

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA
COMPROBACIÓN DEL DISEÑO DE DETALLE EN RESORTES HELICOIDALES
DE Tensión Y COMPRESIÓN**

**PEDRO CESAR NAVARRO RINCON
RAUL OSWALDO AVELLANEDA VILLAMIZAR**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2016

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA
COMPROBACIÓN DEL DISEÑO DE DETALLE EN RESORTES HELICOIDALES
DE TENSIÓN Y COMPRESIÓN.**

**PEDRO CESAR NAVARRO RINCON
RAUL OSWALDO AVELLANEDA VILLAMIZAR**

**Trabajo de Grado para optar por el título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
RICARDO ALFONSO JAIMES ROLON
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÑICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2016**

DEDICADO

A Dios, por darme la sabiduría, la salud y la perseverancia para cumplir mi sueño.

A mi mamá, mi nona, mi tía y mi familia, por ser incondicionales durante este proceso.

A mis profesores, por mostrarme lo maravilloso de mi carrera.

A mis amigos, quienes hicieron de mi carrera una gran experiencia.

PEDRO CESAR NAVARRO RINCON

DEDICADO

A Dios, por darme la sabiduría, la salud y la perseverancia para cumplir mi sueño.

A mi mamá, a mi papá, a mi compañera incondicional y toda mi familia por el amor, el apoyo y la paciencia que me brindaron.

A mis profesores, por mostrarme lo maravilloso de mi carrera.

A mis amigos, quienes hicieron de mi carrera una gran experiencia.

RAUL OSWALDO AVELLANEDA VILLAMIZAR

AGRADECIMIENTOS

*Al profesor Ricardo Alfonso Jaimes Rolon por la colaboración y orientación
brindada en el desarrollo de este proyecto.*

*PEDRO CESAR NAVARRO RINCON
RAUL OSWALDO AVELLANEDA VILLAMIZAR*

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	19
1. TEORIA RESORTES	23
1.1 TIPOS DE RESORTES	23
1.2 MATERIALES UTILIZADOS EN LA FABRICACION DE RESORTES	25
1.3 RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESION	26
1.3.1 Diámetros.	27
1.3.2 Longitudes	27
1.3.2.1 Longitud libre Lf.	27
1.3.2.2 Longitud de ensamble La.....	28
1.3.2.3 Longitud de trabajo mínima Lm.....	29
1.3.2.4 Altura de cierre o altura solida Ls.....	29
1.3.3 Fuerzas.....	30
1.3.4 Numero de espiras.....	30
1.3.5 Tipos de extremos	31
1.3.6 Paso.....	31
1.3.7 Angulo de paso.....	32
1.3.8 Constante de resorte	33
1.3.9 Índice del resorte	33
1.3.10 Deformación en los resortes	33
1.3.11 Análisis de esfuerzos	34
1.3.12 Pandeo en los resortes de compresión.....	36
1.3.13 Oscilación de los resortes.....	37
1.3.14 Tipo de carga y esfuerzos admisibles.....	38
1.3.15 Diseño de resortes helicoidales de compresión.....	38
1.4 DISEÑO DE RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESIÓN.....	38
1.4.1 Diseño de resortes bajo condición de carga estática.....	39
1.4.2 Pasos para el diseño de un resorte bajo condición de carga estática. ..	39
1.4.2 Pasos para el diseño de un resorte bajo condición de carga dinámica.	41
1.5 DISEÑO DE RESORTES HELICOIDALES DE EXTENSION.	43

1.5.1	Constante de resorte de extensión.	43
1.5.2	Espiras activas en el resorte de extensión.....	44
1.5.3	Precarga en los resortes de extensión.....	44
1.5.4	Esfuerzos en las espiras de los resortes de extensión.	45
1.5.5	Esfuerzos en las espiras de los resortes de extensión.	45
1.5.6	Oscilaciones de los resortes de extensión	46
1.5.7	Diseño de resortes de extensión.....	46
2.	EVOLUCION DEL DISEÑO	47
3.	DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL BANCO	53
3.1	SISTEMA DE IMPLEMENTACIÓN DE LA CARGA.....	54
3.2	BASTIDOR	55
3.3	SISTEMA DE GUIAS.....	58
3.3.1	Análisis de cargas	59
3.3.2	Análisis estático.....	60
3.3.3	Selección de los rodamientos lineales.....	62
3.4	BIELA	64
3.4.1	Análisis de cargas	65
3.4.2	Análisis dinámico.....	66
3.4.3	Análisis por el método de resistencia de materiales.....	70
3.4.4	Análisis por medio de solidworks.....	71
3.5	POLEAS Y SELECCIÓN DE LA CORREA	73
3.6	DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISION.	78
3.7	SELECCIÓN DE MOTOR.	86
4.	MEJORAS EN EL PROCESO DE CONSTRUCCION.	88
4.1	SISTEMA DE GUÍA EN EL GATO.....	88
4.2	ESTRUCTURA.....	89
4.3	PLACA BASE DE CEMENTO	90
4.4	GANCHOS QUE SOSTIENEN EL RESORTE	90
4.5	PUERTA DE SEGURIDAD.....	91
5.	DESCRIPCION DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.....	92
5.1	ELEMENTOS ELECTRÓNICOS UTILIZADOS	92

5.1.1 Amplificador para Sensor de Peso - HX711	93
5.1.2 Celda de carga	93
5.1.3 Sensor de ultrasonido.....	94
5.1.4 Sensor de efecto hall.....	95
5.2 PROGRAMACIÓN.....	95
5.3 IMPLEMENTACIÓN PARTE ELÉCTRICA	101
6. PRUEBAS ENSAYO DE RESORTE.....	103
6.1 PRUEBA NÚMERO 1.....	104
6.1.1 Análisis de Resultados.....	107
6.2 PRUEBA NÚMERO 2.....	108
6.2.1. Análisis de Resultados.....	110
6.3 PRUEBA NÚMERO 3.....	112
6.3.1. Análisis de Resultados.....	115
6.4 PRUEBA NÚMERO 4.....	116
6.5 ANÁLISIS RESULTADOS PRUEBAS.....	118
7. DISEÑO Y ELABORACION DE LA CARTILLA DE PRÁCTICA.....	120
7.1 CONTENIDO DE LA EXPERIENCIA.....	120
7.2 MARCO TEÓRICO.....	121
7.3 OBJETIVOS.....	121
7.4 TEMAS DE CONSULTA.....	121
7.5 PROCEDIMIENTO.....	122
7.6 TABLAS.....	122
8. CONCLUSIONES	123
9. RECOMENDACIONES.....	125
BIBLIOGRAFIA.....	126
ANEXOS	128

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Configuración de resortes	24
Figura 2. Notación de los diámetros	27
Figura 3. Longitud libre.....	28
Figura 4. Longitud de ensamble y precarga.	28
Figura 5. Longitud mínima de trabajo y carga de trabajo.	29
Figura 6. Altura de cierre.....	30
Figura 7. Tipos de extremos en un resorte de compresión.	31
Figura 8. Representación ángulo de paso.....	32
Figura 9. Esfuerzos combinados por cortante directo y cortante por torsión.....	34
Figura 10. Efectos de la concentración de esfuerzos.....	35
Figura 11. Criterios de pandeo de resortes.....	36
Figura 12. Diagrama de torsión de goodman.	42
Figura 13. Configuración de un resorte de extensión.....	43
Figura 14. Intervalo del esfuerzo inicial en función del índice de resorte.	44
Figura 15. Máximos esfuerzos de flexión y compresión.....	45
Figura 16. Modelo descriptivo lineal del diseño.....	47
Figura 17. Maquina guía para la realización del banco.....	48
Figura 18. Maquina guía para la realización del banco.....	48
Figura 19. Maquina guía para la realización del banco.....	49
Figura 20. Primer boceto de diseño del banco.....	49
Figura 21. Evolución del modelo del banco.....	50
Figura 22. Evolución final del banco de ensayo de resortes.	51
Figura 23. Diseño final solución.	52
Figura 24. Caracterización de los componentes.	53
Figura 25. Elemento de implementación de carga.	54
Figura 26. Montaje del bastidor.....	55
Figura 27. Placa para montaje del motor.	56
Figura 28. Montaje sistema de guías.	58
Figura 29. Fuerzas presentes en la guía.....	60
Figura 30. Diagramas de fuerza, fuerza cortante y momento flector en el eje.	61
Figura 31. Montaje de la biela en la máquina.....	64
Figura 32. Caracterización del montaje.....	65
Figura 33. Posición vs ángulo.	67
Figura 34. Velocidad vs ángulo.	68
Figura 35. Aceleración vs ángulo.	69
Figura 36. Esfuerzos sección constante.....	70
Figura 37. Distribución uniforme de esfuerzos.	70
Figura 38. Resultados del estudio e solidworks.	72
Figura 39. Esquema para la selección de poleas y correas.....	73
Figura 40. Elementos presentes en el eje.....	78

Figura 41. Fuerzas en las poleas.....	79
Figura 42. Componentes de las fuerzas.....	80
Figura 43. Fuerzas en el volante.....	80
Figura 44. Fuerzas en el volante para longitud máxima.....	81
Figura 45. Diagrama del eje con sus magnitudes.	83
Figura 46. Sistemas de guía en el gato.....	88
Figura 47. Mejora en la estructura antes y después	89
Figura 48. Ganchos que sostienen el resorte.....	90
Figura 49. Puerta de seguridad.....	91
Figura 50. Placa HX711.	93
Figura 51. Celda de carga.....	94
Figura 52. Sensor ultrasonido HS04.	94
Figura 53. Sensor UGN3120.....	95
Figura 54. Diagrama de flujo arranque del motor.....	96
Figura 55. Relojes labview.	97
Figura 56. Diagrama de flujo envio de datos.....	98
Figura 57. Representación labview RPM y ciclos.	98
Figura 58. Diagrama de flujo deteccion de rotura.	99
Figura 59. Stop interfaz labview.	99
Figura 60. Diagrama de conexiones de los elementos electrónicos.	100
Figura 61. Conexión motor con variador de frecuencia.....	101
Figura 62. Plano eléctrico del motor y sus componentes.	102
Figura 63. Resorte prueba 1.	104
Figura 64. Plano resorte prueba 1.....	105
Figura 65. Comprobación de prueba estática y dinámica.	106
Figura 66. Datos obtenidos prueba 1.	107
Figura 67. Resultados prueba 1.	107
Figura 68. Resorte prueba 2.	108
Figura 69. Plano resorte prueba 2.....	110
Figura 70. Comparación de los esfuerzos reales y de diseño.....	111
Figura 71. Resorte prueba 3.	112
Figura 72. Plano resorte de prueba 3.....	114
Figura 73. Comprobación de prueba estática y dinámica.	115
Figura 74. Plano resorte de prueba 3.....	117
Figura 75. Pruebas externas.....	119
Figura 76. Experiencias realizadas en el banco.....	120

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. <i>Tipos de resorte según carga.</i>	23
Tabla 2. <i>Materiales comunes para resortes.</i>	25
Tabla 3. <i>Análisis de solidworks para estructura a tensión y compresión.</i>	56
Tabla 4. <i>Carga radial con respecto al ángulo.</i>	63
Tabla 5. <i>Catalogo MARTIN página 44.</i>	75
Tabla 6. <i>Selección bandas convencionales.</i>	76
Tabla 7. <i>Selección de transmisión.</i>	77
Tabla 8. <i>Requerimientos de diseño.</i>	103
Tabla 9. <i>Resultados calculo acero a227.</i>	104
Tabla 10. <i>Propiedades acero a227.</i>	105
Tabla 11. <i>Propiedades acero a313.</i>	109
Tabla 12. <i>Resultados calculo acero a313.</i>	109
Tabla 13. <i>Datos obtenidos prueba 2</i>	110
Tabla 14. <i>Propiedades acero a228.</i>	113
Tabla 15. <i>Resultados calculo acero a228.</i>	113
Tabla 16. <i>Datos obtenidos prueba 2</i>	115
Tabla 17. <i>Propiedades acero a227 temple.</i>	117
Tabla 18. <i>Resultados calculo acero a227 temple.</i>	118

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. ESFUERZOS DE DISEÑO SEGÚN EL TIPO DE SERVICIO.	128
ANEXO B CALIBRES Y DIAMETROS DE ALAMBRE PARA RESORTE.....	130
ANEXO C. ENCUESTAS REALIZADAS EN EL SECTOR DE RESORTES DEL AREA DE BUCARAMANGA	131
ANEXO D. DIAGRAMA DE TORSION, CORTANTES Y MOMENTOS EN CADA UNO DE LOS EJES.....	134
ANEXO E. PROGRAMACION ARDUINO.....	138
ANEXO F: PROGRAMA LABVIEW	143
ANEXO G. DATASHEET HX711.	147
ANEXO H. ULTRA SONIDO HS04.	152
ANEXO I. SENSOR EFECTO HALL UGN3120.....	154
ANEXO J. CARTILLA-PRACTICA PRUEBA ESTATICA Y DINAMICA DE RESORTES HELICOIDALES.	158
ANEXO K. CALCULOS RESORTE DE PRUEBA 1.....	171
ANEXO L. CALCULOS RESORTE DE PRUEBA 2	172
ANEXO M. CALCULOS RESORTE DE PRUEBA 3	173
ANEXO N. CALCULOS RESORTE DE PRUEBA 4.....	174
ANEXO O. PLANOS.	175

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DISEÑO DE DETALLE EN RESORTES HELICOIDALES DE TENSIÓN Y COMPRESIÓN.

ÁUTORES: PEDRO CESAR NAVARRO RINCON
RAUL OSWALDO AVELLANEDA VILLAMIZAR

PALABRAS CLAVES: Diseño, Construcción, Resortes helicoidales, Prueba Estática, Prueba Dinámica. Practica Resortes.

RESUMEN: El objetivo de este proyecto es contribuir con el aprendizaje de los estudiantes de ingeniería mecánica mediante el desarrollo de una herramienta didáctica que permita corroborar el procedimiento de diseño en detalle de los resortes helicoidales.

La máquina cuenta con dos pruebas, las cuales son de tipo estático y dinámico. En la experiencia estática se ponen a prueba las características de diseño que se tuvieron en cuenta para la creación del mismo como lo es su longitud de elongación y la carga que esté soporta. Por medio de un tornillo se aplica carga al resorte, la cual es indicada en pantalla, esto hasta llegar a la carga especificada para la construcción del resorte, seguido se analiza la longitud de deformación y se compara con la indicada por el fabricante. Si alguno de estos requerimientos no son conseguidos será necesario un rediseño del resorte helicoidal ya que no cumple con las características deseadas y no se puede continuar en la prueba dinámica.

Si la prueba estática se cumple, se procede a la prueba dinámica la cual se lleva a cabo generando una cantidad de ciclos determinados hasta que el resorte sufra una fractura, cuando esto suceda se mostrara el número de ciclos que soporto el resorte y se procederá a documentar los resultados, dependiendo de ello se sabrá si el diseño del resorte es adecuado para su trabajo o es necesario realizar un rediseño.

Estos resultados hacen de este banco una gran ayuda al diseñador que puede comprobar que tan verídico y certero son sus cálculos y posterior diseño de un elemento mecánico como en este caso es el resorte y que tan preciso es el método de diseño empleado para este, también se puede poner en juicio diversos factores que influyen en la construcción del mismo como lo son: el material utilizado, la precisión en los cálculos, la manufactura del elemento, etc.

*Trabajo de grado

**Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ricardo Alfonso Jaimes Rolon, Ingeniero Mecánico.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A BANK FOR EXPERIMENTAL DESIGN CHECKING IN DETAIL SPRINGS TENSION AND COMPRESSION.

ÁUTHORS: PEDRO CESAR NAVARRO RINCON
RAUL OSWALDO AVELLANEDA VILLAMIZAR

KEY WORDS: Design, Construction, coil springs, Static test, dynamic test. Practice Springs.

ABSTRACT: The objective of this project is to contribute to student learning mechanical engineering through the development of an educational tool to corroborate the procedure detailed design of the coil springs.

The machine has two tests, which are static and dynamic. Experience in the static test the design features that were taken into account for the creation of it as is its length elongation and load it supports. By means of a screw load applied to the spring, which is indicated on the screen, this up to the load specified for the spring construction followed the deformation length is analyzed and compared to that indicated by the manufacturer. If any of these requirements are not achieved a redesign of the coil spring is necessary because it does not meet the desired characteristics and can not continue in the dynamic test.

If the static test is met, it proceeds to the dynamic test which is carried out by generating an amount of certain cycles until the spring suffers a fracture, when this happens the number of cycles that bear the spring will be shown and proceed to document the results, depending on it you will be known if the spring design is suitable for work or required a redesign.

These results make this bench a great help to the designer who can check how truthful and accurate are your calculations and subsequent design of a mechanical element in this case is the spring and accurate is the design method used for this, too It can be put on trial several factors that influence its construction such as: the material used, the accuracy in calculations, manufacturing element, etc.

*Bachelor Thesis

**Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ricardo Alfonso Jaimes Rolon, Ingeniero Mecánico

INTRODUCCIÓN

Un resorte mecánico, es un componente de máquina que posee la capacidad de almacenar energía mecánica para liberarla pertinentemente con el fin de aplicar fuerza, ofrecer flexibilidad o reducir vibraciones, Sin embargo, los resortes mecánicos desempeñan en las máquinas la tarea de elementos flexibles, logrando sufrir grandes deformaciones por consecuencia de cargas externas retornando su forma inicial cuando finaliza la acción de las mismas, es decir, muestran una gran elasticidad.

Debido a sus múltiples utilidades se tiene una gran cantidad de material referente al diseño de los resortes, lo cual nos permite realizar el proceso de diseño de diferentes formas, es por eso que es necesario tener algún tipo de elemento que nos permita probar lo anteriormente construido, para que de esta forma se puedan corroborar nuestros datos y saber a ciencia cierta si cumple con los requerimientos que se piden y con el trabajo que posteriormente llevara a cabo.

En especial en Bucaramanga y su área metropolitana no se cuenta con un elemento o un proceso que realicen los fabricantes de resortes para comprobar estas características, en diversos sitios se trabaja sobre planos o por medio de una muestra del mismo y para comprobar su capacidad de carga se emplean pesas sin ningún control y que en ocasiones pueden dar resultados erróneos, en cuanto a la parte dinámica no se tiene ningún lugar al cual se pueda acudir para llegar a comprobar su verdadera duración.

Del mismo modo en la parte académica es importante que el estudiante termine el proceso de diseño de un elemento mecánico que en este caso es un resorte helicoidal, llevando a cabo una prueba que permita corroborar sus cálculos con la realidad y analizar los diferentes factores que pueden llegar a intervenir en el diseño y posterior construcción de un elemento.

Es por ello que este banco busca poner a prueba el resorte, comprobando características fundamentales del mismo como lo es su longitud de elongación, capacidad de carga y numero de ciclos que soporta. Se presentara dentro de este libro, el proceso de diseño del banco, la selección de materiales, su construcción, pruebas y por ultimo conclusiones. Contando con una guía, la cual pretende

direccionar al estudiante en conocimientos básicos de la maquina como su forma de operación y una guía de laboratorio que permita que el aprendiz llegue a unas conclusiones después de realizar el proceso de diseño completo de este elemento mecánico.

OBJETIVOS

Objetivo general.

Contribuir con el aprendizaje de los estudiantes de ingeniería mecánica en las asignaturas de diseño mecánico mediante el desarrollo de una herramienta didáctica que permita corroborar el procedimiento de diseño en detalle de los resortes helicoidales.

Objetivos específicos

- Realizar el desarrollo de un diseño y la posterior construcción de una máquina de pruebas en resortes helicoidales que cumplen las siguientes especificaciones.
 - ✓ Rango de fuerza: 25 a 250 Newton.
 - ✓ Medidor de longitud digital:
 - -Es posible ponerla a cero manualmente.
 - Longitud manualmente ajustable.
 - ✓ Longitud máxima de carrera: 200 mm.
 - ✓ Longitud máxima del resorte de prueba: 100mm.
 - ✓ Comprueba resortes en tracción y compresión.
 - ✓ Control digitalizado de ciclo de vida del resorte en prueba.
 - ✓ Determinación de ciclos dependiendo de la característica del resorte, con un rango estimado de 600 a 800 ciclos/minuto.
- Desarrollar una práctica de laboratorio en la cual se observe el procedimiento a realizar para llegar a un diseño en detalle de un elemento mecánico en este caso resorte helicoidal.
 - ✓ Presentación de una cartilla en la cual se especifiquen las características y propiedades de los resortes helicoidales la cual también procederá una práctica de laboratorio a los estudiantes de ingeniería mecánica.

- Implementar una prueba piloto que nos permita observar el funcionamiento adecuado de la máquina y mostrar a los alumnos como en si se debe realizar el diseño en detalle de un elemento mecánico con su respectiva comprobación.

1. TEORIA RESORTES

Un resorte mecánico, es un componente flexible que ejerce una fuerza o un par torsional y al mismo tiempo posee la capacidad de almacenar energía mecánica para liberarla pertinentemente es decir los resortes almacenan energía cuando se flexionan, y regresan la energía cuando se quita la fuerza que causó la deflexión. , logrando sufrir grandes deformaciones por consecuencia de cargas externas retornando su forma inicial cuando finaliza la acción de las mismas, es decir, muestran una gran elasticidad.

La diversidad de sus formas es muy extensa y sus aplicaciones que van desde un simple interruptor eléctrico hasta incluso la suspensión de un transbordador, son innumerables las funciones en las cuales puede intervenir un resorte.

1.1 TIPOS DE RESORTES

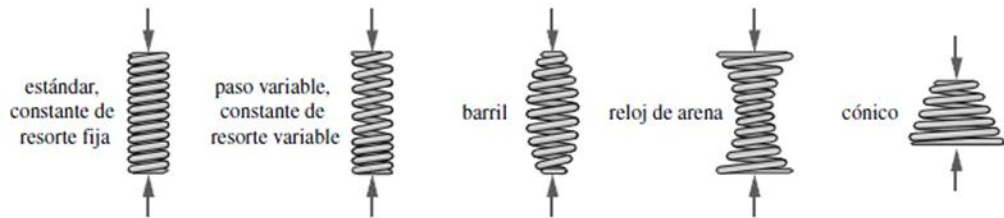
Existen diferentes tipos de resortes, cada uno de ellos con sus aplicaciones y funciones establecidas, la clasificación puede realizarse desde distintos parámetros. Los resortes pueden ser clasificados según la dirección y la naturaleza que ejercen cuando se deflexionan, la tabla 1 nos muestra varias clases de resortes clasificados según el tipo de fuerza que ejercen.

Tabla 1. *Tipos de resorte según carga.*

Usos	Tipos de resorte
Empuje	Resorte helicoidal de compresión
	Resorte de Belleville
	Resorte de torsión: la fuerza actúa en el extremo del brazo de par torsional
Tracción	Plano, como muelle en cantilever o muelle de hojas
	Resorte helicoidal de extensión
	Resorte de torsión: la fuerza actúa en el extremo del brazo de par torsional
	Plano, como muelle en cantilever o muelle de hojas
	Resorte de barra de tracción (caso especial del resorte de compresión)
Radial-- Torque	Resorte de fuerza constante
	Resorte toroidal, banda de elastómero, pinzas de resorte
	Resorte de torsión, resorte de potencia

Otra clasificación de los resortes es por la configuración física del resorte en la figura 1 ilustra las diferentes configuraciones de resorte.

Figura 1. Configuración de resortes



(a) Resortes helicoidales de compresión. *Empuje*: intervalo amplio de carga y deflexión, alambre redondo o rectangular. El resorte estándar tiene constantes el diámetro, el paso y la constante de resorte de la espira. Los resortes de barril, de reloj de arena y de paso variable se utilizan para minimizar el aumento repentino de la resonancia y la vibración. Los resortes cónicos se fabrican con altura sólida mínima y con una constante de resorte fija o creciente.



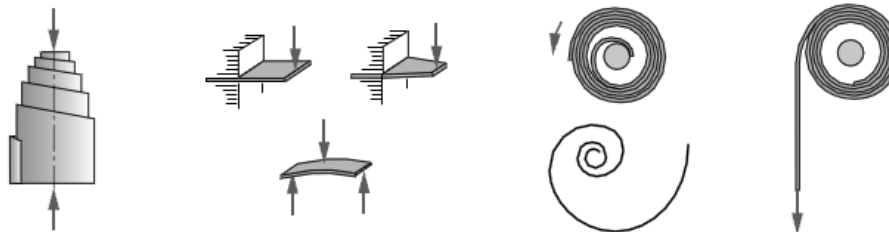
(b) Resortes helicoidales de extensión. *De extensión*: intervalo amplio de carga y deflexión, alambre redondo o rectangular, constante de resorte fija.

(c) Resortes de remolque. *De extensión*: utiliza un resorte de compresión y barras de enganche para realizar el jalón de extensión con seguro contra falla, detención o paro sin problemas.

(d) Resortes de torsión. *Giro*: alambre redondo o rectangular, constante de resorte fija.



(e) Arandelas de resortes. *Empuje*: la Belleville tiene cargas altas y deflexiones bajas, selección de constantes de resorte (fija, creciente o decreciente). El ondulado, con cargas ligeras y deflexión baja, usa un espacio radial limitado. El ranurado presenta mayores deflexiones que la Belleville. La arandela de dedo sirve para carga axial de cojinetes. La curva se utiliza para eliminar la holgura axial.



(f) Resorte de voluta. *Empuje*: amortigua la fricción de modo inherente.

(g) Resortes de viga. *Empuje o jalón*: carga amplia, pero con intervalo de deflexión pequeño, rectangular, en forma de voladizo o simplemente apoyado.

(h) Resortes de potencia o de cuerda. *Giro*: ejerce torque sobre muchas espiras. Se muestra con y sin retenedor.

(i) Fuerza constante. *Jalón*: deflexión grande con constante baja o igual a cero.

Fuente: Robert L. Norton Diseño de máquinas un enfoque integrado Cuarta edición página 651.

En la fundamentación teórica de este proyecto nos vamos a centrar en la teoría de resortes helicoidales de tensión y compresión.

1.2 MATERIALES UTILIZADOS EN LA FABRICACION DE RESORTES

Existen diversidad de materiales adecuados en la fabricación de resortes mediante una serie de encuestas realizadas al sector que fabrica resortes en Bucaramanga se evidencio que no se le presta mucha atención al tipo de material utilizado, a continuación se mostrara los materiales adecuados para dicha fabricación.

El material idóneo para un resorte debe cumplir ciertas características, debe tener alta resistencia última, un punto de fluencia alto y bajo módulo de elasticidad para que de esta forma pueda ofrecer un máximo almacenamiento de energía. Dependiendo del fin para el cual fue diseñado el resorte también influirá en las propiedades del material es decir si se diseñan resortes cargados dinámicamente, las propiedades de resistencia a la fatiga del material son de relevancia primordial. Así como también para qué tipo de trabajo fue diseñado es decir para trabajo ligero los resortes se fabrican con alambre redondo o rectangular formado en frio, los resortes para trabajo pesado se hacen normalmente forjándolos o rolándolos en caliente. (Norton, 2011, pág. 684)

A continuación se presenta tabla 2. Materiales comunes para resortes

Tabla 2. *Materiales comunes para resortes.*

MATERIAL	DESCRIPCION
Alambre forjado en frio	Adecuado para cargas estáticas pero no contra la fatiga o el impacto

Alambre musical	Usado en resortes con espiras pequeñas. Mayor resistencia contra la fatiga y la tensión que todos los demás alambres para resortes
Alambre revenido al aceite	Acero para resortes de uso general. Menos costoso, adecuado para cargas estáticas pero no para cargas de fatiga o impacto
Cromo-vanadio	Aleación de acero con calidad para válvulas, adecuada para cargas de fatiga. También buena para cargas de choque y de impacto
Acero inoxidable	Adecuado para aplicaciones de fatiga
cromo-silicio	Resorte con calidad para válvulas, apropiado para cargas de fatiga, alta resistencia a la temperatura

1.3 RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESION

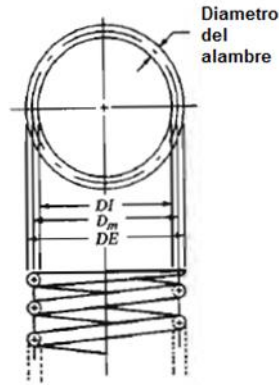
En la forma más común de un resorte helicoidal de compresión un alambre redondo se enrolla en una forma cilíndrica con paso uniforme entre las espiras adyacentes con diámetro constante de la espira, hay otras configuraciones, como cónicas, de barril, de reloj de arena y paso variable mencionadas en la figura 1. Donde todas estas proporcionan una fuerza de empuje.

Los resortes de compresión tiene muchos usos como un claro ejemplo son los resortes utilizados en los bolígrafos retractiles, pero también pueden utilizarse en un sistema más complejo como lo son resortes de válvulas en motores de combustión, los sistemas de suspensión de automóviles, camiones y motocicletas en fin un sin número de aplicaciones para las cuales son utilizados este tipo de resortes.

A continuación se definen las variables usadas para definir la geometría del resorte para de esta forma proceder al diseño y su posterior manufactura.

1.3.1 Diámetros. La especificación del diámetro necesario del alambre es uno de los resultados más importantes del diseño de resortes por esto para denotar los diámetros característicos de los resortes helicoidales la figura 2. Nos muestra la notación para referirse a dichos diámetros.

Figura 2. Notación de los diámetros



Fuente: Adaptada de Robert L. Norton Diseño elementos de máquinas Cuarta edición página 736.

(DI) diámetro interno, (DE) diámetro externo y para calcular el esfuerzo y la deflexión de un resorte se usara el diámetro medio (D_m). Dónde por medio de estas ecuaciones ponemos obtener un diámetro a partir del otro:

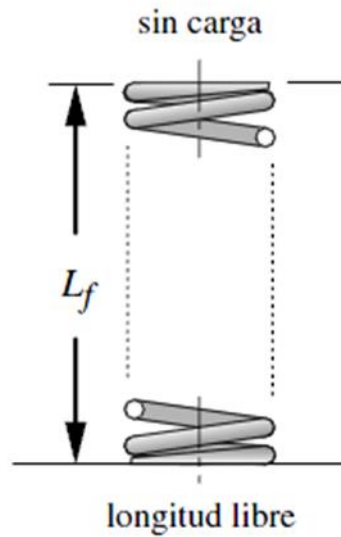
$$DE = D_m + D_{alambre} \quad (1)$$

$$DI = D_m - D_{alambre} \quad (2)$$

1.3.2 Longitudes Para las longitudes es de suma importancia comprender la relación entre la longitud del resorte y la fuerza que ejerce, por lo tanto los resortes helicoidales de compresión tienen varias longitudes y deflexiones de interés las cuales mencionaremos a continuación

1.3.2.1 Longitud libre L_f . La longitud libre es la longitud que tiene el resorte cuando no ejerce fuerza es decir tal cual como se fabricó, se muestra en la figura 3.

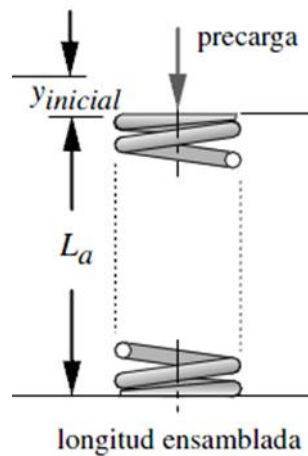
Figura 3. Longitud libre



Fuente: Robert L. Norton Diseño de máquinas un enfoque integrado Cuarta edición página 658.

1.3.2.2 Longitud de ensamble L_a . Representa la longitud después de instalarse y someterse a una precarga, la que ocasiona una deformación inicial Y_i , como se indica en la figura 4.

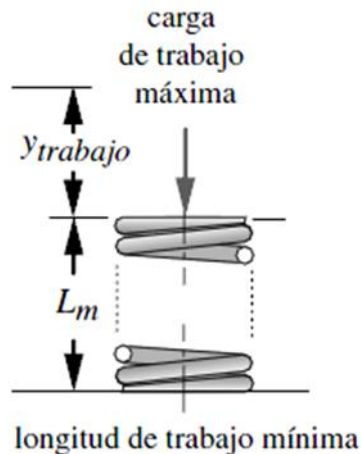
Figura 4. Longitud de ensamble y precarga.



Fuente: Robert L. Norton Diseño de máquinas un enfoque integrado Cuarta edición página 658.

1.3.2.3 Longitud de trabajo mínima L_m . Es la dimensión más pequeña a la cual se comprime el resorte cuando se está en servicio, mediante la carga de trabajo que se aplica para comprimir más el resorte a través de su deflexión de trabajo $Y_{trabajo}$, dicha longitud y fuerza se muestra a continuación figura 5.

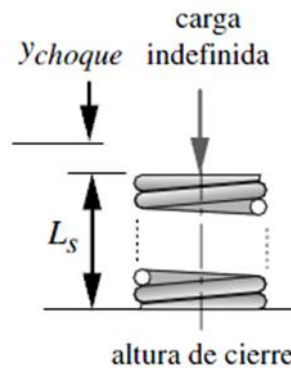
Figura 5. Longitud mínima de trabajo y carga de trabajo.



Fuente: Robert L. Norton Diseño de máquinas un enfoque integrado Cuarta edición página 658.

1.3.2.4 Altura de cierre o altura sólida L_s . Es la longitud del resorte cuando se comprime, de modo que todas las espiras están en contacto. Una vez cerrado, el resorte puede soportar cargas 'indefinidas' mucho mayores hasta alcanzar la resistencia a la compresión del alambre. La holgura de choque o de golpeo Y_{golpeo} está representada por la diferencia entre la longitud mínimo de trabajo y la altura de cierre, expresado como un porcentaje de la deflexión de trabajo, generalmente un 15% la figura 6 nos muestra dicha longitud.

Figura 6. Altura de cierre.



Fuente: Robert L. Norton Diseño de máquinas un enfoque integrado Cuarta edición página 658.

1.3.3 Fuerzas. Para especificar cuál es la fuerza a considerar se especifican dichas fuerzas con diversos subíndices, dichos subíndices son iguales a los que indican las longitudes para una mayor compresión. Entonces,

F_s = Fuerza en longitud comprimida: es la fuerza máxima a la que se puede someter al resorte.

F_a = Fuerza a la longitud de ensamble.

F_o = Fuerza de longitud de operación: es la fuerza máxima que siente el resorte en su operación normal.

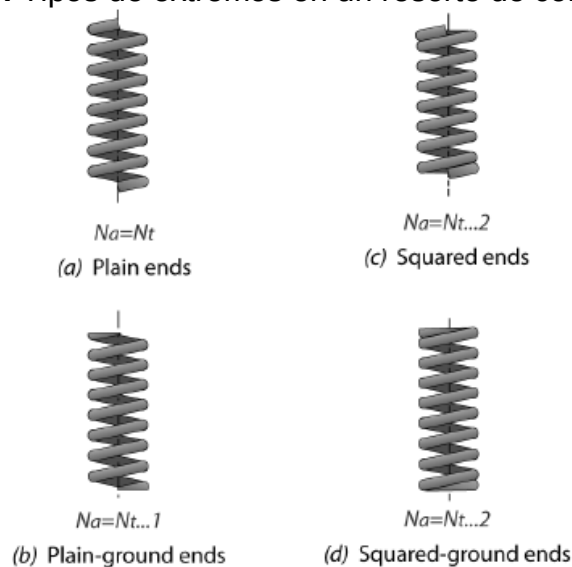
F_l = Fuerza en la longitud libre, esta fuerza es igual a 0.

1.3.4 Numero de espiras N_t . Representa el número total de espiras de un resorte, para encontrar el número de espiras totales en un resorte a compresión se debe tener en cuenta la terminación o extremo del mismo. Pero en cálculos de esfuerzos y deflexiones de un resorte, algunas de las espiras son inactivas, por lo que no se consideran, para efectos del cálculo se necesita el número de espiras activas N_a .

Dependiendo de los extremos del resorte se definen la cantidad de espiras activas, por ejemplo, en un resorte con extremos escuadrados y rectificadas, cada extremo de espira es inactiva, y el número de espiras activas, $N_a = N_t - 2$. Para extremos planos, todas las espiras son activas $N_a = N_t$. Para extremos planos y rectificadas $N_a = N_t - 1$.

1.3.5 Tipos de extremos Existen cuatro tipos de extremos en resortes helicoidales de compresión, tal como se observa en la figura 7. Plano, plano rectificado, cuadrado y cuadrado rectificado. Los extremos sencillos se obtienen con el corte de las espiras y dejando los extremos del mismo paso que el resorte, es el menos costoso pero no permite buena alineación en los extremos del resorte. El esquema rectificado implica las terminales se rectifican con el objeto de obtener una buena alineación y conseguir superficies normales en el momento de aplicación de la carga. Los acabados cuadrados implican el rectificar las superficies con el objeto de eliminar su paso y mejorar la alineación, de igual manera al aplanar y rectificar esta, se consigue una superficie de aplicación de la carga. (Ibíd., P 658).

Figura 7. Tipos de extremos en un resorte de compresión.



Fuente: Robert L. Norton Diseño de máquinas un enfoque integrado Cuarta edición página 658.

1.3.6 Paso. El paso p , indica la distancia axial de un punto en una espira al punto correspondiente en la siguiente espira. Las relaciones entre paso, longitud libre, diámetro de alambre y número de espiras son las siguientes.

Extremos escuadrados y rectificados:

$$L_f = P * N_a + 2 * D_{alambre} \quad (3)$$

Extremos solamente escuadrados:

$$L_f = P * Na + 3 * D_{alambre} \quad (4)$$

Extremos planos y rectificados:

$$L_f = P(Na + 1) \quad (5)$$

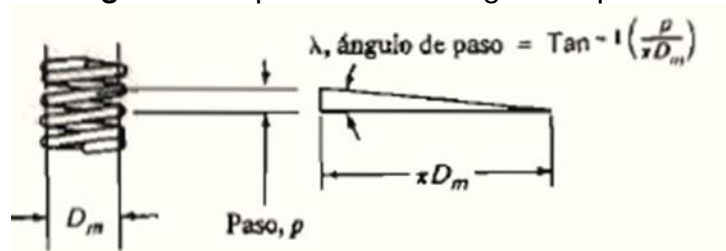
Extremos planos:

$$L_f = P * Na + D_{alambre} \quad (6)$$

1.3.7 Angulo de paso. En la figura 8 se representa la definición de ángulo de paso, se puede observar que mientras mayor es el ángulo de paso, las espiras parecen estar más inclinadas.

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{P}{D_m * \pi} \right) \quad (7)$$

Figura 8. Representación ángulo de paso.



Fuente: Robert L-Mott. Diseño elementos mecánicos. Página 732.

Ya con todas las variables definidas se procede a realizar el diseño de resortes, para esto es necesario definir ciertos parámetros antes de proceder al cálculo de esfuerzos y deformaciones.

1.3.8 Constante de resorte. La ecuación de la constante del resorte se obtiene reorganizando la ecuación de la deflexión para de esta forma reorganizarla en términos conocidos y mencionados anteriormente, dicho resorte tiene un comportamiento básicamente lineal en la mayoría de su rango operativo. Su forma lineal varía en la primera y la última porción aunque en muy pequeña porción.

$$k = \frac{F}{y} = \frac{D_{alambre}^4 * G}{8 * C^3 * Na} \quad (8)$$

La constante del resorte está definida entre el 15% y 85% de su deflexión total mientras su intervalo de deflexión de trabajo La-Lm permanece en esa región.

1.3.9 Índice del resorte. De igual manera el índice del resorte C representa la razón:

$$C = \frac{D}{d} \quad (9)$$

Donde representa la razón entre el diámetro D de la espiral y el diámetro d del alambre. El rango preferido de C se encuentra entre 4 y 12 para un índice de 4 son bastante complicados de fabricar, para valores de C superiores a 12 son propensos a pandearse.

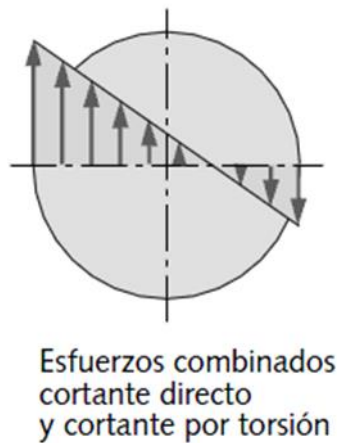
1.3.10 Deformación en los resortes. La deflexión en un resorte, como ya se mencionó este tipo de resortes se le aplican cargas axiales de compresión, pero cabe mencionar que cuando se aplica este tipo de cargas el resorte también se encuentra a torsión, ya que la carga sobre las espiras por lo general hace girar al resorte alrededor de su eje. Por lo tanto la deflexión de un resorte helicoidal es:

$$y = \frac{8FD^3Na}{d^4G} \quad (10)$$

Donde D es el diámetro medio de la espira, y d es el diámetro del alambre.

1.3.11 Análisis de esfuerzos. Como se observa en la figura 9 cualquier sección transversal de una espira posee dos componentes de esfuerzo, una que proviene por la torsión por lo cual es un esfuerzo de corte y otra proveniente por la carga axial en el resorte por lo cual es un cortante directo, ya que se poseen 2 tipos de esfuerzos procedemos a sumarlos directamente para de esta forma poder calcular el cortante máximo.

Figura 9. Esfuerzos combinados por cortante directo y cortante por torsión.



Fuente: Robert L. Norton Diseño de máquinas un enfoque integrado Cuarta edición página 660.

A continuación se muestra el efecto combinado de los esfuerzos:

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} + \frac{F}{A} = \frac{F \left(\frac{D}{2} \right) \left(\frac{d}{2} \right)}{\frac{\pi d^4}{32}} + \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (11)$$

$$\tau_{max} = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad (12)$$

Ahora remplazamos el valor de C:

$$\tau_{max} = \frac{8FC}{\pi d^2} + \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{8FC + 4F}{\pi d^2} = \frac{8FD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{1}{2C} \right) \quad (13)$$

Donde el valor de $\left(1 + \frac{1}{2C} \right)$ representa un factor de cortante directo K_s .

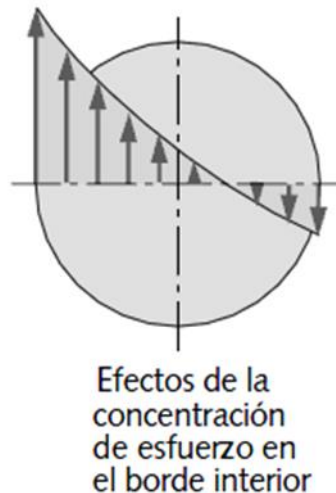
El alambre como ya se mencionó se curva como un espiral por lo tanto presenta una concentración de esfuerzos en la superficie de curvatura interior como se muestra en la figura 10, por lo tanto se evidencia un mayor esfuerzo en dicha superficie, para solucionar este problema se determinó el factor de concentración de esfuerzos como el factor K_w , donde se introducen los efectos de cortante directo y el concentrador de esfuerzos.

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (14)$$

Y por lo tanto el cortante máximo se representa así:

$$\tau_{max} = K_w \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (15)$$

Figura 10. Efectos de la concentración de esfuerzos



Fuente: Robert L. Norton Diseño de máquinas un enfoque integrado Cuarta edición página 660.

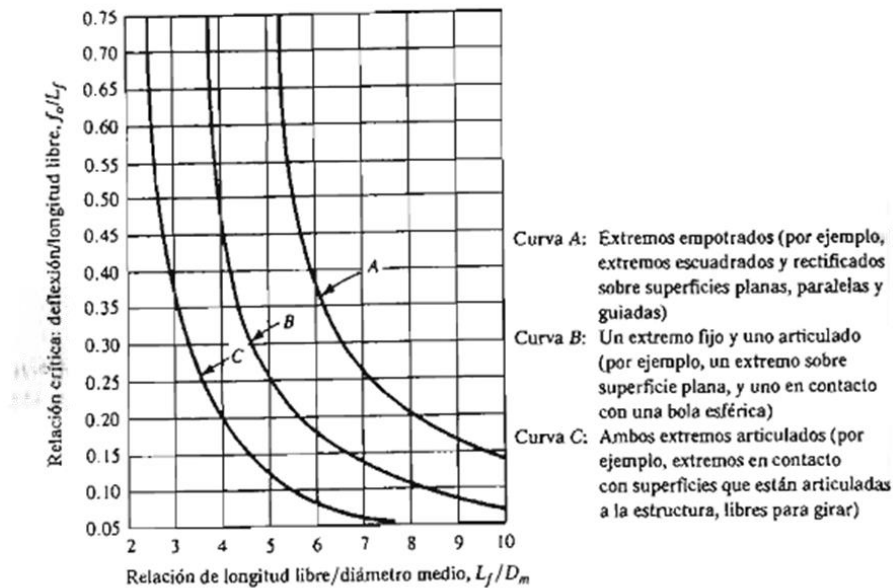
En conclusión cuando el resorte está cargado estáticamente el criterio de falla es la fluencia. Si el material fluye entonces puede aplicarse la ecuación (13) donde se aplica solamente los cortantes directos. Pero si el resorte está cargado dinámicamente, entonces fallara por fatiga a esfuerzos por debajo de un punto de fluencia y se calcula mediante la ecuación (15).

