



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**SISTEMATIZACIÓN DE LOS
PROCESOS PARA EL CÁLCULO
DE RESORTES MECÁNICOS**

Autor:

César González

Urb. Yuma II, calle N° 3. Municipio San Diego
Teléfono: (0241) 8714240 (master) – Fax: (0241) 8712394



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA

**SISTEMATIZACIÓN DE LOS PROCESOS PARA EL CÁLCULO DE RESORTES
MECÁNICOS**

Proyecto del Trabajo de Grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO

Autor:

César González

CI: 30449286

Tutor:

Ing. Giovanni Pizzella

San Diego, marzo de 2024



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
COORDINACIÓN DE PASANTÍA Y TRABAJO DE GRADO

ACTA DE APROBACIÓN

INFORME DE PASANTÍA

TRABAJO DE GRADO

El jurado designado por la Facultad de Ingeniería para la evaluación del Informe de Pasantía o Trabajo de Grado titulado:

SISTEMATIZACIÓN DE LOS PROCESOS PARA EL CÁLCULO Y DISEÑO DE RESORTES MECÁNICOS

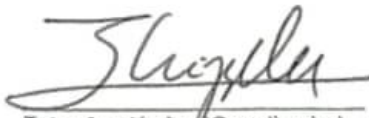
Realizado por el (la) Br. CESAR AUGUSTO GONZÁLEZ OLIVARES

C.I. N° 30449286 cursante de la carrera de INGENIERÍA MECÁNICA


hace constar, después de haber analizado su contenido y oída la exposición oral, considera que el mismo ha sido:

APROBADO


NO APROBADO


Tutor Académico (Coordinador)
Nombre: GIOVANNI PIZELLA
C.I.: 4455859

El Jurado


Jurado
Nombre: JONATO RONDELLO
C.I.: 4131877




Jurado
Nombre: FREDDY BARRAGAN
C.I.: 11151678

Fecha: 08/04/2024



UNIVERSIDAD
JOSÉ ANTONIO PÁEZ

REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA

UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

FACULTAD DE INGENIERÍA

FI-N-009-2023-2CR-TG

San Diego, 01 de diciembre de 2023

Ciudadano(s):
GONZÁLEZ OLIVARES, CÉSAR AUGUSTO
C.I.: 30449286

Presente. -

Cumplo con informarle que la comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería, en su reunión N° 17-2023 de fecha 3/11/2023, aprobó el proyecto de grado titulado:

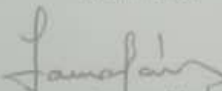
**SISTEMATIZACIÓN DE LOS PROCESOS PARA EL CÁLCULO Y
DISEÑO DE RESORTES MECÁNICOS**

Presentado por usted(es) como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Se ratifica la designación del Tutor Académico que lo asesorará en el desarrollo de este proyecto al profesor Pizzella Pierro, Giovanni, titular de la cédula de identidad V-4455859.



Atentamente,


Dra. Laura Aurora Sáenz Palencia
Decana de la Facultad de Ingeniería

c.c. Coordinación de Pasantía y Trabajo de Grado de la Facultad de Ingeniería

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar quiero agradecer a Dios él es quien me dio la fortaleza y pasión para poder levantarme cada día y seguir creyendo en que era posible estudiar y lograr el presente trabajo, por otro lado quiero agradecerle a mi mamá mi más grande heroína quien dio todo junto con mi papá para lograr esta meta, a mi familia en general por siempre apoyarme en mis estudios esto también es para ustedes a mi hermano quien me ha apoyado desde siempre, a mis tías y mis tíos a todos aquellos que creyeron en mi potencial y siempre me brindaron su mano amiga o su ayuda.

Por otro lado le agradezco a mis más grandes compañeros, Carlos, Gustavo, Luis, Manuel, Armando, Kenneth formamos el mejor grupo de estudio y el más increíble sin ustedes nada habría sido igual fueron y somos los mejores, cada momento de risa de estudio y de alegría que compartimos el pasar materias difíciles el hecho de que ustedes me inspiraran fue algo muy grande, presentar grandes parciales a su lado fue de las mejores experiencias de mi vida, gracias por estudiar conmigo ser mis compañeros y apoyarme a levantarme y seguir en los momentos más difíciles, a todos mis compañeros de promoción con la que me graduó los cuales se han dedicado en darnos alegrías.

