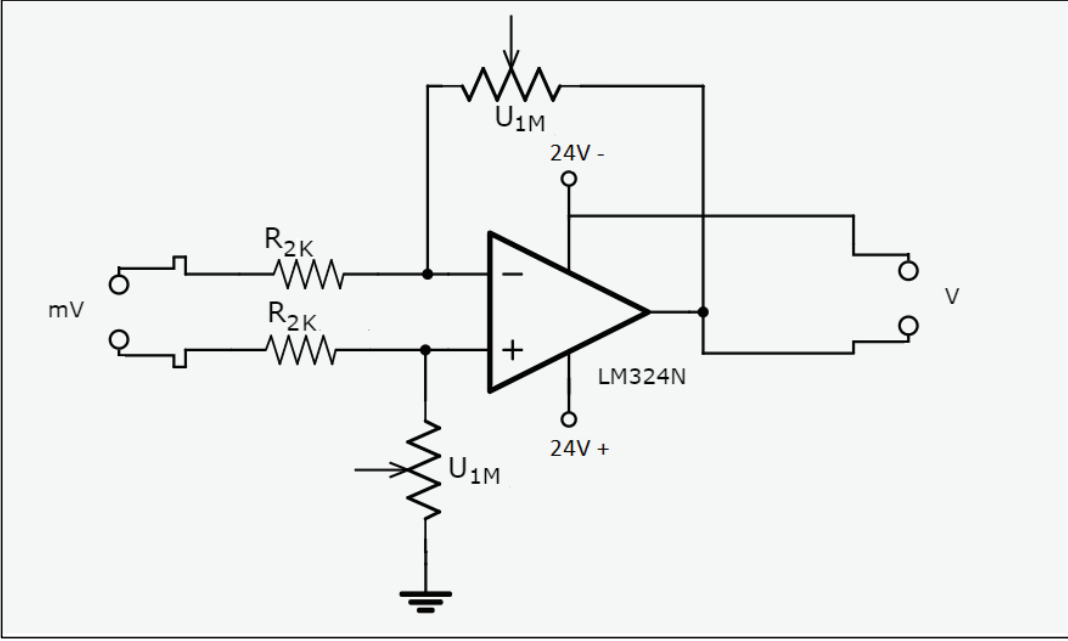


1. Salida del relé (normalmente abierto)

2. Entrada al relé
3. Salida del relé (normalmente abierto)
4. Entrada al relé
5. Conexión a la salida de 5V del Arduino.
6. Conexión a la señal de salida digital del Arduino para activar el relé.
7. Conexión a la señal de salida digital del Arduino para activar el relé.
8. Conexión a la tierra del Arduino (GND).

Circuito de conexión dentro del tablero de conexiones.













Anexo III

Tablas utilizadas para los cálculos

Tabla de rigidez de agarre de los pernos

Rigideces, M lbf/pulg				
Agarre del perno, pulg	k_b	k_m	C	1 - C
2	2.57	12.69	0.168	0.832
3	1.79	11.33	0.136	0.864
4	1.37	10.63	0.114	0.886

Tabla de especificaciones SAE para pernos de acero. (Budynas & Nisbett, 2008)

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
	$\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36		
4	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estrado en frío	
5	$\frac{1}{2}$ -1	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	74	105	81		
5.2	$\frac{1}{2}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{2}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

*Las resistencias mínimas son resistencias que excede 99% de los sujetadores.

Tabla de diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino. (Budynas & Nisbett, 2008).

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250

*Las ecuaciones y los datos utilizados para elaborar esta tabla se obtuvieron de la norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_r = d - 1.226869p$, y el diámetro de paso a partir de $d_p = d - 0.649519p$. La media del diámetro de paso y el diámetro menor se usaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

Tabla de factores del par de torsión K. (Budynas & Nisbett, 2008)

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

Tabla de resistencia a la fatiga.

Grado o clase	Intervalo de tamaños	Resistencia a la fatiga
SAE 5	$\frac{1}{4}$ -1 pulg	18.6 kpsi
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	16.3 kpsi
SAE 7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	20.6 kpsi
SAE 8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	23.2 kpsi
ISO 8.8	M16-M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6-M16	140 MPa
ISO 10.9	M5-M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6-M36	190 MPa

*Carga axial, repetidamente aplicada, completamente corregida.

Tabla 9-3. Propiedades mínimas del metal de aporte

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

*Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia aproximada a la tensión. El último dígito incluye variables en la técnica de soldadura, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura, por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

Tabla 9-4 Esfuerzo permisible del Código AISC para metal de aporte.

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.600.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_u$	

*El factor de seguridad n se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.
 †El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de $0.40S_u$ del metal base.

Anexo IV

Datos técnicos – Perfiles

Anexo V

Catálogos

Anexo VI

Probetas ensayadas



Almacenamiento de probetas ensayadas.



figura de probetas finales y pruebas de calibración.

Anexo VII

Planos

Anexo VIII

Circuito Neumático