1.3.12 Pandeo en los resortes de compresión. La relación de esbeltez, debida a que la geometría de un resorte no es similar a la de una columna no se pueden considerar las mismas relaciones por lo tanto se plante la siguiente relación de esbeltez:

$$\frac{L_f}{D} > 4 \text{ El resorte se puede pandear}$$

En la figura 11 se observan graficas de relación crítica de deflexión a la longitud libre, en función de la relación de longitud libre a diámetro medio del resorte, donde nos muestra que si la relación critica de deflexión es mayor que la relación critica el resorte se pandea a la deflexión de operación.

Figura 11. Criterios de pandeo de resortes.



Fuente: Robert L-Mott. Diseño elementos mecánicos. Página 746.

1.3.13 Oscilación de los resortes. El resorte al ser un sistema de almacenamiento de energía, tiene una o más frecuencias naturales, a las cuales el sistema vibra con gran amplitud, los resortes pueden vibrar tanto lateral como longitudinalmente cuando se excitan dinámicamente cerca de sus frecuencias naturales. Cuando las vibraciones longitudinales, entran en resonancia es decir se presentan como funciones senoidales que refuerzan el movimiento vibratorio del resorte y por lo tanto ocasionan que las espiras del resorte golpeen una contra otra lo que hará que falle el resorte. Para evitar lo mencionado anteriormente es recomendable no trabajar a una frecuencia cercana a su frecuencia natural. Para esto se recomienda que la frecuencia natural de vibración del resorte deba ser 13 veces mayor a la frecuencia natural asignada.

La frecuencia natural de vibración de un resorte W_n depende de las condiciones de frontera. La disposición más común y la más recomendable es mantener ambos extremos fijos, ya que la frecuencia natural f_n será la correspondiente a un extremo fijo y otro libre. Lo cual aumenta la frecuencia natural y nos permite trabajar dentro de un rango lejano a la frecuencia natural asignada. Para este caso de extremos fijos la frecuencia está dada por:

$$W_n = \pi \sqrt{\frac{K_g}{W_a}} \quad (16)$$

$$f_n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{K_g}{W_a}} \quad (17)$$

Dónde:

K =Constante del resorte.

W_a = Es el peso de las espiras activas del resorte.

g = Es el valor de la gravedad.

Para determinar el peso de resorte se determina a través de:

$$W_a = \frac{\pi^2 d^2 D N a \gamma}{4} \quad (18)$$

De donde γ representa el peso específico del material. Ya con todas las variables definidas obtenemos:

$$f_n = \frac{2d}{\pi N a D^2} \sqrt{\frac{G g}{32 \gamma}} \quad (19)$$

En el caso de encontrar un resorte con un extremo fijo y otro libre el sistema se comporta como si se tuviera un resorte de doble longitud. De esta manera el total de espiras activas serán dobles con respecto a las presentadas en la anterior ecuación.

1.3.14 Tipo de carga y esfuerzos admisibles. Existen 3 tipos de clasificación para el tipo de carga:

- Servicio ligero: Cargas estáticas o hasta 10 000 ciclos de carga, con baja rapidez de carga.
- Servicio promedio: Aplicación con rapidez moderada y hasta un millón de ciclos
- Servicio severo: ciclos rápidos con más de un millón de ciclos, con posibilidad de choques o impactos.

En el Anexo A se muestran los esfuerzos de diseño para diferentes materiales. (Mott, 2006, pág. 740)

1.3.15 Diseño de resortes helicoidales de compresión. Ya definidas todas las variables consideradas en el proceso de diseño de un resorte helicoidal de compresión vamos a proceder a realizar su posterior construcción tanto estática como dinámicamente ya que la maquina realizada nos permitirá probar estos dos tipo de diseño.

1.4 DISEÑO DE RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESIÓN

Ya definidas todas las variables consideradas en el proceso de diseño de un resorte helicoidal de compresión vamos a proceder a realizar su posterior construcción tanto estática como dinámicamente ya que la maquina realizada nos permitirá probar estos dos tipo de diseño.

1.4.1 Diseño de resortes bajo condición de carga estática. El procedimiento para el diseño varía según los requerimientos, es decir si tenemos un requerimiento para una fuerza específica con alguna deflexión o al contrario con una constante de resorte para un rango de deflexión, pero así como dichos requerimientos también existen limitaciones a la hora del diseño como lo son el diámetro exterior, el diámetro interior o la longitud de trabajo. Por lo tanto el diseño de resortes se convierte en un proceso iterativo donde establecemos ciertas condiciones iniciales para después ajustarlas a los valores reales.

1.4.2 Pasos para el diseño de un resorte bajo condición de carga estática.

- 1) Especifique el material y su módulo de elasticidad G en cortante. Como se mencionó anteriormente se pueden utilizar diferentes tipos de materiales dependiendo de las características que deseemos obtener.
- 2) Identificar la fuerza máxima de trabajo a que está sometido el resorte bajo condiciones normales de operación, longitud de operación a la que debe ejercerse esa fuerza, la fuerza de precarga y la longitud de ensamble, muchas veces no se especifica el valor de la precarga en esos casos dicha fuerza es igual a 0, y se especifica un valor de diseño pero a la condición de la longitud libre.
- 3) Calcular la constante de resorte.
- 4) Calcular la longitud libre o en dichos casos la longitud libre se especifica en los requerimientos de diseño.
- 5) Indicar una estimulación inicial del diámetro medio, D_m . Para tener una mayor precisión a la hora de escoger este diámetro se tiene en cuenta esta consideración: el diámetro medio será menor que el D_E y mayor que el D_I . Es necesario tener una buena consideración a la hora de empezar el diseño.
- 6) Especificar un esfuerzo inicial de diseño, para esta parte se consultan las tablas de diseño según el material seleccionado, teniendo en cuenta para que tipo de servicio se quiere diseñar (ver Anexo A).
- 7) Calcule tentativamente el diámetro del alambre al despejarlo de la ecuación 15 pero para esta parte necesitamos conocer el factor de Wahl,

donde este depende del diámetro del alambre, este factor varia poco dentro del intervalo normal de índices de resorte C. como conocemos el diámetro medio, y el diámetro del alambre mediante esta ecuación calculamos C:

$$C = \frac{D_m}{D_{alambre}} \quad (16)$$

Y ya conocido el valor de C podemos calcular el valor de Kw, y de esta forma calcular el diámetro del alambre.

- 8) Seleccione un diámetro estándar de alambre según el ya calculado, en las tablas (ver Anexo B), para de esta forma determinar el esfuerzo de diseño y el esfuerzo máximo admisible para el material.
- 9) Calcule los valores reales de C y Kw.
- 10) Calcule el esfuerzo real según la ecuación 15.
- 11) Compare este valor con el esfuerzo de diseño y observe que tan seguro es.
- 12) Calcule el número de espiras activas necesarias para de esta forma obtener las características correctas de deflexión del resorte.
- 13) Calcule la altura de cierre. De acuerdo a la ecuación (17).

$$L_s = D_{alambre}(N_a + 2) \quad (17)$$

- 14) Calcule la fuerza en longitud comprimida Fs. Donde Fs, es igual a:

$$F_s = K(L_f - L_s) \quad (18)$$

- 15) Calcule el esfuerzo en el resorte τ_s según ecuación (19), para después analizarlo con el esfuerzo máximo admisible y de esta manera determinar qué tan seguro es.

$$\tau_s = \frac{\tau_{real}}{\frac{F_s}{F_{operacion}}} \quad (19)$$

16) Calcule los diámetro DE y DI y compárelos con la geometría de los requerimientos.

17) Comprobar tendencia al pandeo, y la frecuencia natural.

1.4.2 Pasos para el diseño de un resorte bajo condición de carga dinámica.

Los resortes pueden sufrir cargas dinámicas es decir variables en el tiempo, su proceso de diseño es muy parecido al utilizado en carga estática.

Cuando el resorte es cargado dinámicamente se observan 2 momentos de aplicación de la fuerza, es decir, un momento donde es aplicada una fuerza máxima y otro donde es aplicada una fuerza mínima. Ya conocidos estos valores procedemos a calcular la fuerza alterna, F_a . Y la fuerza media F_m , según la ecuación (20) y (21).

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad (20)$$

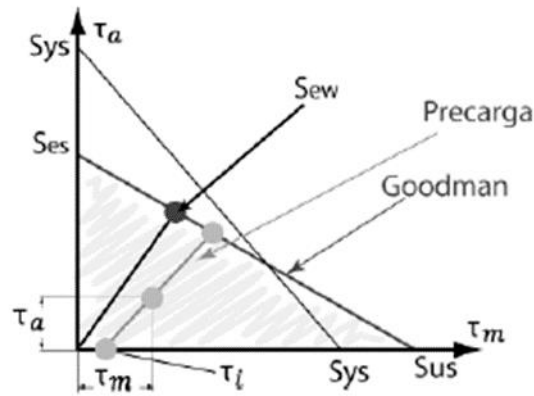
$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (21)$$

Los valores de carga también pueden ser establecidos a través de la razón de fuerzas:

$$r = \frac{F_{min}}{F_{max}} \quad (22)$$

Como se mencionó anteriormente este proceso de diseño es similar al utilizado en condiciones de carga estática. Solo que con una diferencia la carga variable o repetida tiene un esfuerzo medio diferente de 0 por lo tanto, se realiza un análisis de falla con el diagrama de Goodman. Los esfuerzos significativos en este resorte son esfuerzos cortantes por torsión, se utilizara el diagrama de torsión de Goodman como se indica en la figura 12 diagrama de torsión de Goodman.

Figura 12. Diagrama de torsión de goodman.



Según la anterior figura, se procede a determinar el punto de intersección de la línea de carga y la de Goodman, igualar los valores y convertir los esfuerzos a totalmente alternos, de manera que se pueda establecer una teoría para esfuerzos uniaxiales totalmente alternos.

$$N_{fs} = \frac{S_a}{\tau_a} \quad (23)$$

Teniendo esto se plante, reemplazar el valor de la coordenada x en la ecuación (23) de manera que la resistencia está controlada por el valor en x de la coordenada, de esta manera se llevaría el cálculo del factor de seguridad.

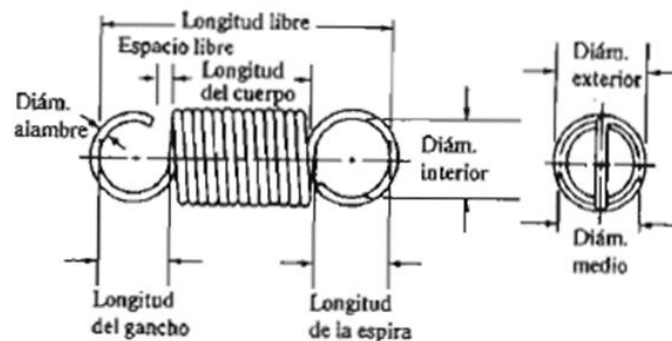
$$N_{fs} = \frac{S_{es}(\tau_i - Sus)}{S_{es}(\tau_m - \tau_i) + Sus * \tau_a} \quad (24)$$

Si el factor de seguridad es muy bajo, el diámetro del alambre, el índice de resorte o el material se pueden modificar para llegar hasta un factor de seguridad más óptimo, ya definido el factor de seguridad, se calculan un numero de espiras y una holgura entre estas, y se terminan de realizar los cálculos realizados en el diseño de resortes bajo condición de carga estática.

1.5 DISEÑO DE RESORTES HELICOIDALES DE EXTENSION.

Los resortes de extensión son similares a los resortes de compresión solo que necesitan una fuerza inicial ya que la mayoría de los resortes están fabricados con las espiras en contacto. La figura 13 muestra la configuración normal de un resorte de extensión.

Figura 13. Configuración de un resorte de extensión.



Fuente: Robert L-Mott. Diseño elementos mecánicos. Página 759.

A continuación se nombran las propiedades que se deben tener en cuenta antes de proseguir al diseño de resortes de extensión algunas de ellas se manejan de igual manera que en el caso de resortes de compresión como lo son la constante de manufacturabilidad, C.

1.5.1 Constante de resorte de extensión. Debido a la fuerza de precarga que debe tener los resortes de extensión la constante k presenta una pequeña variación pero se sigue comportando de forma lineal con excepción de la porción inicial, la precarga se genera mientras el alambre se dobla conforme se va enrollando de tal forma va creando la precarga en las espiras es por eso que la precarga se genera en la manufactura del resorte, el resorte se desplaza cuando venza la fuerza inicial.

$$k = \frac{F - F_i}{y} = \frac{d^4 G}{8D^3 Na} \quad (25)$$

1.5.2 Espiras activas en el resorte de extensión. Todas las espiras son activas para este tipo de resorte y se calcula de la siguiente manera:

$$Nt = Na + 1 \quad (26)$$

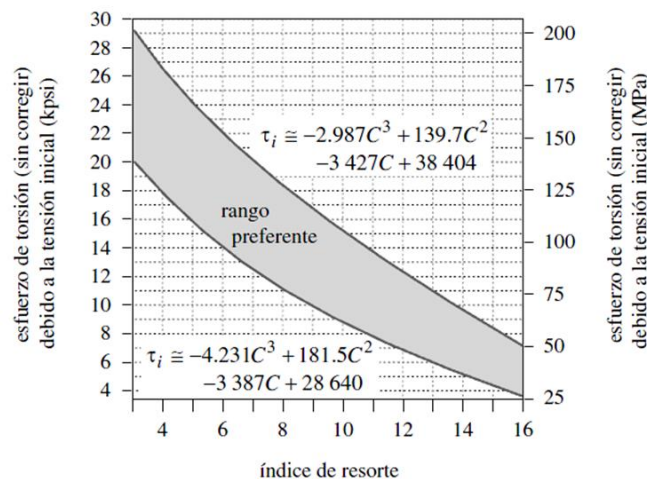
Se le suma uno a las espiras totales para de esta forma poder calcular la longitud del cuerpo Lb.

$$Lb = Nt * d \quad (27)$$

La longitud libre se mide a partir del interior de un extremo del gancho al interior del otro.

1.5.3 Precarga en los resortes de extensión. Los resortes se deben diseñar de tal forma que se pueda mantener el esfuerzo inicial de la espira dentro del intervalo mostrado en la figura 14. Estos valores deseados dependen del índice del resorte C. Pueda que sea posible trabajar por fuera de estos valores, pero dificulta su proceso de fabricación.

Figura 14. Intervalo del esfuerzo inicial en función del índice de resorte.



Fuente: Robert L. Norton Diseño de máquinas un enfoque integrado Cuarta edición página 684.

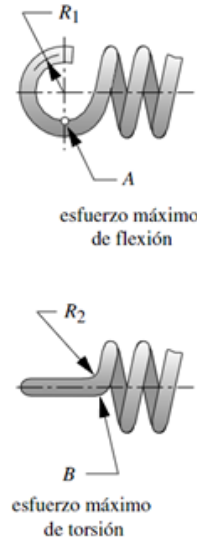
Las ecuaciones mostradas en la figura 14 se realizaron para facilitar el uso de la computadora y de esta forma calcular de una forma más rápida el valor del esfuerzo inicial.

1.5.4 Esfuerzos en las espiras de los resortes de extensión. Los valores de los esfuerzos se plantean de manera similar a los resortes de compresión, según la ecuación (15) y (13).

1.5.5 Esfuerzos en las espiras de los resortes de extensión. A diferencia de los resortes de compresión estos llevan ganchos u orejas que sirven para permitir que se aplique una fuerza de extensión, para este caso se hace necesario analizar los esfuerzos generados en los extremos.

Los esfuerzos de flexión y torsión su máximo valor se encuentra en los puntos A y B respectivamente, dichos valores se muestran en la figura 15 y se determinan mediante las siguientes ecuaciones:

Figura 15. Máximos esfuerzos de flexión y compresión.



Fuente: Robert L. Norton Diseño de máquinas un enfoque integrado Cuarta edición página 684.

Esfuerzos de flexión en el punto A:

$$\sigma_f = \frac{k_b(16 FD)}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad (29)$$

$$k_b = \frac{4C_1^2 - C_1 - 1}{4C_1(C_1 - 1)} \quad (30)$$

$$C_1 = \frac{2R_1}{d} \quad (31)$$

Donde R_1 , es el radio promedio del gancho, si el extremo es estándar el radio promedio es igual al radio de la espira.

Esfuerzos de torsión en el punto B:

$$\tau_B = \frac{K_{W2}(8FD)}{\pi d^3} \quad (32)$$

$$k_b = \frac{4C_2 - 1}{4C_2 - 4} \quad (33)$$

$$C_1 = \frac{2R_2}{d} \quad (34)$$

Donde R_2 es el radio en el lado de doblez y C_2 debe ser mayor que 4.

1.5.6 Oscilaciones de los resortes de extensión. Las frecuencias naturales de operación en este tipo de resortes funcionan de igual manera que en los resortes de compresión que poseen extremos fijos tal como se planteó en la ecuación (19).

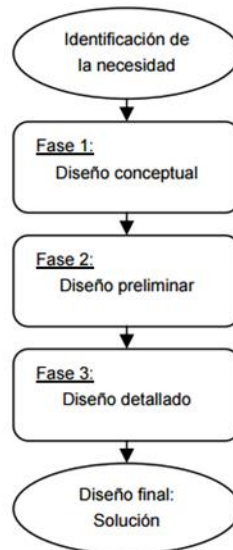
1.5.7 Diseño de resortes de extensión. De igual forma que el diseño de resortes de compresión es un proceso iterativo que se plantea a partir de suponer los parámetros de diseño necesarios para de esta forma proceder a realizar el cálculo para de esta forma ajustar los valores para obtener una solución real.

Se recomienda empezar suponiendo el índice de resorte y un diámetro medio, y de esta forma calcular el esfuerzo inicial y así calcular la fuerza de precarga, para proceder a calcular los esfuerzos en la espira y en el extremo, se deben ir corrigiendo dichos valores para al final obtener factores de seguridad muy adecuados, después se calculan el número de espiras activas la deflexión, la constante. A diferencia de los resortes de compresión, los de extensión no existe pandeo.

2. EVOLUCION DEL DISEÑO

Para la realización de este banco se utilizó el proceso lineal de diseño, no obstante resulte muy básico pero permite llevar un rumbo definido y es aceptado por la gran mayoría de investigadores. Este consta de 3 fases y dos puntos fundamentales tanto en el inicio como en el final, estos son: identificación de la necesidad, diseño conceptual, diseño preliminar, diseño detallado y por ultimo diseño final o solución del problema, esto se expresa en la figura 16.

Figura 16. Modelo descriptivo lineal del diseño.



Para el inicio del proceso ya se tenía la información deseada, la cual era realizar un banco que nos permitiera probar características fundamentales en los resortes, como lo es su capacidad de elongación a determinada carga y el número de ciclos que este soportaba.

Dentro del diseño conceptual se buscaron conceptos para la solución del problema, se investigaron procesos empleados para la medición de estos parámetros en la industria de la fabricación de resortes en Bucaramanga, se encontró por medio de encuestas realizadas (ver Anexo C) que para medir la elongación a la cual reacciona el resorte con una carga determinada era calculado por medio de unas pesas o carga anterior mente medida, luego calculaban su distancia con una cinta métrica y este es el criterio para la venta o verificación de los parámetros impuestos por el cliente. Con respecto a la vida útil del resorte no se encontró un lugar donde tuvieran eso encuentra a la hora de la fabricación y venta del elemento. Del mismo

modo en el diseño conceptual se investigó en diferentes empresas del ámbito internacional que cumplieran esta labor, gracias a los catálogos de las empresas: andilog technologies, microstudio, sauter y time grup ing, en estos se presentan máquinas que realizan un seguimiento ya sea a los parámetros estáticos o a los dinámicos.

Figura 17. Maquina guía para la realización del banco.



Fuente: catalogo macchina per prova a fatica per molle a trazione e compressione
empresa microstudio

Figura 18. Maquina guía para la realización del banco.



Fuente: catalogo spring testing machine empresa time grup ing

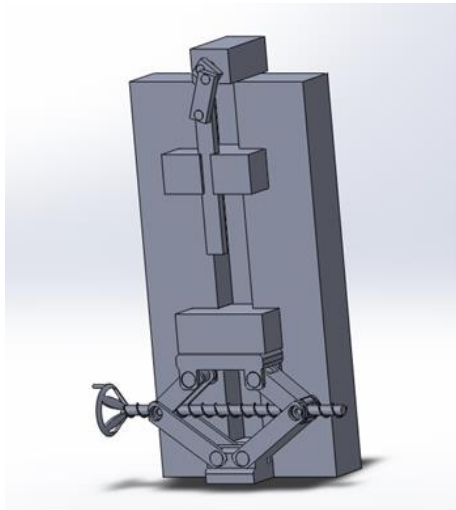
Figura 19. Maquina guía para la realización del banco.



Fuente: catalogo sistema de comprobación de resortes empresa sauter

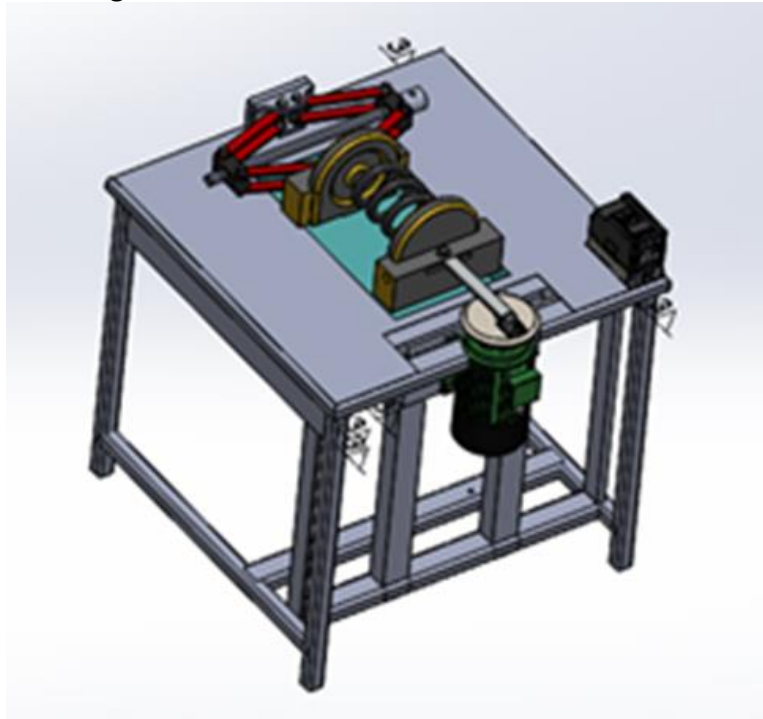
Estos ejemplos, su mecanismo y otros elementos encontrados en la investigación nos permitieron saltar a la siguiente fase, la sección de diseño preliminar donde iniciamos nuestro proceso de diseño con el boceto de la figura 20 el cual nos presentaba el motor en la parte superior, el generador de la fuerza en la parte inferior y una orientación horizontal. Este modelo fue el punto de partida del banco hasta llegar a su diseño final.

Figura 20. Primer boceto de diseño del banco.



De este diseño se pasó al siguiente planteamiento, mucho más estilizado y con mejores acabados, se generó la idea de una ubicación horizontal para un mejor acceso al encargado de su manipulación, otro cambio muy significativo fue la implementación de un volante en la punta del motor, el cual sería de gran ayuda en la iniciación de esta y permitiría un mejor arranque. Este modelo se observa en la figura 21, contando con una base en Angulo y una superficie en lamina delgada, también se tenía en cuenta una guía que nos permitiera sostener y generar un movimiento más limpio y sin desvío a los carros que presentan movimiento.

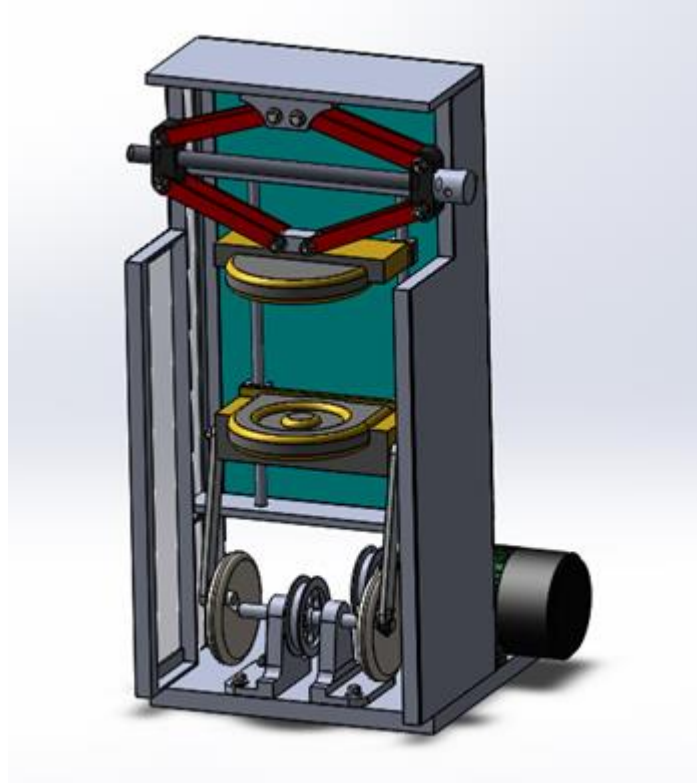
Figura 21. Evolución del modelo del banco.



Este se descartó y se llegó a la idea final, figura 22 donde se retomó la orientación horizontal, con el fin de una mejor ubicación del resorte y con la facilidad de montar un sistema de poleas en la parte inferior que nos permitieran reducir la velocidad de forma considerable y un aumento de fuerza en el sistema, también junto con estas poleas se prosiguió con la idea de los volantes, implementando uno en cada lado del eje y acoplando por medio de una biela estos al carro que está en contacto con el resorte esto con el fin de dar estabilidad al sistema. Se presentó del mismo modo el cambio del motor a la parte inferior, para que de esta forma se tuviera menor influencia a la vibración del sistema, generando un gran peso en la parte inferior. Junto con esto se utilizó un sistema de guías unidos a rodamientos lineales para

permitir un movimiento con muy poca fricción, estos con 2 rodamientos en cada lado para no caer el problema de la linealidad que es muy frecuente cuando se utiliza solo uno y puede llevar al rallado y posterior daño del eje.

Figura 22. Evolución final del banco de ensayo de resortes.



En la fase 3 que abarca el diseño en detalle se generaron los análisis para cada pieza y su posterior construcción, esto planteado en el capítulo anterior. Para concluir el proceso de diseño, se llegó a la fase de diseño final, la solución que se presenta en la figura 23, se tienen cambios muy mínimos con relación a la evolución final, estos con el fin de realizar una máquina que cumpla con los requerimientos mecánicos de cada elemento y la forma más adecuada para la construcción del mismo.

Figura 23. Diseño final solución.

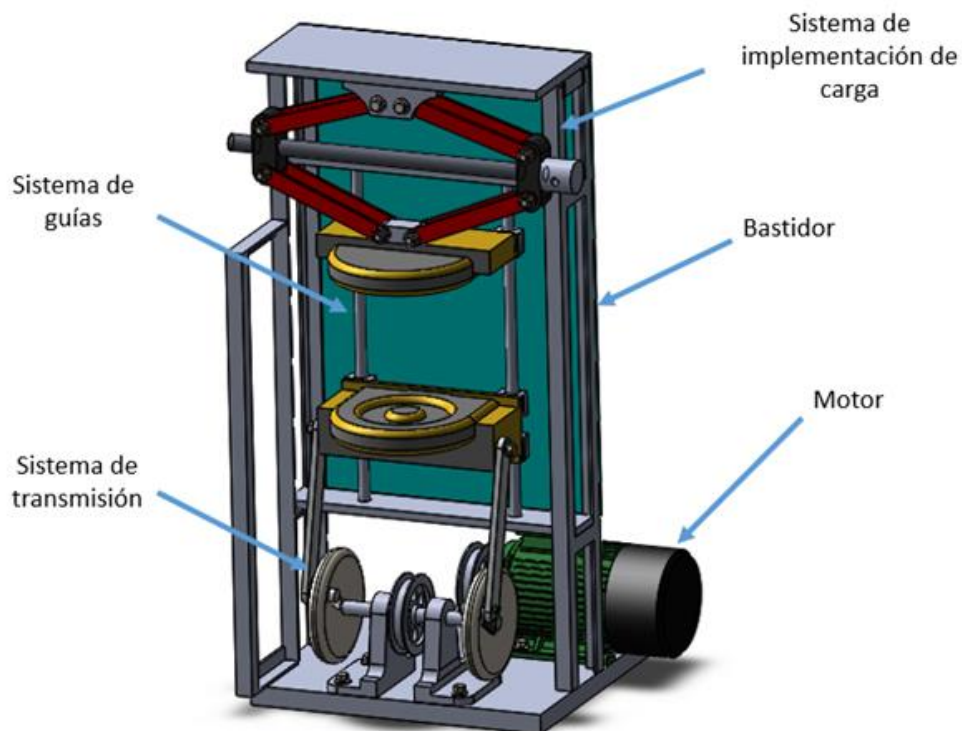


3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL BANCO

En esta sección describiremos los diversos componentes que hacen parte del banco, para cada uno de estos se llevara a cabo su respectivo proceso de diseño, su selección y por último la verificación del mismo, para que de esta forma se tenga la certeza que cumple con los requerimientos del trabajo a desempeñar. Del mismo modo para este proceso se tiene en cuenta lo que es el tipo de funcionamiento que va a realizar cada elemento y los diversos esfuerzos a los cuales se van a tener que enfrentar, esto con el fin de tener un resultado claro para cada parte y poder limitar el rango de acción de la máquina.

Estos componentes a trabajar se pueden agrupar de la siguiente manera: sistema de implementación de carga (gato), bastidor, sistema de guías, motor, sistema de transmisión, variador de frecuencia y sistema electrónico.

Figura 24. Caracterización de los componentes.



3.1 SISTEMA DE IMPLEMENTACIÓN DE LA CARGA

Este sistema es el encargado de generar la fuerza para deformar el resorte hasta el punto que nos indique el diseñador, siendo el máximo 250 Newton. Para cumplir con este requerimiento, se pensaron en diversas ideas, siendo las más acertadas: por medio hidráulico y la seleccionada mecánica con un tornillo sin fin.

Se descartó la idea hidráulica ya que como primera medida era necesario la implementación de un mayor número de elementos, lo cual generaba la necesidad de más espacio en el banco, lo que no era de nuestro agrado ya que se requería trasportarla dado que no se cuenta con un lugar fijo que pueda ocupar. El otro motivo que fomentó la toma de decisión fue la parte de costos, debido que al hacerlo utilizando los diversos elementos que se necesitan de la forma hidráulica estos aumentaban y si se tomaba un sistema más económico (tipo gato hidráulico de botella) se perdía precisión en los movimientos del pistón que genera la fuerza, lo cual es de gran importancia en nuestro sistema que pretende estar lo más cercano a la longitud de elongación o compresión propuesta por el fabricante.

Por lo tanto se optó por un sistema tipo gato mecánico figura 25, ya que este nos brinda por medio del tornillo sin fin la capacidad de generar la carga necesaria siendo mucho más preciso, esto teniendo en cuenta diferentes configuraciones, como lo es la construcción del tornillo ya que dependiendo del paso de este nos va a generar una variación de carga y distancia, dependiendo del número de vueltas suministradas a este.

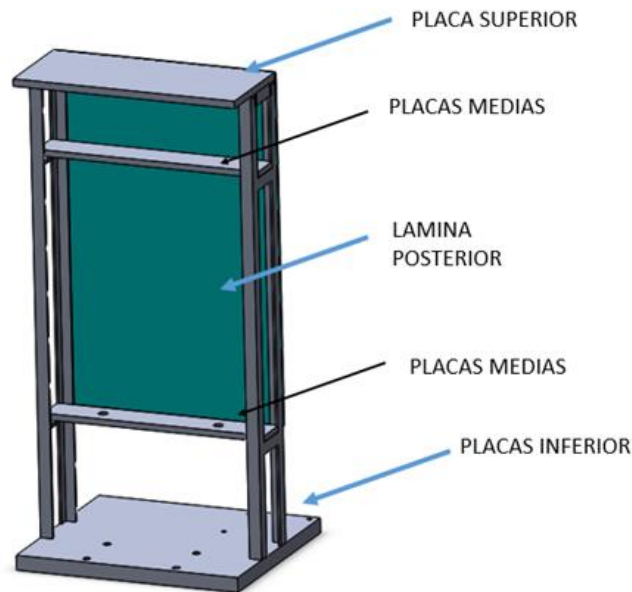
Figura 25. Elemento de implementación de carga.



3.2 BASTIDOR

El bastidor se divide en tres partes fundamentales como se muestra en la figura 26, las cuales son: superior (empleada para sostener la base del gato), media (posee dos placas con orificios para las guías) e inferior (placa de gran espesor para sostén del motor y demás elementos).

Figura 26. Montaje del bastidor.



La placa superior de dimensiones 18.1 [mm] * 7.87 [mm] y espesor 0.7 [mm] se encuentra soldada a la estructura la cual está diseñada con ángulo en L con referencia 1" * 1" * 1/2", la cual consta de 2 secciones separadas por 68,2 [mm] y dos transversales que cumplan la función de darle rigidez a la estructura y sostener las placas medias que mantiene las guías para los rodamientos lineales. En la parte inferior posee una placa de 410 [mm] por 460 [mm] que tiene adjunto dos secciones salientes para sostener las chumaceras que mantienen en su posición el eje, del mismo modo posee una placa más pequeña de dimensiones 200[mm] por 200[mm] que es la encargada de sostener el motor, está conectada por medio de 2 bisagras en su extremo y un tornillo que permite ajustar la altura de la placa, se realiza de este modo con el fin de generar un determinado ángulo que nos permita tensionar la correa en cualquier momento y sea mucho más fácil para el montaje de la misma lo cual se observa en la figura 27.

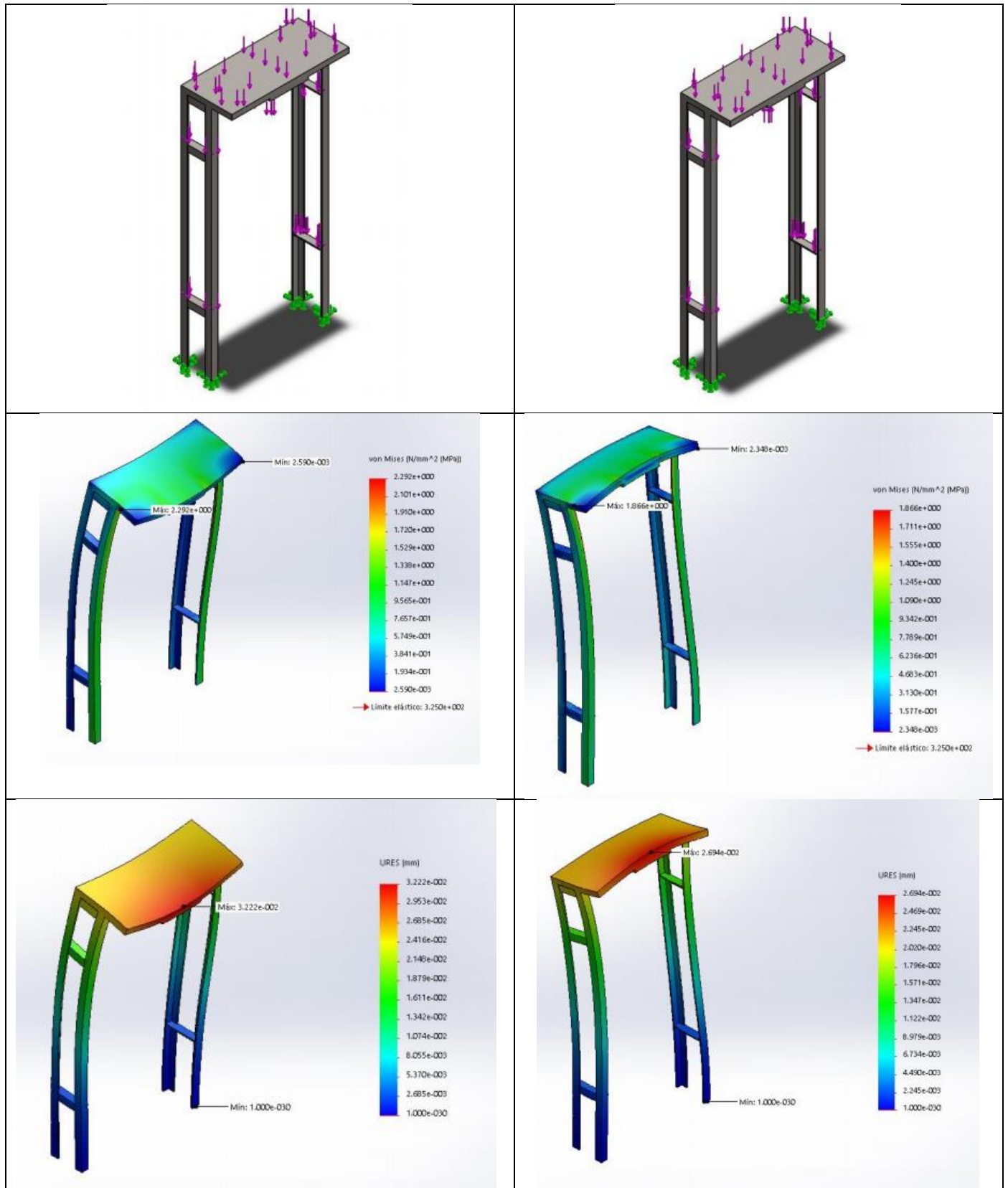
Figura 27. Placa para montaje del motor.



Para la selección de este elemento se tuvo en cuenta los diferentes procesos a los cuales va a ser expuesto, los cuales son, el análisis a compresión y a tensión del resorte como su posterior prueba dinámica por lo tanto se quiso hacer un estudio, para este análisis se utilizó la herramienta informática solidWorks esto con el fin de analizar el comportamiento de la estructura a los diferentes esfuerzos y comparar la resistencia de los mismos.

Tabla 3. *Análisis de solidworks para estructura a tensión y compresión.*

ANALISIS A COMPRESION	ANALISIS A TENSION
------------------------------	---------------------------

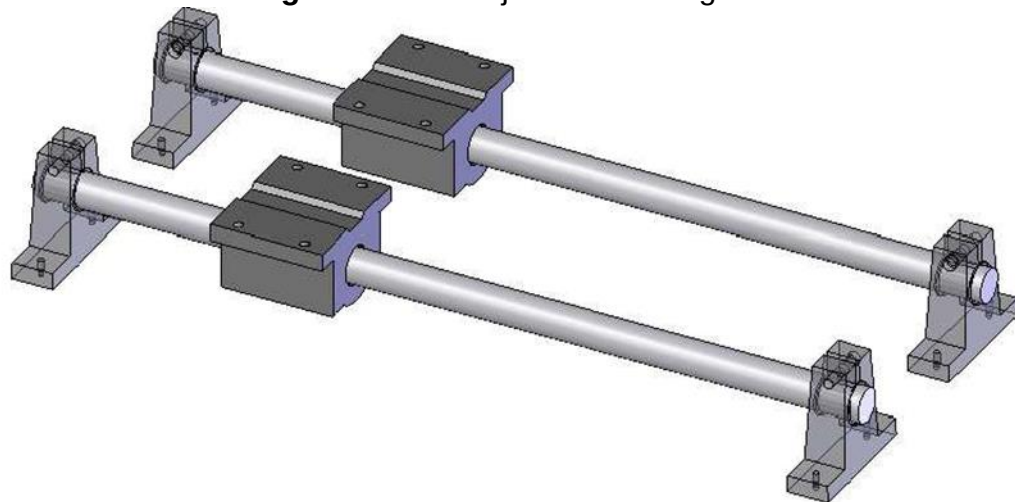


Observando los resultados obtenidos podemos comprobar que la estructura soporta con un margen de error elevado los esfuerzos a los cuales va a ser sometida. A las placas medias e inferior no se le realiza estudio para determinar su resistencia o selección, ya que no poseen elevada criticidad y son elementos que están sometidos a pocas fuerzas.

3.3 SISTEMA DE GUIAS

Es necesario para el banco un coeficiente de fricción mínimo y un movimiento bien alineado, esto ya que será necesario un movimiento a gran velocidad y larga duración. Es por ello que se tomó la decisión de la utilización de un rodamiento de bolas recirculante, estos rodamientos estarán ubicados como lo indica la figura 28, se tomó la decisión de utilizar 4 rodamientos ya que por información obtenida y experiencias pasadas si se hacían uso de solo 2 de estos se tiende a presentar una desalineación, lo cual nos presentaría un daño considerable a corto plazo debido al número de ciclos a los cuales van a ser puestos a prueba los resortes.

Figura 28. Montaje sistema de guías.



Del mismo modo se seleccionó este tipo de rodamiento ya que cumple con las siguientes características:

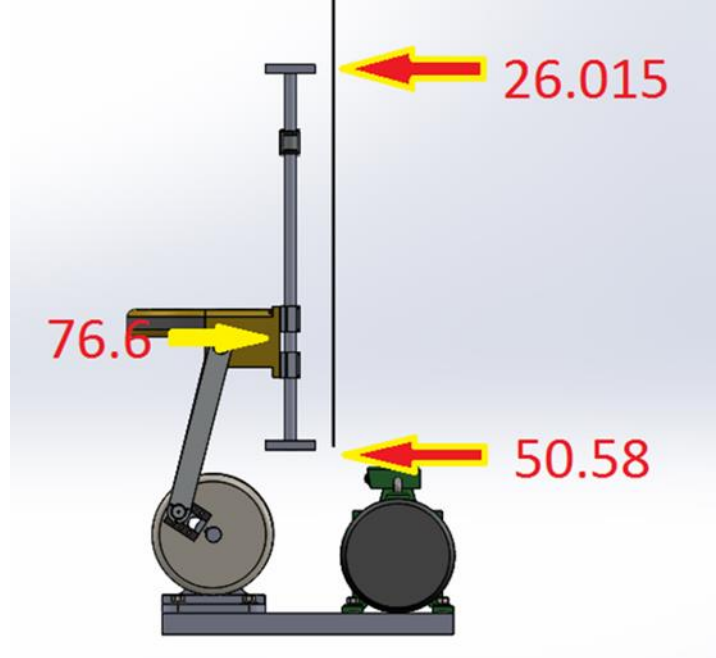
- Coeficiente de fricción de 0.001, permitiendo un movimiento más fluido y el no desgaste ni calentamiento del eje en cual se mueve.
- Diseño con tecnología avanzada permitiéndole al rodamiento conservar el montaje diametral cuando está instalado en su carcasa levemente ovalada.
- Un módulo de auto alineación permitiéndole al eje una leve desalineación perfeccionando la repartición de cargas en las bolas recircúlate y del mismo asegurando una distribución uniforme sobre el eje que la soporta.
- Fácil montaje, reduciendo tiempo y costos. Así mismo evitando posibles fallas debido a su mala instalación.
- Gran capacidad de carga, inclusive 6 veces y hasta 216 veces la vida de rodamientos lineales convencionales.

3.3.1 Análisis de cargas. Los ejes guías deben sostener las correderas por medio de los rodamientos lineales, donde la corredera superior esta sostenida por uno y presenta la fuerza proporcionada por el gato y el resorte a ser analizado y la corredera inferior está sometida a la fuerza de este mismo resorte y la fuerza suministrada por la manivela.

Del mismo modo hay que tener en cuenta la masa de cada uno de los carros y los elementos que no se van a sostener directamente a la estructura.