A una gran amiga quien siempre creyó en mi potencial y me vio como el mejor, con quién conocí y viví experiencias inolvidables, una gran persona y compañera, Emily, gracias por siempre creer en mí en mi potencial, fuiste importante en este camino también, gracias por apoyarme a pesar de todo en la recta final, Dios les dé a todos muchas bendiciones, así mismo otros compañeros a todos los que en un momento me tendieron la mano de alguna forma para poder culminar este logro y este trabajo, el cual es reflejo de años de estudio, esfuerzo y dedicación constantes sacrificando muchas cosas, no podría haberlo hecho solo, sin ustedes nada hubiera sido igual.

De igual forma agradezco a cada profesor de la carrera quienes fueron capaces de compartir sus conocimientos de una manera exigente pero sabiendo que así se forma un gran profesional, muchas a todos por su esfuerzo, por su valentía de seguir creyendo en este país y en la juventud, me hicieron un gran profesional, agradezco a Giovanni Pizzella a Alicia Pizzella, Donato Romanello, Irahis Rodríguez, Yndira Rodríguez, Fredy Barragán quienes me impartieron sus conocimientos junto con muchos otros para ser un gran profesional y dejar a mi país en alto, Dios los bendiga a todos.

DEDICATORIA

Dedico el presente trabajo a Dios es el quien me lleno de fe en muchos momentos para seguir apostando a crecer como estudiante, a mi familia por su apoyo incondicional, a mis compañeros por las alegrías y los momentos compartidos junto con el apoyo mutuo, a mi mama quien siempre me inspiro muchísimo, este trabajo es en nombre de todos ustedes y de todos los que en algún momento me tendieron su mano para lograr este trabajo en el cual se refleja amplia cantidad de conocimientos adquiridos en una carrera rodeada de grandes personas, les dedico el presente trabajo a ustedes y a mí mismo como el resultado de tanto esfuerzo y dedicación con un sueño y meta en mente.

ÍNDICE GENERAL

CONTENIDO	pp.
ÍNDICE DE CUADROS.....	xi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xv
RESUMEN.....	xvi
INTRODUCCIÓN.....	1
 CAPÍTULO	
 I EL PROBLEMA	
1.1 Planteamiento del Problema.....	2
1.2 Formulación del Problema.....	5
1.3 Objetivos de la Investigación.....	5
1.3.1. Objetivo General.....	5
1.3.2. Objetivos Específicos.....	5
1.4 Justificación de la Investigación.....	5
1.5 Alcance.....	7
 II MARCO TEÓRICO	
2.1 Antecedentes.....	8
2.2. Teoría Central de la investigación.....	9
2.3 Bases Teóricas.....	10
2.3.1. Definición de Resortes y Aplicaciones.....	10
2.3.2. Diámetros de los Resortes.....	10
2.3.3. Tipos de Resortes.....	11
2.3.4. Ley de Hooke.....	12
2.3.5. Módulo de Elasticidad o Modulo de Young.....	12

2.3.6. Esfuerzo de Fluencia.....	14
2.3.7. Módulo a Cortante.....	14
2.3.8. Factor de Wahl... ..	14
2.3.9. Ángulo de Paso.....	14
2.3.10. Tipos de Extremos.....	15
2.3.11. Holgura de Espira.....	15
2.3.12. Esfuerzo a Torsión.....	15
2.3.13. Esfuerzo por Cortante Directo.....	16
2.3.14. Factor por Cortante Directo.....	17
2.3.15. Angulo de Torsión	18
2.3.16. Paso de un Resorte.....	18
2.3.17. Fatiga	18
2.3.17.1. Límite de fatiga	19
2.3.18. Resonancia.....	20
2.3.19. Resortes Helicoidales.....	21
2.3.19.1. Resortes Helicoidales – Danilo Tassoni.....	21
2.3.19.2. Resortes Helicoidales – Robert Mott.....	27
2.3.19.3. Resortes Helicoidales – Shigley.....	29
2.3.19.4. Resortes Helicoidales – Leonardo Vicente Venegas Useche	36
2.3.19.5. Criterios y Teorías de Falla a fatiga aplicadas a Resortes....	37
2.3.19.6. Resortes Helicoidales – V.M. Frailes	45
2.3.20. Resortes a Tracción.....	50
2.3.21. Resortes a Torsión.....	54
2.4. Bases Legales.....	57
2.5 Definición de Términos.....	58