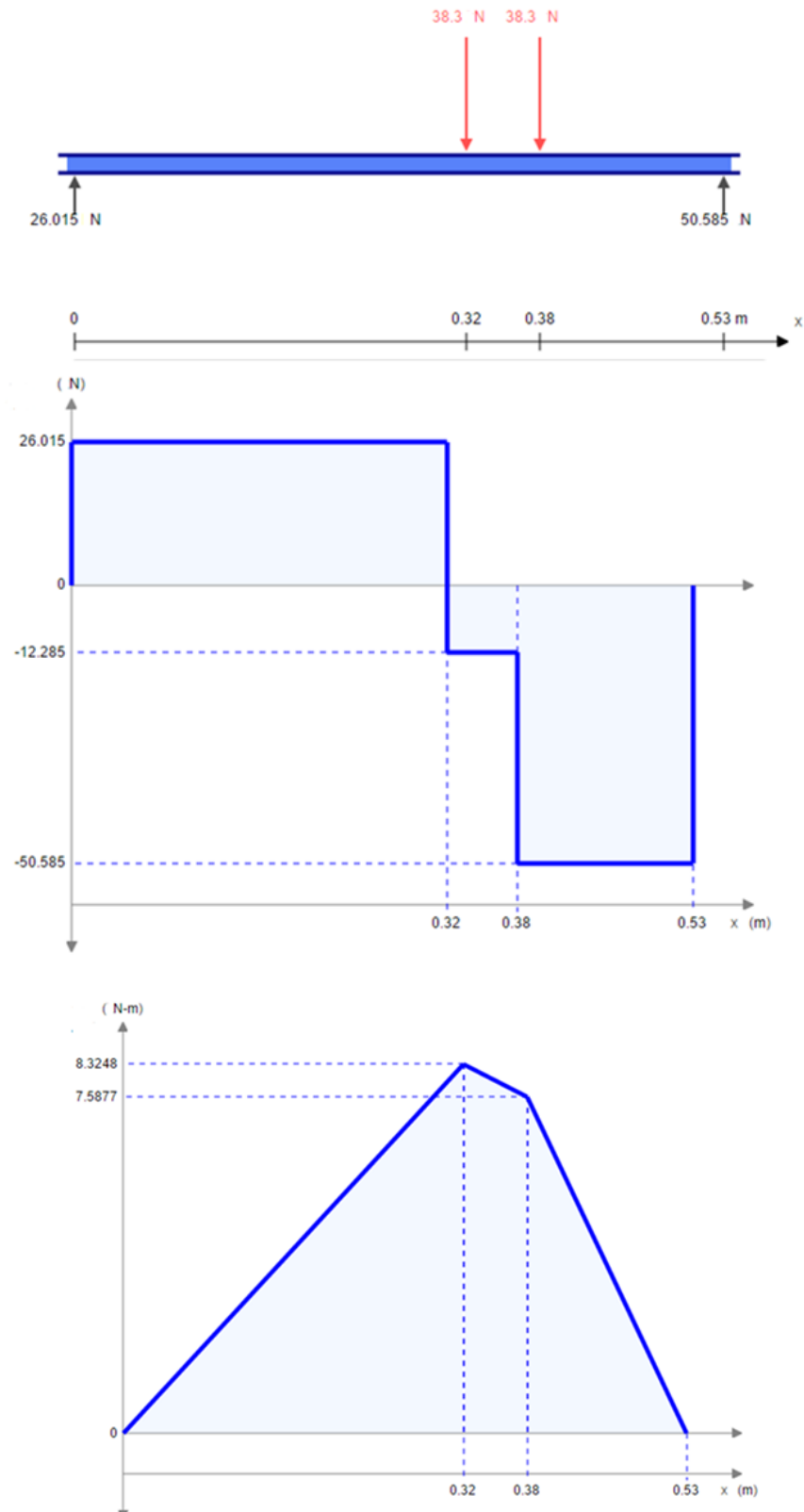
Analizando la carga que soportara el carro y que posterior mente soportara la guía obtenemos el diagrama de cuerpo libre que se tiene en la figura 29, este teniendo en cuenta el ángulo crítico y la descomponían de las fuerzas que posteriormente se observara en el análisis de la biela.

Figura 29. Fuerzas presentes en la guía.



3.3.2 Análisis estático. Siguiendo con el proceso y ya habiendo calculado las cargas en los apoyos, procedemos a realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector que serán los encargados de mostrarnos la distancia o el punto en el eje que sufrirá mayores cargas y por tanto el más crítico dentro de la misma.

Figura 30. Diagramas de fuerza, fuerza cortante y momento flector en el eje.



Podemos observar en estos que el punto crítico es en la posición de 0.32 [m] desde la parte superior, el punto exacto donde se apoya en primera ocasión el eje. Con estos valores realizamos los cálculos para hallar el diámetro mínimo del eje.

$$\frac{32M}{\pi * d^3} \leq \sigma_{adm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 * 8.32 * 10^3}{\pi * 380 * 10^6}}$$

$$d \geq 13 [mm]$$

3.3.3 Selección de los rodamientos lineales. Para la elección de este elemento primero se seleccionó que tipo de rodamientos son los más adecuados en el diseño, para ello se optó por el rodamiento rígido de bolas, ya que presenta las siguientes características: disposición sencilla, muy resistentes durante el funcionamiento, capaces de operar en altas e incluso muy altas velocidades y requieren poca atención o mantenimiento en servicio. Estas características, unidas a su ventaja de precio, conllevan que sean los rodamientos más utilizados.

Para la selección del rodamiento tendremos en cuenta los siguientes factores:

- Dirección de la carga: la dirección de la carga es radial y no soporta carga axial para la determinación de la magnitud de la carga se determina si con el cambio de ángulo dicha magnitud varia para esto se realizó un código en EES donde se varia dicho ángulo y se observó que dicha magnitud no variaba con respecto al ángulo. Por lo tanto su magnitud es de 20,5 [Lb] o en este caso según el libro HERNAN ROJAS-RODAMIENTOS trabajaremos en kilos Fradial=9[Kg].

Tabla 4. Carga radial con respecto al ángulo.

1..74	RBY	θ
Run 1	20,5	-18
Run 2	20,5	-17,5
Run 3	20,5	-17
Run 4	20,5	-16,5
Run 5	20,5	-16
Run 6	20,5	-15,5
Run 7	20,5	-15
Run 8	20,5	-14,5
Run 9	20,5	-14
Run 10	20,5	-13,5
Run 11	20,5	-13
Run 12	20,5	-12,5
Run 13	20,5	-12
Run 14	20,5	-11,5
Run 15	20,5	-11
Run 16	20,5	-10,5
Run 17	20,5	-10
Run 18	20,5	-9,5

- Duración o vida útil de proyecto para rodamientos giratorios (Lh): según las especificaciones de la maquina se diseña para un trabajo de servicio de 24 horas el cual debido al tipo de servicio nos plantea un Lh de 40000 a 60000, para ser conservativos se consideró un Lh=50000.
- Relación C/P: para esta relación como ya se conoce Lh y se tienen las revoluciones se dirige a la tabla 6.4 de la página 92 del libro HERNAN ROJAS-RODAMIENTOS, y según estos criterios la relación C/P =13,4
- Ya con estos factores establecidos se procede a calcular el valor de la carga dinámica C

$$C = \frac{c}{p} * Fradial$$

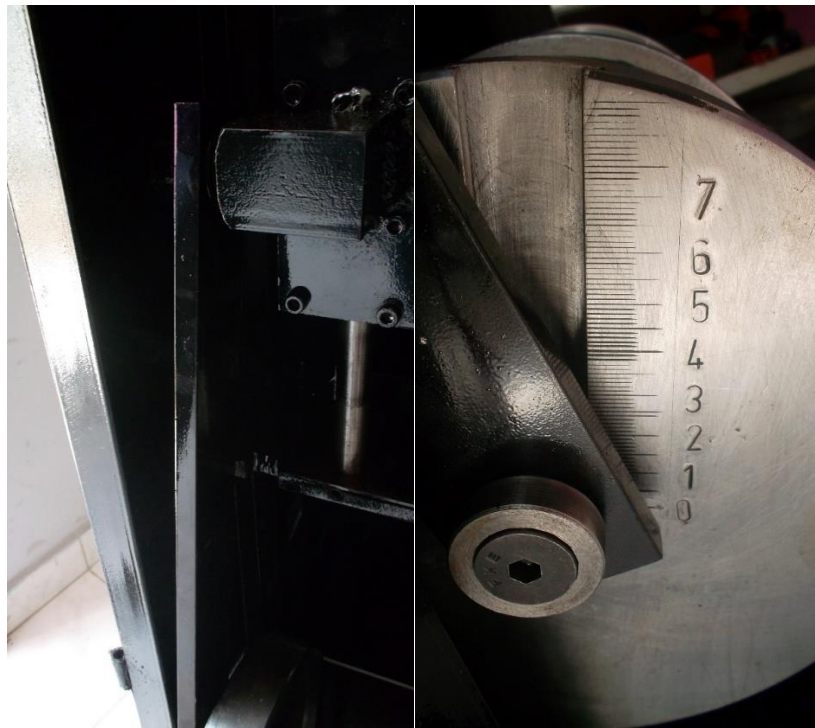
$$C = 13,4 * 9 = 120,6[Kg]$$

- Como se observa el valor de carga dinámica es muy baja y según los catálogos SKF el valor mínimo de carga dinámica que soportan estos rodamientos es de 460[kg], entonces se concluye que por carga el rodamiento no tiende a fallar.
- Para esta selección se realizara según el diámetro establecido en el diseño del eje el cual fue 17 milímetros, por lo tanto según el catalogo recomienda un RODAMIENTO RIGIDO DE BOLAS SKF 6203 cuyo diámetro interior es de 17 milímetros.

3.4 BIELA

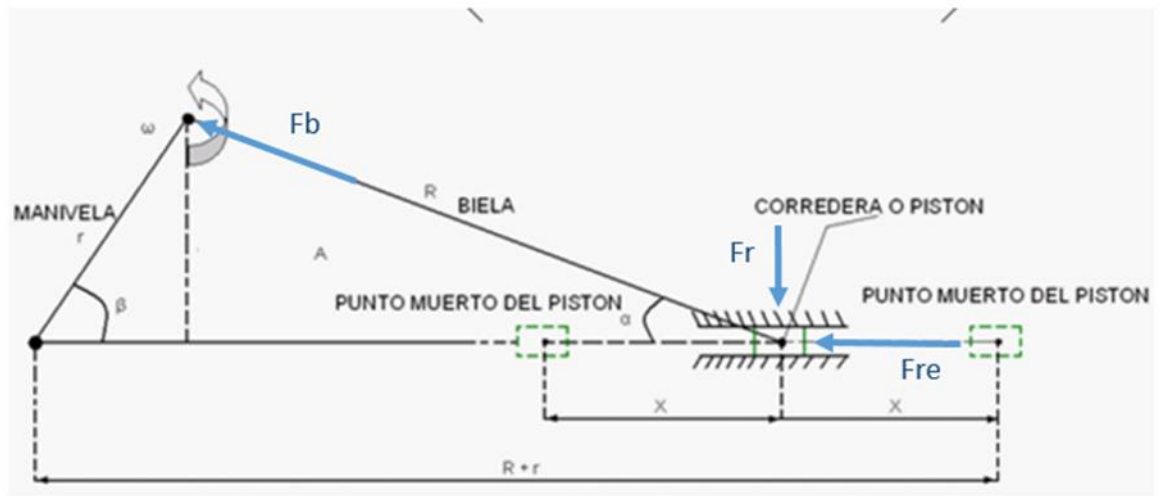
Este es un elemento (figura 31), de gran importancia y por lo tanto es importante de ser analizado, ya que es el encargado de transmitir la fuerza al resorte, después de pasar por los volantes y comprobar si las dimensiones propuestas son las adecuadas y resisten los esfuerzos a los cuales van a ser sometido.

Figura 31. Montaje de la biela en la máquina.



3.4.1 Análisis de cargas. La biela está sometida a diferentes fuerzas, esto dependiendo de la posición y al tipo de resorte que estemos sometiendo a la prueba. Para este análisis trabajaremos con la fuerza máxima y con esto se realizara posteriormente la descomposición de las fuerzas dependiendo del ángulo máximo entre la horizontal y la biela.

Figura 32. Caracterización del montaje.



En este caso conociendo la fuerza del resorte que es de 250(N) y el ángulo crítico que es de 18 grados (haciéndolo un poco más grande para tener un valor más grande de la misma fuerza), hallamos el valor de Fr y Fb.

$$\sum Fy = 0$$

$$Fb * \cos(18^\circ) = Fre$$

$$Fb = \frac{250}{\cos(18^\circ)} = 262.86 [N]$$

$$\sum Fx = 0$$

$$Fb * \sin(18^\circ) = Fr$$

$$Fr = 262.86 * \sin(18^\circ) = 81.22[N]$$

3.4.2 Análisis dinámico.

- **DESPLAZAMIENTO LINEAL:** Se plantea la ecuación de desplazamiento para analizar la máxima y mínima carrera que puede presentar la corredera lo cual nos permitirá calcular las diferentes medidas del resorte máximo y garantizar la elongación y compresión del resorte en prueba. Para esto se calcula el desplazamiento en términos de las variables conocidas R , r , β , y ω .

$$X = r - r \cos \beta + \frac{r^2}{2R} \sin^2 \beta$$

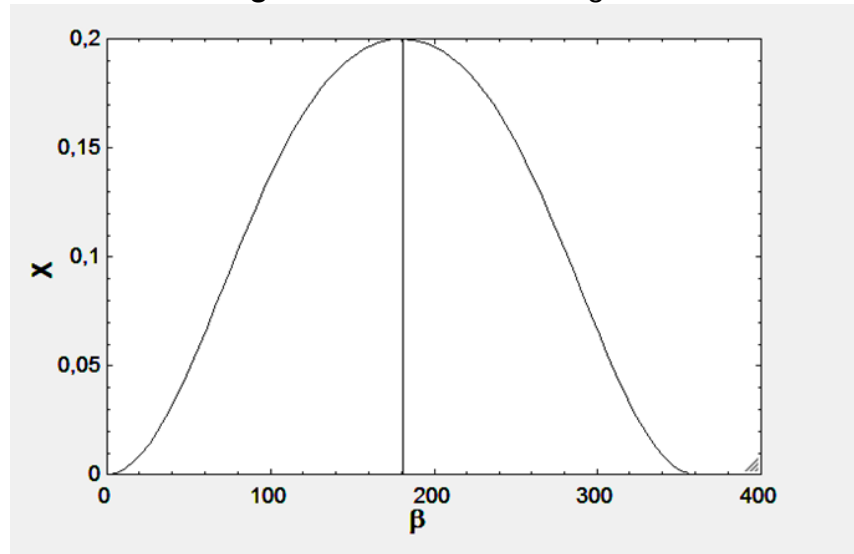
Para esto se pone a variar Beta con el fin de mostrar cual es la carrera máxima para la posición más crítica la cual es 20[cm] lo cual nos demuestra que el diseño del sistema de movimiento lineal alternativo propuesto cumple con las especificaciones del diseño. Con ayuda del software EES colocamos a variar el beta y realizamos la tabla paramétrica para después realizar la respectiva gráfica (figura 33).

$$X = r - r \cdot \cos(\beta) + \frac{r^2}{2 \cdot Re} \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\beta)$$

$$Re = 0,24 \quad \text{DISTANCIA BIELA}$$

$$r = 0,1 \quad \text{DISTANCIA MANIVELA}$$

Figura 33. Posición vs ángulo.



Como se puede observar la distancia lineal que se logra es la esperada lo cual garantiza el diseño óptimo para lo necesario

- **VELOCIDAD LINEAL:** podremos evaluar cuál es la velocidad máxima que puede obtener nuestro sistema y de allí poder obtener la cantidad de ciclos que realiza el resorte, ya que conocemos es la velocidad del motor que en nuestro defecto no es la que nos permite calcular dichos ciclos.

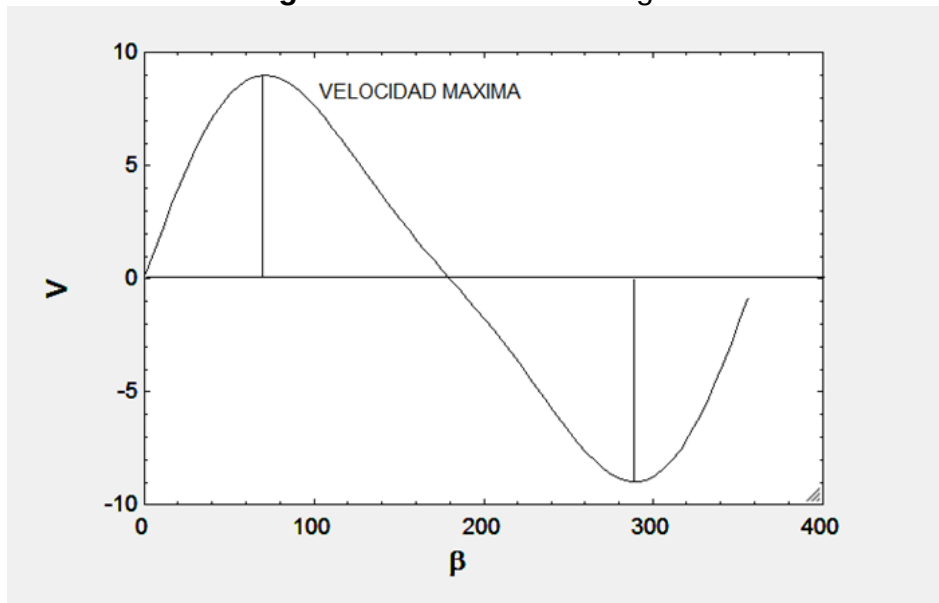
$$V = r \omega \sin \beta + \frac{r^2}{2R} \omega \sin 2\beta$$

Para esta simulación ya conocemos las RPM máximas que son 800 que nos las brinda el variador de frecuencia incorporado al motor al ser las máximas miraremos el comportamiento crítico y por lo tanto la máxima velocidad a la que serán sometidos los resortes.

$$V = r \cdot \omega \cdot \sin(\beta) + \frac{r^2}{2 \cdot Re} \cdot \omega \cdot \sin(2 \cdot \beta)$$

$$\omega = 83,7758 \text{ RADIANTES POR SEGUNDO}$$

Figura 34. Velocidad vs ángulo.



- **ACELERACION:** la aceleración también es parte fundamental en nuestro análisis, con la aceleración miramos que no hallan cambios bruscos en la corredera lo cual nos genere un desgaste prematuro en las piezas.

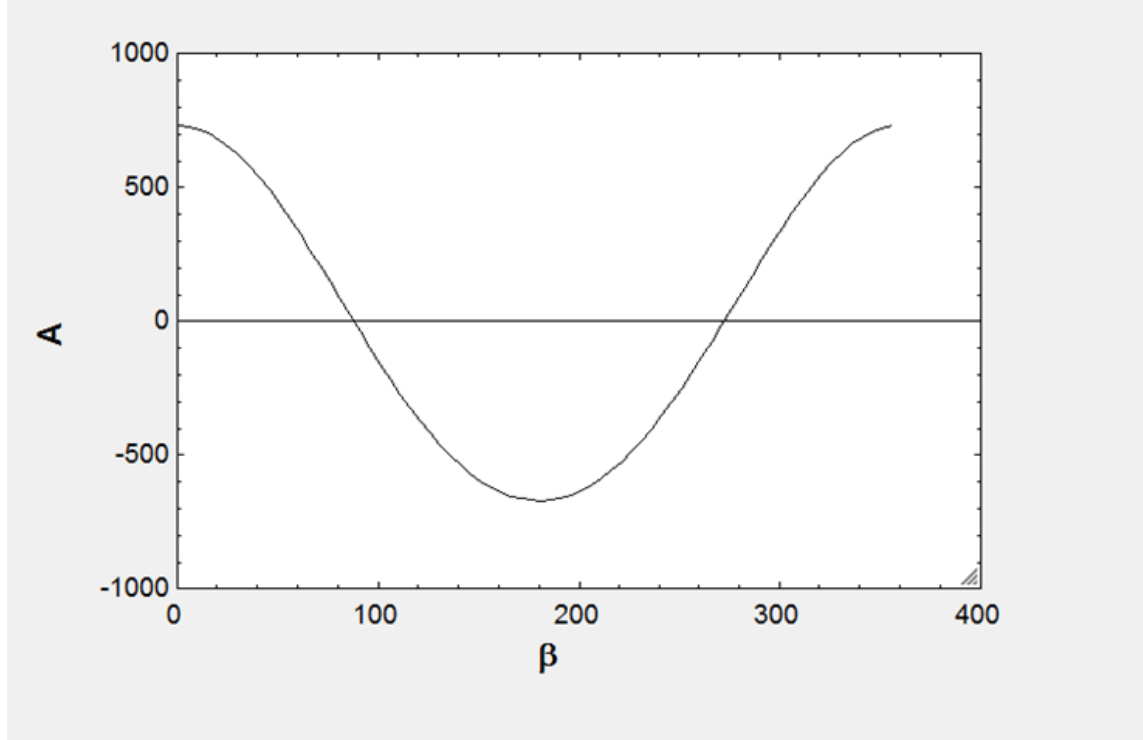
$$a = r \omega^2 \left[\cos \beta + \frac{r}{R} \cos 2\beta \right]$$

$$A = r \cdot \omega^2 \cdot \left[\cos(\beta) + \frac{r^2}{Re} \cdot \cos(2 \cdot \beta) \right]$$

$$\omega = 83,7758 \text{ Radianes por Segundo}$$

En esta parte también se realizara el cálculo a las RPM máximas para que nos muestre cual es el comportamiento más crítico.

Figura 35. Aceleración vs ángulo.



ANALISIS DE RESULTADOS

Los resultados nos arrojaron valores óptimos ya que se acercan a nuestras especificaciones de diseño garantizando un buen comportamiento de las partes diseñadas.

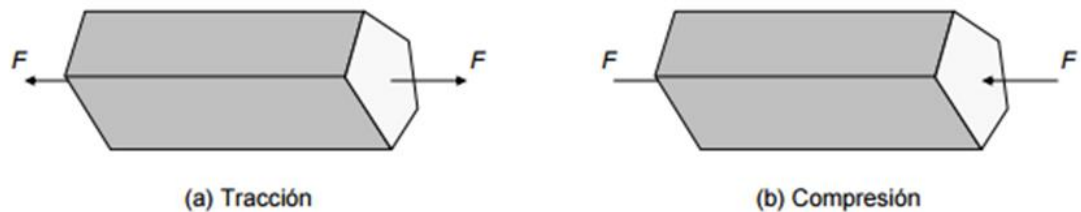
Se observó que las aceleraciones no van afectar de cierto modo el funcionamiento del sistema de movimiento lineal alternativo ya que sus valores no fueron muy elevados

La carrera máxima lineal cumple los objetivos del banco lo cual es carrera máxima de 20[cm]. Lo cual nos da de cierto modo garantía del diseño y su funcionamiento.

3.4.3 Análisis por el método de resistencia de materiales. La parte más crítica del sistema de movimiento lineal alternativo es la biela ya que es la encargada de soportar las cargas y deformaciones producidas por el resorte que se está sometiendo a prueba, para esto se realizara el análisis con la máxima fuerza que puede ser sometido la cual es 50[N]. Y de esta forma poder especificar material y área óptima para que cumpla los requerimientos deseados.

El elemento rectangular al cual va ser sometido es un elemento de sección constante como el mostrado en la figura 36.

Figura 36. Esfuerzos sección constante.



Fuente: Robert L. Norton Diseño de máquinas un enfoque integrado Cuarta edición.

Al realizar un corte de sección del elemento analizado se encuentra que los esfuerzos en dicha sección se obtienen una distribución uniforme de esfuerzos como lo ilustra la figura 37.

Figura 37. Distribución uniforme de esfuerzos.



Fuente: Robert L. Norton Diseño de máquinas un enfoque integrado Cuarta edición página.

El estado de esfuerzo en cualquier punto de la sección es uniaxial (en un solo sentido).

De esta forma se puede calcular la deformación total debido a la acción de las fuerzas que en nuestro caso es 250[N].

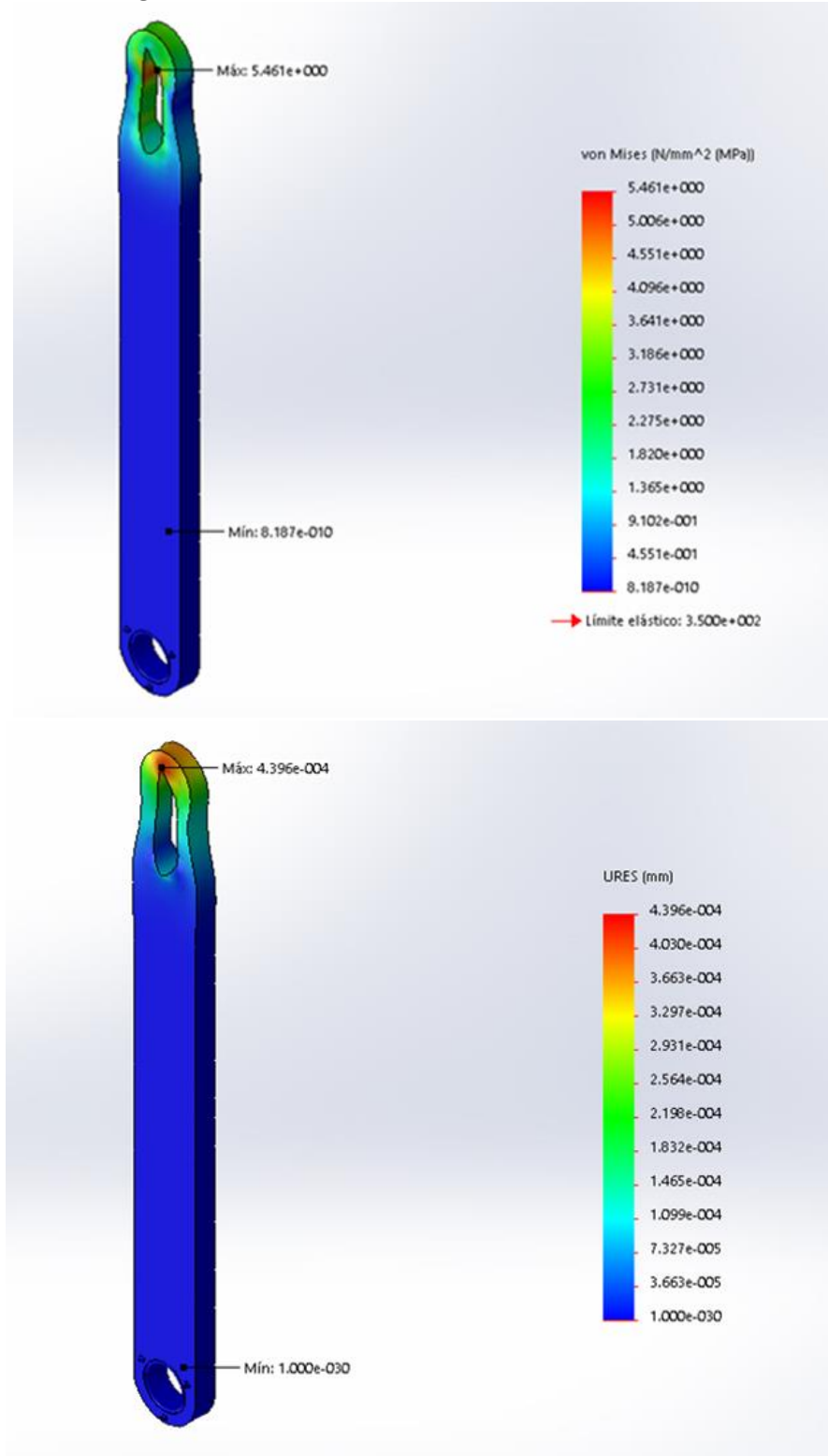
$$\delta = \pm \frac{FL}{AE},$$

Donde F es la fuerza axial, A es el área de sección transversal y E es el modulo elasticidad y E es el módulo de elasticidad del material, para el material se escogió un acero laminado en frio. Según EES se obtienen el siguiente resultado de deformación

$$\delta = 9.7561E^{-7} [m]$$

3.4.4 Análisis por medio de solidworks. Una vez calculadas las componentes máximas a las cuales va a estar sometida la corredera y sus condiciones de contorno, realizamos un análisis estático en solidWorks, donde tuvimos las siguientes consideraciones: se aplicó la fuerza en la unión con la corredera y el eje que va a leva se tomó como una unión rígida con una geometría fija la cual nos permite hacer el análisis al lado donde fue aplicado la carga pero sabiendo que a los dos lados es similar.

Figura 38. Resultados del estudio e solidworks.

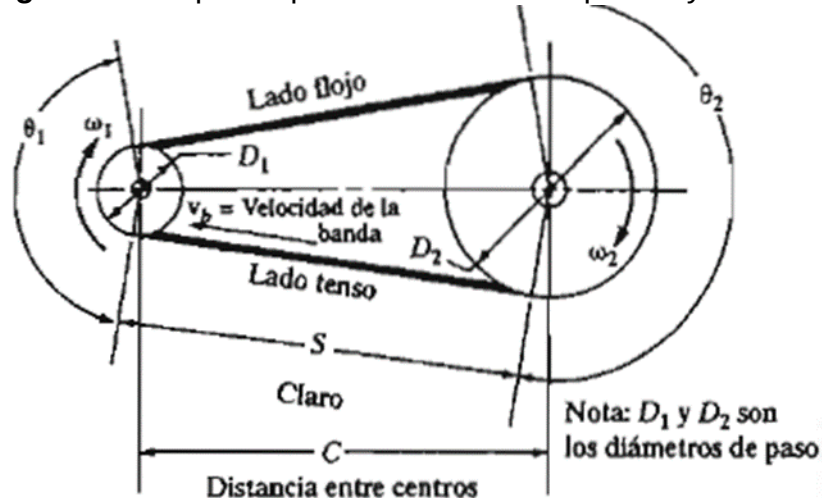


Con estos resultados se puede notar que la tensión máxima se presenta en la parte superior del pasador de soporte que va a sostener el carro encargado de llevar la fuerza al resorte, esta es T_{max} : 5.461 (MPa), la deformación sigue siendo muy minia comparada por la hallada anterior mente por medio de la ecuación, difieren en gran medida ya que la anterior es para la sección constante y el resultado obtenido es para la parte más delgada de toda la pieza.

3.5 POLEAS Y SELECCIÓN DE LA CORREA

La correa y las poleas son un elemento que cumple con la función de llevar toda la potencia generada en el motor a los diferentes elementos encargados de desarrollar el trabajo y que a fin de cuentas pondrán a trabajar el resorte. Para el diseño y selección de poleas y correas nos basamos en el catálogo MARTIN TRANSMISION POR BANDAS.

Figura 39. Esquema para la selección de poleas y correas.



Fuente: Robert L-Mott. Diseño elementos mecánicos. Página 268.

Dónde:

C = distancia entre centros

D_1 = diámetro polea pequeña

D2= diámetro polea grande

W1= velocidad de rotación polea pequeña= 1750 RPM

Potencia del motor: 1HP

W2= velocidad de rotación polea grande = 800RPM

Para el diseño de la polea necesitamos definir los siguientes factores:

- Factor de servicio: en este caso utilizaremos un factor de servicio de 1.3 ya que el trabajo es un servicio normal de 6 a 16 horas diarias.

Ya con el factor de servicio establecido calculamos la potencia de diseño:

- Potencia de diseño: potencia X factor de servicio= 1[HP] X 1.3= 1.3 [HP]

Según la tabla 5 buscamos el diámetro mínimo recomendado para la polea del motor eléctrico. Catalogo MARTIN página 44, según la potencia del motor y con las rpm se busca en catálogo.

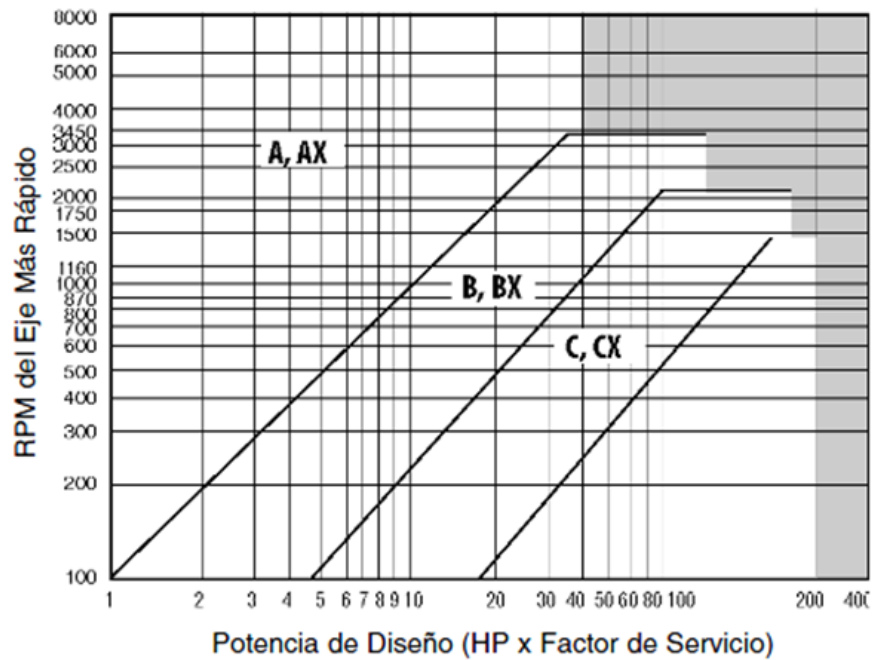
Tabla 5. Catalogo MARTIN página 44.

POTENCIA DEL MOTOR HP	RPM DEL MOTOR					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	†	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	†	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50*
* 30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

Nos recomienda un diámetro mínimo de 2,5. Ya definido el diámetro de la polea procedemos a determinar la selección de la banda de preferencia.

Según la tabla 6, tabla de selección para bandas convencionales, pagina 44 catalogo MARTIN. Con la potencia de diseño y las RPM del eje más rápido escogemos la correa.

Tabla 6. Selección bandas convencionales.



Según la gráfica observamos que es una correa tipo A.

Ya conociendo el tipo de correa vamos al catálogo donde nos ofrecen las diferentes bandas ofrecidas por este catálogo para de esta forma establecer la geometría real de nuestro sistema de transmisión por bandas.

Tabla 7. Selección de transmisión.

Relación de Velocidad	Combinación de Poleas		Velocidades Impulsadas y HP por Banda									Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco									
			3500 RPM			1750 RPM			1160 RPM												
			Motriz			Motriz			Motriz												
	Motriz D.P.	Impuls. D.P.	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	Designación de Largo de Banda A/AX									
												26	31	35	38	42	46	51			
1.04	3.6	7.0	1800	4.98	5.90	900	3.22	3.62	597	2.37	2.62	—	7.6	9.7	11.2	13.2	15.2	17.7			
1.04	6.2	12.8	1808	11.20	12.72	904	7.59	8.07	599	5.52	5.80	—	—	—	—	—	—	11.5			
1.05	4.2	8.2	1793	6.68	7.68	896	4.29	4.69	594	3.12	3.37	—	—	8.2	9.7	11.7	13.8	16.3			
1.06	4.6	9.0	1789	7.73	8.81	894	4.98	5.39	593	3.61	3.87	—	—	—	8.7	10.7	12.8	15.3			
1.06	5.4	10.6	1783	9.62	10.89	892	6.31	6.76	591	4.58	4.85	—	—	—	—	—	10.8	13.3			
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.0	0.74	0.78	0.81	0.84	0.87	0.90			
2.00	3.0	6.0	1750	3.16	4.00	875	2.13	2.52	580	1.60	1.85	6.4	9.0	11.0	12.5	14.5	16.5	19.0			
2.00	3.2	6.4	1750	3.78	4.65	875	2.50	2.89	580	1.86	2.11	—	8.5	10.5	12.0	14.0	16.0	18.5			
2.00	3.8	7.6	1750	5.57	6.51	875	3.58	3.98	580	2.62	2.87	—	—	9.0	10.5	12.6	14.6	17.1			
2.00	6.0	12.0	1750	10.84	12.29	875	7.28	7.75	580	5.29	5.56	—	—	—	—	—	—	11.6			
2.00	6.6	13.2	1750	11.87	13.54	875	8.22	8.71	580	5.98	6.27	—	—	—	—	—	—	—			
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.69	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.90			
2.04	5.2	10.6	1717	9.18	10.40	858	5.99	6.42	569	4.34	4.61	—	—	—	—	—	10.9	13.5			
2.05	4.0	8.2	1707	6.14	7.11	854	3.94	4.34	566	2.87	3.13	—	—	8.3	9.8	11.9	13.9	16.4			
2.05	4.4	9.0	1711	7.22	8.26	856	4.64	5.05	567	3.37	3.63	—	—	—	8.8	10.9	12.9	15.5			
2.06	3.2	6.6	1697	3.79	4.65	848	2.50	2.89	562	1.86	2.11	—	8.3	10.3	11.8	13.8	15.9	18.4			
2.06	3.4	7.0	1700	4.40	5.29	850	2.87	3.26	563	2.11	2.36	—	7.8	9.8	11.3	13.4	15.4	17.9			
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.0	0.75	0.79	0.81	0.84	0.87	0.90			
2.06	6.4	13.2	1697	11.55	13.15	848	7.91	8.40	562	5.75	6.03	—	—	—	—	—	—	—			
2.07	3.0	6.2	1694	3.16	4.01	847	2.13	2.52	561	1.60	1.85	6.2	8.8	10.8	12.3	14.3	16.3	18.9			
2.07	5.8	12.0	1692	10.46	11.84	846	6.97	7.43	561	5.06	5.33	—	—	—	—	—	—	11.8			
2.11	3.6	7.6	1658	5.00	5.91	829	3.23	3.62	549	2.37	2.62	—	—	9.1	10.7	12.7	14.7	17.2			
2.12	5.0	10.6	1651	8.72	9.89	825	5.66	6.09	547	4.10	4.37	—	—	—	—	—	11.0	13.6			
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.69	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.90			
2.13	3.0	6.4	1641	3.16	4.01	820	2.14	2.52	544	1.60	1.85	—	8.6	10.6	12.1	14.2	16.2	18.7			
2.13	6.2	13.2	1644	11.21	12.73	822	7.60	8.08	545	5.52	5.80	—	—	—	—	—	—	—			
2.14	4.2	9.0	1633	6.70	7.70	817	4.29	4.70	541	3.12	3.38	—	—	—	9.0	11.0	13.1	15.6			
2.14	5.6	12.0	1633	10.06	11.38	817	6.65	7.10	541	4.82	5.09	—	—	—	—	—	—	11.9			
2.14	7.0	15.0	1633	12.45	14.30	817	8.83	9.35	541	6.44	6.73	—	—	—	—	—	—	—			
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.0	0.75	0.79	0.81	0.84	0.87	0.90			
2.16	3.8	8.2	1622	5.58	6.52	811	3.59	3.99	538	2.62	2.88	—	—	8.4	10.0	12.0	14.1	16.6			
2.19	3.2	7.0	1600	3.79	4.66	800	2.51	2.89	530	1.86	2.11	—	7.9	10.0	11.5	13.5	15.5	18.0			
2.20	3.0	6.6	1591	3.17	4.01	795	2.14	2.52	527	1.60	1.85	—	8.4	10.5	12.0	14.0	16.0	18.5			
2.20	6.0	13.2	1591	10.85	12.30	795	7.29	7.76	527	5.29	5.57	—	—	—	—	—	—	—			
2.21	4.8	10.6	1585	8.25	9.37	792	5.32	5.75	525	3.86	4.12	—	—	—	—	—	11.2	13.7			

Según las RPM del eje conducido establecemos los diámetros de cada una de las poleas.

- D1=3,2 [pulgadas]
- D2=7.0 [pulgadas]
- Relación de velocidad= 2,19
- HP por banda= 2.51

Ya para terminar el diseño del sistema de transmisión necesitamos establecer la distancia entre centros, para esta selección tenemos que tener en cuenta el montaje para de esta forma poder establecer con cuanto espacio se cuenta en el montaje y de esta forma seleccionar de una manera más óptima la distancia entre centros.

Según el montaje nos presenta un espacio de 0,40 metros por lo tanto la gráfica anterior nos recomienda para una distancia entre centros de 15,5 pulgadas lo cual

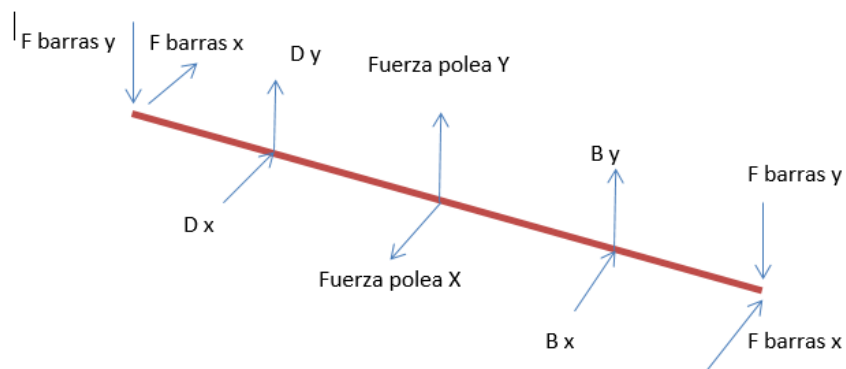
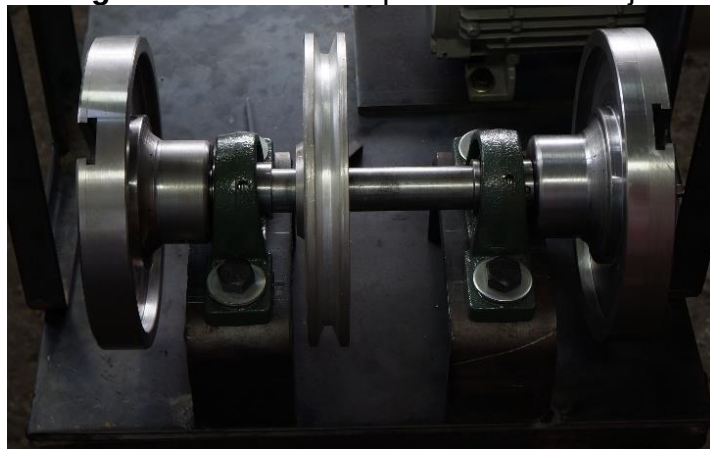
cumple con el espacio que nos brinda el montaje para la disposición del sistema de transmisión.

En conclusión el diseño del sistema de transmisión nos arroja que es una CORREA TIPO A46 con distancia entre centros de 15,5 [pulgadas] y diámetros $D_1 = 3,2$ [pulgadas], $D_2 = 7,0$ [pulgadas].

3.6 DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISION.

Para el diseño del eje primero se localizaron los elementos acoplados en el eje para de esta forma poder determinar el tipo de fuerza que ejerce cada uno de ellos sobre el elemento.

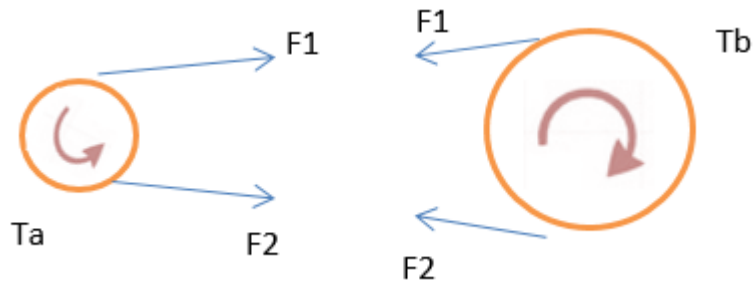
Figura 40. Elementos presentes en el eje.



Determinando cuales son las fuerzas que actúan en cada uno de los puntos se procede a calcular cada una de su magnitud.

- Primero se calcula la fuerza que nos ejerce la polea.

Figura 41. Fuerzas en las poleas.



$$T_{entregado} = \frac{HP * 5252}{RPM}$$

Donde $H_p = 2,18$ que es la que transmite la polea pequeña a la grande
 $RPM = 800$

$$T_{entregado} = \frac{2,18 * 5252}{800} = 14,31 [lb - pie] = 171 [lb - pulg]$$

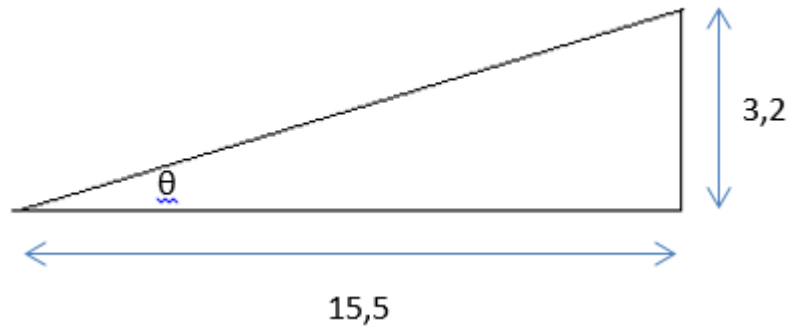
Ya con el torque entregado se calculan las fuerzas que se ejercen sobre el eje:

$$F_n = F_1 - F_2 = \frac{T_{entregado}}{\frac{D_{polea grande}}{2}} = \frac{171}{\frac{7}{2}} = 49 [lb]$$

$$F_a = 1,5 * F_n = 1,5 * 49 = 74 [lb]$$

Ya con la magnitud de la fuerza se procede a descomponer la fuerza en cada uno de sus componentes.