III MARCO METODOLÓGICO

3.1 Paradigma de la investigación.....	60
3.2 Tipo de Investigación.....	60
3.3 Diseño de la Investigación	61
3.4 Nivel de la Investigación.....	61
3.5 Población y Muestra.....	62
3.6 Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos.....	63
3.7 Instrumentos de Recolección de Datos.....	64

3.7.1. Computadoras y Unidades de Memoria.....	64
3.7.2. Registro Descriptivo	64
3.8 Técnicas de Análisis de Datos.....	64
3.8.1 Cuadro Comparativo.....	65
3.9 Confiabilidad y/o Validez de los Instrumentos.....	65
3.10 Fases Metodológicas	65
3.11 Cuadro de Operacionalización de Variables	68

IV RESULTADOS

4.1. Fase I – Determinación de las variables y parámetros necesarios para el cálculo de los distintos tipos de resortes.....	69
4.1.1. Análisis.....	76
4.2. Fase II – Definición de las cargas que serán aplicadas.....	78
4.2.1. Consideraciones y Conclusiones	80
4.3. Fase III – Evaluación de la metodología mas adecuada y precisa para el diseño de los distintos tipos de resortes.....	81
4.3.1. Ejemplo de Diseño.....	82
4.3.1.1. Variante #1 – Diseño – Danilo Tassoni.....	82
4.3.1.2. Variante #2 – Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett (Shigley)	89
4.3.1.3. Variante #3 – Robert Mott.....	91
4.3.1.4. Variante #4 – V.M. Fraile	95
4.3.1.5. Análisis – Resortes Helicoidales.....	96
4.3.2. Resortes Torsionales.....	98
4.4.2.1. Ejemplo de Diseño – Resortes a Torsión	98
4.3.2.2 Variante #1 – Resortes a Torsión – Robert Mott.....	98
4.3.2.3. Variante #2 – Resortes a Torsión – D. Tassoni.....	99
4.3.2.4. Variante #3 – Resortes a Torsión – Shigley	102
4.3.3. Análisis y Conclusiones.....	105
4.4. Fase IV – Selección de las mejores metodologías de diseño y de un software o lenguaje de programación que permita sistematizar el proceso de cálculo y diseño.....	106
4.4.1. Posibles Metodologías a Seleccionar – Resortes Helicoidales.....	106
4.4.1.1. Metodología #1 – Diseño – Danilo Tassoni.....	106

4.4.1.2. Metodología #2 – Diseño – Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett (Shigley).....	107
4.4.1.3. Metodología #3 – Diseño – Robert Mott	107
4.4.1.4. Metodología #4 – V.M. Frailes	107
4.4.1.5. Metodología #5 – Método Alternativo.....	107
4.4.1.6. Aplicación de Restricciones – Resortes Helicoidales.....	107
4.4.1.7. Ponderación de criterios – Resortes Helicoidales.....	108
4.4.2. Posibles Metodologías a Seleccionar – Resortes a Torsión.....	111
4.4.2.1. Metodología #1 – Resortes a Torsión – Robert Mott.....	111
4.4.2.2. Metodología #2 – Resortes a Torsión – D. Tassoni.....	112
4.4.2.3. Metodología #3 – Resortes a Torsión – Shigley.....	112
4.4.2.4. Metodología #4 – Método Alternativo.....	112
4.4.3. Selección del programa o Software para el diseño de Resortes.....	115
4.4.3.1. Programa en Python sin algún uso de métodos o librerías.....	115
4.4.3.2. Elaborar la sistematización a partir de Excel utilizando VBB.	115
4.4.3.3. Elaborar el proceso a partir de Python librería tkinter.....	115
4.4.3.4. Sistematizar el proceso a partir de una página web.....	116
4.4.3.5. Aplicación de restricciones – Selección de Programa	116
4.4.3.6. Ponderación de Criterios – Programa a Seleccionar.....	117
4.4.3.7. Evaluación de Criterios – Programa a Seleccionar	118
4.5. Fase V – Comparación de los diversos resultados obtenidos de los métodos empleados en el diseño de resortes a partir de la sistematización	120
CONCLUSIONES.....	130
RECOMENDACIONES.....	132
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	133
ANEXOS.....	141

ÍNDICE DE CUADROS

DESCRIPCIÓN

CUADRO		pp.
1	Tipos de resortes según sus usos.....	11
2	Criterios de falla y Diseño – Fatiga – Resortes Helicoidales.....	42
3	Aspectos destacables de cada Método a Fatiga.....	44
4	Consideraciones de Diseño según el material seleccionado.....	48
5	Expresiones de Cálculo Sección A – Resortes de Tracción.....	53
6	Expresiones de cálculo sección B - Resortes de Tracción.....	53
7	Calculo – Resorte Bellevite y Formulaciones	56
8	Cuadro de Operacionalización de Variables.....	68
9	Parámetros principales para el diseño de Resortes Mecánicos.....	71
10	Análisis de Resultados Entrevista.....	72
11	Variables determinadas para el Diseño.....	75
12	Estudio de Grupos Mecánicos y Variables de Diseño.....	77
13	Estudio de Grupos Mecánicos Tratamiento y Análisis.....	78
14	Naturaleza de las cargas Resortes mecánicos.....	79
15	Variaciones de C y d - Diseño Danilo Tasonni.....	85
16	Calculo y Parámetros de Selección – Ejercicio 1.....	86
17	Resultados – Diseño #3 – Robert Mott.....	93
18	Parámetros adicionales de diseño Variante #3 – R. Mott.....	94
19	Registro de Metodologías de Calculo – Resortes Helicoidales.....	97
20	Resultado – Resortes a Torsión – Variante #2 -D. Tasonni.....	100
21	Resultado – Resortes a Torsión – Variante #3 – Shigley	104
22	Cuadro de Selección – Restricciones – Resortes Helicoidales	108
23	Asignación de Ponderación de Criterios – Resortes Helicoidales	109
24	Contraste y Comparación de criterios – Resortes Helicoidal.....	109
25	Soluciones con respecto al criterio #1 – Independencia	110
26	Soluciones con Respecto al criterio #2 – Inclusión de factores relevantes en el diseño.....	110

27	Soluciones con respecto al criterio #3 – Rapidez de Solución	110
28	Soluciones con respecto al criterio #4 – Eficacia	110
29	Soluciones con respecto al criterio #5 – Confiabilidad.....	110
30	Valor Resultado de Cada Solución – Proceso de Selección #1.....	111
31	Cuadro de Selección – Restricciones – Resortes a Torsión.....	112
32	Soluciones con respecto al criterio #1 – Resortes a Torsión – Independencia.....	113
33	Soluciones con respecto al criterio #2 – Resortes a Torsión - Inclusión de factores relevantes en el diseño.....	113
34	Soluciones con respecto al criterio #3 – Resortes a Torsión - Rapidez de Resolución.....	113
35	Soluciones con respecto al criterio #4 – Resortes a Torsión – Eficacia	114
36	Soluciones con respecto al criterio #5 – Resortes a Torsión – Confiabilidad.....	114
37	Valor resultante de cada solución -Resorte a Torsión.....	114
38	Asignación de Ponderación de criterios – Selección de programa o software.....	116
39	Asignación de Ponderación – Selección de software o Programa a utilizar.....	117
40	Comprobación lógica de criterios – Selección de software o Programa a utilizar.....	118
41	Soluciones criterio #1 – Facilidad de Programación.....	118
42	Soluciones criterio #2 – Manejo de herramientas y librerías bastas.....	118
43	Soluciones criterio #3 – Fácil Acceso.....	119
44	Soluciones criterio #4 – Estética.....	119
45	Soluciones criterio #5 – Funcionabilidad.....	119
46	Selección final – Programa o Software a Utilizar.....	119