Figura 42. Componentes de las fuerzas.



$$\theta = \operatorname{arccotan}\left(\frac{3,2}{15,5}\right) = 11,66^\circ$$

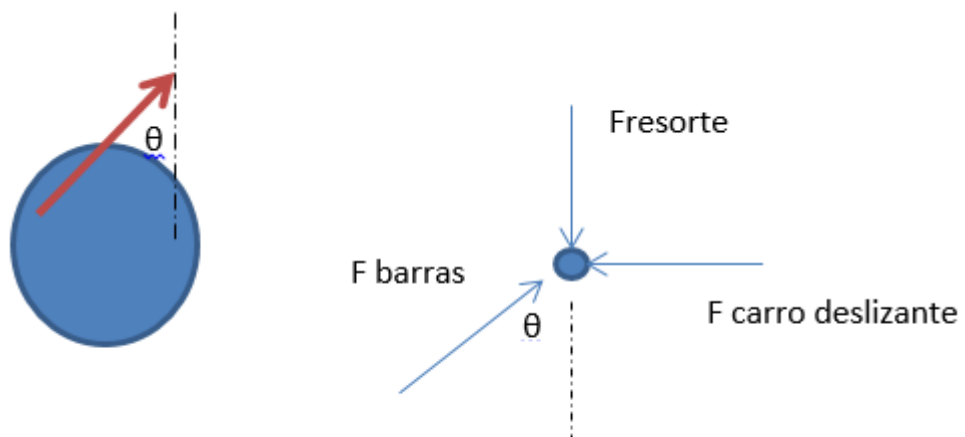
Ya con el ángulo que producen las correas se descomponen la fuerza en cada uno de sus componentes.

$$F_{polea_x} = Fa * \cos(11,66) = 72,5[lb]$$

$$F_{polea_y} = Fa * \sin(11,66) = 15[lb]$$

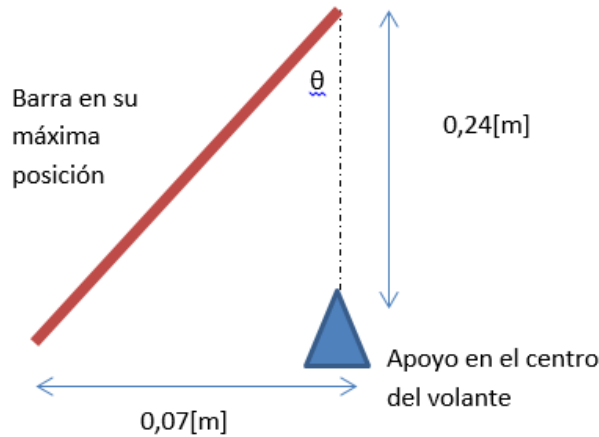
- Cálculo de las fuerzas producidas por los volantes

Figura 43. Fuerzas en el volante.



Para este caso se necesita determinar en qué ángulo se produce la mayor fuerza para determinar cierto ángulo se pone a variar la fuerza en un rango de ángulos para este caso se pondrá a variar desde 18° hasta -18°.

Figura 44. Fuerzas en el volante para longitud máxima.



$$\cos\theta = \frac{0,077}{0,24} = 18^\circ$$

De esta forma por medio del EES se realiza una sumatoria de fuerza en Y, ponemos a variar el ángulo y de esta forma se determina el máximo valor de dicha fuerza.

$$\Sigma \text{Fuerzas } Y = 0$$

$$F_{\text{resorte}} = F_{\text{barras}} * \cos(\theta)$$

$$F_{\text{barras}} = \frac{F_{\text{resorte}}}{\cos(\theta)}$$

Como se diseña para la mayor carga es decir cuando se sometan a la prueba resortes de 250[N]. Es decir $F_{\text{resorte}} = 250[\text{N}]$ y también se establece que el máximo valor de la fuerza mediante EES con una tabla paramétrica arroja que dicha fuerza se presenta en 18 grados por lo tanto la magnitud de la fuerza en la barra es la siguiente.

$$F_{\text{barras}} = 262,9 [\text{N}]$$

Al descomponer dicha fuerza en sus ejes Y, X para después trasladarla al eje.

$$F_{barras\ X} = 262,9 * \text{sen}(18) = 81,24[N] = 9[Lb]$$

$$F_{barras\ Y} = 262,9 * \text{Cos}(18) = 250[N] = 56,2[Lb]$$

Al trasladar las fuerzas de la barra al eje produce un torque el cual se calcula a continuación.

$$M = F * r$$

Donde F es la fuerza en el eje Y ya que al estar alineado con el centro del eje la componente en X no produce ningún momento y el r es el radio el cual es de 0,077[cm], el cual fue pensado para que cumpliera con la carrera máxima del resorte.

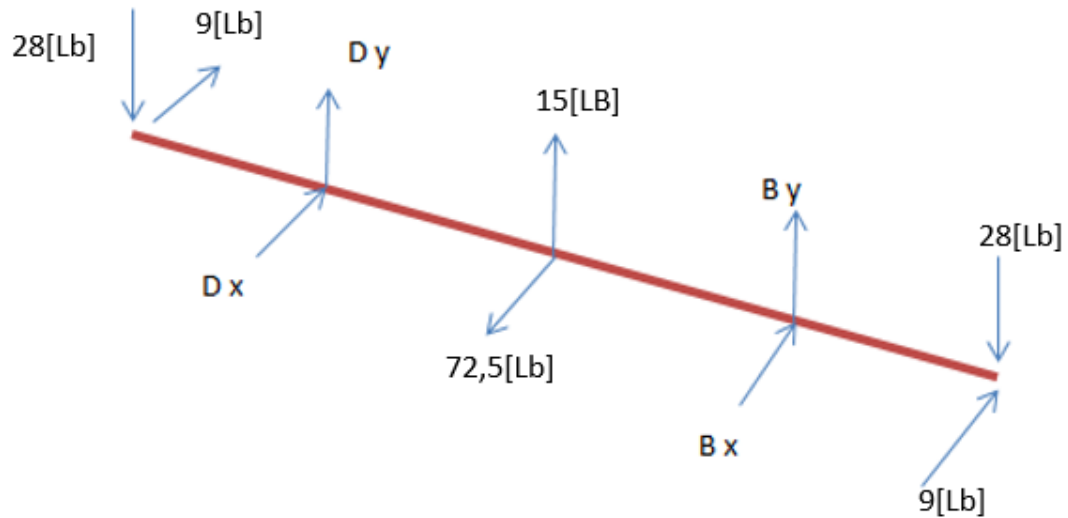
$$M = 56,2[lb] * 3,03[pulg] = 170,3[lb * pulg]$$

Pero este es el momento total como son dos volantes se divide en 2

$$M = \frac{170,3}{2} = 85,2[lb * pulg]$$

Con las magnitudes conocidas realizamos el diagrama del eje el cual se presenta a continuación.

Figura 45. Diagrama del eje con sus magnitudes.



Ahora procedemos a realizar los respectivos diagramas de torsión, cortante y momento, tanto en el eje y, como en el eje x el cual se muestran en el (ver Anexo D) de esta forma calcular las reacciones en los apoyos.

Ya con todos los diagramas y los momentos en cada uno de los puntos procedemos a realizar el respectivo diseño del eje para esto calculamos la resultante de los momentos en cada uno de los puntos para saber cuál es el punto crítico.

$$M_d = 92,43[lb - pulg]$$

$$M_c = 154,98[lb - pulg]$$

$$M_b = 92,43[lb - pulg]$$

El punto crítico es en C ahora se procede a diseñar el eje por fatiga.

- Diseño del ejes:
Se necesita definir el tipo de material para así conocer las propiedades del mismo
Se utilizara un SAE 1020 con $S_{ut}=65[kpsi]$ y $S_y=30[kpsi]$.
- Calculo de SÉ.

$$S_e = 0,5 * S_{ut}$$

$$S_e = 0,5 * 65000 = 32500[\text{psi}]$$

- Ya con el S_e procedemos a calcular el S_e .

$$S_e = C_{\text{carga}} * C_{\text{tamaño}} * C_{\text{sup}} * C_{\text{temp}} * C_{\text{confia}} * S_e$$

A continuación se procede a definir cada uno de los factores mencionados:

- - $C_{\text{carga}}=1$ por que la carga es de flexión y torsión.
- - $C_{\text{sup}}=0,84$ según grafica factor de acabado superficial para todos los acero pagina 9 libro de PARADA –FATIGA.
- - $C_{\text{temp}}=1$ porque para $T < 450^\circ\text{C}$
- - $C_{\text{confia}}=1$ para una confiabilidad del 50%.

$$S_e = 1 * 1 * 0,84 * 1 * 1 * 32500 = 27300$$

- Calculo del factor K_f y K_{fs} .

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}}$$

Para este caso $K_t=3.5$

Para 60[kpsi] el valor de $\sqrt{a}=0,108$

$R=0,05$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0,108}{\sqrt{0,05}}} = 0,67$$

$$K_f = 1 + 0,67(3.5 - 1) = 2,675$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1)$$

Donde $K_{ts}=2,5$

$$K_{fs} = 1 + 0,67(2,5 - 1) = 2,005$$

Como era de esperarse $K_{fs} < K_f$

Ahora $K_{fsm}=K_{fs}$ en este caso se usa el mismo factor sobre la componente del esfuerzo medio por torsión.

- Diámetro en el punto C

$$D = \left(\frac{32 * Nf}{\pi} * \left(\left(Kf * \frac{Ma}{Sf} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(Kfm * \frac{Tm}{Sy} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Donde suponemos un factor de seguridad de 2,5

$$D = \left(\frac{32 * 2,5}{\pi} * \left(\left(2,675 * \frac{154,98}{27300} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(2,005 * \frac{85,2}{38000} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 0,74[in]$$

- Diámetro en el punto B el cual es el mismo en el punto D

$$Mb = 92,43[lb * pulg]$$

$$Tb = 85,2 [lb * pulg]$$

Para esto se debe calcular nuevos valores de kt y kfs para este caso como el momento es menor, pero los factores de concentración son mayores debido a que en esa parte se van a fijar los volantes por medios de cuñas y no se puede colocar un factor de concentración menor.

$$Kf = 1 + q(Kt - 1)$$

$$Kt=4$$

$$q=0,67$$

$$Kf = 1 + 0,67(4 - 1) = 3,01$$

$$Kfs = 1 + q(Kts - 1)$$

$$\text{Donde } Kts=4$$

$$Kfs = 1 + 0,67(4 - 1) = 3,01$$

$$Db = \left(\frac{32 * 2,5}{\pi} * \left(\left(3,01 * \frac{92,43}{27300} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(3,01 * \frac{85,2}{38000} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$Db = 0,66[in]$$

3.7 SELECCIÓN DE MOTOR.

Debido a que son muchos y variados los tipos de motores eléctricos, existen numerosas formas de catalogarlos. Por eso al momento de realizar la selección se deben tener en cuenta ciertos parámetros para hacer de esta selección la más adecuada.

- Su alimentación eléctrica.
- El número de fases en su alimentación
- Su sentido de giro.
- Su ventilación.
- La Carcasa
- La forma de sujeción.

En su clasificación por alimentación eléctrica se escogió un motor de corriente alterna, la mayor parte de los motores industriales de más de un caballo de potencia son de inducción de tres fases, porque son de menor tamaño y más económicos que los monofásicos de igual potencia, también se seleccionó un motor trifásico debido al variador de frecuencia suministrado por el profesor, por su clasificación según su sentido de giro no se tuvo en cuenta este factor ya que no generaba ningún inconveniente poner a girar el motor en cualquiera de los dos sentidos por lo tanto no era limitante a la hora de escoger.

Para comenzar con el proceso de selección ya definido el tipo de motor que vamos a utilizar que es un motor trifásico, se tuvieron en cuenta los siguientes factores para de esta forma poder seleccionar su potencia.

- Máxima carga de trabajo.
- Revoluciones que en este caso se colocó la limitante de 710 Rpm, este valor se seleccionó en base al tiempo máximo de duración de prueba no se escogió un valor más alto debido a que al trabajar cargas altas a una velocidad elevada podría generar serios inconvenientes en los componentes de la máquina.
- Tiempo igual a 1 segundo que es lo que se demora en vencer la inercia.

Ya con estos valores establecidos y realizando los cálculos mediante el método de energías, energía rotacional igual a energía cinética.

$$E_c = E_r$$

$$E_c = \frac{1}{2} \left(\frac{W}{g} \right) (V_f^2)$$

Donde W=25 [kg] equivalente a 55[Lb] que es la fuerza máxima para la cual se diseñó la máquina, para el cálculo de Vf como ya conocemos las RPM de trabajo, mediante la siguiente ecuación podemos calcular su valor.

$$\omega = \frac{2\pi RPM}{60}$$

$$V_f = \omega * R$$

Donde R=0,25 [in], de esta forma ya calculada Vf, podemos hallar la energía cinética y por consiguiente la energía rotacional.

$$E_r = 1,7 \times 10^{-4} (wk^2) (RPM^2)$$

Conocidos ya todas las variables podemos definir el torque y la potencia mediante la siguientes ecuación.

$$Torque = wk^2 * \frac{RPM}{308 * T}$$

$$Hp = Torque * \frac{RPM}{5250}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones planteado nos arroja un motor trifásico de 1,03 caballos de potencia.

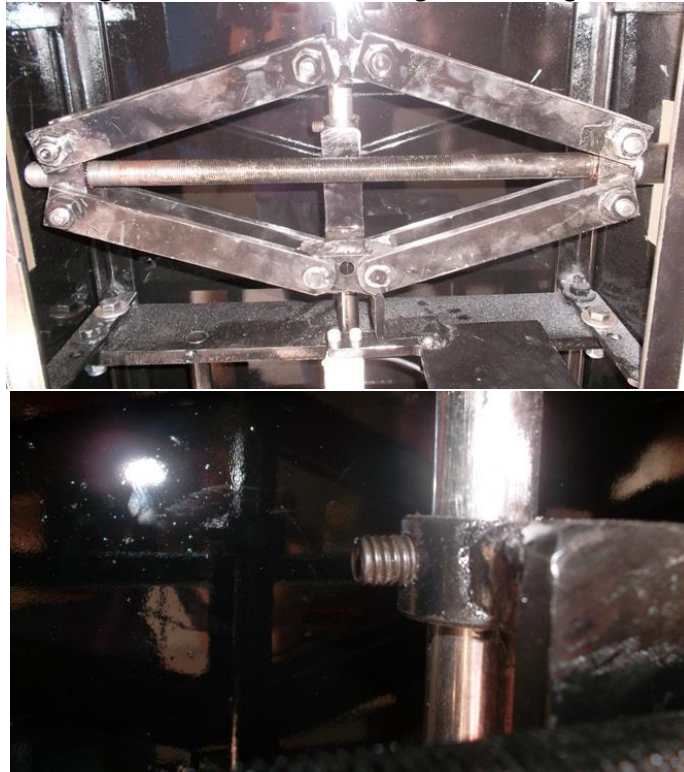
4. MEJORAS EN EL PROCESO DE CONSTRUCCION.

En el proceso de construcción surgieron diversos detalles que no se tuvieron en cuenta en el diseño pero se realizaron para garantizar un trabajo óptimo de dicha máquina, con estos se pretende tener un funcionamiento más adecuado y evitar situaciones de riesgo que puedan dañar tanto a la maquina en determina situación como a cualquier persona que se encuentre manipulándola o en el mismo recinto de esta.

4.1 SISTEMA DE GUÍA EN EL GATO

En el proceso de construcción se presentó problema en la estabilidad del gato ya que cuando se empezaba aplicar la fuerza es decir cuando el tornillo comenzaba a girar el gato se movía de lado a lado produciendo una mala aplicación de la fuerza y generaba un mayor desgaste en las piezas que lo conformaban, por eso se planteó una guía que mantuviera el gato en forma vertical y no permitiera estos movimientos. La figura 46 nos muestra el sistema que se utilizó para solucionar este problema.

Figura 46. Sistemas de guía en el gato.



Se empleó una varilla de acero plata calibrada de 16[mm] la cual se fijó en la mitad de la placa media superior mediante un tornillo prisionero lo cual garantiza el movimiento vertical, además se empleó un buje que se desliza libremente por la varilla de acero plata ya que el gato realiza recorridos verticales, a este buje se le realizó un agujero roscado donde se coloca un tornillo prisionero, este agujero roscado se realizó con el fin de fijar el gato en la distancia que nos genera la fuerza y de esta forma proceder a realizar la prueba dinámica.

4.2 ESTRUCTURA

cuando se colocó a prueba la maquina esta presentaba mucha vibración lo cual hacia que la maquina no se estuviera en solo lugar ocasionando ruidos molestos y mal funcionamiento de la máquina ya que al moverse de esta forma hacía que las piezas se soltaran y presentaba peligro al que la estuviera manipulando , para esto se planteó colocar unas patas de 30[cm] de alto y de esta forma se ganó mayor estabilidad, así como también al aumentar la altura de la maquina permitió poder mover las guías de los volantes de una forma más cómoda, ya que antes tocaba acostarse en el piso para poder tener visualización de la altura que se deseaba, la figura 47 nos muestra cómo era la maquina antes de ponerle las patas y como quedo finalmente.

Figura 47. Mejora en la estructura antes y después



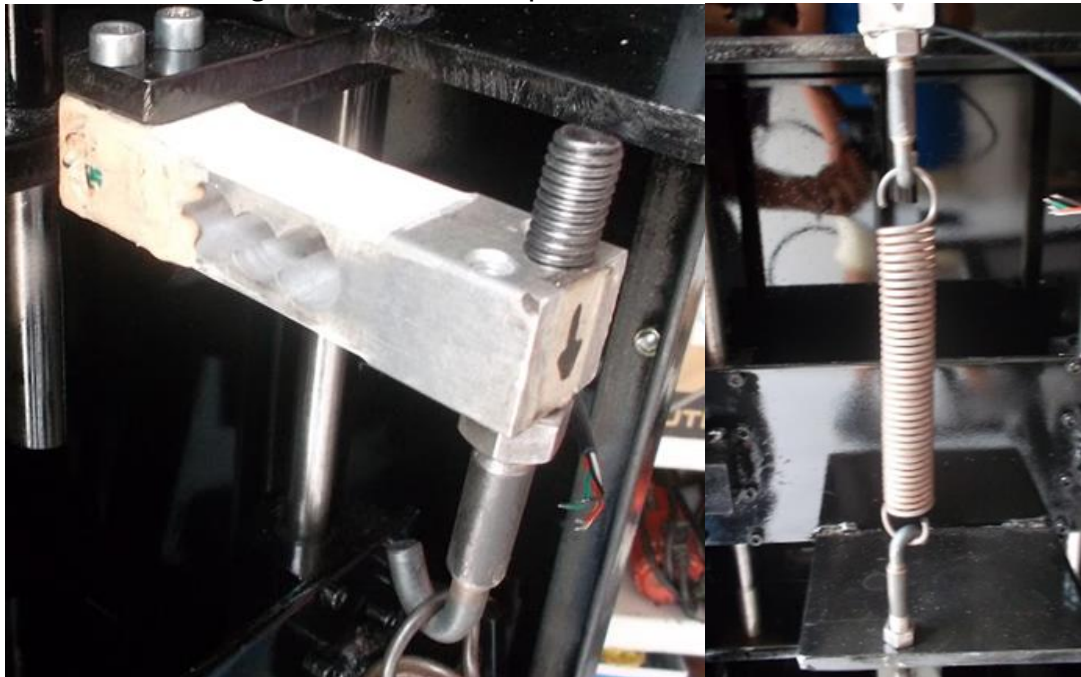
4.3 PLACA BASE DE CEMENTO

Adicionalmente se le fabrico una placa cuadrada de cemento reforzada con varillas y piedras de 400[mm] por 150[mm] de espesor que se coloca en la placa inferior de la estructura garantizando de esta forma reducir al máximo las vibraciones.

4.4 GANCHOS QUE SOSTIENEN EL RESORTE

Como se especificó anteriormente en las pruebas de la maquina se podrán poner diferentes tamaños de resorte lo cual nos generó un problema a la hora de montar dichos resortes ya que necesitábamos que la distancia entre los ganchos se pudiera mover para permitir el montaje de diferentes resortes. Para esto se le realizo a la placa donde va montado el gancho inferior un agujero roscado y se ensambló un tornillo el cual al aflojar o apretar nos permitía variar dicha longitud y mediante una tuerca fijamos la longitud deseada, en la parte superior donde va el otro gancho se realizó de la misma forma que la parte inferior y así se solucionó dicho problema. La figura 48, nos muestra el sistema diseñado.

Figura 48. Ganchos que sostienen el resorte.



4.5 PUERTA DE SEGURIDAD

Se diseñó una puerta figura 49 en policarbonato por sus excelentes cualidades en durabilidad, resistencia y economía. Por su transparencia permite visualizar todo el tiempo la prueba y mantiene la integridad del que este manejando la maquina en ese momento.

Figura 49. Ganchos que sostienen el resorte.

Figura 49. Puerta de seguridad.



5. DESCRIPCION DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

La adquisición de información para la maquina se genera mediante la placa de circuitos impresos y procesador arduino, esta cuenta con la característica de recepción, procesamiento y emisión de datos, lo cual cumple con lo necesario dentro del proyecto, del mismo modo se trabajara con el software labview para realizar la interfaz que permita visualizar de manera ordenada y concisa los datos suministrados por el arduino. También se implementó una pantalla lcd para poder visualizar los datos, de esta forma no será necesario el uso de un computador para el funcionamiento de la máquina.

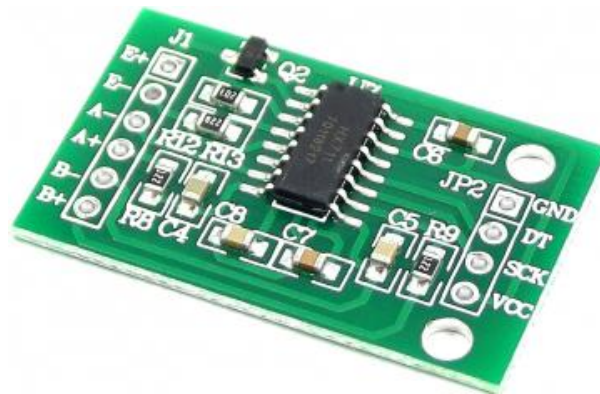
El sistema actúa recibiendo la señal de los sensores, las cuales son enviadas al arduino, en el caso de la celda de carga será necesario un elemento para adecuar la señal, después de esto y por medio del programa se envían los datos a la pantalla lcd, al mismo tiempo son detectados por labview quien en tiempo real graficara los determinados cambios y mostrara el valor exacto de cada una de las mediciones.

5.1 ELEMENTOS ELECTRÓNICOS UTILIZADOS

Para la captación y posterior envío de datos al dispositivo arduino fue necesario contar con diversos tipos de sensores y un módulo conversor analógico a digital que nos permitiera generar una señal acorde para la lectura necesaria por este dispositivo. Dentro de la máquina para la realización de la prueba era necesario contar con la detección de 3 parámetros fundamentales los cuales generaban el correcto proceso de la prueba, que son: la detección de la distancia de elongación del resorte, la detección de la fuerza aplicada al elemento mecánico y el número de ciclos que se presentaban, del mismo modo y conociendo el número de ciclos presente se podría identificar las revoluciones por minuto tanto del eje como del motor, esto para tener presente un tiempo promedio de duración de la prueba y conocer los diferentes cambios generados por el variador de frecuencia.

5.1.1 Amplificador para Sensor de Peso - HX711. Este dispositivo se encuentra entre la celda de carga y el arduino, su función es permitir leer el peso generado en la celda de una forma sencilla, para realizar este trabajo se encarga de la lectura del puente de wheatstone formado por la celda de carga, pasando así de un lenguaje analógico generado por la celda a uno digital generado por su conversor inter A/D de 24 bits, también cabe resaltar que esta placa cumple la función de amplificar la lectura anteriormente recibida para ser leída de mejor manera por el micro controlador.

Figura 50. Placa HX711.

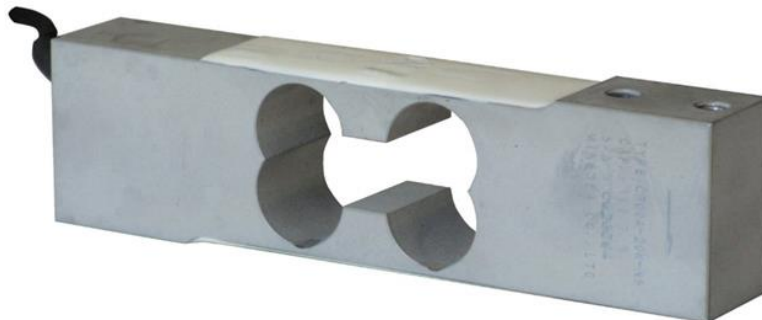


Comparando el chips HX711 (ver Anexo G) con otros dispositivos tiene la característica de contener una alta integración y una respuesta rápida lo cual lo hacen muy llamativo para las mediciones exactas. Otra de las opciones que fueron tenidas en cuenta para su selección fue su rendimiento, fiabilidad, bajo costo y como se ha nombrado anteriormente la compatibilidad que presenta con arduino.

5.1.2 Celda de carga. Se hizo uso de una celda de carga de 40kg, ya que se pretende un máximo de 30kg dentro de los parámetros, de todas maneras este tipo de celdas tienen un factor de seguridad que permite en casos extremos llegar a una lectura de hasta 55kg sin presentar daños dentro de esta y generando un valor confiable. Esta celda durante el proceso será la encargada de calcular la carga en el resorte y detectar la rotura del mismo cuando ya no se preste carga en ella.

Una celda de carga es un transductor capaz de generar una señal eléctrica por medio de una fuerza, esto la hace a través de una o más galgas internas que posee, configuradas en un puente Wheatstone.

Figura 51. Celda de carga.



5.1.3 Sensor de ultrasonido. Para este se sensor fue usada la referencia HS04 (ver Anexo H), la función de este dentro de la maquina es generar una lectura de la distancia a la cual en primera medida se encuentra el resorte para así después de la aplicación de la carga y la deformación conociendo nuevamente la distancia poder detectar cual fue la longitud de deformación, cabe resaltar que este sensor nos envía datos con una precisión determinada lo cual se evidencia en el banco, en dado caso que se desee ter una mayor precisión sería recomendable cambiar este pero para nuestro caso en el cual se necesitan valores con no mucha exactitud es adecuado.

Este sensor tiene el mismo funcionamiento que un radar ya que envía pulsos a alta frecuencia en este caso ultrasónicos. Al ser un sensor ultrasónico, éste trabaja en la banda de los 40 kHz casi el doble de la frecuencia de muestreo para una señal de audio. Un sensor ultrasónico puede trabajar en áreas donde se tenga completa oscuridad ya que las luces no afectan o detienen su funcionamiento.

Figura 52. Sensor ultrasonido HS04.



5.1.4 Sensor de efecto hall. El sensor de efecto hall utilizado en el banco fue el UGN3120 (ver anexo I), este sensor realiza mediciones de campo magnético, con este principio medimos el número de veces que pasa el sensor en frente del imán que se introducirá en el la polea, esto permite medir tanto el número de ciclos que es lo más importante dentro de la prueba como el valor de las revoluciones por minutos que serán mostrados en pantalla.

Figura 53. Sensor UGN3120.



5.2 PROGRAMACIÓN

La programación se genera en lenguaje C (ver Anexo E) para trabajar en arduino, posterior mente se realiza el programa por medio grafico en labview (ver Anexo F) donde se trabajara con el archivo ya cargado en el arduino y se reciben los valores que serán usados con su determinada sigla para no generar errores y luego graficados.

Las librerías utilizadas en el programa serán las siguientes:

```
#include "HX711.h"
```

```
#include <LiquidCrystal.h>
```

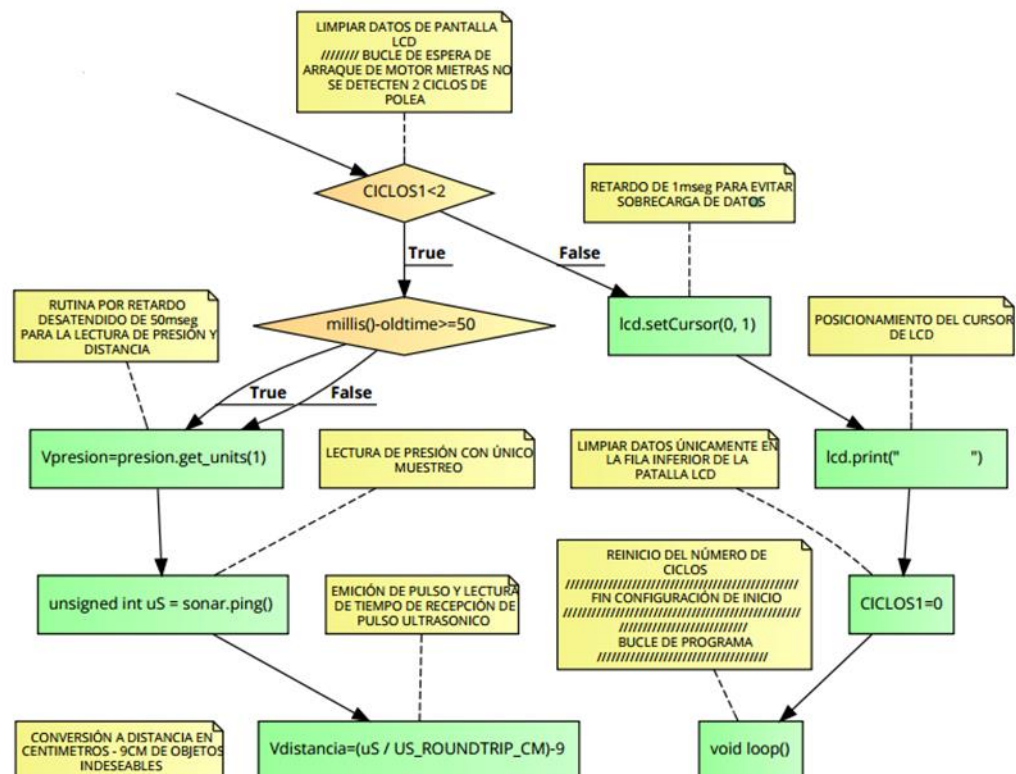
```
#include <NewPing.h>
```

La primera de estas es la encargada para el funcionamiento de la celda de carga, más precisamente en el hx711 que ponemos entre la celda y el arduino, la segunda de ellas es utilizada para la pantalla LCD y la última para el buen uso del sensor de ultrasonido.

En principio se realiza una función de interrupción externa que nos determinara la variación en el número de ciclos, contabilizando así cada paso del sensor de efecto hall por el punto de fuerza máxima. Después de eso, e iniciando el proceso la pantalla LCD muestra un conteo de 10 segundos, los cuales se presentan para volver el sensor a cero de fuerza, ya que después de esto se realiza una medición de la distancia y una calibración de la celda de carga, donde se pone en cero con la fuerza que posea en el momento, es por eso que se tiene que no puede poseer carga ya que si esto se presenta no será marcada y se generara lecturas erróneas, cabe aclarar que no por esto la lectura o la calibración real del sensor es errónea pues de antemano se realizó la calibración del mismo y se evidencia dentro del programa con una carga estandarizada de 10 Kg.

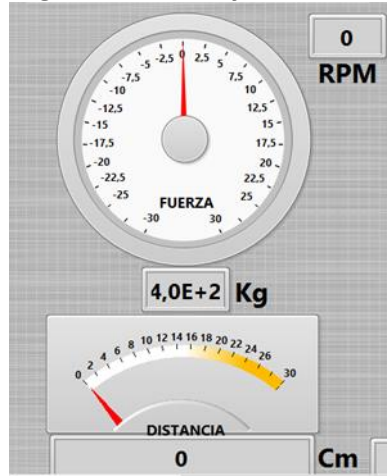
Después de esto y para detectar el fin de la prueba estática, generamos un bucle de espera de arranque de motor mientras no se detecten 2 ciclos de polea, este será presentado en la figura 54.

Figura 54. Diagrama de flujo arranque del motor.



Si se mantiene en el true el proceso censa la carga y la muestra en la LCD junto con la distancia, enviando estos datos al mismo tiempo a la interfaz del labview que se encuentra en la parte izquierda del programa, figura 55, si se genera el cambio al false, se reiniciara la cuenta para no tener presente los 2 movimientos usados en la prueba estática hasta el inicio de la nueva prueba, en la pantalla se muestra de ahora en adelante en la segunda línea el número de ciclos y las RPM con que se trabaja el proceso.

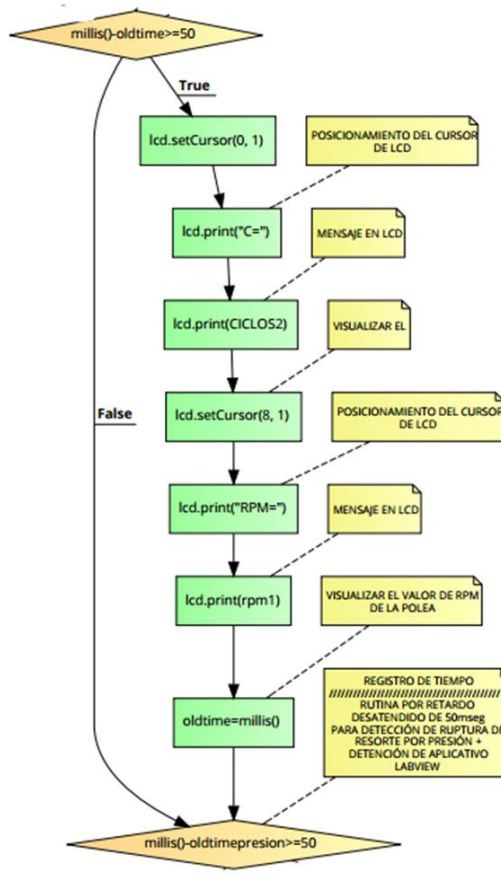
Figura 55. Relojes labview.



Luego se realiza un bucle para comprobar la conexión con labview para de este modo enviar o no la información a este, de lo contrario solo se trabaja con la pantalla y se evita la respectiva demora y aglomeración de envío de datos a esta plataforma si no se encuentra conexión.

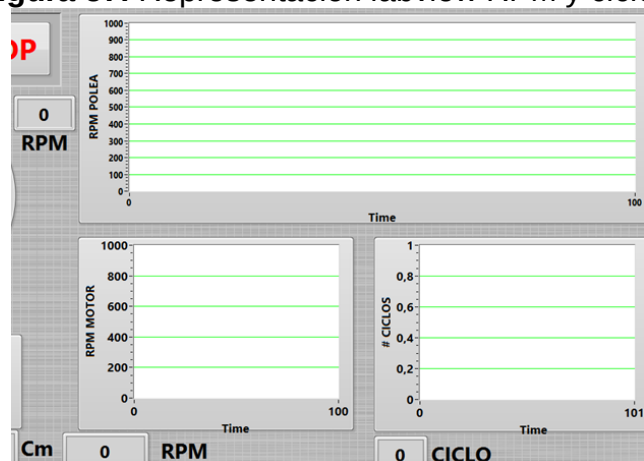
Para el envío de datos por la cuenta de ciclos se genera el bucle de 50 milisegundos figura 56, esto con el fin de imprimir al paso de este tiempo y no saturar la pantalla con información haciendo imposible la lectura de esta por el operario.

Figura 56. Diagrama de flujo envio de datos.



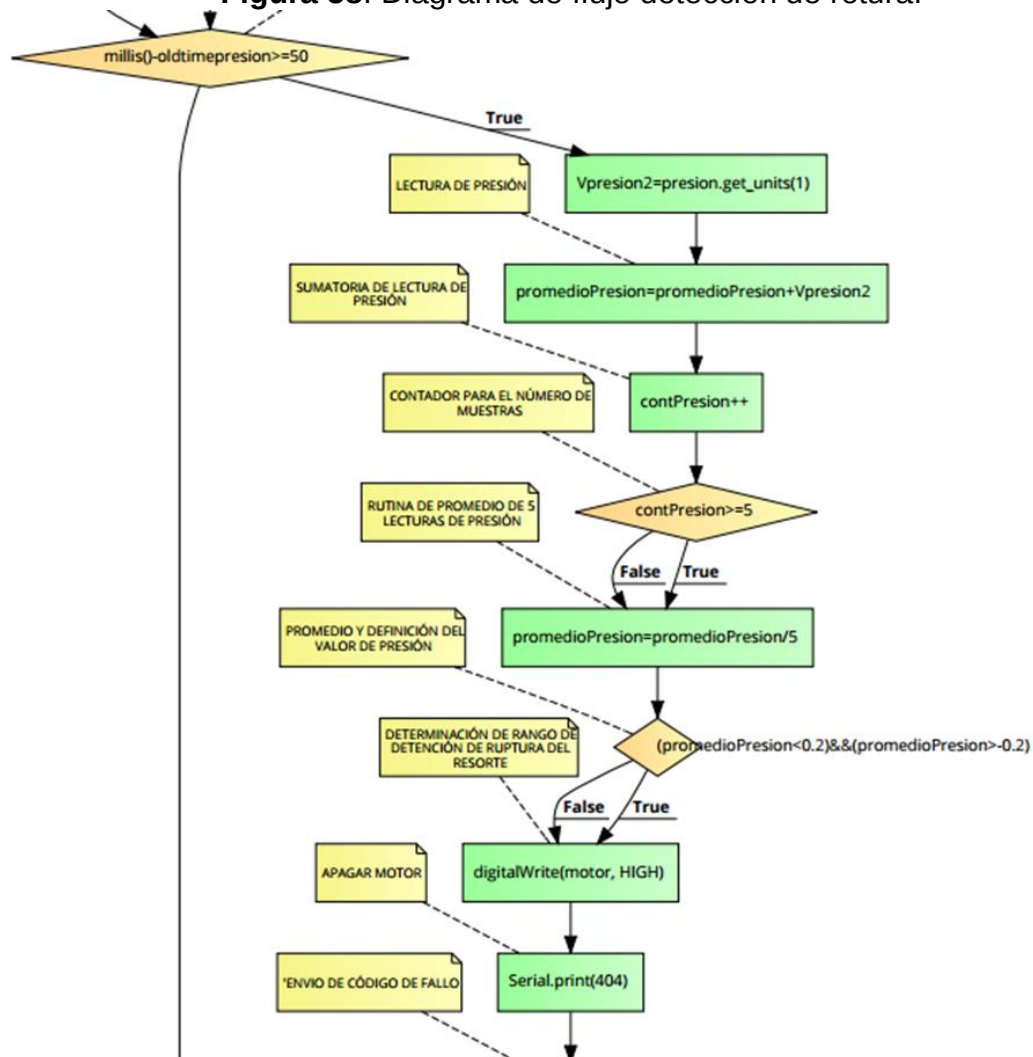
Graficando en la interfaz el número de ciclos y las RPM tanto del motor como de la polea que es lo importante, esto se evidencia en la figura 57 donde se muestra la interfaz del programa, del mismo modo se grafica para poder ver los cambios de estos valores generados por la variación de la frecuencia suministrada al motor.

Figura 57. Representación labview RPM y ciclos.



Por último y dentro del programa se plantea la forma de detección de rotura del resorte, esto como se muestra en el diagrama de flujo de la figura 58.

Figura 58. Diagrama de flujo detección de rotura.



Donde se determina un promedio en 50 segundos de las fuerzas, las cuales no pueden ser inferiores a 200g, lo cual determinaría la rotura y generaría el paro, esto también puede ser producido el oprimir el stop en el labview figura 59.

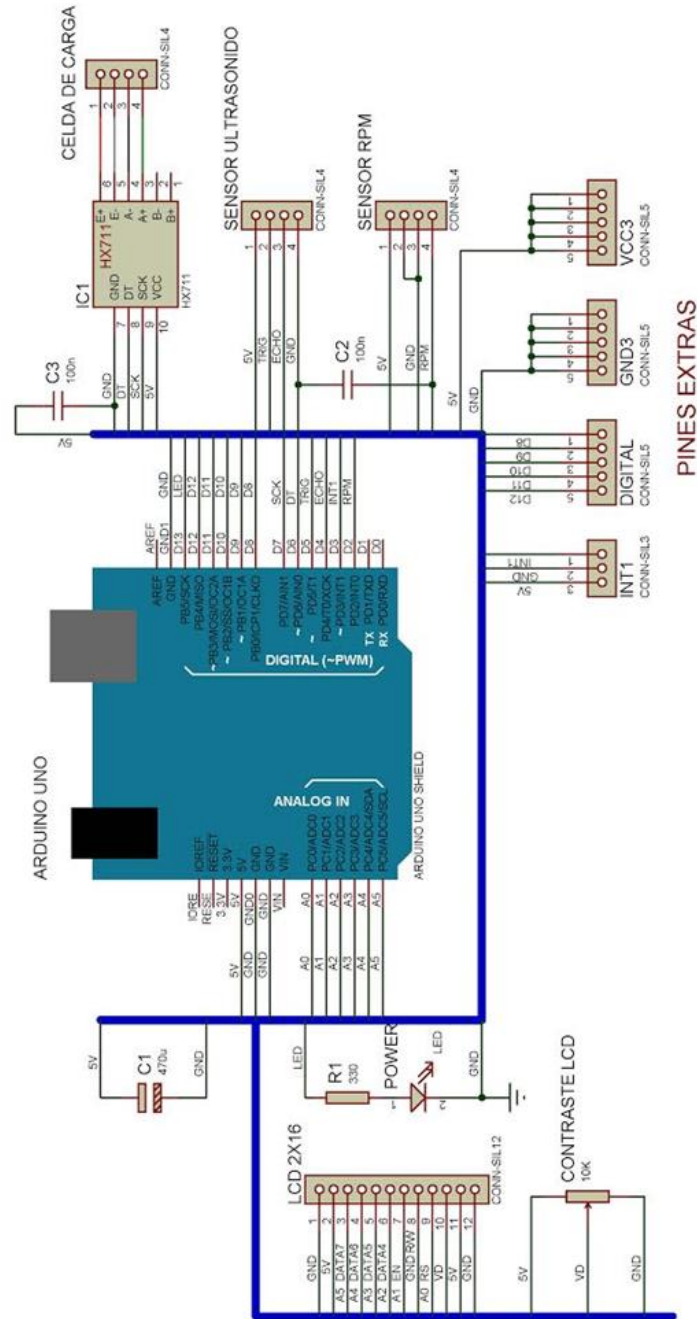
Figura 59. Stop interfaz labview.



A continuación se presenta el diagrama de conexiones de los elementos electrónicos figura 60 utilizados en el banco, especificando cada uno de los puertos

y sus conexiones, de este modo se concluyen con la parte electrónica y de control en máquina.

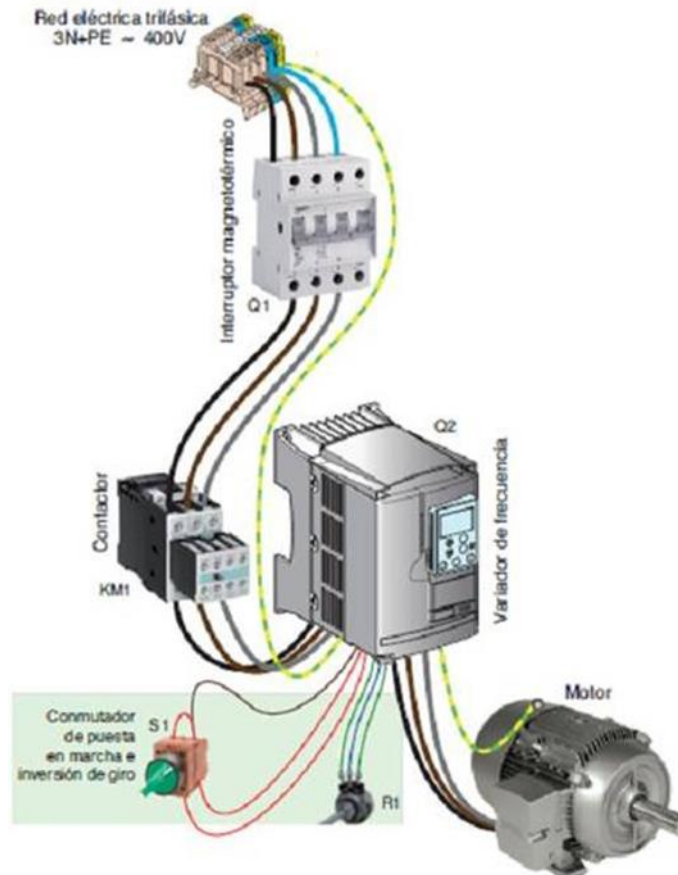
Figura 60. Diagrama de conexiones de los elementos electrónicos.



5.3 IMPLEMENTACIÓN PARTE ELÉCTRICA

Para un mayor desempeño del tiempo de pruebas en el banco se implementó un variador de frecuencia que es utilizado para el control de la velocidad rotacional del motor cuya referencia es Telemecanique-Altivar 18, el cual nos permite trabajar a RPM más bajas cuando se utilizan resortes de carga alta y elongación alta. Este variador se conectó al motor como se muestra en la figura 61.

Figura 61. Conexión motor con variador de frecuencia.

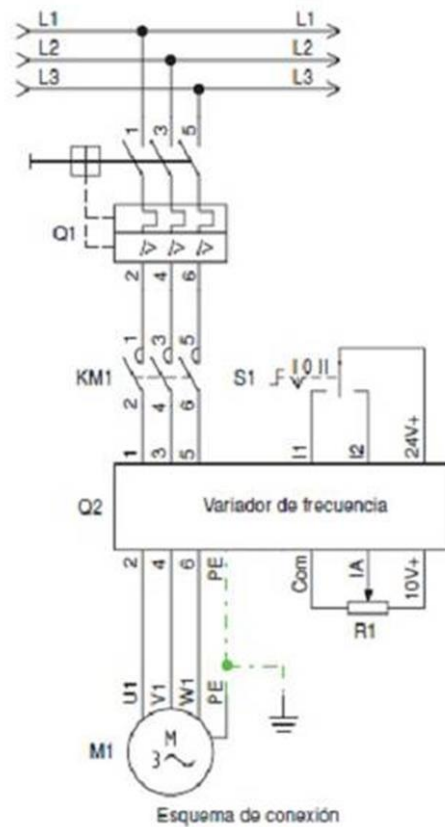


Para la conexión del motor con el variador de frecuencia necesita de otros elementos eléctricos para de esta forma permitir un funcionamiento óptimo y mantener seguro todos los componentes electrónicos. Cuenta con interruptor que es un dispositivo que corta la corriente eléctrica del circuito cuando ésta sobrepasa ciertos valores máximos y de esta forma protegen la instalación contra sobrecargas y cortocircuitos. A continuación se conecta con el contactor que su objetivo es establecer o interrumpir el paso de corriente, ya sea en el circuito de potencia o en el circuito de mando que en este caso está conectado a un relé que es accionado a

distancia por medio de una señal que es enviada por el arduino ya que en la programación se configuro para que cuando el resorte se rompa accione este relé y a su vez el contactor y apaga el motor. Antes de iniciar las pruebas se debe accionar el conmutador de puesta en marcha que es el encargado de encender el variador de frecuencia para poner en marcha la prueba y por medio de un potenciómetro simple regulamos las RPM a las deseadas. Para seguridad del variador de frecuencia a la hora de apagarlo se recomienda bajar las RPM a las mínimas.

Pensando en el mantenimiento o en alguna actualización del sistema eléctrico se adjunta en la figura 62 el plano eléctrico donde se detallan cada una de las conexiones usadas.

Figura 62. Plano eléctrico del motor y sus componentes.



6. PRUEBAS ENSAYO DE RESORTE

Para la comprobación del diseño de la máquina se colocó a prueba cuatro resortes que demuestran la funcionabilidad de dicha máquina, la idea es realizar la practica con resortes fabricados por los estudiantes lo cual no se pudo lograr debido a que en esta parte del proyecto no contaban con los conocimientos de fabricación de resortes en la materia de diseño 2, para de esta forma poner a prueba los criterios utilizados por ellos y tener un resultado más verídico ya que los diseñados para esta prueba cuentan con factores de seguridad muy altos el cual garantiza probabilidad baja de falla, se tomó como parámetro de prueba las siguientes características mostradas en la tabla 8, cabe resaltar que el proceso de diseño utilizado para la fabricación de dichos resortes fue basado en la cartilla de practica prueba estática y dinámica de resortes helicoidales que se encuentra en (ver Anexo J), donde se especificó un diagrama de flujo para facilitar y observar cuales son las variables más influyentes, ya que el diseñador tiene la libertad de escoger y variar dichos valores, como son el diámetro del alambre ya que de forma tentativa se procede a escoger dicho diámetro dependiendo del tipo de servicio para el cual se quiere diseñar, que en este caso fue un servicio promedio de 0 a un millón de ciclos, el índice de resorte el cual varia de 4 a 12, este factor nos influye en el diámetro del resorte y juega un papel muy importante ya que nos define los factores de seguridad donde un menor factor de C nos garantiza un factor de seguridad más alto, por esto es de suma importancia que el diseñador a medida que vaya realizando los cálculos vaya comprobando dichos valores si alguno no concuerda o no cumple los requisitos se recomienda volver a empezar el proceso iterativo y de esta forma tener un mayor factor de fiabilidad al realizar dichos diseños.

Tabla 8. *Requerimientos de diseño.*

CARACTERISTICAS DISEÑO RESORTES	
CARGA [Kg]	10
ELONGACION [Cm]	2
CICLOS	100000
MATERIAL	4 TIPOS DE MATERIAL

Los materiales escogidos para realizar dichos resortes fueron los siguientes: Acero 228, Acero 227 con temple, Acero 227 sin temple, Acero inoxidable. Cabe resaltar que en la industria de fabricación de resortes en Bucaramanga no cuentan con dichos materiales con los cuales se diseñaron estos resortes, en cambio presentan materiales que tienen características similares a los escogidos o son llamados de diferente forma, este factor puede influir seriamente a la hora de la prueba ya que se realizan los cálculos bajo las características del material escogido. Los nombres

utilizados son: Acero alemán que reemplaza el Acero 228, el acero nacional que reemplaza al Acero 227.

6.1 PRUEBA NÚMERO 1.

Figura 63. Resorte prueba 1.



La prueba número 1 fue realizada a 500 RPM, las RPM solamente nos varia el tiempo de duración de prueba, se recomienda que para resortes de capacidad de carga muy alta y de elongación alta las pruebas se realicen a revoluciones bajas ya que el movimiento lineal a unas revoluciones altas producen un mayor desgaste en los componentes de la máquina y como se mencionó no influye en nada realizarlo a grandes o bajas revoluciones.

Los cálculos utilizados en la prueba 1, se encuentran en el (ver Anexo K). Las propiedades más representativas se muestran en la tabla 9.

Tabla 9. Resultados calculo acero a227.

Acero a227 sin temple	
Número total de espiras	16
CARGA	10 kg

DEFORMACION	2cm
OD-DIAMETRO EXTERNO (De)	1,332 [IN]
DIAMETRO ALAMBRE (d)	0,112[IN]
LONGITUD LIBRE (Lo)	4,421[IN]
FACTOR NFS	1,241
FACTOR NFB	1,447
NUMERO DE CICLOS	100000
LB	2,349[IN]
LN	5,20 [IN]

El acero utilizado fue el a227 sin temple el cual hace referencia en el mercado local como el acero nacional cuyas propiedades son:

Tabla 10. Propiedades acero a227.

PROPIEDADES ACERO A227 SIN TEMPLE	
Sus [psi]	133938
Sut [psi]	199907
Sys [psi]	89958
Sew [psi]	45000
Ses [psi]	27043

Figura 64. Plano resorte prueba 1.



Ya con el plano definido, y el resorte fabricado se procede a realizar la prueba para esto se procede a realizar el montaje del resorte según el procedimiento elaborado en la cartilla de practica prueba estática y dinámica de resortes helicoidales que se encuentra en (ver Anexo L), y siguiendo todas las normas de seguridad.

Ya puesta en marcha la prueba se procede aplicar fuerza hasta la carga deseada, donde se puede verificar que cumple la prueba estática que a los 10[kg] se estiro los 2[cm] para lo cual fue diseñado. Posteriormente empezamos la prueba dinámica, donde se estableció 500 RPM ya que el resorte no fue diseñado para carga y elongación alta, según esto se estimó un tiempo de prueba de 3,3 horas para que cumpliera el número de ciclos. Al culminar el tiempo de prueba cumplió con los 100000 ciclos, lo cual nos garantiza que el proceso de diseño utilizado fue el más adecuado y seguro.

Figura 65. Comprobación de prueba estática y dinámica.



Los datos obtenidos en la prueba fueron los siguientes:

Figura 66. Datos obtenidos prueba 1.

RESULTADOS	
CARGA[Kg]	10
DISTANCIA INICIAL[Cm]	10
DISTANCIA FINAL[Cm]	12
CICLOS	100744
DURACION DE PRUEBA [Horas]	3:40
CALIFICACION PRUEBA	Excelente

6.1.1 Análisis de Resultados.

Figura 67. Resultados prueba 1.



Los ganchos tienen dos ubicaciones de alto esfuerzo, donde ocurre el esfuerzo máximo de torsión y el esfuerzo de flexión. Y estos dependen del índice de resorte, como se necesita un factor de seguridad alto se llegó a la conclusión que a medida que el índice de resorte disminuye el factor de seguridad aumenta y por lo tanto al tener un índice de resorte bajo cada uno de los esfuerzos disminuyen y al compararlo con los esfuerzos cortantes de diseño para los diferentes tipos de resortes según el tipo de servicio son supremamente bajos por lo tanto nos garantiza un diseño seguro.

También se observa que este resorte posee una alta resistencia última y un punto de fluencia alto y un bajo módulo de elasticidad lo que nos garantiza un máximo almacenamiento de energía, a pesar de que este material no sufrió un tratamiento térmico, por eso se recomienda recibir un tratamiento térmico con la finalidad de mitigar los esfuerzos y endurecerlos para obtener la resistencia requerida.

Se deben trabajar con lo que el mercado nos ofrece por eso es recomendable realizar una investigación para de esta forma poder tener clara idea de las propiedades con las cuales vamos a trabajar y no tener cambios en los cálculos, además se debe trabajar con los rangos de tamaños disponibles, y de esta forma mejorar el costo.

Una buena conclusión a la que se llegó fue que el acero a227 es para uso general y es adecuado para cargas estáticas, pero no contra la fatiga y el impacto, lo cual no se pudo evidenciar en este caso debido que al realizar la fabricación del resorte los fabricantes al nombrarles este acero lo asociaron con el acero Nacional el cual no se recibió información de cuáles son sus propiedades por lo tanto se ve afectada la prueba y no se logra concluir las respectivas características de este material a la hora de ser probado.

6.2 PRUEBA NÚMERO 2.

Para la prueba numero dos utilizamos un resorte fabricado en acero inoxidable manteniendo los mismos criterios de diseño.

Figura 68. Resorte prueba 2.



Tabla 11. Propiedades acero a313.

PROPIEDADES ACERO A313 INOXIDABLE	
Sus [psi]	125290
Sut [psi]	187000
Sys [psi]	84150
Sew [psi]	45000
Ses [psi]	27425

Los cálculos utilizados en la prueba 2, se encuentran en (ver Anexo M). Las propiedades más representativas se muestran en la tabla 12. Para el diseño de este resorte se variaron ciertas propiedades como diámetro del alambre, índice de resorte y se realizaron varias iteraciones de dichos valores hasta lograr un adecuado factor de seguridad, se comparó también la frecuencia natural del resorte, así como se verificó la altura de cierre contra el esfuerzo de fluencia, en ciertos casos se tiene como restricción consideraciones de embalaje hay que tener cuidado con esto y mantener los diámetros que cumplan las consideraciones de embalaje requeridas.

Tabla 12. Resultados calculo acero a313.

Acero a313	
Número total de espiras	16
CARGA	10 kg
DEFORMACION	2cm
OD-DIAMETRO EXTERNO (De)	1,332 [IN]
DIAMETRO ALAMBRE (d)	0,111[IN]
LONGITUD LIBRE (Lo)	4,421[IN]
FACTOR NFS	1,241
FACTOR NFB	1,447
NUMERO DE CICLOS	100000
LB	2,34[IN]
LN	5,26 [IN]

Para una correcta construcción se consideró las gráficas de diseño del libro Mott, R. (2006). Diseño de elementos de máquinas., donde nos permite comparar el esfuerzo real de diseño contra los propuestos por el libro en función del diámetro del alambre. El cual siempre se quiere trabajar con esfuerzos reales menores a los propuestos por las gráficas y de esta forma trabajar dentro de un margen seguro de diseño.

Figura 69. Plano resorte prueba 2.



Esta prueba se realizó aumentando las RPM a 600 lo cual nos redujo las pruebas a 2,7 horas, se comenzó la prueba aplicando la carga y de una vez se pudo corroborar que no falla por carga estática, esto se debe claramente a que los factores de diseño son elevados y el calibre utilizado le da mayor resistencia.

6.2.1. Análisis de Resultados.

Tabla 13. Datos obtenidos prueba 2.

RESULTADOS	
CARGA[Kg]	10
DISTANCIA INICIAL[Cm]	11
DISTANCIA FINAL[Cm]	14
CICLOS	100450
DURACION DE PRUEBA [Horas]	2:07
CALIFICACION PRUEBA	Excelente

Después de analizar los posibles fallos de resortes se puede observar que al momento de diseñar los resortes el diámetro escogido lo que nos genera al momento de comparar con las gráficas de libro de Mott, son las siguientes se está trabajando con un diámetro grande es decir se puede estar incurriendo en un sobredimensionamiento lo que ocasiona que los esfuerzos estén dando por debajo de la curva de servicio promedio el cual garantiza ciclos de un cero a un millón de ciclos y pasa a convertirse en un servicio severo, la figura 70 nos ilustra de una manera más entendible.

Figura 70. Comparación de los esfuerzos reales y de diseño.

FIGURA 19-13
Esfuerzos cortantes de
diseño para alambre de
acero inoxidable ASTM
A313, resistente a la
corrosión (Reimpreso de
Harold Carlson, *Spring
Designer's Handbook*,
pág. 150, por cortesía de
Marcel Dekker, Inc.)

Esfuerzo de
diseño
según MOT

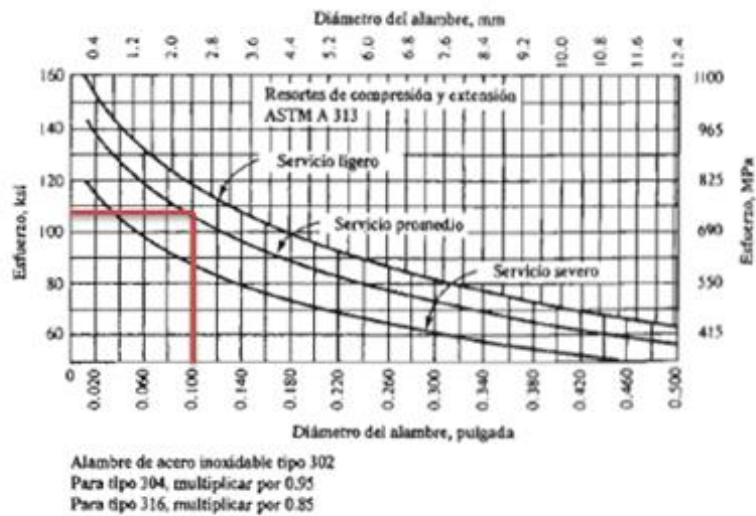
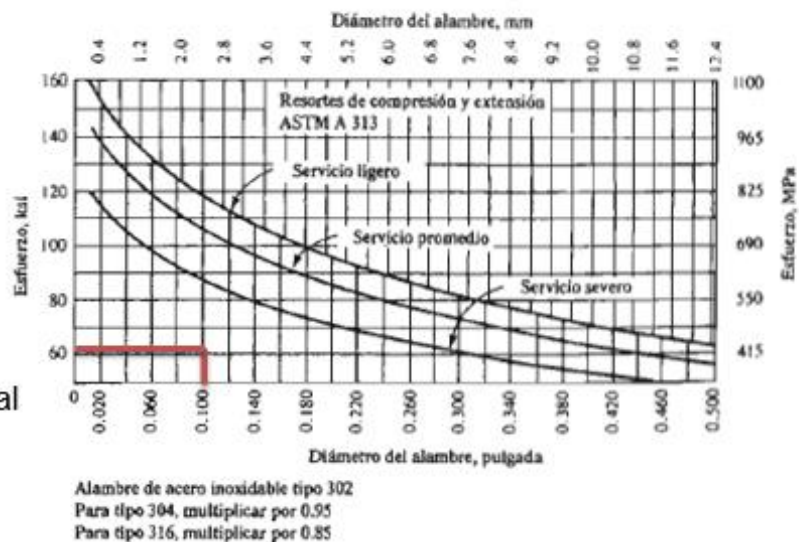


FIGURA 19-13
Esfuerzos cortantes de
diseño para alambre de
acero inoxidable ASTM
A313, resistente a la
corrosión (Reimpreso de
Harold Carlson, *Spring
Designer's Handbook*,
pág. 150, por cortesía de
Marcel Dekker, Inc.)

Esfuerzo real



La figura 70 nos muestra que para un diámetro de 0,111 nos permite un esfuerzo de diseño de 110000 psi y al realizar la comparación con el esfuerzo real que da menor a 60000 psi, si observamos la gráfica se puede concluir que el resorte está trabajando dentro del rango de servicio severo que son ciclos rápidos con más de un millón de ciclos, este es un claro ejemplo de lo que tanto se hizo énfasis en el proceso de diseño de resortes que por una variable que no se tenga en cuenta o no se revise su debido proceso de iteración y se siga continuando con el diseño se puede llegar a fabricar un resorte de dos formas que cumpla o que no cumpla el servicio deseado, también se puede observar que el factor de seguridad del gancho en flexión es baja. La resistencia del material generalmente incrementa en cuanto se reduce la sección transversal del alambre, de manera que un alambre fino tiene muy alta resistencia al rompimiento bajo cargas estáticas.

Este material es muy adecuado para aplicaciones de fatiga, además de su alta resistencia a la corrosión se puede catalogar como un resorte de precisión, importante en la industria alimenticia y por lo tanto los resortes que trabajen dentro de esta industria se tiene que trabajar con altos índices de seguridad debido a su aplicación.

6.3 PRUEBA NÚMERO 3.

Figura 71. Resorte prueba 3.



Para esta prueba se utilizó un acero a228 o también conocido como el alambre musical conocido como el material más duro, y más ampliamente usado en resortes con espiras pequeñas, mayor resistencia contra la fatiga y la tensión se caracteriza

por su elasticidad y alta dureza que todos los demás resortes, lo cual antes de realizar la prueba se esperaba que fuera el material que más resistiera, por lo tanto se planteó una prueba que superara las expectativas de este material por esto lo colocamos a 200000 ciclos para de esta forma poder observar las propiedades del material llevándolo a otro nivel. El diseño de este resorte se encuentra en (ver Anexo N). A continuación se muestran sus principales características.

Tabla 14. Propiedades acero a228.

Acero a228	
Número total de espiras	9
CARGA	10 kg
DEFORMACION	2cm
OD-DIAMETRO EXTERNO (De)	1,12 [IN]
DIAMETRO ALAMBRE (d)	0,112[IN]
LONGITUD LIBRE (Lo)	2.814[IN]
FACTOR NFS	0.629
FACTOR NFB	0.747
NUMERO DE CICLOS	100000
LB	1,022[IN]
LN	3,59 [IN]

Este resorte se diseñó con características similares al de acero a227 sin temple para de esta forma poder observar el comportamiento del material con respecto al otro.

Tabla 15. Resultados calculo acero a228.

PROPIEDADES ACERO A228	
Sus [psi]	167998
Sut [psi]	251872
Sys [psi]	113342
Sew [psi]	45000
Ses [psi]	25979

Se observan de una vez como las propiedades del material se incrementan en comparación con el acero a227. En el proceso de fabricación de este resorte toco aumentar el calibre de este resorte al siguiente debido a que este tipo de calibre no se trabaja en Bucaramanga y no es conocido como acero a228 si no como acero alemán. Este resorte a nivel económico fue el más caro en comparación con los demás.

Figura 72. Plano resorte de prueba 3.



La prueba estática en todos los resortes probados fue satisfactoria y dio los centímetros de elongación que se deseaban. Por lo tanto el criterio de diseño estático para tener una conclusión o una buena discusión se recomienda aplicar los diferentes procedimientos para diseñar resortes, y tener una más de una combinación de parámetros del resorte para de esta forma optimizar dichos parámetros es decir no quedarse con el primer valor hallado si no realizar varias veces el proceso iterativo y de esta forma minimizar costos.

Figura 73. Comprobación de prueba estática y dinámica.



6.3.1. Análisis de Resultados. Para esta prueba se trabajó al nivel máximo de revoluciones el cual fue 800 RPM, para de esta forma la duración de la prueba no fuera tan elevada ya que el número de ciclos fue el doble.

Tabla 16. Datos obtenidos prueba 2.

RESULTADOS	
CARGA[Kg]	10
DISTANCIA INICIAL[Cm]	12
DISTANCIA FINAL[Cm]	14
CICLOS	201000
DURACION DE PRUEBA [Horas]	4:18
CALIFICACION PRUEBA	Excelente

Como se predijo desde un principio el resorte cumplió con su expectativa no presentó ninguna fisura por fatiga. Como el diseñador tiene libertad de escoger cualquier factor que pueda influir en el cálculo, se recomienda comprobar con números cada vez más pequeños, hasta que el esfuerzo se aproxime al esfuerzo de diseño y de esta manera optimizar las dimensiones posteriormente volver a

realizar la prueba y registrar los resultados obtenidos, se concluye que la resistencia a la rotura de un material de un resorte varia significativamente con el tamaño del alambre, es decir se pueden tener diferentes materiales con propiedades completamente distintas y pueden durar la misma cantidad de ciclos porque la resistencia a la rotura no se puede especificar a menos que se conozca el tamaño, el material y su procesamiento también tiene un efecto es este caso el alambre musical (acero a228) tiene un tratamiento térmico lo cual le incrementa la resistencia a la tensión. La resistencia máxima del alambre disminuye rápidamente con el incremento del diámetro del alambre, por eso se dice que realmente existe un diámetro optimo del alambre.

Dependiendo de las pruebas se puede concluir que se puede realizar un diámetro optimo, porque si se diseña un resorte con dimensiones completamente elevadas por obvias razones se sabe que el resorte va a cumplir, por esto se determina que para la prueba realizada en la cartilla el profesor debe exigir dimensiones optimas de no ser así se debe volver a decirle al estudiante que realice el diseño nuevamente especificando cuales fueron los cambios determinados por él.

6.4 PRUEBA NÚMERO 4.

La prueba número 4 se realizó para poder determinar la relación entre el tratamiento térmico, esto se recibe con el fin de endurecer para obtener la resistencia requerida con la finalidad de mitigar los esfuerzos residuales y estabilizar sus dimensiones, el templado y el revenido a altas temperaturas sirven para endurecer los resortes más grandes.

El tratamiento térmico aplicado consiste en aumentar la dureza y resistencia mecánica del material, aplicando un calentamiento y después, por medio de un enfriamiento brusco, convertirlo en martensita, que es el constituyente duro típico de aceros templados. Con el temple se debe realizar el calentamiento con una temperatura superior a la crítica para de esta forma obtener la martensita.

Al momento de realizar la prueba aumentamos el número de ciclos para poner a máxima prueba el tratamiento realizado al resorte ya que con el mismo resorte sin tratamiento cumplió los ciclos esperados. Los cálculos utilizados en la prueba 4, se encuentran en el (ver Anexo K). Las propiedades más representativas se muestran en la tabla17.

Tabla 17. *Propiedades acero a227 temple.*

Acero a227 Temple	
Número total de espiras	16
CARGA	10 kg
DEFORMACION	2cm
OD-DIAMETRO EXTERNO (De	1,332 [IN]
DIAMETRO ALAMBRE (d)	0,148[IN]
LONGITUD LIBRE (Lo)	4,421[IN]
FACTOR NFS	1,241
FACTOR NFB	1,447
NUMERO DE CICLOS	100000
LB	2,349[IN]
LN	5,20 [IN]

Figura 74. Plano resorte de prueba 3.



El resultado de las pruebas con este material fueron exitosas debido al tratamiento térmico y a los factores de seguridad elevados que se determinaron, en conclusión los cálculos realizados tuvieron éxito ya que alcanzaron todos los requerimientos de diseño establecidos.

Tabla 18. Resultados calculo acero a227 temple.

RESULTADOS	
CARGA[Kg]	10
DISTANCIA INICIAL[Cm]	12
DISTANCIA FINAL[Cm]	14
CICLOS	180000
DURACION DE PRUEBA [Horas]	3:30
CALIFICACION PRUEBA	Excelente

6.5 ANÁLISIS RESULTADOS PRUEBAS.

Las pruebas tuvieron gran éxito pero no se logró con los resortes calculados por los estudiantes donde se podrían haber encontrado grandes diferencias en los distintos procesos de construcción y poder tener un debate donde se pudiera tener una retroalimentación, en términos de la máquina que era nuestro gran objetivo tuvo un comportamiento excelente no se presentó ningún sobrecalentamiento, ni desgaste durante la prueba las guías y los rodamientos lineales no presentaron ralladura ni desgaste lo cual nos generaba un movimiento suave y limpio en términos de seguridad se probó la detección de ruptura del resorte realizándole un corte suave con una segueta a uno de los extremos del gancho y colocándolo nuevamente en prueba y alcanzo a trabajar 40000 ciclos y presento fractura de esta forma se pudo comprobar el apagado de seguridad cuando se rompe el resorte, que se programó en la máquina al no detectar fuerza el sensor de carga apaga automáticamente el motor, el código generado no tuvo ningún problema en ser compilado y ejecutado, otra prueba realizada fue con un resorte suministrado por el profesor de diámetro de alambre pequeño y material dúctil que al momento de terminar la prueba a los 50000 ciclos al realizar el desmontaje se pudo evidenciar que sufrió deformación plástica lo cual genera nuevas opciones de uso de la maquina tanto cambiando materiales, realizando nuevos procesos de diseño.

Figura 75. Pruebas externas.



7. DISEÑO Y ELABORACION DE LA CARTILLA DE PRÁCTICA.

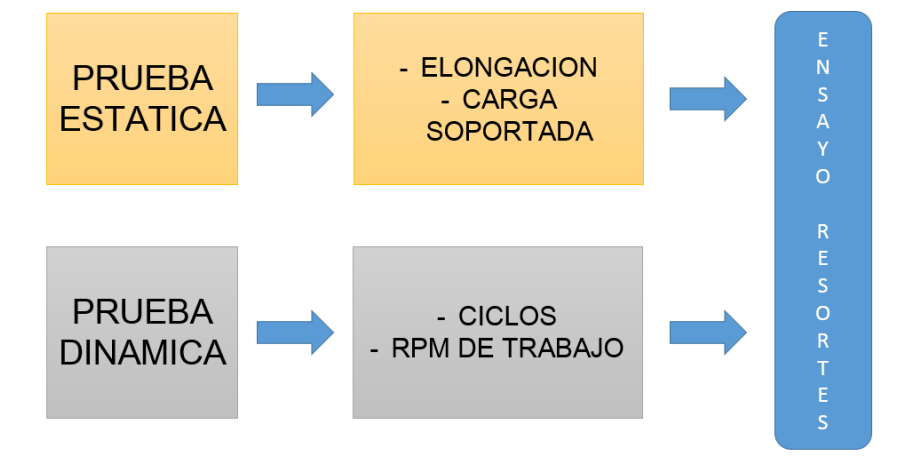
En el proceso de aprendizaje y enseñanza, tanto para el docente como el estudiante es necesario contar con una guía que permita una orientación en la práctica, del mismo modo se busca que con la cartilla (ver Anexo G) se le pueda sacar el mayor provecho a este banco y generar un óptimo uso indicando dentro de ella el paso a paso para su manipulación.

Para la elaboración de esta cartilla se tomaron en cuenta el funcionamiento de los elementos a manipular los cuales se explican por medio de evidencia grafica para su mejor ubicación y la forma correcta de uso, las observaciones generadas dentro de las pruebas realizadas y los conocimientos obtenidos en el proceso de la carrera de ingeniería mecánica.

7.1 CONTENIDO DE LA EXPERIENCIA.

La experiencia se divide en dos secciones prueba estática y prueba dinámica como se muestra en la figura 76, se busca medir propiedades fundamentales en los resortes como lo es su elongación a diferentes cargas, del mismo modo en la prueba dinámica se quiere identificar cual es la vida útil del resorte y comprobar que tan verídicos son los métodos de cálculo para cada tipo de resorte.

Figura 76. Experiencias realizadas en el banco



7.2 MARCO TEÓRICO.

La cartilla inicia con un breve marco teórico donde se explica a grandes rasgos la importancia de los resortes como elemento mecánico y se presentan unos diagramas de flujo con los pasos y las indicaciones que se deben tener en cada uno de ellos para el diseño de cada tipo de resorte, estos basados del proceso de diseño para resortes propuestos en los libros tanto de Mott como Norton. La idea de esta sección y sus diagramas fue generar los pasos fundamentales que se indican en el libro pero no entregar todos los cálculos o procesos como receta, para forjar en el estudiante la iniciativa de búsqueda y que de esta forma realice la práctica de manera general desde la selección de material, proceso de cálculo, fabricación del resorte, prueba y con esto pueda llegar a generar una serie de conclusiones que le ayuden a fortalecer sus conocimientos en el área de diseño.

7.3 OBJETIVOS.

Con esta sección, que se encuentra en la parte superior derecha de la hoja, se pretende dar a conocer al estudiante cuales son las metas que tiene que llegar a aclarar al final del proceso de la práctica. Del mismo modo se busca llamar la atención de la experiencia para que se presente más tentativa a los ojos de los estudiantes y realicen de forma adecuada y consiente los pasos de esta para que puedan llegar a conocer gran parte de lo relacionado con el diseño de resortes.

7.4 TEMAS DE CONSULTA.

Los temas de consulta propuestos en el documento se plantean con el fin de abrir un poco más el ámbito de los resortes, forjando así una nueva idea de los materiales para el diseño, no solo quedándose en los propuestos en los libros o los que se tiene en el mercado sino tratar de mirar que otros diferentes a los comunes se pueden utilizar para este fin. El tema referente a variables que puede tener el diseño busca hacerse una idea de lo que puede suceder con las pruebas e identificar qué tipos de cambios realizar en dado caso que sea necesario hacerlo. También se presenta la idea de resortes de válvula los cuales son muy llamativos en cuanto a resortes se refiere ya que cumplen con unos estándares de resistencia casi infinitos y son tomados en ciertos casos como referencia en la medición y comparación de resortes. Por último se plantea la idea de revisar que otro tipo de elementos o maquinas son empleados para la realización de estas pruebas, para en dado caso generar sugerencias de mejoramiento del banco y hacerlo más adecuado para sus funciones.

7.5 PROCEDIMIENTO.

En este aparte se presenta paso a paso el procedimiento para la realización de la prueba, cada paso o los que poseen mayor complejidad ya sea por los elementos o ubicación de las piezas se presenta adjunta una foto para guiar al encargado de la prueba y aclarar cualquier duda de llegue a surgir.

Dentro de esta sección también se presentan comentarios de las características de la maquina donde se expresa las dimensiones máximas y mínimas que puede soportar, esto con el fin de no generar ningún daño por descuido en el momento de la prueba y que pueda llegar a causar algún accidente, también hay que tener presente la ayuda de un encargado del banco que en dado caso que surja cualquier duda pueda llegar a solucionarla sin problema, el encargado será instruido previamente para que tenga los conocimientos necesario.

7.6 TABLAS.

Para concluir la cartilla se tiene la sección de tablas las cuales son con el fin de que se genere una evidencia y toma de datos. Se plantearon dos tablas para cada prueba, una para antes de iniciar la prueba con los datos generados en los cálculos y con los cuales realizaron el resorte, y otra para después de la prueba, esto tanto en la prueba estática como en la dinámica, con el fin de comparar y ver las diferencias que puedan surgir.

Después de la realización de la práctica lo planteado es generar un informe con los resultados y conclusiones que cada estudiante pueda tener, del mismo modo cualquier observación que llegue a germinar, pero esto depende del docente y la planeación de su práctica, como también se puede generar una discusión en clase sobre la prueba donde se saquen conclusiones entre todos los estudiantes. Se adjunta la opción de firma del docente para que se cerciore de la veracidad de la realización de la prueba.

8. CONCLUSIONES

Como resultado del diseño y construcción de este banco de pruebas, es posible confirmar que se cumplió con los requerimientos planteados en el inicio del proceso, haciendo de esto una herramienta practica para el aprendizaje referente al diseño que permitió desarrollar las habilidades aprendidas a lo largo de la carrera. Generando así una experiencia real a la hora de la fabricación de un elemento mecánico en los estudiantes. Del mismo modo y gracias al trabajo realizado se lograron sacar las siguientes conclusiones:

- El banco de pruebas es una herramienta que permite analizar el comportamiento estático y dinámico de los resortes.
- Permite confrontar el diseño teórico con el práctico para de esta forma poder evidenciar los diferentes errores o malas iteraciones que se puedan realizar en el diseño de resortes.
- La máquina ofrece la posibilidad de generar nuevos estudios y comprobaciones de diferentes elementos mecánicos que estén sometidos a cargas de fatiga y esfuerzos.
- Con este banco se puede llegar a generar la creación de un diseño óptimo que cumpla con características especiales ya que con este se puede probar hasta lograr un dimensionamiento adecuado tanto en costos como en tamaño.
- La máquina presento un desempeño optimo en tanto a sus componentes como su funcionamiento, después de realizar las diferentes pruebas en un lapso de tiempo considerable se revisaron todos los elementos cruciales y no se presentó ni sobrecalentamiento, ruptura de elementos o desajustes en las piezas ya que siendo una máquina que está sometida a largos periodos de uso puede estar sujeta a este tipo de fallos, cabe tener en cuenta que al momento de usar y acabar la prueba se debe realizar lubricación y limpieza de las piezas para de esta forma conservar su ciclo de vida.
- Se realizaron pruebas donde se llevó a su máxima capacidad tanto de fuerza como distancia y se pudo evidenciar que cumple

satisfactoriamente con los requerimientos propuestos al momento de diseñar la máquina.

- Se colocó a trabajar al máximo de rpm y presentaba demasiadas vibraciones por eso en el proceso de construcción se tomaron en cuenta estos problemas y se resolvieron reduciendo de manera satisfactoria.
- En el proceso de ensayo no se contó con los resortes fabricados por los estudiantes, con lo cual las pruebas no cumplieron con su fin que es evidenciar los principales errores que pueden cometer los aprendices en este proceso de diseño.
- Se detectó la falencia de comprobación de este tipo de elementos en la industria de Bucaramanga donde a fin de cuentas no se generan pruebas que confirmen la veracidad del diseño y la generación de un elemento que cumpla con total certeza el trabajo para el cual fue diseñado.
- No se cuenta con materiales con los que se realizan los cálculos, por lo tanto al momento de su fabricación no se conocen las propiedades de estos materiales lo cual puede ver afectado el desempeño de la prueba.

9. RECOMENDACIONES

Se debe trabajar dentro de los márgenes tanto de fuerza como de distancia establecida y de esta forma evitar el deterioro o mal funcionamiento de la máquina, ya que estos valores fueron anteriormente evaluados y calculados debido a la resistencia de los materiales y a las indicaciones de los fabricantes de los elementos.

Para que la prueba cumpla con los resultados deseados es necesario verificar las propiedades de los materiales y diámetros de alambre con los cuales se van a realizar los resortes, ya que en el momento de la prueba para la fabricación de estos se evidencio que son muy diferentes los encontrados en libros y los que se manejan en la industria local.

El funcionamiento y detección de rotura de la prueba la hacen una maquina autónoma, pero esto no implica dejarla funcionando sin ningún tipo de supervisión, ya que cualquier fallo por desgaste o propio de la prueba pueden causar una avería, es por eso que se recomienda supervisión en el proceso con una constancia mínima de 10 minutos entre cada visita.

En cuestiones de seguridad es necesario verificar el completo cerrado y ajuste de la puerta, ya que si se presenta rotura en el resorte puede generar daños físicos al operario o personas que se encuentren en el recinto.

Para concluir y no menos importante se recomienda realizar mantenimiento a los diferentes elementos presentes en el banco, realizar lubricación de los ejes antes de iniciar cada prueba y constatar el estado de los elementos fundamentales después de la realización de un periodo de prueba largo. Garantizando así una vida útil elevada y evitando daños.

BIBLIOGRAFIA

- CAIN. Spring Desing and Manufacture. England: LR Printing Services Ltd, Manor Royal. 1988.
- HAMROCK, B., Bo, O, J., & Steven R., S. Elementos De Maquinas. México, D.F: Mc Graw-Hill. 2000
- MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación. 2006.
- NORTON, Robert. Diseño de máquinas un enfoque integrado. México: Pearson Educación. 2011.
- PARADA. Alfredo. Fatiga fisura progresiva. Bucaramanga: Publicaciones UIS. 1992.
- ROJAS, Hernán. Diseño de máquinas 2. Bucaramanga: Publicaciones UIS.
- ROJAS. Hernán. Rodamientos. Bucaramanga: Publicaciones UIS.

ANEXOS

ANEXO A. ESFUERZOS DE DISEÑO SEGÚN EL TIPO DE SERVICIO.

FIGURA 19-8

Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A227, estirado en frío (Reimpreso de Harold Carlson, *Spring Designer's Handbook*, pág. 144, por cortesía de Marcel Dekker, Inc.)



FIGURA 19-9

Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A228 (alambre para instrumentos musicales) (Reimpreso de Harold Carlson, *Spring Designer's Handbook*, pág. 143, por cortesía de Marcel Dekker, Inc.)

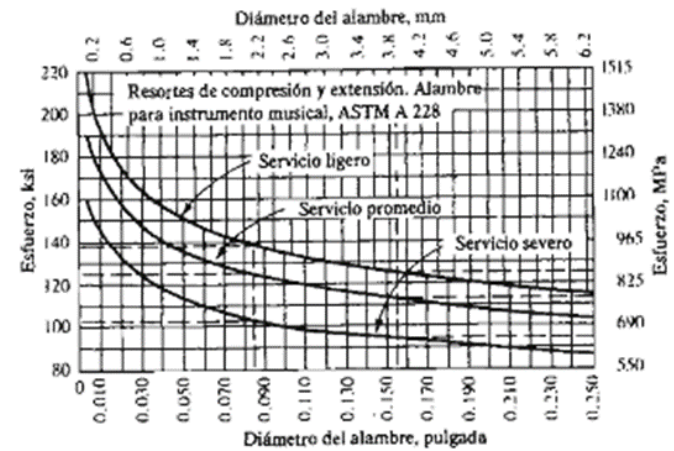


FIGURA 19-10

Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A229, templado en aceite (Reimpreso de Harold Carlson, *Spring Designer's Handbook*, pág. 146, por cortesía de Marcel Dekker, Inc.)

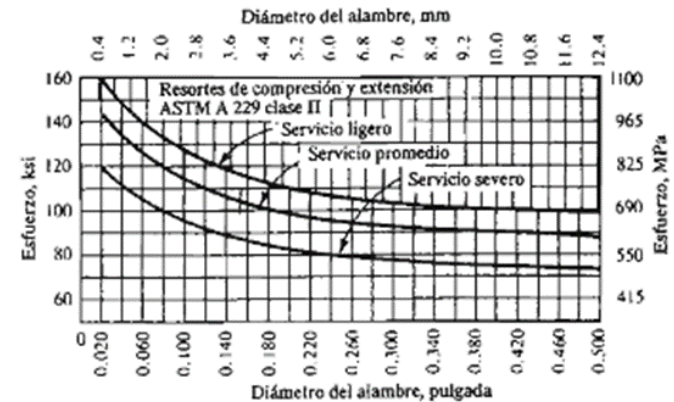


FIGURA 19-11

Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A231, aleación con cromo y vanadio, calidad de resorte de válvulas (Reimpreso de Harold Carlson, *Spring Designer's Handbook*, pág. 147, por cortesía de Marcel Dekker, Inc.)

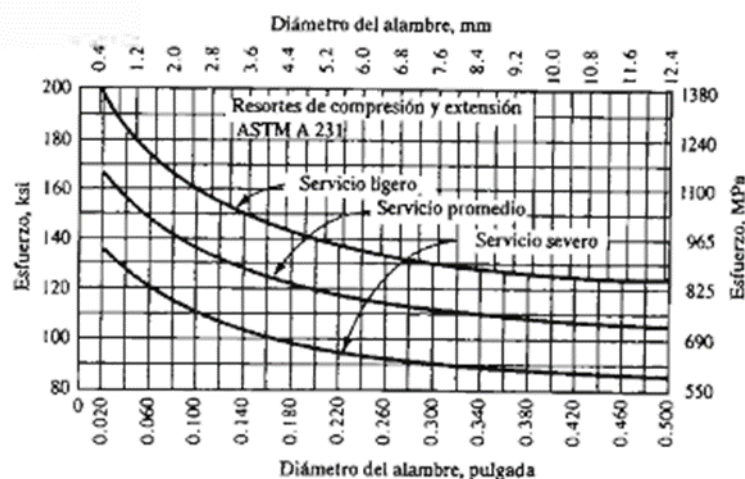


FIGURA 19-12

Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A401, aleación con cromo y silicio, templado en aceite (Reimpreso de Harold Carlson, *Spring Designer's Handbook*, pág. 148, por cortesía de Marcel Dekker, Inc.)

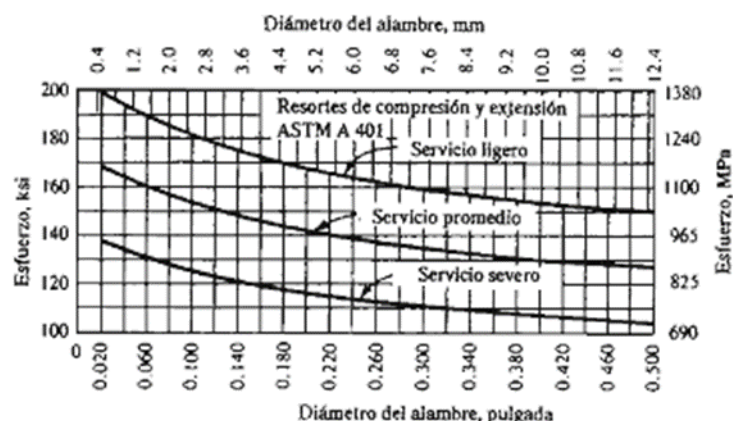
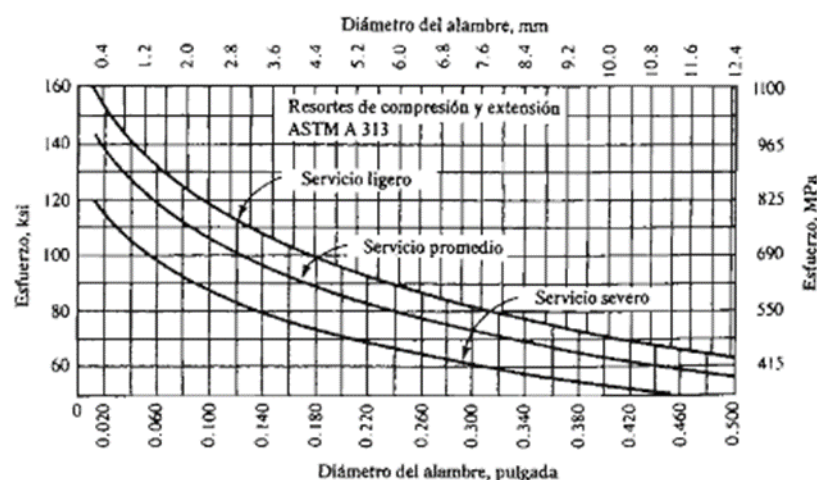


FIGURA 19-13

Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero inoxidable ASTM A313, resistente a la corrosión (Reimpreso de Harold Carlson, *Spring Designer's Handbook*, pág. 150, por cortesía de Marcel Dekker, Inc.)