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA	DESCRIPCIÓN	pp.
1	Notación de Diámetros en un resorte estándar	11
2	Relación tensión elongación en un resorte común.....	12
3	Probeta Estandarizada para ensayos de Tensión.....	13
4	Gráfica Esfuerzo Deformación materiales dúctiles.....	13
5	Ángulo de paso en Resortes Helicoidales.....	15
6	Gráfica esfuerzo deformación materiales dúctiles.....	16
7	Esfuerzo por contacto directo.....	17
8	Ilustración de una ruptura por fatiga.....	19
9	Ilustración gráfica línea de fatiga según ciclos de trabajo.....	20
10	Representación gráfica de esfuerzos por corte cíclicos – Resortes Helicoidales.....	24
11	Notación de longitudes y alturas Resorte Helicoidal - Tassonni.....	25
12	Metodología de diseño helicoidales a compresión – Shigley.....	34
13	Diagrama de Esfuerzos a Fatiga.....	38
14	Línea de Goodmann Modificada.....	38
15	Diagrama de Goodmann Modificado.....	39
16	Curva de Gerber en relación a ensayos por fatiga.....	40
17	Diferentes criterios de fatiga – Lugar Geométrico.....	43
18	Distribución de esfuerzos Sección transversal Resorte Helicoidal.....	45
19	Análisis a fatiga línea de Wahl.....	45
20	Distribución de esfuerzos – Resorte Helicoidal.....	47
21	Análisis a fatiga – Línea de Wahl – Distribución Lineal.....	49
22	Condiciones de Pandeo.....	50
23	Esquema resorte sometido a Tracción.....	51
24	Sujeción o Tipos de Gancho comunes – Resortes a Tracción.....	52
25	Diferentes disposiciones del Resorte a Tracción.....	52
26	Esquema y Visión - Resorte a Torsión.....	54
27	Resortes de Arandela Bellevite.....	57

28	Esquema de Investigación #1.....	70
29	Esquema de Investigación #2.....	71
30	Resorte Helicoidal Diseñado en Solidworks – D. Tassonni.....	87
31	Simulación de Esfuerzos – Diseño #1 – D. Tassonn.....	88
32	Simulación factor de Seguridad – Diseño #1 – D. Tassonni.....	88
33	Resorte Diseñado en Solidworks – Variante #2 – Shigley.....	90
34	Resorte diseñado en Solidworks – Variante #2 – Shigley.....	90
35	Valores de esfuerzo resorte diseñado en Solidworks – Variante #2 – Factor N.....	91
36	Tipo de servicio según ciclos de trabajo ASTM A228 - Variante #3 – R.Mott.....	92
37	Interfaz diseñada – Sistematización Resortes Mecánicos.....	121
38	Sistematización del diseño de Resortes Mecánicos – Resortes Helicoidales.....	122
39	Resultado #1 - Sistematización – Resortes Helicoidales a Compresión. Sistematización del diseño de Resortes Mecánicos – Resortes a	123
40	Tracción.....	124
41	Resultado #2 – Resortes a Tracción.....	125
42	Sistematización del diseño de Resortes Mecánicos – Resortes a Torsión.....	126
43	Resultado #3 – Resortes a Torsión.....	127
44	Sistematización del diseño de Resortes Mecánicos – Resortes Belllevite.....	128
45	Resultado #4 – Resortes Bellevite.....	129

ÍNDICE DE TABLAS
DESCRIPCIÓN

TABLA		pp.
1	Espiras activas en el resorte según su configuración D. Tasonni	11
2	Relación entre número de espiras y longitud del resorte – R.Mott.....	24
3	Cronograma de actividades.....	27
4	Constante α – Diseño por Pandeo – Shigley.....	31
5	Esfuerzos según Zimmerli – resistencia fatiga – Shigley.....	32
6	Valores razonables del esfuerzo inicial de tracción – Resortes a Tracción.....	35
7	Resultados – Diseño #2 – Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett (Shigley).....	89