Alambre de acero inoxidable tipo 302
Para tipo 304, multiplicar por 0.95
Para tipo 316, multiplicar por 0.85

ANEXO B CALIBRES Y DIAMETROS DE ALAMBRE PARA RESORTE

Calibre número	Calibre U.S. para alambre de acero (pulg) ^a	Calibre para alambre de instrumentos musicales (pulg) ^b	Calibre Brown & Sharpe (pulg) ^c	Diámetros métricos preferidos (mm) ^d
7/0	0.4900			13.0
6/0	0.4615	0.004	0.5800	12.0
5/0	0.4305	0.005	0.5165	11.0
4/0	0.3938	0.006	0.4600	10.0
3/0	0.3625	0.007	0.4096	9.0
2/0	0.3310	0.008	0.3648	8.5
0	0.3065	0.009	0.3249	8.0
1	0.2830	0.010	0.2893	7.0
2	0.2625	0.011	0.2576	6.5
3	0.2437	0.012	0.2294	6.0
4	0.2253	0.013	0.2043	5.5
5	0.2070	0.014	0.1819	5.0
6	0.1920	0.016	0.1620	4.8
7	0.1770	0.018	0.1443	4.5
8	0.1620	0.020	0.1285	4.0
9	0.1483	0.022	0.1144	3.8
10	0.1350	0.024	0.1019	3.5
11	0.1205	0.026	0.0907	3.0
12	0.1055	0.029	0.0808	2.8
13	0.0915	0.031	0.0720	2.5
14	0.0800	0.033	0.0641	2.0
15	0.0720	0.035	0.0571	1.8
16	0.0625	0.037	0.0508	1.6
17	0.0540	0.039	0.0453	1.4
18	0.0475	0.041	0.0403	1.2
19	0.0410	0.043	0.0359	1.0
20	0.0348	0.045	0.0320	0.90
21	0.0317	0.047	0.0285	0.80
22	0.0286	0.049	0.0253	0.70

Calibre número	Calibre U.S. para alambre de acero (pulg) ^a	Calibre para alambre de instrumentos musicales (pulg) ^b	Calibre Brown & Sharpe (pulg) ^c	Diámetros métricos preferidos (mm) ^d
23	0.0258	0.051	0.0226	0.65
24	0.0230	0.055	0.0201	0.60 o 0.55
25	0.0204	0.059	0.0179	0.50 o 0.55
26	0.0181	0.063	0.0159	0.45
27	0.0173	0.067	0.0142	0.45
28	0.0162	0.071	0.0126	0.40
29	0.0150	0.075	0.0113	0.40
30	0.0140	0.080	0.0100	0.35
31	0.0132	0.085	0.00893	0.35
32	0.0128	0.090	0.00795	0.30 o 0.35
33	0.0118	0.095	0.00708	0.30
34	0.0104	0.100	0.00630	0.28
35	0.0095	0.106	0.00501	0.25
36	0.0090	0.112	0.00500	0.22
37	0.0085	0.118	0.00445	0.22
38	0.0080	0.124	0.00396	0.20
39	0.0075	0.130	0.00353	0.20
40	0.0070	0.138	0.00314	0.18

ANEXO C. ENCUESTAS REALIZADAS EN EL SECTOR DE RESORTES DEL
AREA DE BUCARAMANGA

Nombre de la empresa: R y R Repuestos
Trabajo realizado: Fabricación y venta
Criterios de fabricación: Plano
Criterios de venta: Muestra o similar
Materiales más usados: Acero 1070- Alemán - Inoxidable
Pruebas estáticas realizadas: Ninguna
Pruebas dinámicas: Ninguna
Comentarios: se realiza una prueba con pesas dependiendo de la petición del cliente o para comprobar en dado caso la resistencia del resorte

Nombre de la empresa: Industria de Resortes y Tornillos
Trabajo realizado: Fabricación y venta
Criterios de fabricación: Plano o muestra
Criterios de venta: Similar
Materiales más usados: Acero 1070- Alemán
Pruebas estáticas realizadas: Ninguna
Pruebas dinámicas realizadas: Ninguna
Comentarios: No se cuenta con ningún tipo de prueba para la comprobación del resorte.

Nombre de la empresa: Resortes Mora
Trabajo realizado: Fabricación
Criterios de fabricación: Plano o resorte
Criterios de venta: Ninguno
Materiales más usados: Alemán- Inoxidable- Acero 1070
Pruebas estáticas realizadas: Ninguna
Pruebas dinámicas: Ninguna
Comentarios: Trabajo bajo planos ya hechos por el comprador o por medio del resorte ya fabricado como muestra.

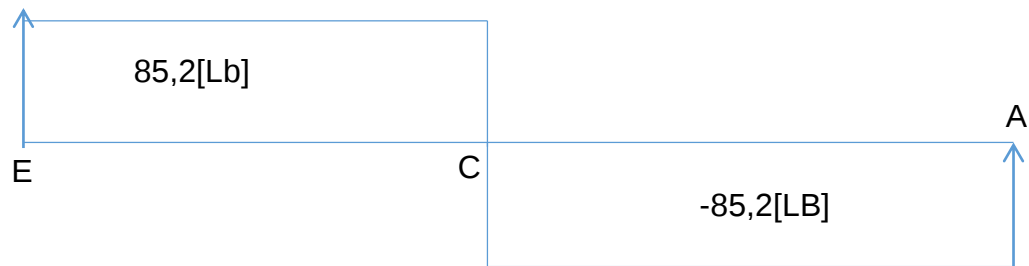
Nombre de la empresa: Resortes Borrero
Trabajo realizado: Fabricación
Criterios de fabricación: Plano o resorte
Criterios de venta: Ninguno
Materiales más usados: Acero 1070 – Alemán
Pruebas estáticas realizadas: Ninguna
Pruebas dinámicas realizadas: Ninguna
Comentarios: Se utilizó solo una vez acero inoxidable pero no presento las mejores características y los clientes se quejaron, por lo cual no se volvió a tener en cuenta.

Nombre de la empresa: Nacional De Resortes
Trabajo realizado: Fabricación y venta
Criterios de fabricación: Plano o muestra
Criterios de venta: Carga
Materiales más usados: Acero 1070 con tratamiento – Alemán
Pruebas estáticas realizadas: Manual (Pesas)
Pruebas dinámicas: Ninguna
Comentarios: No se cuenta con máquina para ensayo de resortes, pero posiblemente se tiene una en la empresa Metalizadora Del Oriente.

Nombre de la empresa: Resortek
Trabajo realizado: Fabricación
Criterios de fabricación: Planos
Criterios de venta: -----
Materiales más usados: Alemán- Inoxidable- Acero 1070
Pruebas estáticas realizadas: Ninguna
Pruebas dinámicas realizadas: Ninguna
Comentarios: No se realiza prueba alguna, se trabaja bajo el plano realizado por el comprador.

ANEXO D. DIAGRAMA DE TORSION, CORTANTES Y MOMENTOS EN CADA UNO DE LOS EJES

- Diagrama Torque.



- Diagrama fuerzas en Y

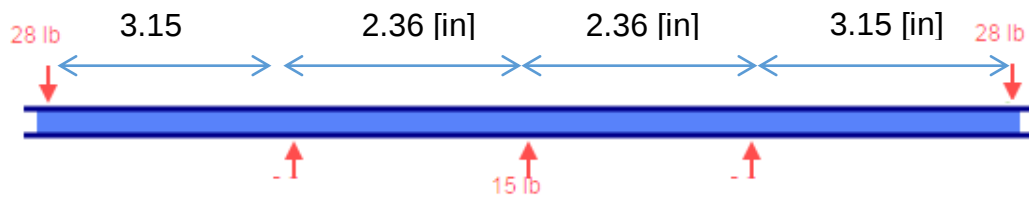
$$\Sigma MD = 0$$

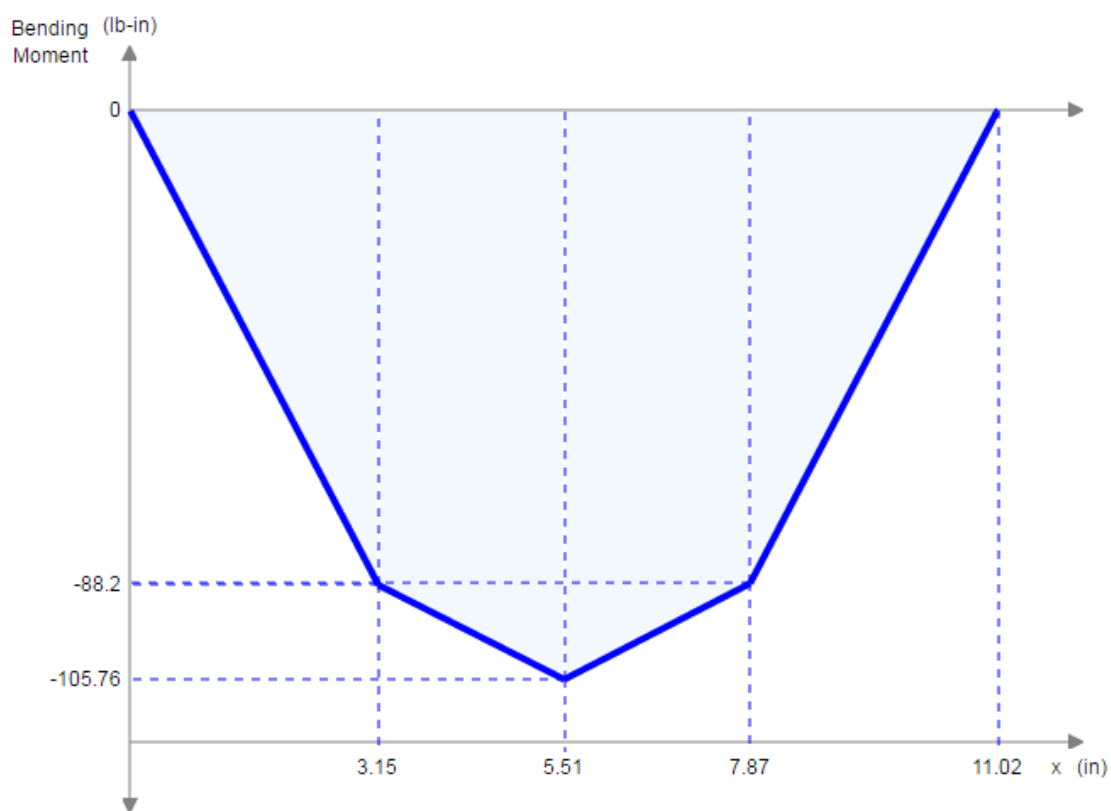
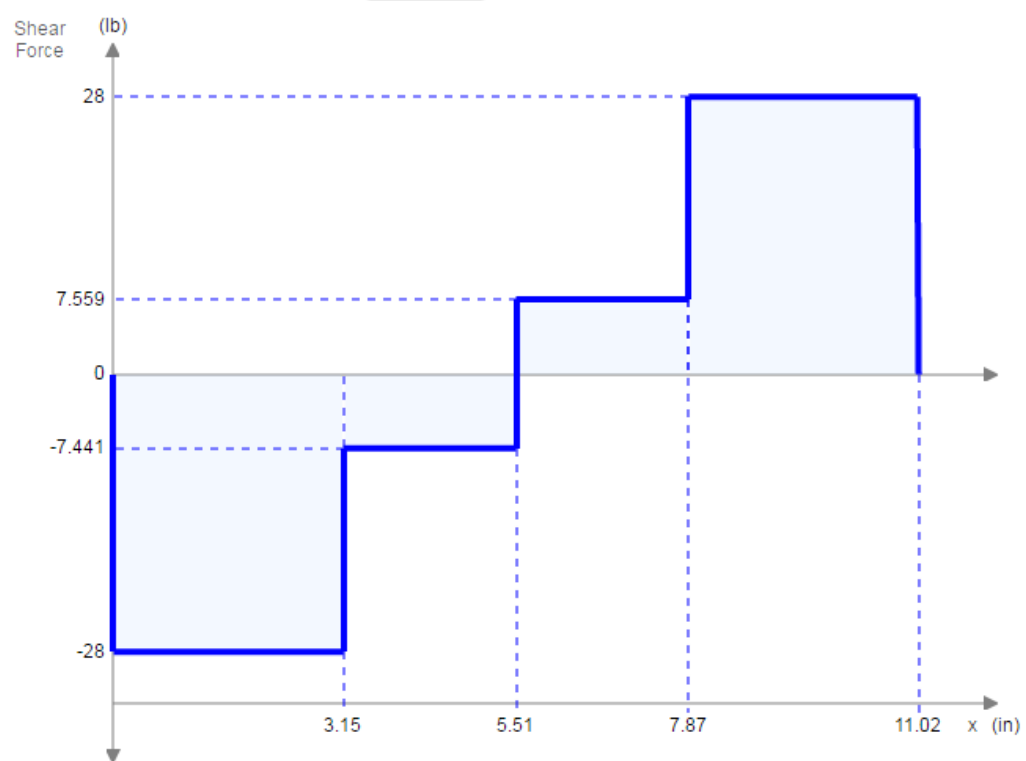
$$0 = (28 * 3,15) + (R_{by} * 4,72) + (15 * 2,36) - (28 * 7,87)$$

$$R_{by} = 20,5[Lb]$$

Por simetría

$$R_{dy} = 20,5[Lb]$$





- Diagrama fuerzas en X

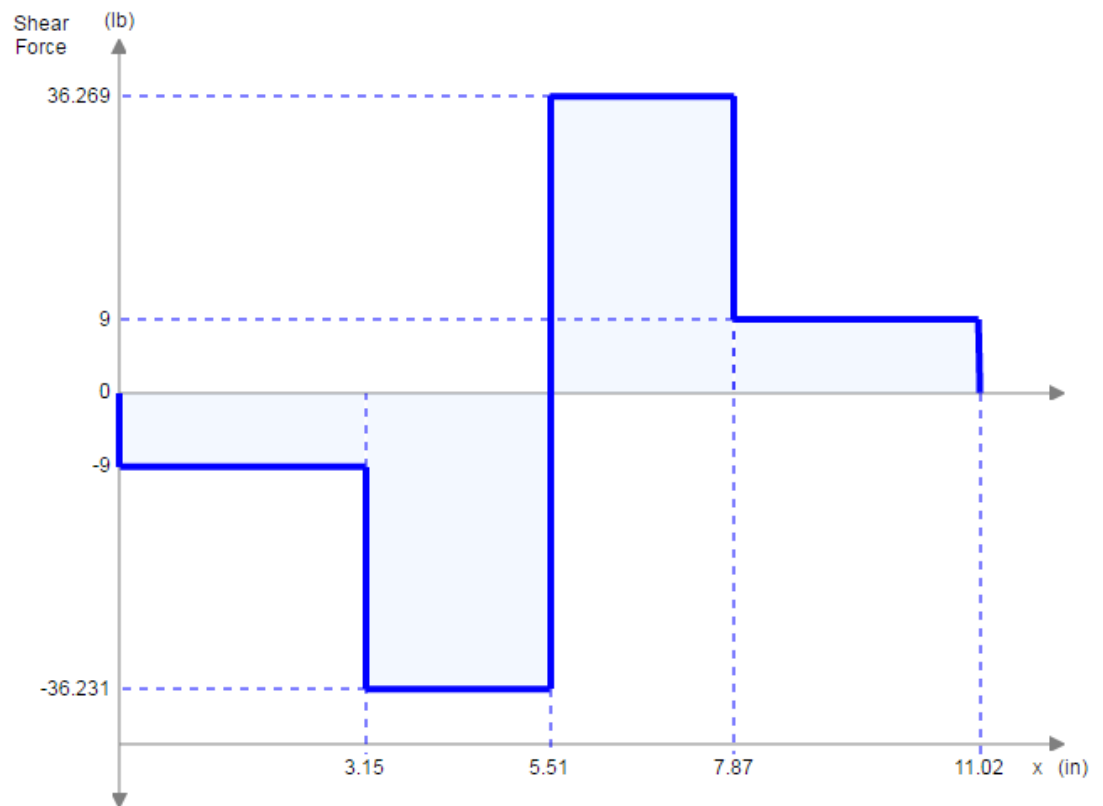
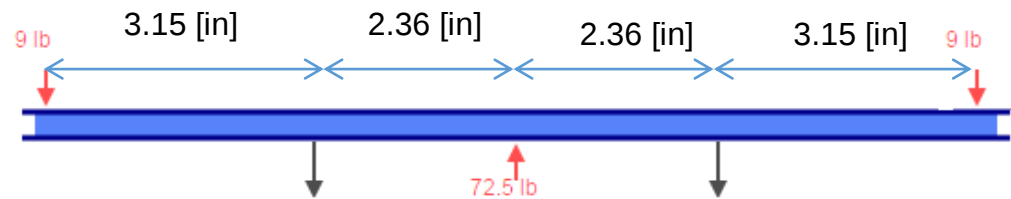
$$\Sigma MD = 0$$

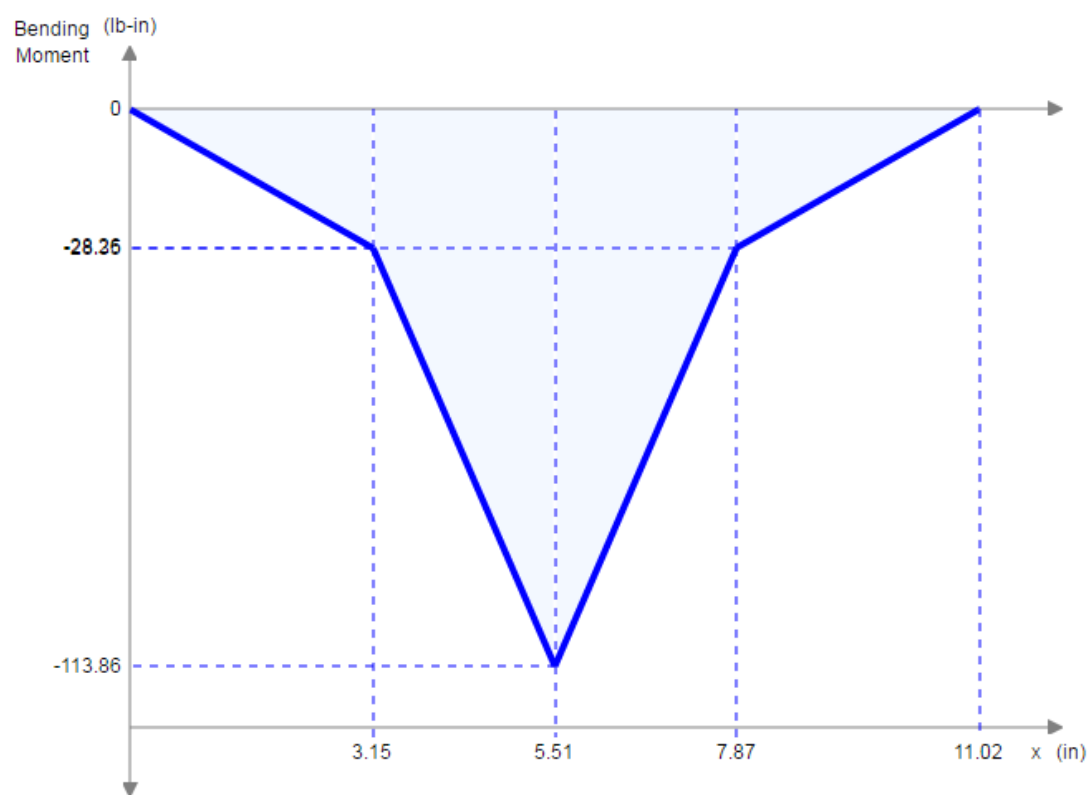
$$0 = (9 * 3,15) - (Rbx * 4,72) + (72,15 * 2,36) - (9 * 7,87)$$

$$Rbx = 27,25[Lb]$$

Por simetría

$$Rdx = 27,25[Lb]$$





ANEXO E. PROGRAMACION ARDUINO.

```
#include <LiquidCrystal.h>

////////////////////////////////// LIBRERIAS ////////////////////////////////////
#include "HX711.h" // CELDA DE CARGA
#include <LiquidCrystal.h> // PANTALLA LCD
#include <NewPing.h> // ULTRASONIDO
//////////////////////////////////

////////////////////////////////// DEFINICIONES DE PINES ////////////////////////////////////
#define motor 12 //PIN RELE DE APAGADO DE MOTOR
#define led 13 //PIN DE LED VERDE INDICADOR

#define DOUT 6 //PIN DATOS DE COMUNICACIÓN CELDA DE CARGA
#define CLK 7 //PIN RELOJ DE COMUNICACIÓN CELDA DE CARGA

#define SRPM 0//pin 2

#define TRIGGER_PIN 5 // Arduino pin tied to trigger pin on the ultrasonic sensor.
#define ECHO_PIN 4 // Arduino pin tied to echo pin on the ultrasonic sensor.
#define MAX_DISTANCE 50 // Maximum distance we want to ping for (in centimeters). Maximum sensor distance is rated at 400-500cm.
////////////////////////////////// DEFINICIONES DE FUNCIONES ////////////////////////////////////
HX711 presion(DOUT, CLK);
LiquidCrystal lcd(A0, A1, A2, A3, A4, A5);
NewPing sonar(TRIGGER_PIN, ECHO_PIN, MAX_DISTANCE); // NewPing setup of pins and maximum distance.
//////////////////////////////////

////////////////////////////////// VARIABLES ////////////////////////////////////
char vled=0;

int for1;
int Vdistancia=0;
float Vpresion=0.0,Vpresion2=0.0;
float promedioPresion=0;
float CICLOS1=0.0;
unsigned long CICLOS2=0;
unsigned long rpml;
unsigned long oldtime=0,oldtime1=0,oldtime2=0,oldtime3=0, oldtimepresion=0;
char contPresion=0;
int SerialLectura = 0;
int time;
int sensorValue, muestras;

//////////////////////////////////

////////////////////////////////// FUNCION DE INTERRUPCIÓN EXTERNA ////////////////////////////////////
void SENSOR_RPM() { CICLOS1++; }
//////////////////////////////////

////////////////////////////////// CONFIGURACIÓN DE INICIO ////////////////////////////////////
void setup()
{
  Serial.begin(9600); //VELOCIDAD DE COMUNICACIÓN USB SERIAL
  lcd.begin(16,2); //DEFINICIÓN DE TIPO DE PANTALLA

  attachInterrupt(SRPM, SENSOR_RPM, FALLING); //HABILITAR INTERRUPCIÓN EXTERNA

  pinMode(led, OUTPUT); // DEFINICIÓN DE PIN DE LED COMO SALIDA DIGITAL
```

```

pinMode(motor, OUTPUT); // DEFINICIÓN DE PIN DE ACTIVACIÓN DE RELE COMO SALIDA DIGITAL
digitalWrite(led,HIGH); // ENCENDER LED

lcd.print(" Inicialice el "); // MENSAJE EN LCD
lcd.setCursor(0, 1); // POSICIONAMIENTO DEL CURSOR DE LCD
lcd.print(" sistema "); // MENSAJE EN LCD
lcd.setCursor(10, 1); // POSICIONAMIENTO DEL CURSOR DE LCD

for(for1=10;for1>=0;for1--) //BUCLE DE RETARDO DE 10 SEG + PARPADEO DE LED
{

lcd.print(for1); // MOSTRAR CONTEO

digitalWrite(led,HIGH); // ENCENDER LED
delay(500); //RETARDO DE 100mseg
digitalWrite(led,LOW); // APAGAR LED
delay(500); //RETARDO DE 100mseg

lcd.setCursor(10, 1); // POSICIONAMIENTO DEL CURSOR DE LCD
lcd.print(" "); //LIMPIAR DATO PARA EVITAR TRASLAPAMIENTO
lcd.setCursor(11, 1); // POSICIONAMIENTO DEL CURSOR DE LCD

}//// FIN DE CUENTA REGRESIVA

lcd.clear(); // LIMPIAR DATOS DE PANTALLA LCD
lcd.setCursor(0, 0); // POSICIONAMIENTO DEL CURSOR DE LCD
lcd.print(" CALIBRANDO..."); // MENSAJE EN LCD

presion.set_scale(182960.0); // AJUSTE DE ESCALA DE MEDICIÓN DE PESO
presion.tare(20); //CALIBRACIÓN DE CELDA PARA RESTAR EL PESO DE TARA CON 20 MUESTRAS

delay(1000); //RETARDO DE 1000mseg
lcd.clear(); // LIMPIAR DATOS DE PANTALLA LCD

////////// BUCLE DE ESPERA DE ARRAQUE DE MOTOR MIENTRAS NO SE DETECTEN 2 CICLOS DE POLEA
while(CICLOS1<2){

if(millis()-oldtime>=50) // RUTINA POR RETARDO DESATENDIDO DE 50mseg
{ // PARA LA LECTURA DE PRESIÓN Y DISTANCIA

Vpresion=presion.get_units(1); //LECTURA DE PRESIÓN CON ÚNICO MUESTREO
unsigned int uS = sonar.ping(); // EMISIÓN DE PULSO Y LECTURA DE TIEMPO DE RECEPCIÓN DE PULSO ULTRASONICO
Vdistancia=(uS / US_ROUNDTRIP_CM)-9; //CONVERSIÓN A DISTANCIA EN CENTIMETROS - 9CM DE OBJETOS INDESEABLES

oldtime=millis(); // REGISTRO DE TIEMPO

}

lcd.setCursor(0, 0); // POSICIONAMIENTO DEL CURSOR DE LCD
lcd.print("P="); // MENSAJE EN LCD

lcd.setCursor(2, 0); // POSICIONAMIENTO DEL CURSOR DE LCD

lcd.print(Vpresion,2); //VISUALIZAR EL VALOR DE PRESIÓN
lcd.setCursor(7, 0); // POSICIONAMIENTO DEL CURSOR DE LCD
lcd.print("Kg "); // MENSAJE EN LCD
lcd.print("D="); // MENSAJE EN LCD

lcd.print(Vdistancia); // VISUALIZAR EL VALOR DE LA DISTANCIA
lcd.setCursor(14, 0); // POSICIONAMIENTO DEL CURSOR DE LCD

```

```

    lcd.print("cm");          // MENSAJE EN LCD

    lcd.setCursor(0, 1);      // POSICIONAMIENTO DEL CURSOR DE LCD
    lcd.print("ENCENDER MOTOR !");    // MENSAJE EN LCD

    if (Serial.available() > 0)    //CONPROBACIÓN DE BUFFER DE DATOS DE LABVIEW
    {

        Serial.print(Vpresion, 2); //ENVIO DEL VALOR DE PRESIÓN CON 2 DEECIMALES
        Serial.print("pre");        //ETIQUETA PARA EL VALOR DE PRESIÓN

        Serial.print(Vdistancia);   //ENVIO DEL VALOR DE LA DISTANCIA
        Serial.print("Dis");        //ETIQUETA PARA EL VALOR DE LA DISTANCIA

        Serial.print(0, DEC);        //ENVIO DE VALOR POR DEFECTO DEL # DE CICLOS
        Serial.print("Cic");        //ETIQUETA PARA EL NÚMERO DE CICLOS

        Serial.print(0);             //ENVIO DE VALOR POR DEFECTO DEL VALOR DE RPM EN LA POLEA
        Serial.println("Rpm");       //ETIQUETA PARA EL VALOR DE RPM DE LA POEA
        delay(1);                   //RETARDO DE 1mseg PARA EVITAR SOBRECARGA DE DATOS

    }
}

lcd.setCursor(0, 1);      // POSICIONAMIENTO DEL CURSOR DE LCD
lcd.print(" ");          //LIMPIAR DATOS ÚNICAMENTE EN LA FILA INFERIOR DE LA PATALLA LCD
CICLOS1=0;               //REINICIO DEL NÚMERO DE CICLOS

}

////////////////////////////////////////////////// FIN CONFIGURACIÓN DE INICIO ////////////////////////////////////////////

//////////////////// BUCLE DE PROGRAMA ////////////////////////////////////////////
void loop()
{

    if (Serial.available() > 0) {    //CONPROBACIÓN DE BUFFER DE DATOS DE LABVIEW

        SerialLectura = Serial.read(); //LECTURA DE DATOS ENVIADOS DSDE LABVIEW
        if (SerialLectura == 'M')      //VERIFICACIÓN DE ORDEN DE APAGAR MOTOR AL DETENER APLICATIVO EN LABVIEW
        {
            digitalWrite(motor, HIGH); //APAGAR MOTOR HASTA REINICIAR
            digitalWrite(led, LOW);     // APAGAR LED HASTA REINICIAR
            while(1){ }                //BUCLE INFINITO HASTA REINICIAR
        }
        // SI NO SE ENVIA LA ORDEN DE APAGAR MOTOR PERO EXISTE CONEXIÓN CON LABVIEW
        // SE ENVIAN LOS DATOS A LABVIEW
        Serial.print(Vpresion, 2);      //ENVIO DEL VALOR DE PRESIÓN CON 2 DEECIMALES
        Serial.print("pre");            //ETIQUETA PARA EL VALOR DE PRESIÓN

        Serial.print(Vdistancia);       //ENVIO DEL VALOR DE LA DISTANCIA
        Serial.print("Dis");            //ETIQUETA PARA EL VALOR DE LA DISTANCIA

        Serial.print(CICLOS2, DEC);     //ENVIO DEL VALOR DEL # DE CICLOS
        Serial.print("Cic");            //ETIQUETA PARA EL NÚMERO DE CICLOS

        Serial.print(rpml);             //ENVIO DEL VALOR DE RPM EN LA POLEA
        Serial.println("Rpm");          //ETIQUETA PARA EL VALOR DE RPM DE LA POEA
    }
}

```

```

}

// RUTINA POR RETARDO DESATENDIDO DE 50mseg
//PARA ENVIO DE DATOS A LA PANTALLA LCD
if(millis()-oldtime>=50)
{

lcd.setCursor(0, 1);          // POSICIONAMIENTO DEL CURSOR DE LCD
lcd.print("C=");              // MENSAJE EN LCD
lcd.print(CICLOS2);           // VISUALIZAR EL # DE CICLOS
lcd.setCursor(8, 1);          // POSICIONAMIENTO DEL CURSOR DE LCD
lcd.print("RPM=");            // MENSAJE EN LCD
lcd.print(rpml);              // VISUALIZAR EL VALOR DE RPM DE LA POLEA

    oldtime=millis();          // REGISTRO DE TIEMPO
}
////////////////////////////////////

// RUTINA POR RETARDO DESATENDIDO DE 50mseg
//PARA DETECCIÓN DE RUPTURA DE RESORTE POR PRESIÓN + DETENCIÓN DE APLICATIVO LABVIEW
if(millis()-oldtimepresion>=50)
{

    Vpresion2=presion.get_units(1);          //LECTURA DE PRESIÓN
    promedioPresion=promedioPresion+Vpresion2;    //SUMATORIA DE LECTURA DE PRESIÓN
    contPresion++;                                // CONTADOR PARA EL NÚMERO DE MUESTRAS
    if(contPresion>=5)                            // RUTINA DE PROMEDIO DE 5 LECTURAS DE PRESIÓN



---


{
    promedioPresion=promedioPresion/5;          //PROMEDIO Y DEFINICIÓN DEL VALOR DE PRESIÓN

    if((promedioPresion<0.2)&&(promedioPresion>-0.2)) // DETERMINACIÓN DE RANGO DE DETENCIÓN DE RUPTURA DEL RESORTE
    {
        digitalWrite(motor, HIGH);            //APAGAR MOTOR

        Serial.print(404);                      //'ENVIO DE CÓDIGO DE FALLO
        Serial.println("R");                    //ETIQUETA DE FALLO POR RUPTURA DE RESORTE

        while(1) //BUCLE DE PARPADEO DE LED HASTA REINICIAR
        {
            vled= !vled;                        //CAMBIAR EL ESTADO DEL LED
            digitalWrite(led, vled);            //ESTABLECER EL ESTADO DEL LED
            delay(100);                          //RETARDO DE 100mseg
        }
        }// SI NO SE HA PRODUCIDO LA RUPTURA DEL RESORTE SE REINICIA EL MUESTREO
        else
        { contPresion=0;  promedioPresion=0.0;} //REINICI DE VARIABLES PARA EL MUESTREO DE PRESIÓN
        }

        oldtimepresion=millis(); // REGISTRO DE TIEMPO

    }
    //////////////////////////////////////

    // RUTINA POR RETARDO DESATENDIDO DE 500mseg
    //PARA EL CÁLCUL DE RPM EN LA POLEA
    if(millis()-oldtime3>=500)

```

```

{
detachInterrupt(0);          //DESHABILITAR INTERRUPCIÓN
vled= !vled;                 //CAMBIAR EL ESTADO DEL LED
digitalWrite(led, vled);     //DEFINIR EL ESTADO DEL LED

////////////////////////////////////
time=millis()-oldtime1;      //REGISTRO DE TIEMPO PARA EL CÁLCULO DE RPM

rpm1=0;                      //REINICIO DE VARIABLE DE CICLOS PARA UN NUEVO CÁLCULO

rpm1=(CICLOS1/time)*60000;    //CÁLCULO DE RPM
CICLOS2=CICLOS2+CICLOS1;     //COPIA DEL NÚMERO DE CICLOS DE LA VARIABLE DE CICLOS PARA EL CÁLCULO RPM

CICLOS1=0;                  //REINICIO DE VARIABLE DE CICLOS PARA UN NUEVO CÁLCULO
lcd.setCursor(12, 1);       // POSICIONAMIENTO DEL CURSOR DE LCD
lcd.print(" ");             // LIMPIAR DATOS PARA EVITAR TRASLAPAMIENTO DEL VALOR DE RPM EN LA PANTALLA LCD
oldtime3=millis();          // REGISTRO DE TIEMPO
oldtime1=millis();          // REGISTRO DE TIEMPO
////////////////////////////////////

attachInterrupt(SRPM, SENSOR_RPM, FALLING); // HABILITAR INTERRUPCIÓN PAR UN NUEVO CÁLCULO

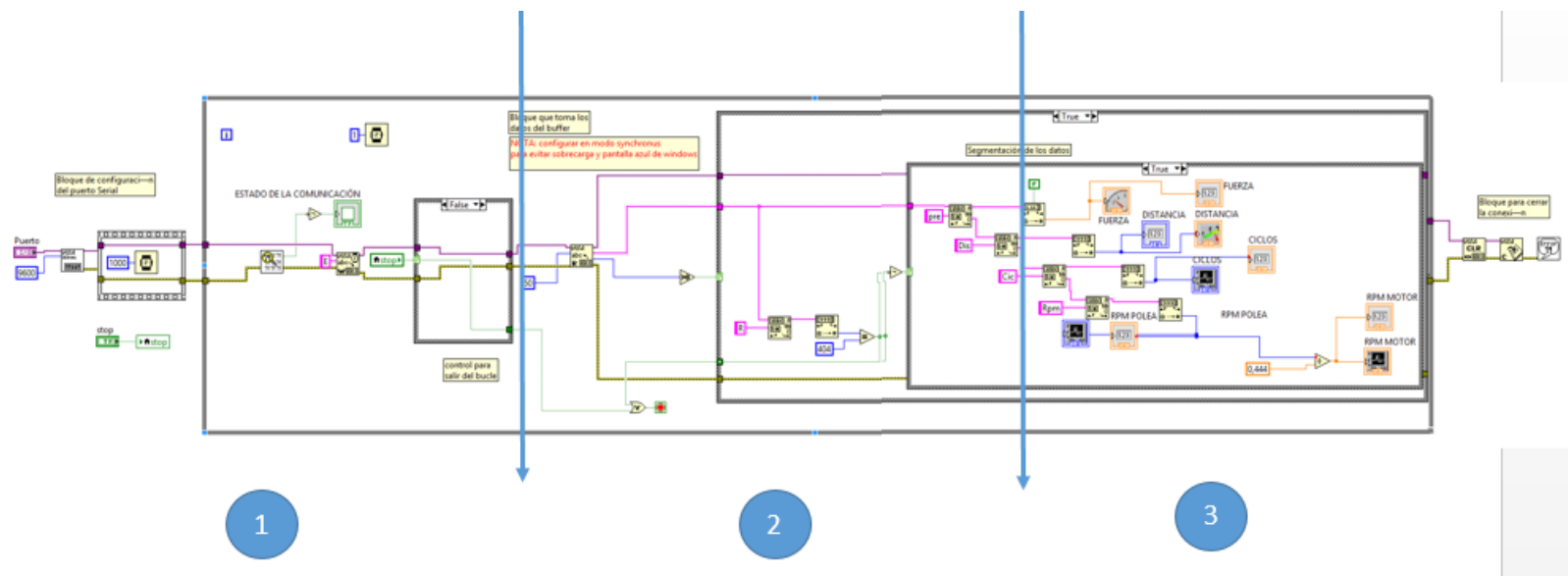
}

}

//////////////////////////////////// FIN BUCLE DE PROGRAMA //////////////////////////////////////

```

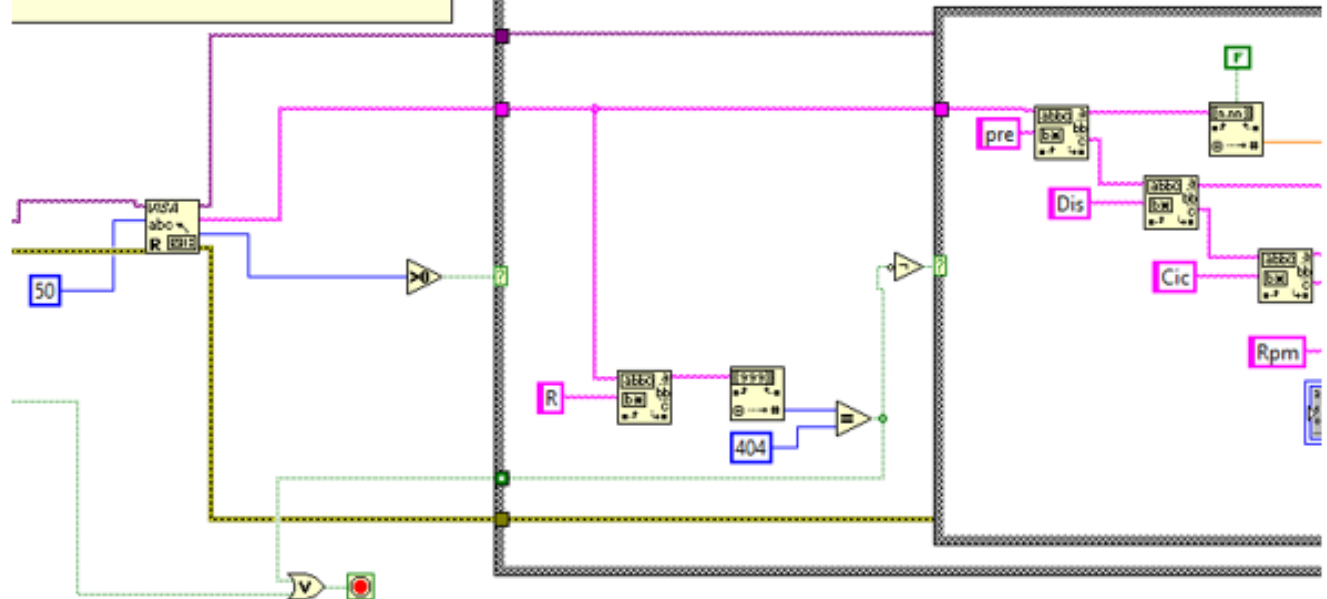
ANEXO F: PROGRAMA LABVIEW

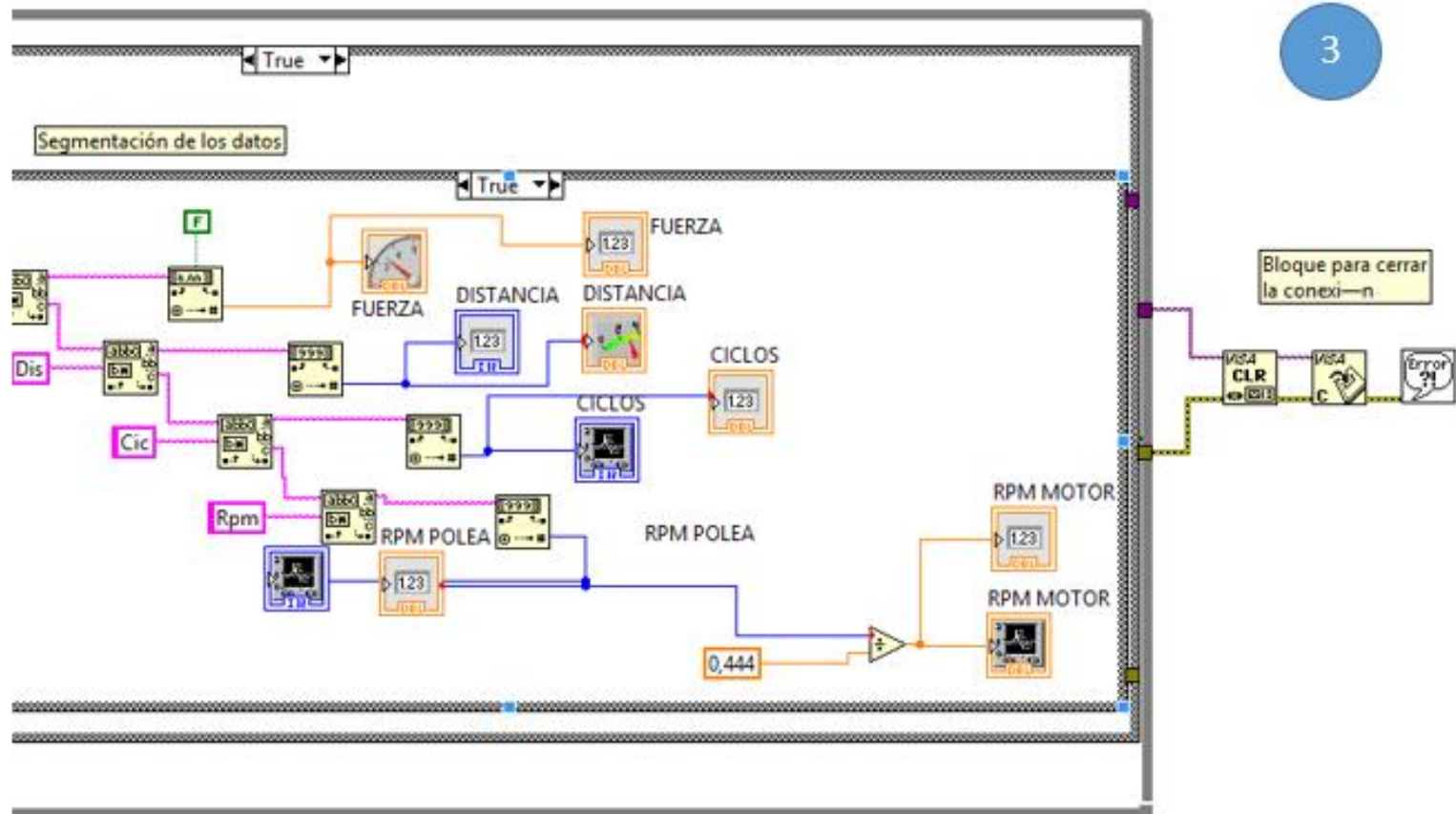




bloque que toma los
datos del buffer

NOTA: configurar en modo synchronus
para evitar sobrecarga y pantalla azul de windows





DESCRIPTION

The input multiplexer selects either Channel A or B differential input to the low-noise programmable gain amplifier (PGA). Channel A can be programmed with a gain of 128 or 64, corresponding to a full-scale differential input voltage of $\pm 20\text{mV}$ or $\pm 40\text{mV}$ respectively, when a 5V supply is connected to AVDD analog power supply pin. Channel B has a fixed gain of 32. On-chip power supply regulator eliminates the need for an external supply regulator to provide analog power for the ADC and the sensor. Clock input is flexible. It can be from an external clock source, a crystal, or the on-chip oscillator that does not require any external component. On-chip power-on-reset circuitry simplifies digital interface initialization.

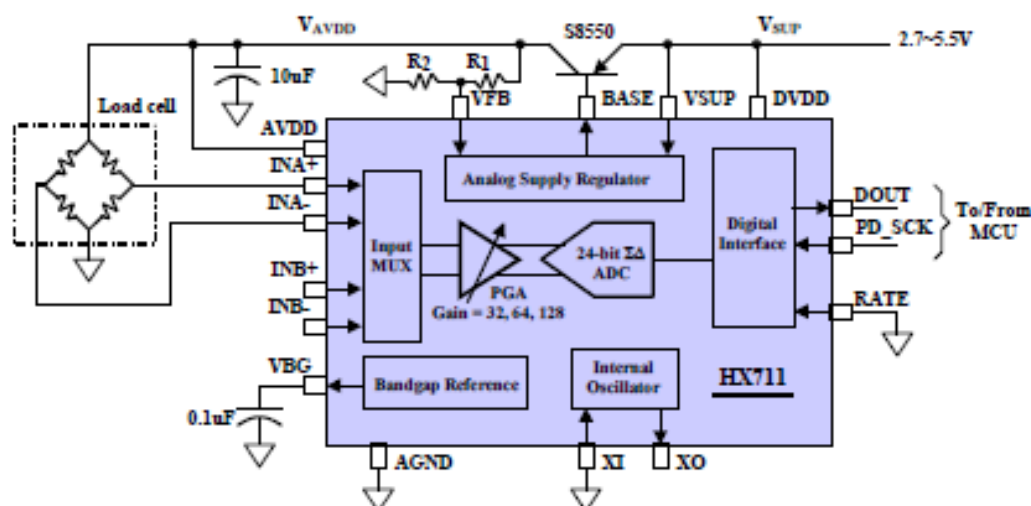
There is no programming needed for the internal registers. All controls to the HX711 are through the pins.