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

SISTEMATIZACIÓN DE LOS PROCESOS PARA EL CÁLCULO DE RESORTES MECÁNICOS

Autor: César González

Tutor: Ing. Giovanni Pizzela P

Fecha: marzo 2024

RESUMEN

El diseño de resortes mecánicos resulta ser una de las actividades de diseño más importantes como piezas mecánicas fundamentales en mecanismos comunes en los cuales se requieran ciertas características típicas de los resortes mecánicos y los diferentes tipos de estos, en diversas ocasiones para diseños de maquinaria y equipos particulares se requiere el diseño a través de cálculos dimensionales tomando en consideración factores en el uso y aplicación del resorte a diseñar, características típicas en el funcionamiento común de muchos de estos resortes pueden ser fuerza de operación, longitud libre, longitud de instalación, material entre otras, en el cálculo manual de estos elementos de máquina se presentan diversos métodos y metodologías de diseño con las cuales no se ha garantizado, en base a ciertos parámetros y pruebas que sean las adecuadas para ciertos tipos de diseño determinados de resortes. La presente investigación esta direccionada al desarrollo de una sistematización del proceso de diseño dimensional de resortes mecánicos partiendo de diversos parámetros, pruebas y selección de mejor metodología de diseño mecánico para dicho elemento de máquina, en la búsqueda de un proceso de cálculo más rápido eficiente y confiable que permita el diseño y dimensionamiento de los resortes partiendo de sus condiciones iniciales de diseño. El proyecto está adscrito a la línea de investigación de Desarrollo de Nuevas Tecnologías de la Información y la Comunicación, la metodología empleada es el enfoque cuantitativo para un tipo de proyecto especial. Todo esto permitió el desarrollo de un proceso de diseño mecánico más eficiente y confiable y una herramienta de cálculo y diseño para la sistematización de este proceso. A través de la implementación de herramientas computacionales se puede sistematizar el proceso de diseño de resortes mecánicos haciendo el mismo más rápido y eficiente, partiendo del proceso de investigación y análisis realizado.

Descriptor: Resortes mecánicos, Sistematización, Diseño Mecánico, Análisis y Selección.



**BOLIVARIAN REPUBLIC OF VENEZUELA
JOSE ANTONIO PAEZ UNIVERSITY
FACULTY OF ENGINEERING
SCHOOL OF MECHANICAL ENGINEERING**

SYSTEMATIZATION OF PROCESSES FOR THE CALCULATION OF MECHANICAL SPRINGS

Author: César González

Tutor: Ing. Giovanni Pizzela P

Date: marzo 2024

ABSTRACT

The design of mechanical springs turns out to be one of the most important design activities as fundamental mechanical parts in common mechanisms in which certain typical characteristics of mechanical springs and the different types of these are required, in several occasions for designs of machinery and particular equipment the design is required through dimensional calculations taking into consideration factors in the use and application of the spring to be designed, Typical characteristics in the common operation of many of these springs can be operating force, free length, installation length, material among others, in the manual calculation of these machine elements are presented various methods and design methodologies with which it has not been guaranteed, based on certain parameters and tests that are appropriate for certain types of specific design of springs. The present research is directed to the development of a systematization of the dimensional design process of mechanical springs based on different parameters, tests and selection of the best mechanical design methodology for such machine element, in the search for a faster, efficient and reliable calculation process that allows the design and sizing of springs based on their initial design conditions. The project is ascribed to the research line of Development of New Information and Communication Technologies.

Keywords: Mechanical Springs, Systematization, Mechanical Design, Analysis and Selection.

INTRODUCCIÓN

Hay un número de consideraciones de diseño a examinar cuando se trabaja con resortes de compresión. Primero debemos tener en cuenta que el estrés, el ajuste o set y el peso son consideraciones importantes para establecer un diseño de un resorte a la medida, esto debe comprenderse desde un inicio. Las dimensiones, junto con los requerimientos de carga y deflexión, determinan cuánto se fatiga un resorte. Cuando se carga un resorte de compresión, el alambre enrollado se esfuerza en torsión. El esfuerzo es mayor en la superficie del alambre; a medida que el resorte se deflexiona, la carga cambia y produce un rango de fatiga operativo. El rango de fatiga regula la vida del resorte. Entre más alto sea el rango de cargas, menor debe ser el esfuerzo máximo para alcanzar vida útil equiparable. Un esfuerzo relativamente alto puede usarse cuando el rango de carga es bajo o si el resorte es sometido únicamente a cargas estáticas.

Es muy importante considerar cuidadosamente el espacio asignado para asegurarnos que el resorte funcione apropiadamente. Al diseñar resortes de compresión, el espacio asignado regula los límites dimensionales con respecto a la altura sólida permitida y los diámetros interiores y exteriores. Estos límites dimensionales, en conjunto con los requerimientos de carga y deflexión, determinan el nivel de fatiga. Es extremadamente importante considerar el espacio asignado para asegurarse que el resorte funcionará apropiadamente y de esta forma evitar cambios costosos en el diseño. Se puede reducir la fatiga usando diámetros exteriores amplios o aumentando la longitud incrementando el número de espiras. En un diámetro exterior determinado, la fatiga se reduce usando alambre de menor tamaño; sin embargo, traerá como resultado cargas de compresión más ligeras.

La presente investigación se compone por medio de 4 capítulos el primero de ellos es una introducción a la problemática a tratar, en el segundo de ellos se aborda el marco teórico de la investigación en donde destacan la sustentación teórica basada en la teoría de falla en resortes, fatiga, teorema de castigliano entre otros aspectos teóricos y vertientes de la ingeniería mecánica para el diseño de este tipo de elementos de maquina seguido del capítulo 3 donde se aborda el marco metodológico el tipo de instrumentos a utilizar entre otros aspectos, en el capítulo 4 se exponen cada uno de los resultados producto de un análisis y clasificación de la investigación la cual esta basada en la elaboración de una herramienta de calculo partiendo de herramientas computacionales para la sistematización del proceso de diseño y cálculo de resortes mecánicos por medio de la metodología mas adecuada.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1. Planteamiento del Problema

En el desarrollo de cualquier diseño mecánico, maquinaria o mecanismo destacan una serie de elementos denominados elementos de máquina, entre este conjunto de piezas cuyas interacciones mecánicas terminan generando movimiento se encuentran los resortes actualmente el diseño y delimitación cuantitativa de las dimensiones de los mismos es un proceso matemático tedioso con diversos métodos, en ocasiones sometido a una prueba de ensayo y error hasta poder determinar las dimensiones correctas del elemento según ciertas condiciones de diseño, esto genera una susceptibilidad al error y demuestra ser un proceso ineficiente cuando se trata de diseñar una cantidad considerable de resortes sometidos a condiciones distintas, en otras ocasiones el diseño presenta diversas alternativas de enfoque siguiendo métodos aún más exhaustivos y rigurosos lo que conlleva un problema de ineficiencia y precisión a la hora de diseñar este tipo de elementos de máquina.

Inicialmente, los resortes eran considerados como columnas o como un elemento rígido en su diseño en cuestión, la introducción de diversas nuevas teorías de diseño la consideración y aportaciones de Wahl, Tassoni D. (2007), A.M. Wahl, en Cleveland, USA, en el año de 1.944 fue el primero en hacer una propuesta con extraordinarios resultados prácticos, con medios muy sencillos. El estudio de los diversos esfuerzos a los cuales se ve sometido las diferentes fibras del resorte dieron origen a múltiples procedimientos de diseño y cálculo que por su propia naturaleza suelen ser largos y tediosos muchas etapas del proceso de diseño están sujetas a un criterio del diseñador, lo que resulta a nivel de cálculo manual en un procedimiento tedioso y poco eficiente.