FEATURES

- Two selectable differential input channels
- On-chip active low noise PGA with selectable gain of 32, 64 and 128
- On-chip power supply regulator for load-cell and ADC analog power supply
- On-chip oscillator requiring no external component with optional external crystal
- On-chip power-on-reset
- Simple digital control and serial interface: pin-driven controls, no programming needed
- Selectable 10SPS or 80SPS output data rate
- Simultaneous 50 and 60Hz supply rejection
- Current consumption including on-chip analog power supply regulator:
normal operation $< 1.5\text{mA}$, power down $< 1\mu\text{A}$
- Operation supply voltage range: 2.6 ~ 5.5V
- Operation temperature range: $-40 \sim +85^{\circ}\text{C}$
- 16 pin SOP-16 package

APPLICATIONS

- Weigh Scales
- Industrial Process Control



Pin Description

Regulator Power	VSUP	1	16	DVDD	Digital Power
Regulator Control Output	BASE	2	15	RATE	Output Data Rate Control Input
Analog Power	AVDD	3	14	XI	Crystal I/O and External Clock Input
Regulator Control Input	VFB	4	13	XO	Crystal I/O
Analog Ground	AGND	5	12	DOUT	Serial Data Output
Reference Bypass	VBG	6	11	PD_SCK	Power Down and Serial Clock Input
Ch. A Negative Input	INNA	7	10	INPB	Ch. B Positive Input
Ch. A Positive Input	INPA	8	9	INNB	Ch. B Negative Input

SOP-16L Package

Pin #	Name	Function	Description
1	VSUP	Power	Regulator supply: 2.7 ~ 5.5V
2	BASE	Analog Output	Regulator control output (NC when not used)
3	AVDD	Power	Analog supply: 2.6 ~ 5.5V
4	VFB	Analog Input	Regulator control input (connect to AGND when not used)
5	AGND	Ground	Analog Ground
6	VBG	Analog Output	Reference bypass output
7	INA-	Analog Input	Channel A negative input
8	INA+	Analog Input	Channel A positive input
9	INB-	Analog Input	Channel B negative input
10	INB+	Analog Input	Channel B positive input
11	PD_SCK	Digital Input	Power down control (high active) and serial clock input
12	DOUT	Digital Output	Serial data output
13	XO	Digital I/O	Crystal I/O (NC when not used)
14	XI	Digital Input	Crystal I/O or external clock input, 0: use on-chip oscillator
15	RATE	Digital Input	Output data rate control, 0: 10Hz; 1: 80Hz
16	DVDD	Power	Digital supply: 2.6 ~ 5.5V

Table 1 Pin Description

Analog Inputs

Channel A differential input is designed to interface directly with a bridge sensor's differential output. It can be programmed with a gain of 128 or 64. The large gains are needed to accommodate the small output signal from the sensor. When 5V supply is used at the AVDD pin, these gains correspond to a full-scale differential input voltage of $\pm 20\text{mV}$ or $\pm 40\text{mV}$ respectively.

Channel B differential input has a fixed gain of 32. The full-scale input voltage range is $\pm 80\text{mV}$, when 5V supply is used at the AVDD pin.

Power Supply Options

Digital power supply (DVDD) should be the same power supply as the MCU power supply.

When using internal analog supply regulator, the dropout voltage of the regulator depends on the external transistor used. The output voltage is equal to $V_{AVDD} = V_{BG} * (R1 + R2) / R1$ (Fig. 1). This voltage should be designed with a minimum of 100mV below VSUP voltage.

If the on-chip analog supply regulator is not used, the VSUP pin should be connected to either AVDD or DVDD, depending on which voltage is higher. Pin VFB should be connected to Ground and pin BASE becomes NC. The external 0.1uF bypass capacitor shown on Fig. 1 at the VBG output pin is then not needed.

Clock Source Options

By connecting pin XI to Ground, the on-chip oscillator is activated. The nominal output data rate when using the internal oscillator is 10 (RATE=0) or 80SPS (RATE=1).

If accurate output data rate is needed, crystal or external reference clock can be used. A crystal can be directly connected across XI and XO pins. An external clock can be connected to XI pin, through a 20pF ac coupled capacitor. This external clock is not required to be a square wave. It can come directly from the crystal output pin of the MCU chip, with amplitude as low as 150 mV.

When using a crystal or an external clock, the internal oscillator is automatically powered down.

Output Data Rate and Format

When using the on-chip oscillator, output data rate is typically 10 (RATE=0) or 80SPS (RATE=1).

When using external clock or crystal, output data rate is directly proportional to the clock or crystal frequency. Using 11.0592MHz clock or crystal results in an accurate 10 (RATE=0) or 80SPS (RATE=1) output data rate.

The output 24 bits of data is in 2's complement format. When input differential signal goes out of the 24 bit range, the output data will be saturated at 800000h (MIN) or 7FFFFFFh (MAX), until the input signal comes back to the input range.

Serial Interface

Pin PD_SCK and DOUT are used for data retrieval, input selection, gain selection and power down controls.

When output data is not ready for retrieval, digital output pin DOUT is high. Serial clock input PD_SCK should be low. When DOUT goes to low, it indicates data is ready for retrieval. By applying 25~27 positive clock pulses at the PD_SCK pin, data is shifted out from the DOUT output pin. Each PD_SCK pulse shifts out one bit, starting with the MSB bit first, until all 24 bits are shifted out. The 25th pulse at PD_SCK input will pull DOUT pin back to high (Fig.2).

Input and gain selection is controlled by the number of the input PD_SCK pulses (Table 3). PD_SCK clock pulses should not be less than 25 or more than 27 within one conversion period, to avoid causing serial communication error.

PD_SCK Pulses	Input channel	Gain
25	A	128
26	B	32
27	A	64

Table 3 Input Channel and Gain Selection

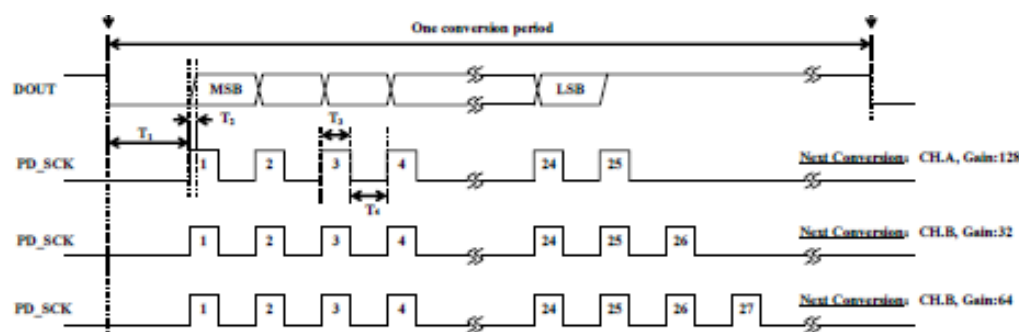


Fig.2 Data output, input and gain selection timing and control

Symbol	Note	MIN	TYP	MAX	Unit
T ₁	DOUT falling edge to PD_SCK rising edge	0.1			μs
T ₂	PD_SCK rising edge to DOUT data ready			0.1	μs
T ₃	PD_SCK high time	0.2	1	50	μs
T ₄	PD_SCK low time	0.2	1		μs

Reset and Power-Down

When chip is powered up, on-chip power on reset circuitry will reset the chip.

Pin PD_SCK input is used to power down the HX711. When PD_SCK Input is low, chip is in normal working mode.

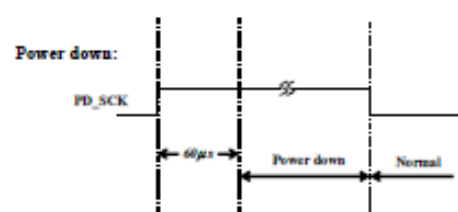


Fig.3 Power down control

When PD_SCK pin changes from low to high and stays at high for longer than 60μs, HX711 enters power down mode (Fig.3). When internal regulator is used for HX711 and the external

powered down. When PD_SCK returns to low, chip will reset and enter normal operation mode.

After a reset or power-down event, input selection is default to Channel A with a gain of 128.

Application Example

Fig.1 is a typical weigh scale application using HX711. It uses on-chip oscillator (XI=0), 10Hz output data rate (RATE=0). A Single power supply (2.7~5.5V) comes directly from MCU power supply. Channel B can be used for battery level detection. The related circuitry is not shown on Fig. 1.

Reference PCB Board (Single Layer)

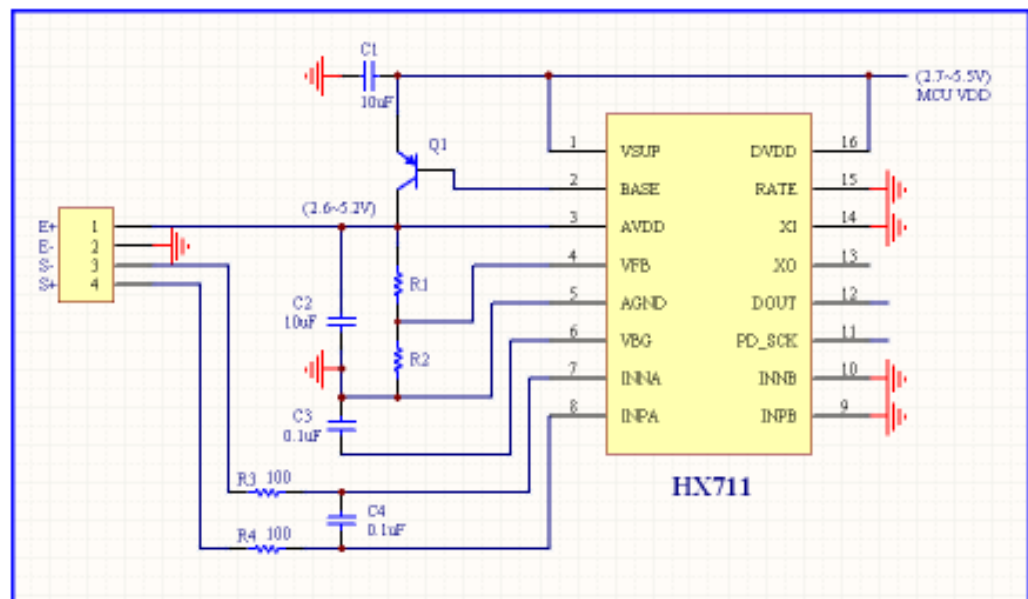
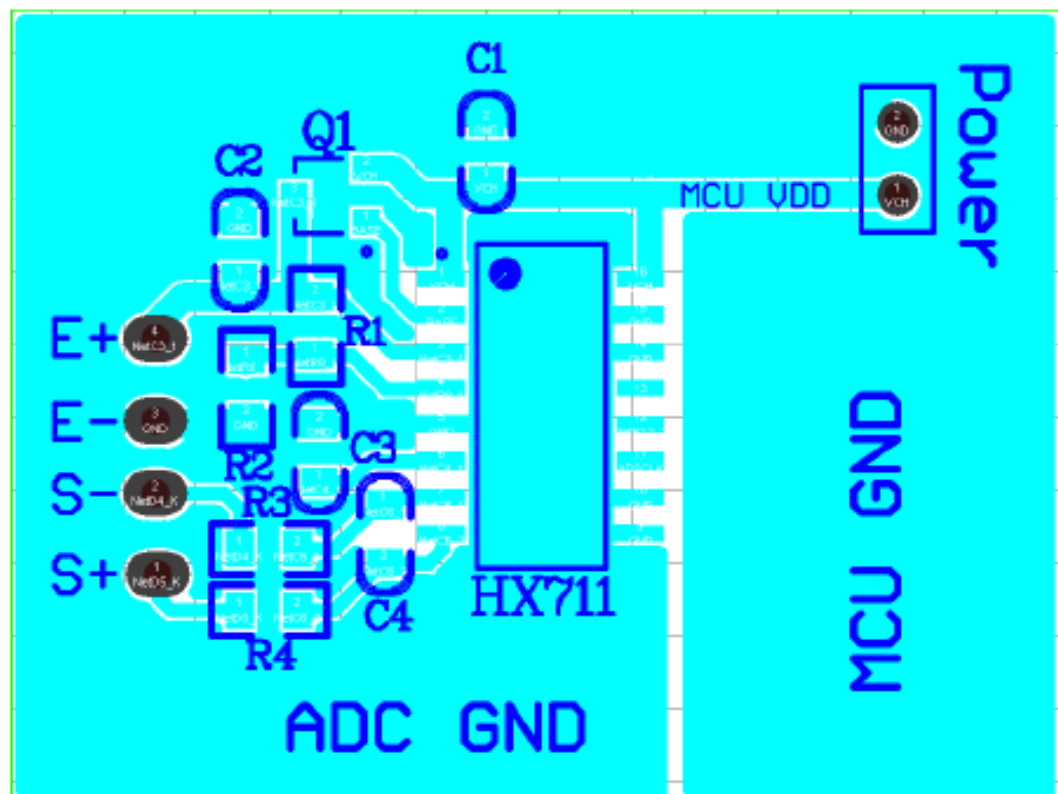


Fig.4 Reference PCB board schematic



ANEXO H. ULTRA SONIDO HS04.

Product features:

Ultrasonic ranging module HC - SR04 provides 2cm - 400cm non-contact measurement function, the ranging accuracy can reach to 3mm. The modules includes ultrasonic transmitters, receiver and control circuit. The basic principle of work:

- (1) Using IO trigger for at least 10us high level signal,
- (2) The Module automatically sends eight 40 kHz and detect whether there is a pulse signal back.
- (3) IF the signal back, through high level , time of high output IO duration is the time from sending ultrasonic to returning.

Test distance = (high level time×velocity of sound (340M/S) / 2,

Wire connecting direct as following:

- 5V Supply
- Trigger Pulse Input
- Echo Pulse Output
- 0V Ground

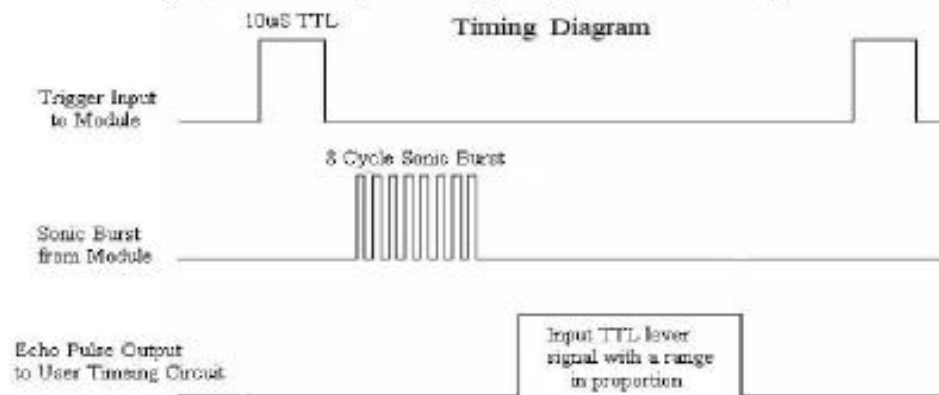
Electric Parameter

Working Voltage	DC 5 V
Working Current	15mA
Working Frequency	40Hz
Max Range	4m
Min Range	2cm
MeasuringAngle	15 degree
Trigger Input Signal	10uS TTL pulse
Echo Output Signal	Input TTL lever signal and the range in proportion
Dimension	45*20*15mm



Timing diagram

The Timing diagram is shown below. You only need to supply a short 10uS pulse to the trigger input to start the ranging, and then the module will send out an 8 cycle burst of ultrasound at 40 kHz and raise its echo. The Echo is a distance object that is pulse width and the range in proportion. You can calculate the range through the time interval between sending trigger signal and receiving echo signal. Formula: $\mu\text{S} / 58 = \text{centimeters}$ or $\mu\text{S} / 148 = \text{inch}$; or: the range = high level time * velocity (340M/S) / 2; we suggest to use over 60ms measurement cycle, in order to prevent trigger signal to the echo signal.



ANEXO I. SENSOR EFECTO HALL UGN3120.

3113, 3120, 3130, AND 3140

HALL-EFFECT SWITCHES

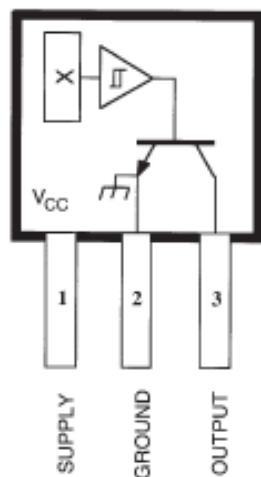
These Hall-effect switches are highly temperature stable and stress-resistant devices best utilized in applications that provide steep magnetic slopes and low residual levels of magnetic flux density.

Each device includes a voltage regulator, quadratic Hall voltage generator, temperature stability circuit, signal amplifier, Schmitt trigger and open-collector output on a single silicon chip. The on-board regulator permits operation with supply voltages of 4.5 to 24 volts. The switch output can sink up to 20 mA. With suitable output pull up, they can be used directly with bipolar or MOS logic circuits.

The four package styles available provide a magnetically optimized package for most applications. Suffix LT is a surface-mount SOT-89 (TO-243AA) package; suffixes LL, U, and UA feature wire leads for through-hole mounting.

FEATURES

- 4.5 V to 24 V Operation
- Activate With Small, Commercially Available Permanent Magnets
- Solid-State Reliability ... No Moving Parts
- Small Size
- Constant Output Amplitude
- Superior Temperature Stability
- Resistant to Physical Abuse
- Directly Replace Series UGN and UGS 3100/U Switches



Dep. PH-003A

Pinning is shown viewed from branded side.

ABSOLUTE MAXIMUM RATINGS

Supply Voltage, V_{CC}	25 V
Magnetic Flux Density, B	Unlimited
Output OFF Voltage, V_{OUT}	25 V
Continuous Output Current, I_{OUT}	25 mA
Operating Temperature Range, T_A	
Prefix UGN	-20°C to +85°C
Prefix UGS	-40°C to +125°C
Storage Temperature Range, T_S	-65°C to +150°C*

* Devices can be stored at +200°C for short periods of time.

Always order by complete part number. e.g., UGN3113UA.

3113, 3120, 3130, AND 3140 HALL-EFFECT SWITCHES

ELECTRICAL CHARACTERISTICS at $T_A = +25^\circ\text{C}$, $V_{CC} = 4.5\text{ V to }24\text{ V}$ (unless otherwise noted).

Characteristic	Symbol	Test Conditions	Limits			
			Min.	Typ.	Max.	Units
Supply Voltage	V_{CC}	Operating	4.5	—	24	V
Output Saturation Voltage	$V_{OUT(SAT)}$	$I_{OUT} = 20\text{ mA}$, $B > B_{OP}$	—	150	400	mV
Output Leakage Current	I_{OFF}	$V_{CC} = 24\text{ V}$, $B < B_{RP}$	—	<1.0	10	μA
Supply Current	I_{CC}	$V_{CC} = 4.5\text{ V}$, Output Open	—	4.7	8.0	mA
Output Rise Time	t_r	$V_{CC} = 12\text{ V}$, $R_L = 820\ \Omega$, $C_L = 20\text{ pF}$	—	0.04	2.0	μs
Output Fall Time	t_f	$V_{CC} = 12\text{ V}$, $R_L = 820\ \Omega$, $C_L = 20\text{ pF}$	—	0.18	2.0	μs

MAGNETIC CHARACTERISTICS in gauss

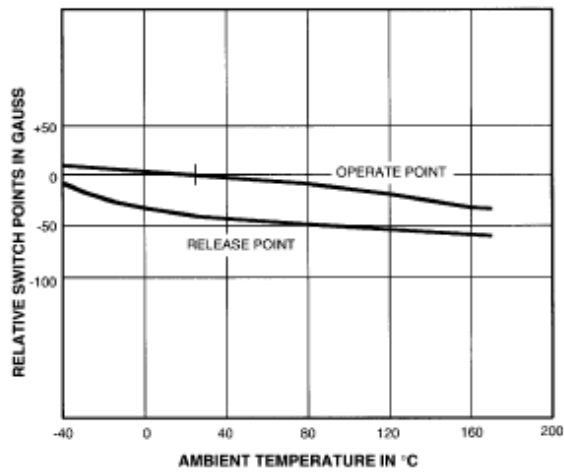
Characteristic	Part Number*	$T_A = +25^\circ\text{C}$		$T_A = -20^\circ\text{C to }+85^\circ\text{C}$		$T_A = -40^\circ\text{C to }+125^\circ\text{C}^\dagger$	
		Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.
Operate Point, B_{OP}	3113	—	450	—	510	—	—
	3120	70	350	70	425	35	450
	3130	—	150	—	175	—	200
	3140	70	200	45	260	45	270
Release Point, B_{RP}	3113	30	—	20	—	—	—
	3120	50	330	50	405	25	430
	3130	-150	—	-175	—	-200	—
	3140	50	180	25	240	25	250
Hysteresis, B_{HYS}	3113	20	—	10	—	—	—
	3120	20	—	20	—	20	—
	3130	20	—	20	—	20	—
	3140	20	—	20	—	20	—

NOTE: As used here, negative flux densities are defined as less than zero (algebraic convention).

* Complete part number includes a prefix denoting operating temperature range (UGN or UGS) and a suffix denoting package type (LL, LT, U, or UA).

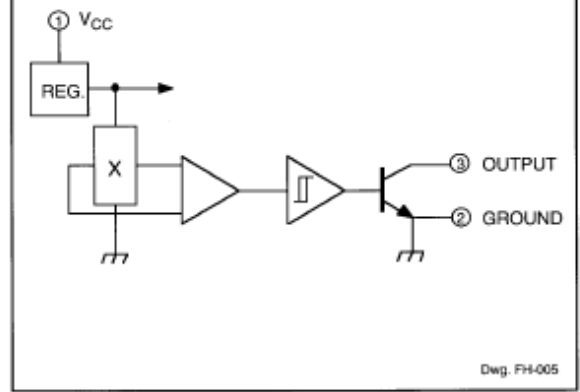
† Applicable to prefix UGS devices only (available with all devices except 3113).

TYPICAL CHARACTERISTICS AS FUNCTIONS OF TEMPERATURE



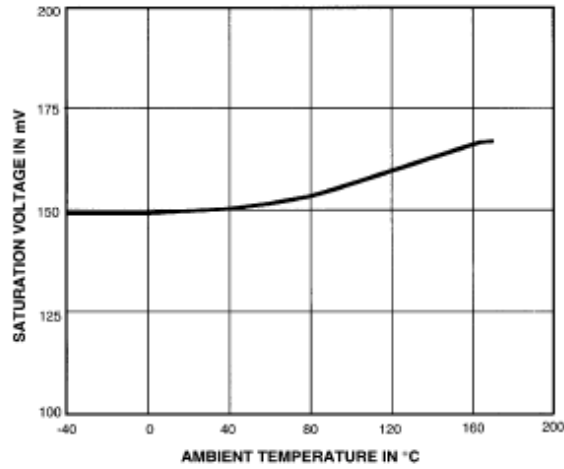
Dwg. GH-018

FUNCTIONAL BLOCK DIAGRAM



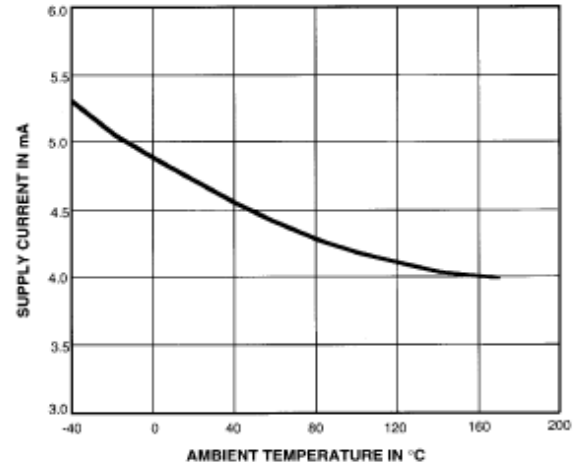
TYPICAL CHARACTERISTICS AS FUNCTIONS OF TEMPERATURE

OUTPUT SATURATION VOLTAGE



Dwg. GH-019

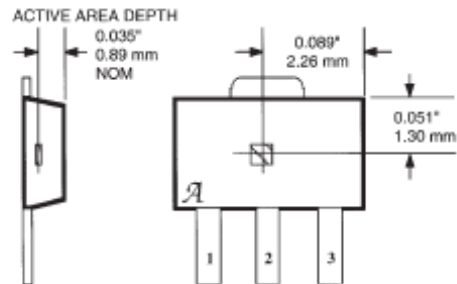
SUPPLY CURRENT



Dwg. GH-020

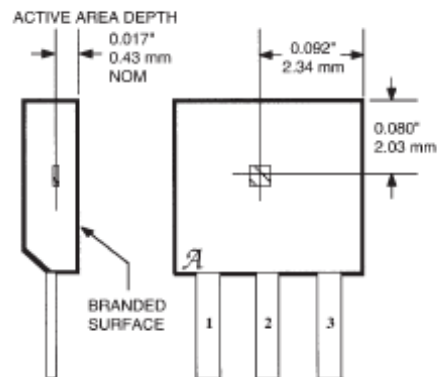
ELEMENT LOCATIONS (± 0.005 " [0.13mm] die placement)

SUFFIX "LL" AND "LT"



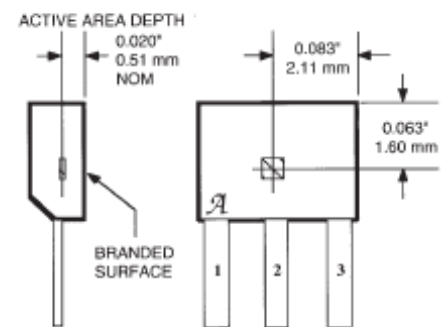
Dwg. MH-008A

SUFFIX "U"



Dwg. MH-002-1A

SUFFIX "UA"



Dwg. MH-011-1A

ANEXO J. CARTILLA-PRACTICA PRUEBA ESTATICA Y DINAMICA DE RESORTES HELICOIDALES.



LABORATORIO DISEÑOII

PRACTICA PRUEBA ESTATICA Y DINAMICA DE RESORTES HELICOIDALES.

El objetivo de esta práctica es contribuir con el aprendizaje de los estudiantes de ingeniería mecánica mediante el desarrollo de una herramienta didáctica que permita corroborar el procedimiento de diseño en detalle de los resortes helicoidales.

La práctica cuenta con dos pruebas, la primera de tipo estático donde se evidencia la longitud y elongación sufridas al aplicarle la carga a la cual fue diseñada, seguido de una prueba dinámica que permitirá comprobar el ciclo de vida del mismo.

DISEÑO II

PRACTICA PRUEBA ESTATICA Y DINAMICA DE RESORTES HELICOIDALES.

MARCO TEORICO

Un resorte mecánico, es un componente de máquina que posee la capacidad de almacenar energía mecánica para liberarla pertinentemente con el fin de aplicar fuerza, ofrecer flexibilidad o reducir vibraciones, Sin embargo, los resortes mecánicos desempeñan en las máquinas la tarea de elementos flexibles, logrando sufrir grandes deformaciones por consecuencia de cargas externas retornando su forma inicial cuando finaliza la acción de las mismas, es decir, muestran una gran elasticidad.

Debido a sus múltiples utilidades se tiene una gran cantidad de material referente al diseño de los resortes, lo cual nos permite realizar el proceso de diseño de diferentes formas, es por eso que es necesario tener algún tipo de elemento que nos permita probar lo anteriormente construido, para que de esta forma se puedan corroborar nuestros datos y saber a ciencia cierta si cumple con los requerimientos que se piden y con el trabajo que posteriormente llevara a cabo.

A continuación se presenta el proceso paso a paso para los diferentes resortes, dependiendo de sus características y se darán unas recomendaciones en los pasos que son de vital importancia o donde se evalúan características especiales.

OBJETIVOS

Cuando el estudiante termine de realizar esta práctica, debe ser capaz de:

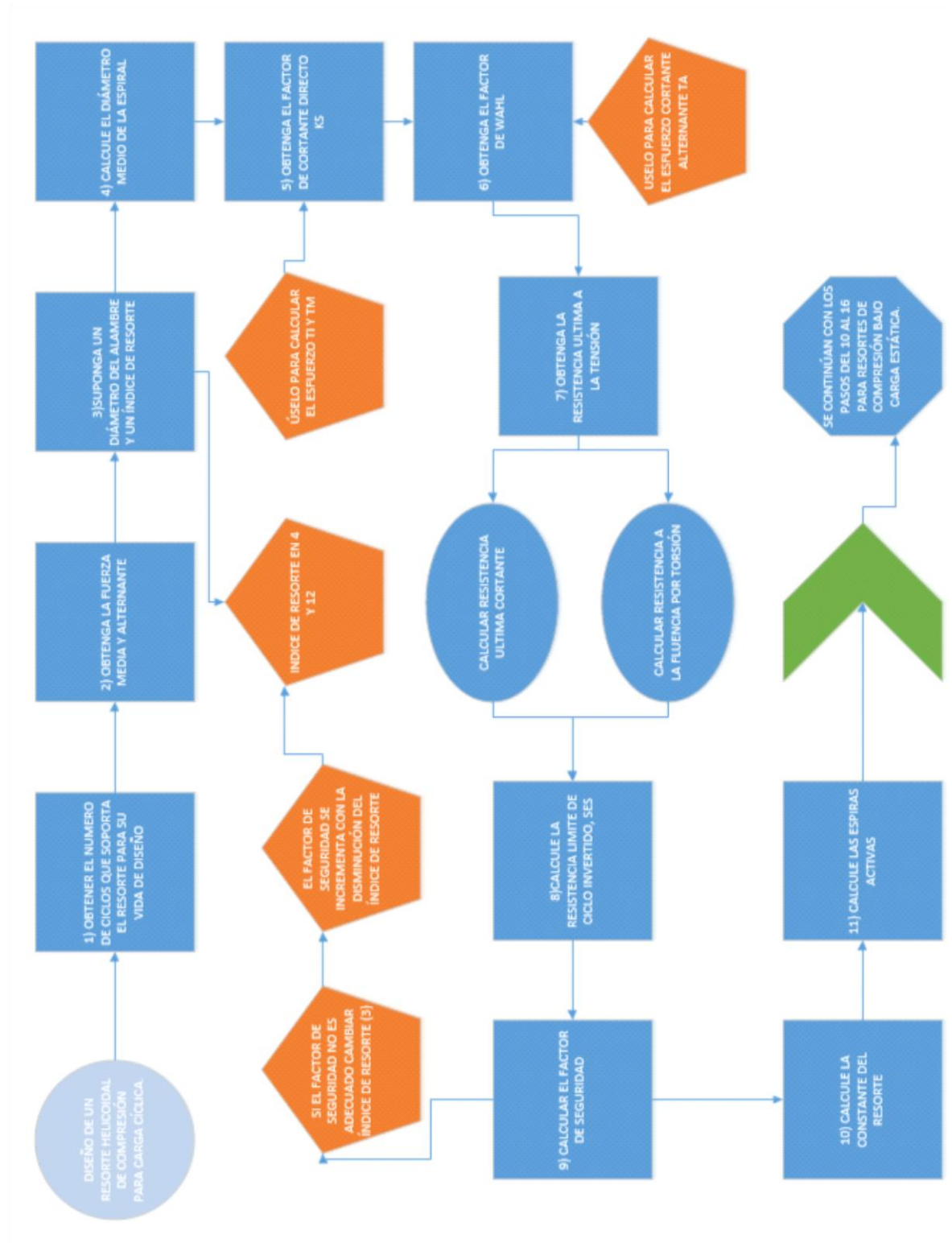
--Entender la importancia de cada una de las etapas del diseño, desde el diseño en detalle hasta su fabricación.

--Analizar cuáles son los principales factores que afectan los cálculos de un elemento mecánico (Resorte).

--Retroalimentar los cálculos para así obtener un elemento que cumpla con las características deseadas.

--Llevar los cálculos acorde a los procesos y materiales ofrecidos por el mercado.

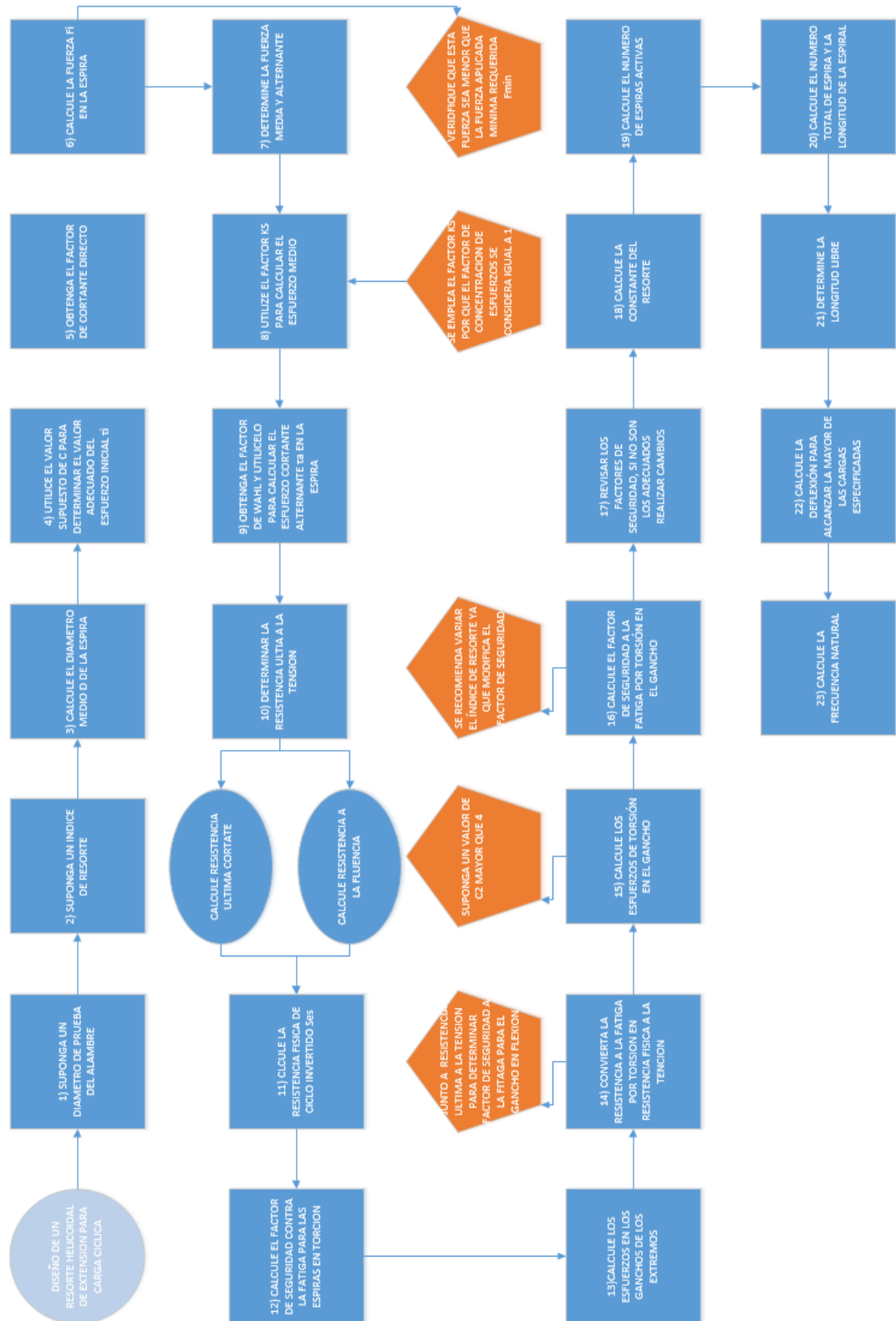
✓ **RESORTE HELICOIDAL DE COMPRESIÓN PARA CARGA CÍCLICA.**



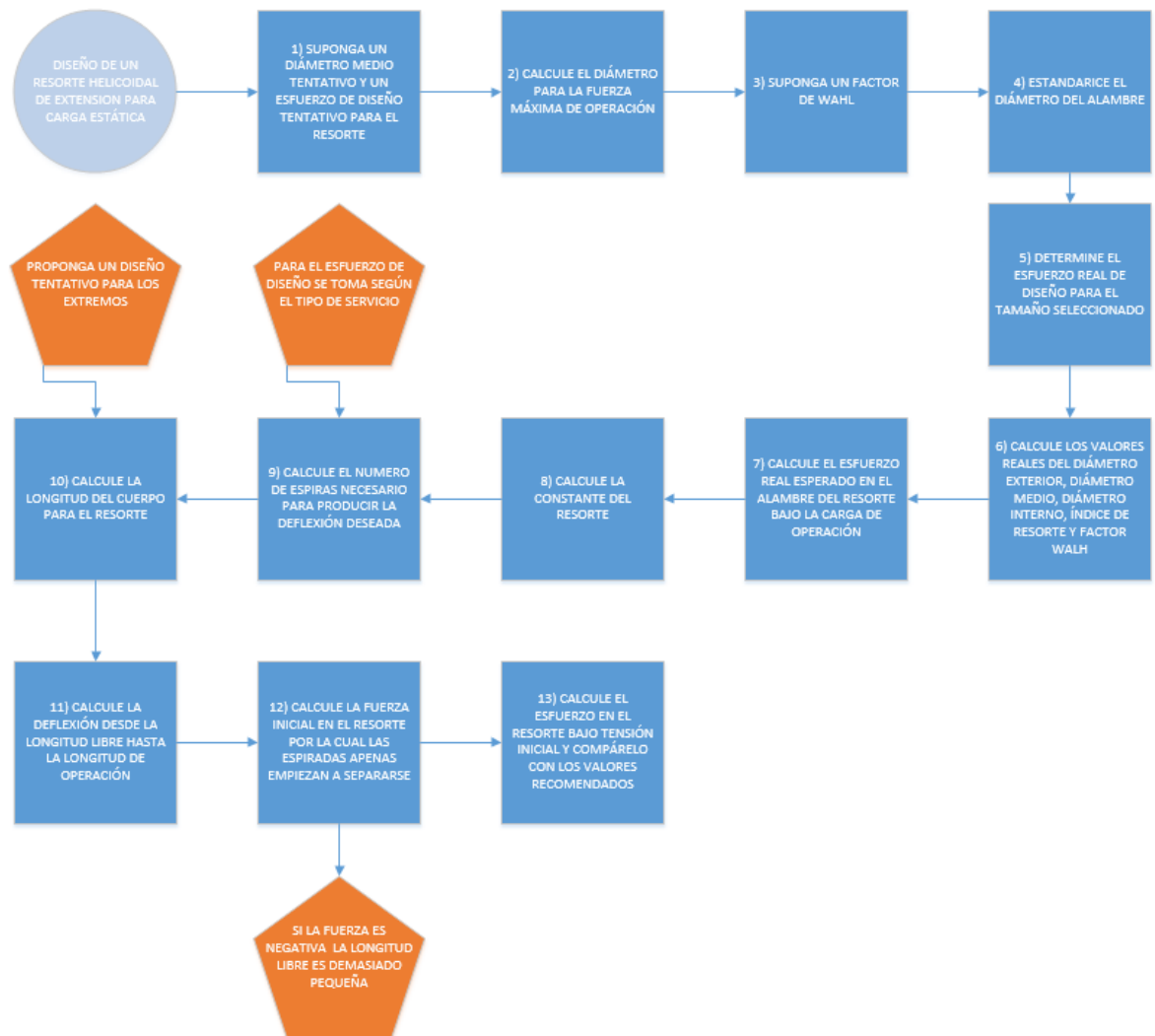
✓ RESORTE HELICOIDAL DE COMPRESIÓN.



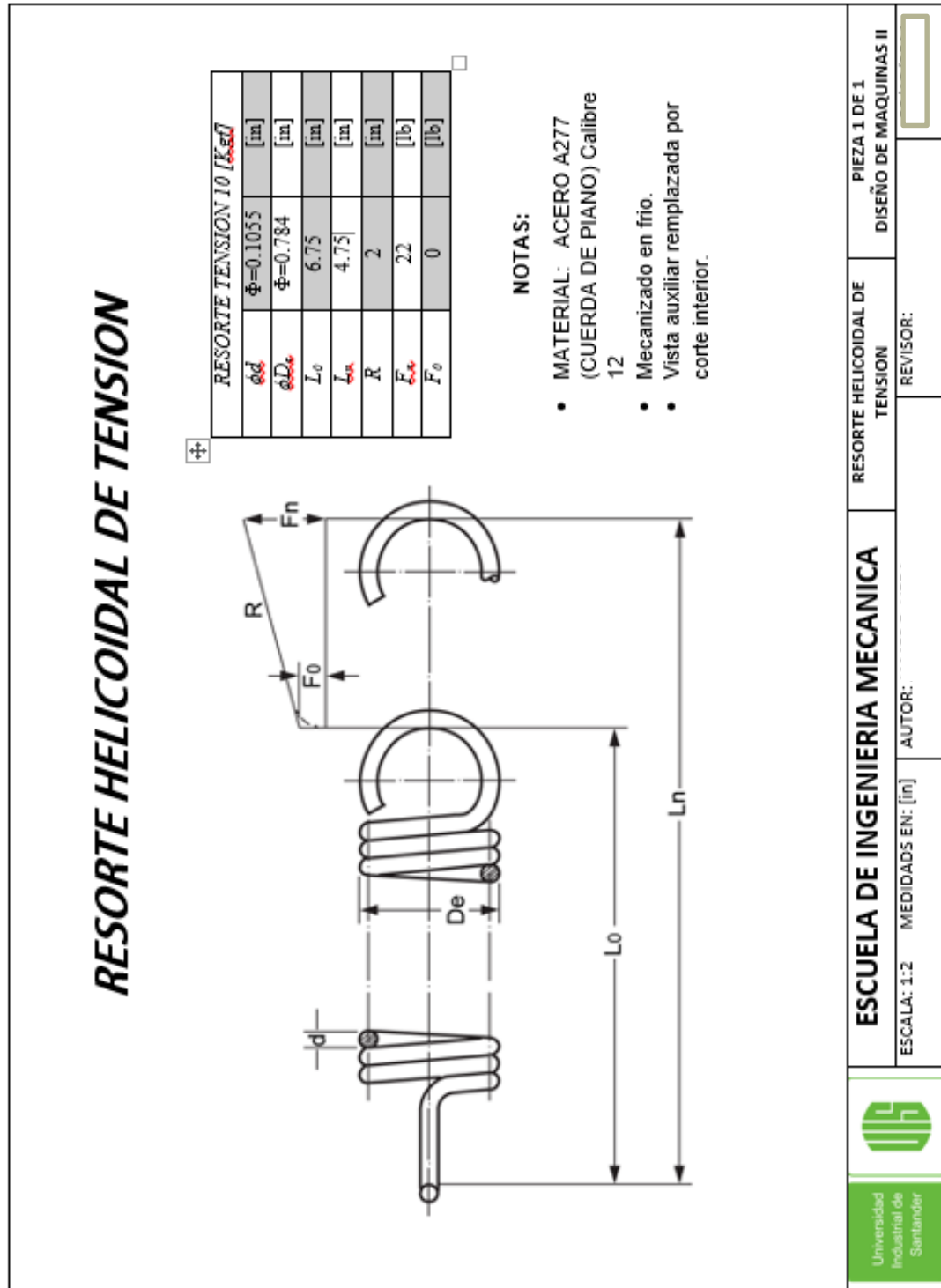
✓ **RESORTE HELICOIDAL DE EXTENSION PARA CARGA CICLICA.**



✓ **RESORTE HELICOIDAL DE EXTENSION PARA CARGA ESTÁTICA.**



✓ REPRESENTACION GRAFICA DE UN PLANO DE RESORTE.



TEMAS DE CONSULTA.

- Nuevos materiales y procesos de manufactura en la fabricación de resortes.
- Identifique y explique cuáles son las principales variables que pueden influir en el diseño de resortes.
- En que influye si se evalúa el resorte con mayor carga, que pasa con los ciclos, se puede llegar a trabajar con este resorte.
- Investigue acerca de los resortes de válvula, cuál es su proceso de fabricación, porque son tan precisos.
- Diferentes métodos y máquinas para la medición de las características de los resortes.

BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA.

- ✓ Raúl Avellaneda-Pedro Navarro. (2016). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DISEÑO DE DETALLE EN RESORTES HELICOIDALES DE TENSIÓN Y COMPRESIÓN. Colombia.
- ✓ Mott, R. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación.
- ✓ Norton, R. (2011). Diseño de máquinas un enfoque integrado. México: Pearson Educación.

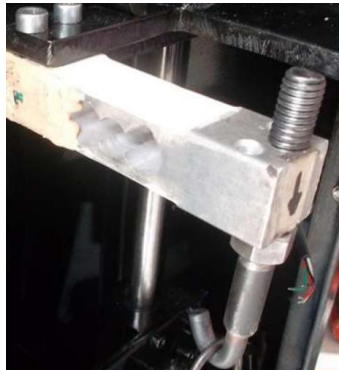
PROCEDIMIENTO.

PROCEDIMIENTO PRUEBA ESTATICA

1. Lubrique el sistema de guías, chumaceras.
2. Conecte la maquina a corriente 220V.
3. Encienda el switch.



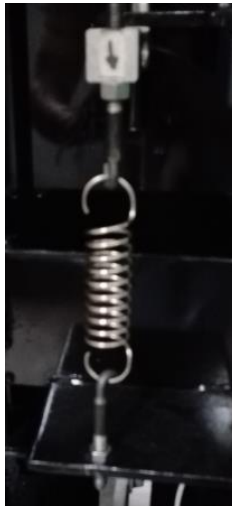
4. Seleccione el tipo de gancho dependiendo del resorte utilizado en la prueba.
5. Ponga la distancia del gato en un punto adecuado para poder montar el resorte sin mayor esfuerzo, es decir en el punto donde no se le ejerza fuerza ya que desde ese punto se comienza a medir la carga.
6. Modifique la distancia de los ganchos según la longitud natural del resorte. Se modifica soltando la tuerca de apreté de los ganchos y roscándolo según la longitud deseada, para posterior fijado con la tuerca.



7. Asegúrese que el tornillo prisionero en el sistema de guía de movimiento del gato este suelto, para de esta forma permitir la movilidad.



8. Asegúrese que los ganchos estén alineados.



9. Monte el respectivo resorte a ser probado en los ganchos ya modificados.
10. Revise que el arduino se encuentre conectado a la tarjeta que contiene el circuito de los sensores.
11. Conecte el cable USB tanto al arduino como al computador o en dado caso la fuente que alimente el arduino, ya que se puede trabajar mediante un computador o por medio de una fuente de energía externa.



12. Revise que el LED que se encuentra en la tarjeta este encendido ya que este nos indica que se ha efectuado una corriente comunicación y que se están enviando los datos adquiridos por el sensor.

13. Revise que el dato de fuerza suministrado en el computador y de la misma manera en la pantalla LED se encuentre en 0. Lo cual nos permite identificar que al sensor no se le está generando ninguna fuerza tanto de tensión como compresión.
14. Mediante la manivela del gato comience a realizar la fuerza, hasta generar la fuerza requerida por el diseñador.
15. Registre los valores de fuerza, y distancia de elongación en la TABLA 1.
16. Verifique que el valor de distancia sea el mismo para el cual fue diseñado.
17. En caso que no se cumpla, finalice la prueba ya que no cumple con los requerimientos de diseño y por lo tanto no pasa la prueba estática.
18. En caso que cumpla siga con la prueba dinámica.

PROCEDIMIENTO PRUEBA DINAMICA

19. Fije el tornillo prisionero del sistema de movimiento del gato.
20. Gire la polea hasta que haga 2 ciclos para de esta forma dar inicio a la prueba.
21. Cierre la puerta de seguridad y asegúrela con el gancho lateral.
22. Encienda el switch que le da arranque al variador y al motor.



23. Encienda el variador de frecuencia. (tener en cuenta que cuando se enciende el variador de frecuencia el arranca en una rpm mínimas).
24. Ajuste mediante el potenciómetro las rpm deseadas para la prueba.
25. RECOMENDACIÓN: en dado caso que el resorte posea características donde la fuerza este cercana a los 25 kg o una longitud cercana a las

16[cm] realizar la prueba modificando la frecuencia en el variador a 25hz o menos).

26. NUNCA ABRIR LA PUERTA MIENTRAS SE ESTE REALIZANDO LA PRUEBA DINAMICA.

27. Estar atento al momento en que el resorte sufra la fisura. Aunque la maquina se apaga de forma automática apenas se rompa el resorte.

28. Cuando la maquina esta quieta debido a la ruptura del resorte, tome los datos obtenidos y regístrelos en la TABLA 2.

29. Apague el switch, y desconecte la máquina.

30. Abra la puerta y desmonte el resorte.

31. Recoja los residuos del resorte ensayado y limpie el banco.

32. Cierre la puerta y recoja los cables de modo organizado.

TABLAS.

TABLA 1. PRUEBA ESTATICA.

REQUERIMIENTOS DE DISEÑO	
FUERZA [Kg]	
ELONGACION [cm]	
MATERIAL	
LONGITUD FINAL [cm]	
LONGITUD INICIAL [cm]	

RESULTADOS PRUEBA ESTATICA	
FUERZA [Kg]	
ELONGACION [cm]	
LONGITUD FINAL [cm]	
LONGITUD INICIAL [cm]	

TABLA 2. PRUEBA DINAMICA.

REQUERIMIENTOS DE DISEÑO	
TIEMPO APROXIMADO DE LA PRUEBA [h]	
REVOLUCIONES POLEA [rpm]	
FRECUENCIA [cilos/m]	
VIDA UTIL [ciclos]	

RESULTADOS PRUEBA DINAMICA	
VIDA UTIL [ciclos]	
TIEMPO DE LA PRUEBA [h]	
REVOLUCIONES POLEA [rpm]	
REVOLUCIONES DEL MOTOR [rpm]	

OBSERVACIONES.

CONCLUSIONES.

Vo Bo. Profesor (firma)

ANEXO K. CALCULOS RESORTE DE PRUEBA 1

"alambre a227 tratamiento termico sin temple"

$W=10 \times 2,2$ "Peso"
 $G=11,5e6$ "Constante Elastica"
 $Sy_C=110000$ "Ver Figura 19-8"
 $Sy_F=125000$ "Ver Figura 19-24"
 $d=0,148[in]$ "diametro del alambre"
 $C=8$ "indice de resorte"
 $De=C \times d$
 $\tau_{min}=-4,231 \times C^3+181,5 \times C^2-3387 \times C+28640$
 $\tau_{max}=-2,987 \times C^3+139,7 \times C^2-3427 \times C+38404$
 $\tau_{medio}=(\tau_{min}+\tau_{max})/2$
 $KS=1+(0,5/C)$ "FACTOR CORTANTE DIRECTO"
 $Fi=(\pi \times (d^3) \times \tau_{medio})/(8 \times KS \times De)$ "fuerza de tension inicial"
 $Fa=(F_{max}-F_{min})/(2)$
 $Fm=(F_{max}+F_{min})/(2)$
 $F_{max}=W$
 $F_{min}=0$
 $\tau_m=(KS \times 8 \times Fm \times De)/(\pi \times (d^3))$
 $Kw=((4 \times C)-1)/((4 \times C)-4)$
 $\tau_a=(Kw \times 8 \times Fa \times De)/(\pi \times (d^3))$
 $Sut=A \times (d^b)$ " TABLA 10.3 Y 10.4 NORTON"
 $A=141140$
 $B=-0,1822$
 $SYS=0,45 \times Sut$
 $Sus=0,67 \times Sut$
 $Sew=45000$ "sin granallar"
 $Ses=(0,5 \times Sew \times Sus)/(Sus-(0,5 \times Sew))$
 $C1=(2 \times De)/(2 \times d)$
 $Kb=(4 \times C1^2-C1-1)/(4 \times C1 \times (C1-1))$
 $\sigma_a=((Kb \times 16 \times De \times Fa)/(\pi \times d^3))+((4 \times Fa)/(\pi \times d^2))$
 $\sigma_m=((Kb \times 16 \times De \times Fm)/(\pi \times d^3))+((4 \times Fm)/(\pi \times d^2))$
 $\sigma_{min}=((Kb \times 16 \times De \times F_{min})/(\pi \times d^3))+((4 \times F_{min})/(\pi \times d^2))$
 $Se=Ses/0,67$
 $Nfb=(Se \times (Sut-\sigma_{min}))/((Se \times (\sigma_m-\sigma_{min}))+(Sut \times \sigma_a))$
 $R2=(C2 \times d)/2$
 $C2=5$

 $KW2=((4 \times C2)-1)/((4 \times C2)-4)$
 $\tau_{ba}=(KW2 \times 8 \times Fa \times De)/(\pi \times (d^3))$
 $\tau_{bm}=(KW2 \times 8 \times Fm \times De)/(\pi \times (d^3))$
 $\tau_{bmin}=(KS \times 8 \times F_{min} \times De)/(\pi \times (d^3))$
 $Nfs=(Ses \times (Sus-\tau_{bmin}))/((Se \times (\tau_{bm}-\tau_{bmin}))+(Sut \times \tau_{ba}))$
 $k=(W-F_{min})/(0,787402)$ "la deflexion de los 2 cm"
 $Na=((d^4) \times G)/(8 \times (De^3) \times k)$
 $Nt=Na+1$
 $Lb=Nt \times d$
 $Lf=Lb+2 \times L_{gancho}$
 $L_{gancho}=De-d$
 $Y_{max}=(F_{max}-Fi)/k$
 $OD=De+d$

 "COMPROBACION CICLOS"

$\tau_{ciclos}=8 \times Kw \times F_{max} \times OD/(\pi \times d^3)$

ANEXO L. CALCULOS RESORTE DE PRUEBA 2

alambre 313 "

```

W=10*2,2          "Peso"
G=11,5e6  "Constante Elastica"
Sy_C=110000  "Ver Figura 19-8"
Sy_F=125000  "Ver Figura 19-24"
d=0,148[in] "diametro del alambre"
C=8 "indice de resorte"
De=C*d
tau_min=-4,231*C^3+181,5*C^2-3387*C+28640
tau_max=-2,987*C^3+139,7*C^2-3427*C+38404
tau_medio=(tau_min+tau_max)/2
KS=1+(0,5/C) "FACTOR CORTANTE DIRECTO"
Fi=(Pi*(d^3)*tau_medio)/(8*KS*De) "fuerza de tension inicial"
Fa=(Fmax-Fmin)/(2)
Fm=(Fmax+Fmin)/(2)
Fmax=W
Fmin=0
tau_m=(KS*8*Fm*De)/(Pi*(d^3))
Kw=((4*C)-1)/((4*C)-4)
tau_a=(Kw*8*Fa*De)/(Pi*(d^3))
Sut=187000 " TABLA 10.5 NORTON"
SYS=0,45*Sut
Sus=0,67*Sut
Sew=45000 "sin granallar"
Ses=(0,5*Sew*Sus)/(Sus-(0,5*Sew))
C1=(2*De)/(2*d)
Kb=(4*C1^2-C1-1)/(4*C1*(C1-1))
sigma_a=((Kb*16*De*Fa)/(Pi*d^3))+((4*Fa)/(Pi*d^2))
sigma_m=((Kb*16*De*Fm)/(Pi*d^3))+((4*Fm)/(Pi*d^2))
sigma_min=((Kb*16*De*Fmin)/(Pi*d^3))+((4*Fmin)/(Pi*d^2))
Se=Ses/0,67
Nfb=(Se*(Sut-sigma_min))/((Se*(sigma_m-sigma_min))+(Sut*sigma_a))
R2=(C2*d)/2
C2=5

KW2=((4*C2)-1)/((4*C2)-4)
tau_ba=(KW2*8*Fa*De)/(Pi*(d^3))
tau_bm=(KW2*8*Fm*De)/(Pi*(d^3))
tau_bmin=(KS*8*Fmin*De)/(Pi*(d^3))
Nfs=(Ses*(Sus-tau_bmin))/((Se*(tau_bm-tau_bmin))+(Sut*tau_ba))
k=(W-Fmin)/(0,787402) "la deflexion de los 2 cm"
Na=((d^4)*G)/(8*(De^3)*k)
Nt=Na+1
Lb=Nt*d
Lf=Lb+2*Lgancho
Lgancho=De-d
Ymax=(Fmax-Fi)/k
OD=De+d

```

"COMPROBACION CICLOS"

tau_ciclos=8*Kw*Fmax*OD/(Pi*d^3)

ANEXO M. CALCULOS RESORTE DE PRUEBA 3

"alambre a228"

```

W=10*2,2          "Peso"
G=81500e6*convert(Pa,Psi)  "Constante Elastica"
Sy_C=110000  "Ver Figura 19-8"
Sy_F=125000  "Ver Figura 19-24"
d=0,148[in]  "diametro del alambre"
C=8" indice de resorte"
De=C*d
tau_min=-4,231*C^3+181,5*C^2-3387*C+28640
tau_max=-2,987*C^3+139,7*C^2-3427*C+38404
tau_medio=(tau_min+tau_max)/2
KS=1+(0,5/C)  "FACTOR CORTANTE DIRECTO"
Fi=(Pi*(d^3)*tau_medio)/(8*KS*De)  "fuerza de tension inicial"
Fa=(Fmax-Fmin)/(2)
Fm=(Fmax+Fmin)/(2)
Fmax=W
Fmin=0
tau_m=(KS*8*Fm*De)/(Pi*(d^3))
Kw=((4*C)-1)/((4*C)-4)
tau_a=(Kw*8*Fa*De)/(Pi*(d^3))
Sut=A*(d^b)  " TABLA 10.3 Y 10.4 NORTON"
A=184649
B=-0,1625
SYS=0,45*Sut
Sus=0,667*Sut
Sew=45000  "sin granallar"
Ses=(0,5*Sew*Sus)/(Sus-(0,5*Sew))
C1=(2*De)/(2*d)
Kb=(4*C^2-C-1)/(4*C*(C-1))
sigma_a=((Kb*16*De*Fa)/(Pi*d^3))+((4*Fa)/(Pi*d^2))
sigma_m=((Kb*16*De*Fm)/(Pi*d^3))+((4*Fm)/(Pi*d^2))
sigma_min=((Kb*16*De*Fmin)/(Pi*d^3))+((4*Fmin)/(Pi*d^2))
Se=Ses/0,67
Nfb=(Se*(Sut-sigma_min))/((Se*(sigma_m-sigma_min))+(Sut*sigma_a))
R2=(C2*d)/2
C2=5
tau_bmin=(KS*8*Fmin*De)/(Pi*(d^3))
Nfs=(Ses*(Sus-tau_bmin))/((Se*(tau_bm-tau_bmin))+(Sut*tau_ba))
k=(W-Fmin)/(0,787402)  "la deflexion de los 2 cm"
Na=((d^4)*G)/(8*(De^3)*k)
Nt=Na+1
Lb=Nt*d
Lf=Lb+2*Lgancho
Lgancho=De-d
Ymax=(Fmax-Fi)/k
OD=De+d

```

"COMPROBACION CICLOS"

tau_ciclos=8*Kw*Fmax*OD/(Pi*d^3)

ANEXO N. CALCULOS RESORTE DE PRUEBA 4 CALCULOS RESORTE DE PRUEBA 4

"alambre a227 tratamiento termico temple"

```

W=10*2.2          "Peso"
G=11,5e6  "Constante Elastica"
Sy_C=110000  "Ver Figura 19-8"
Sy_F=125000  "Ver Figura 19-24"
d=0,148[in]  "diametro del alambre"
C=8" indice de resorte"
De=C*d
tau_min=-4,231*C^3+181,5*C^2-3387*C+28640
tau_max=-2,987*C^3+139,7*C^2-3427*C+38404
tau_medio=(tau_min+tau_max)/2
KS=1+(0,5/C)  "FACTOR CORTANTE DIRECTO"
Fi=(Pi*(d^3)*tau_medio)/(8*KS*De)  "fuerza de tension inicial"
Fa=(Fmax-Fmin)/(2)
Fm=(Fmax+Fmin)/(2)
Fmax=W
Fmin=0
tau_m=(KS*8*Fm*De)/(Pi*(d^3))
Kw=((4*C)-1)/((4*C)-4)
tau_a=(Kw*8*Fa*De)/(Pi*(d^3))
Sut=A*(d^b)  " TABLA 10.3 Y 10.4 NORTON"
A=141140
B=-0,1822
SYS=0,45*Sut
Sus=0,67*Sut
Sew=45000  "sin granallar"
Ses=(0,5*Sew*Sus)/(Sus-(0,5*Sew))
C1=(2*De)/(2*d)
Kb=(4*C^1^2-C1-1)/(4*C1*(C1-1))
sigma_a=((Kb*16*De*Fa)/(Pi*d^3))+((4*Fa)/(Pi*d^2))
sigma_m=((Kb*16*De*Fm)/(Pi*d^3))+((4*Fm)/(Pi*d^2))
sigma_min=((Kb*16*De*Fmin)/(Pi*d^3))+((4*Fmin)/(Pi*d^2))
Se=Ses/0,67
Nfb=(Se*(Sut-sigma_min))/((Se*(sigma_m-sigma_min))+(Sut*sigma_a))
R2=(C2*d)/2
C2=5

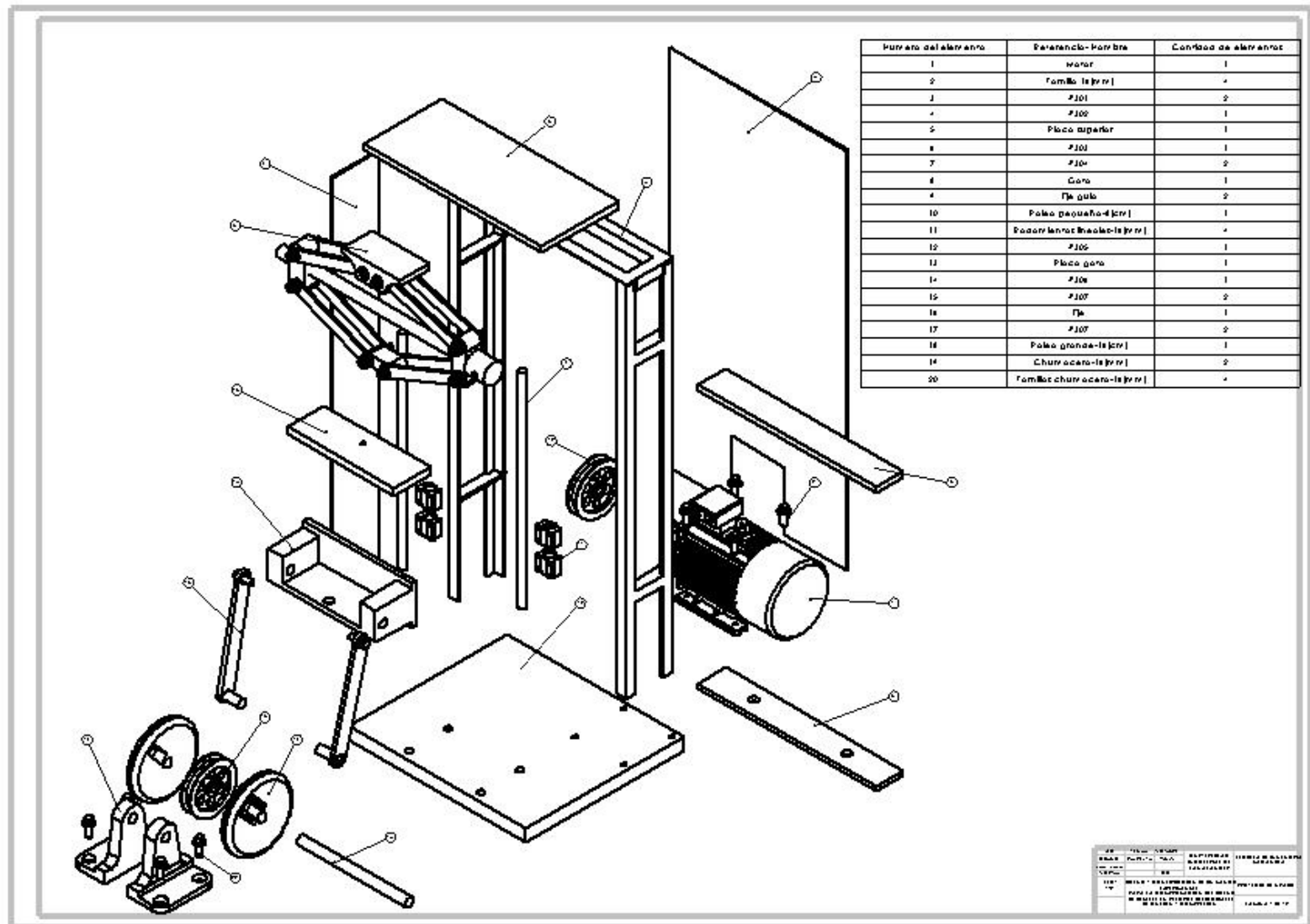
KW2=((4*C2)-1)/((4*C2)-4)
tau_ba=(KW2*8*Fa*De)/(Pi*(d^3))
tau_bm=(KW2*8*Fm*De)/(Pi*(d^3))
tau_bmin=(KS*8*Fmin*De)/(Pi*(d^3))
Nfs=(Ses*(Sus-tau_bmin))/((Se*(tau_bm-tau_bmin))+(Sut*tau_ba))
k=(W-Fmin)/(0,787402)  "la deflexion de los 2 cm"
Na=((d^4)*G)/(8*(De^3)*k)
Nt=Na+1
Lb=Nt*d
Lf=Lb+2*Lgancho
Lgancho=De-d
Ymax=(Fmax-Fi)/k
OD=De+d

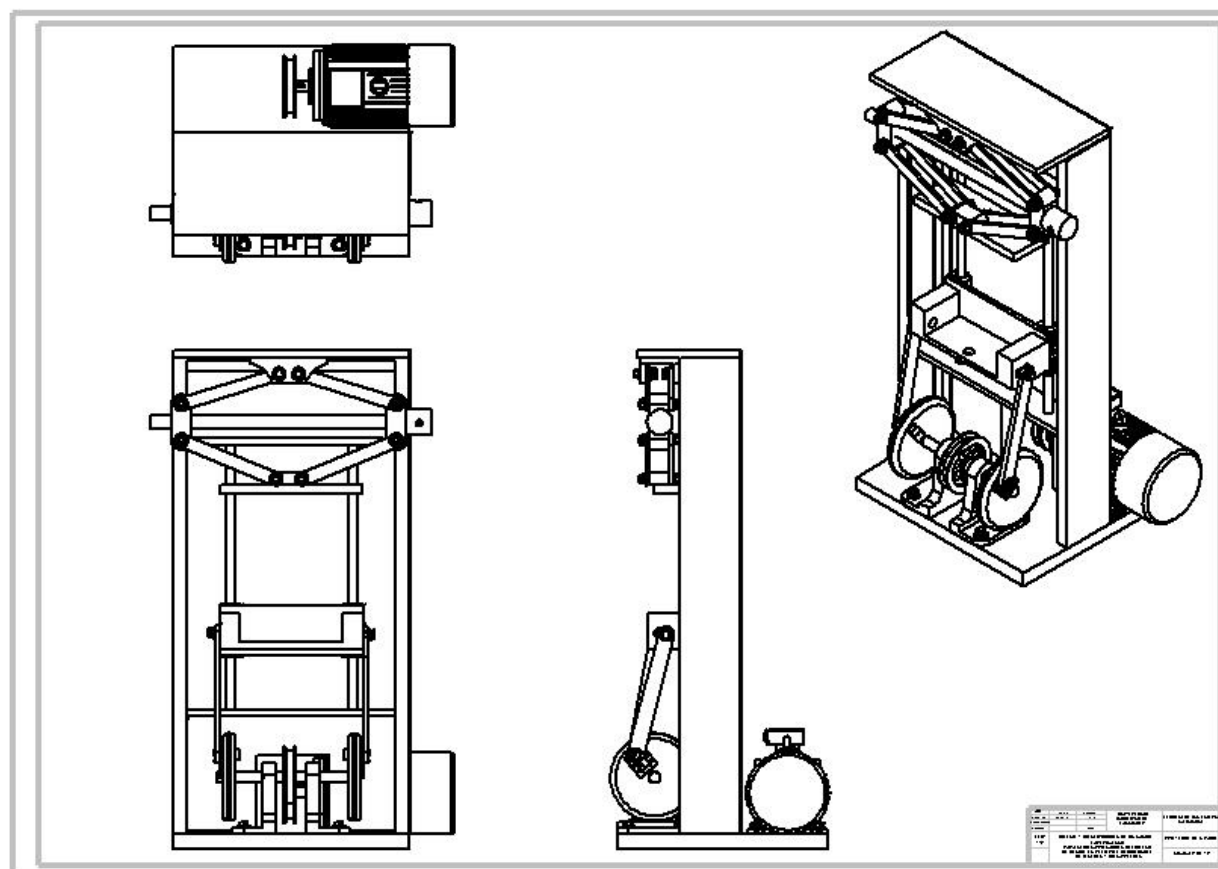
```

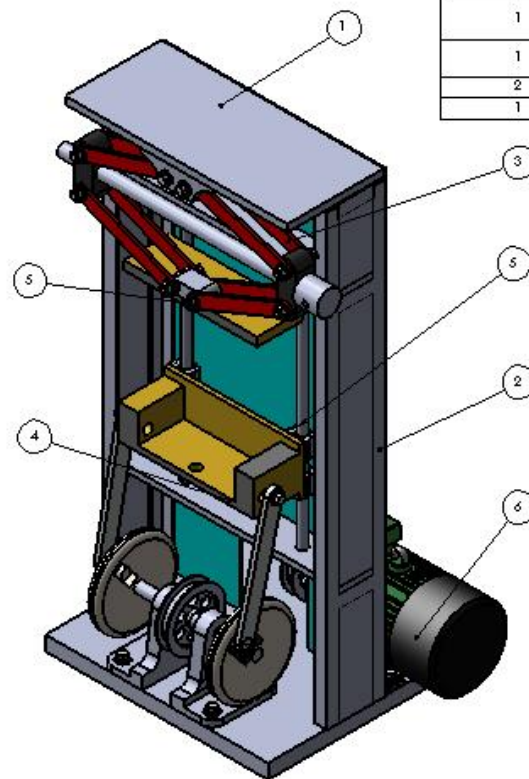
"COMPROBACION CICLOS"

$\tau_{ciclos} = 8 * K_w * F_{max} * OD / (Pi * d^3)$

ANEXO O. PLANOS.

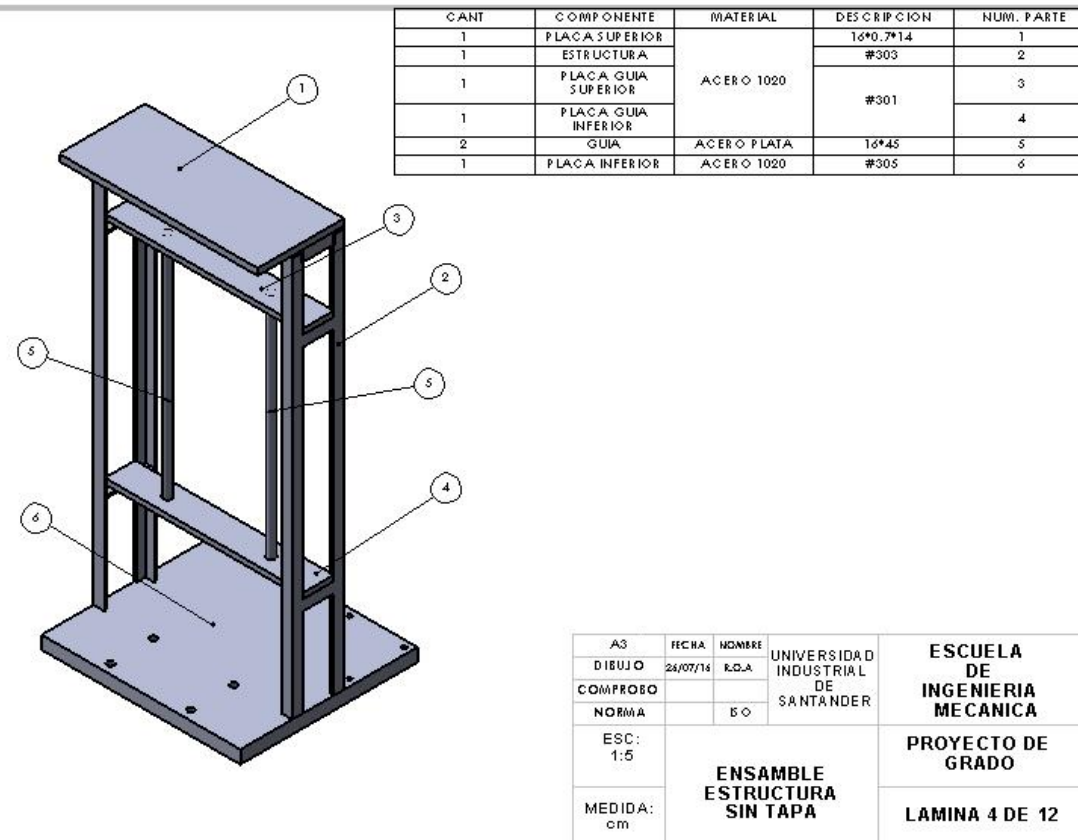


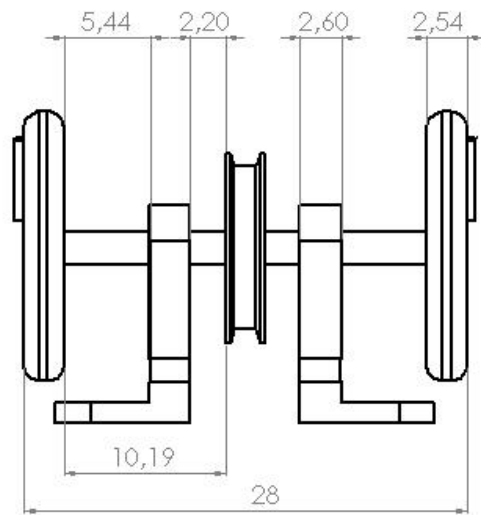




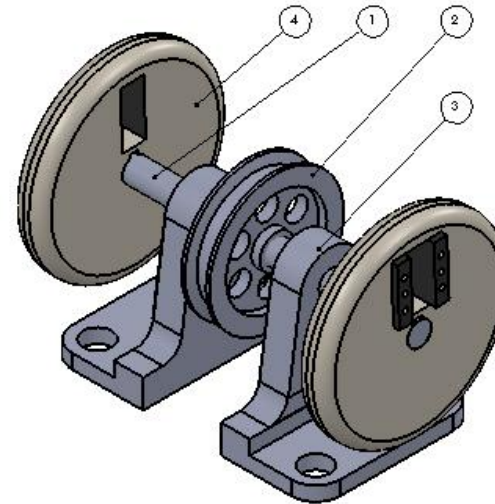
CANT	COMPONENTE	MATERIAL	DESCRIPCION	NUM. PARTE
1	PLACA SUPERIOR	ACERO 1020	16*0.7*14	1
1	ESTRUCTURA		#303	2
1	PLACA GUIA SUPERIOR		#301	3
1	PLACA GUIA INFERIOR			4
2	GUIA	ACERO PLATA	16*45	5
1	PLACA INFERIOR	ACERO 1020	#305	6

A3	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DIBUJO	26/07/16	R.O.A		
COMPROBO				
NORMA		S O		
ESC: 1:5	ENSAMBLE ESTRUCTURA			PROYECTO DE GRADO
MEDIDA: cm				LAMINA 3 DE 12

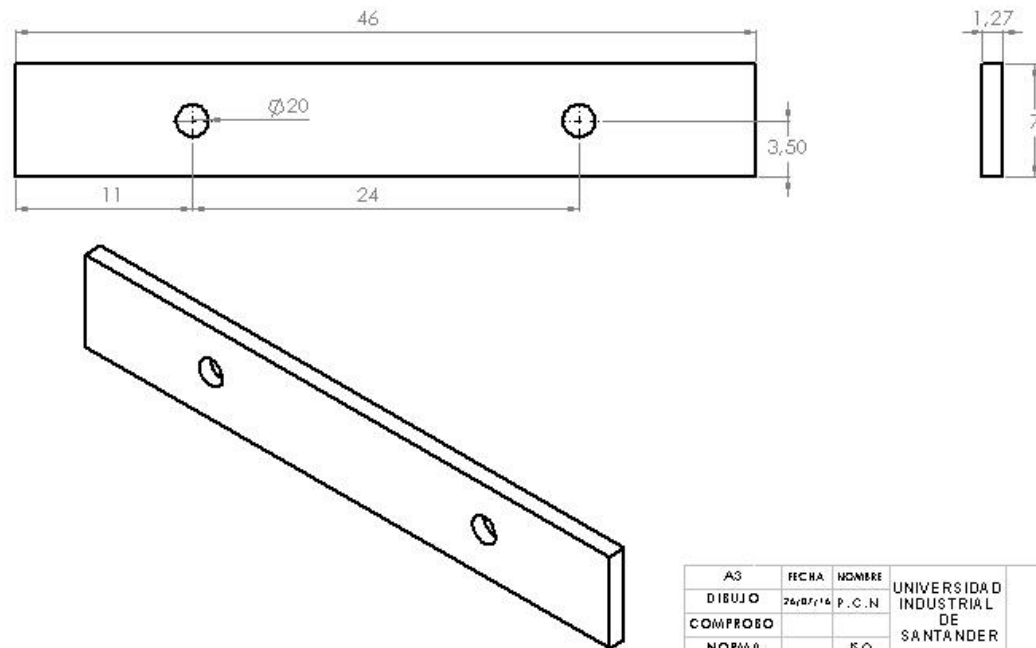




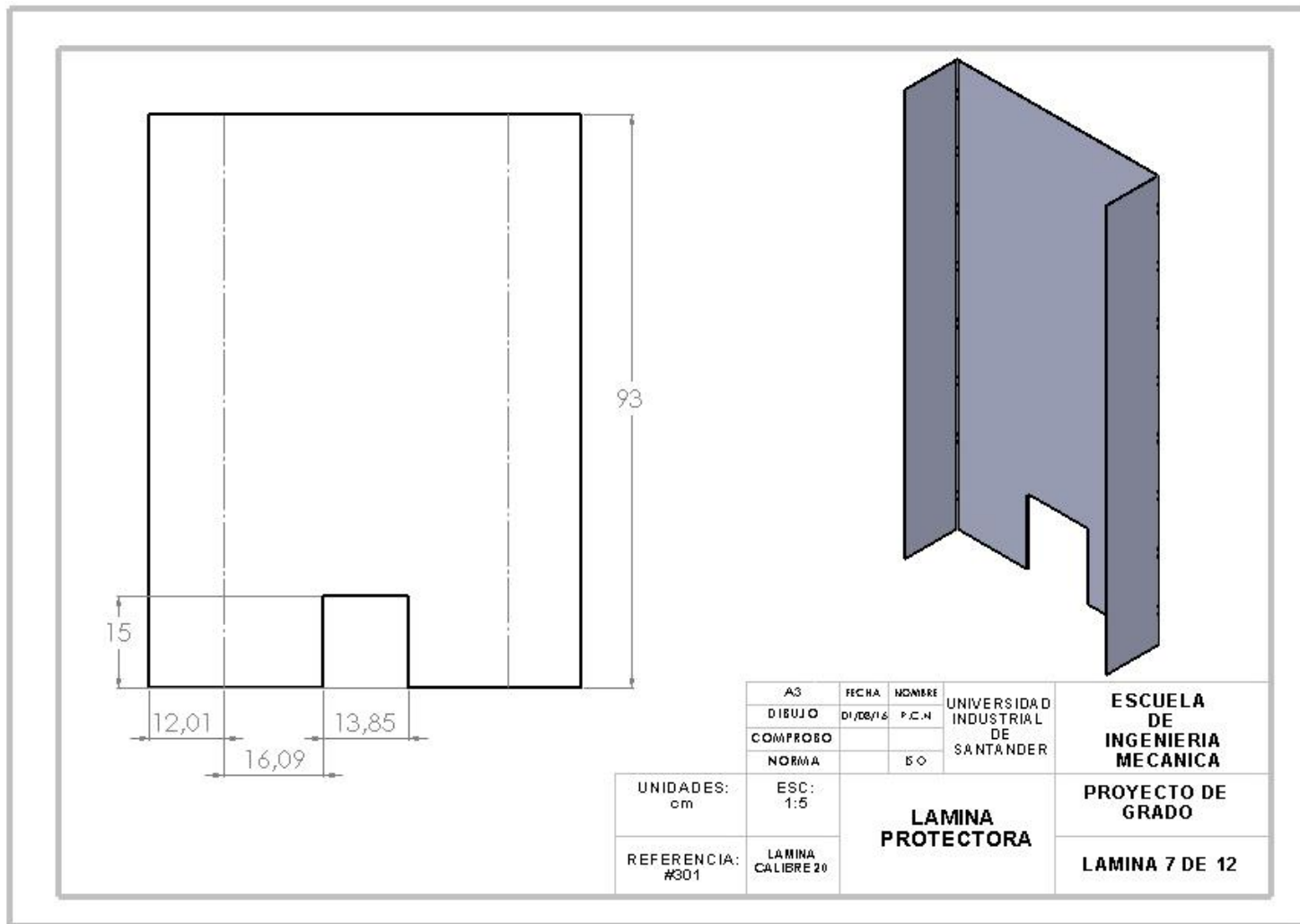
CANT	COMPONENTE	NUM. PARTE
1	EJE	1
1	POLEA	2
2	CHUMACERA	3
2	VOLANTE	4

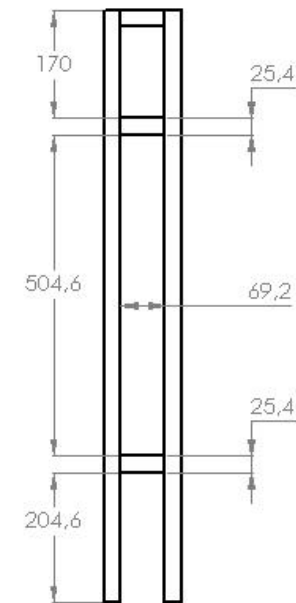
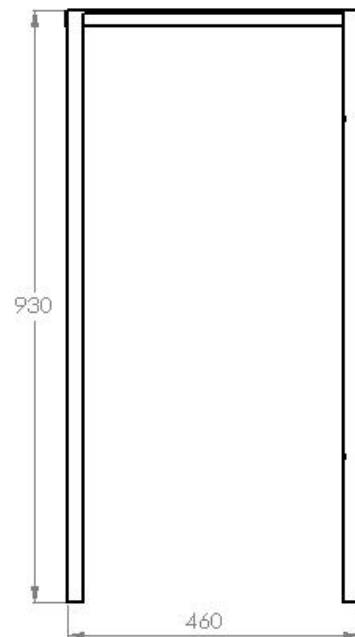


A3	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DIBUJO	26/07/16	R. O. A.		
COMPROBO				
NORMA		B O		
ESC: 1:2	ENSAMBLE EJE			PROYECTO DE GRADO
UNIDADES: cm				LAMINA 5 DE 12

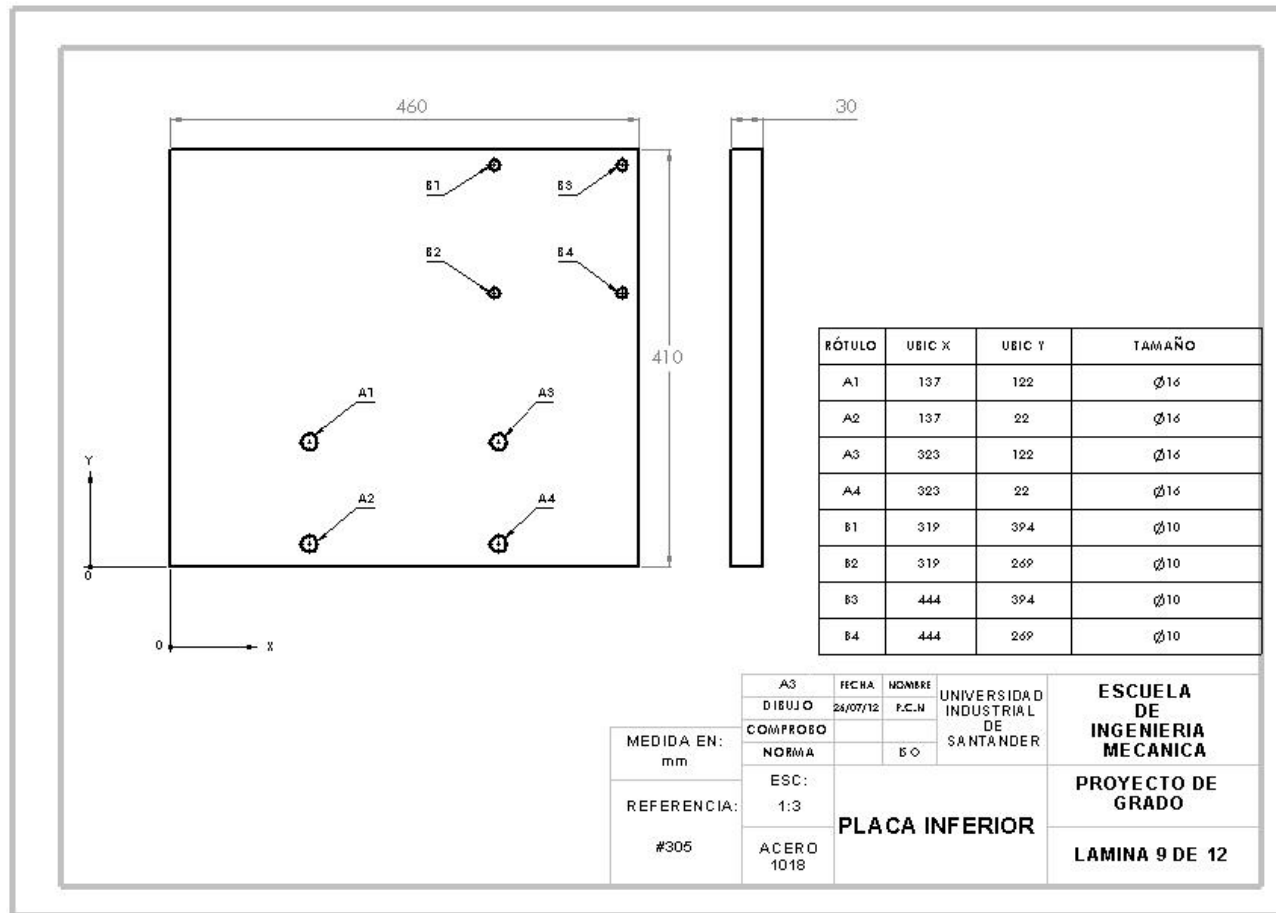


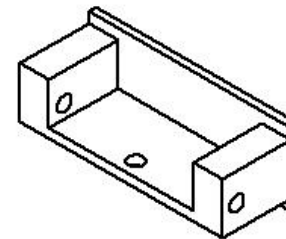
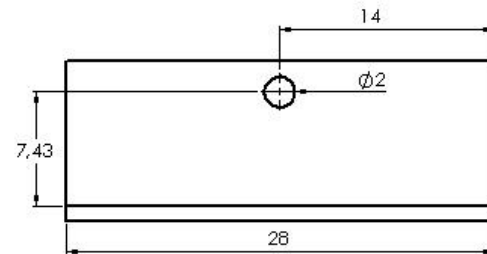
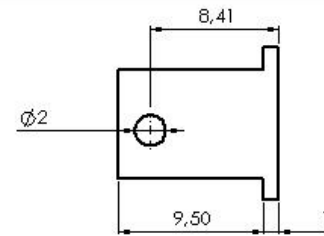
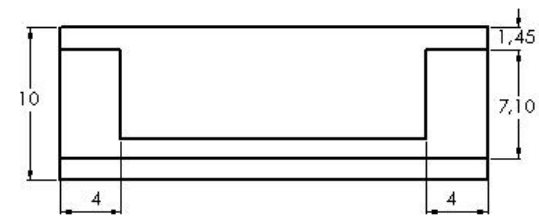
	A3	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
	DIBUJO	26/07/16	P.C.N		
	COMPROBO				
	NORMA		B O		
UNIDADES: mm	ESC: 1:1	PLACA GUIA INFERIOR-SUPERIOR			PROYECTO DE GRADO
REFERENCIA: #301	ACERO 1020				LAMINA 6 DE 12





REFERENCIA: #303	AS	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
	DIBUJO	26/07/14	R.O.A		
	COMPROBO				
MEDIDA EN: mm	NORMA		B O	ESTRUCTURA	PROYECTO DE GRADO
	ESC: 1:5				LAMINA 8 DE 12
MATERIAL	ACERO 1018				





	A3	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
	DIBUJO	24/07/14	P.C.N		
	COMPROBO				
	NORMA		B O		
REFERENCIA: #306	ESC: 1:2	SOPORTE RESORTE			PROYECTO DE GRADO
UNIDADES: cm	ACERO 1020				LAMINA 10 DE 12