Existe un desconocimiento global e incertidumbre a la hora de utilizar métodos de diseño específicos para este tipo de pieza mecánica, por lo cual muchos diseñadores, empresas, ingenieros a lo largo del mundo no cuentan con la certeza necesaria a la hora de escoger un método de diseño dado para diferentes tipos de resortes sometidos a distintos tipos de esfuerzos en diferentes aplicaciones, un diseño óptimo debe garantizar la confiabilidad y seguridad de la pieza tanto en sus dimensiones según su uso como en su resistencia, para lograr dicho objetivo es fundamental seleccionar una metodología de diseño adecuada basada en pruebas y sustentadas de diversas formas, para garantizar un diseño óptimo y confiable.

Cabe destacar que existen diversas consideraciones adicionales en el proceso de diseño cuantitativo de resortes mecánicos como considerar la fatiga este fenómeno trae consigo el aumento de la problemática en cuestión debido a que el proceso de diseño y calculo manual de las dimensiones del resorte tomando en consideración este fenómeno se hace aún más laborioso y deja muchos datos e incertidumbres en manos del diseñador permitiendo la posibilidad de error o consideración de un diseño poco seguro y dejando a subjetividad del diseñador la mayoría de factores claves en el diseño de la pieza en el mundo actualmente.

Actualmente, ingenieros, estudiantes y diseñadores de todo el mundo deben delimitar la dimensión de estos según ciertas variables en su funcionamiento, empresas como PIERON GMBH empresa alemana, LE RESSORT INDUSTRIE francesa, entre otras. Alrededor del mundo se encargan de diseñar este tipo de elementos, en Venezuela destaca igualmente la existencia de empresas fabricantes de resortes como Resortes y Afines, ResortFlex C.A. entre otras, donde igualmente ingenieros y diseñadores mecánicos plantean métodos de diseño mecánicos para el cálculo dimensional de este tipo de elemento de mecánica muchos de ellos realizados de manera manual.

Igualmente en Venezuela la universidad José Antonio Páez y diversas universidades que imparten la carrera de ingeniería mecánica y la asignatura elementos de máquina, al igual que muchos ingenieros y empresas fabricantes y diseñadoras de resortes en el país y alrededor del mundo no disponen de una herramienta de cálculo que sea capaz de garantizar un diseño eficiente, seguro y rápido que permita obtener las dimensiones del resorte según ciertas condiciones de diseño determinadas utilizando el mejor método según el caso.

Sin embargo, hoy en día se conoce que comercialmente hay disponibles programas que permiten agilizar el proceso de diseño. Entre los programas más conocidos se encuentran: Compresión Spring Software del Institute of Spring Technology, IST , FEDI de Hexagon, MasterSpring , Advanced Spring Design Software ASDS de Spring Manufacturers Institute SMI, sin embargo estos no son capaces de determinar las dimensiones del elemento matemáticamente y tomando en cuenta las condiciones y fuerzas a la que se verá sometido en su aplicación.

De esta manera, se desvela una problemática notoria basada en la naturaleza tediosa y poco eficiente del cálculo a la hora de diseñar resortes mecánicos, ingenieros especializados nos han comunicado el tiempo de cálculo manual promedio para diseñar un resorte es en promedio 30 min con una herramienta sistematizada se reduciría este tiempo y aumentaría la

eficiencia en el diseño, adicionalmente resulta ser un riesgo para ingenieros y empresas venezolanas fabricantes de resortes personalizados en caso de errores en el cálculo manual, de igual forma el desconocimiento certero de cuales métodos son los mejores a tomar en consideración, la poca efectividad del proceso cuando se trata de calcular a mano varios resortes en distintas condiciones y la no existencia de una herramienta sustentada que pueda agilizar el proceso, para estudiantes, ingenieros y diseñadores en el mundo en Venezuela y en la universidad José Antonio Páez.

Actualmente no se cuenta con una herramienta de cálculo capaz de tomar en consideración diversos factores fundamentales en el diseño y estar basada en factores y métodos de diseño sustentados, la presencia de diversos software que puedan emular u obtener diferentes resultados no le otorga al diseñador o ingeniero una guía procedimental ni es del todo factible en términos de eficiencia y de igual manera expresa ser un conflicto para ingenieros y estudiantes de muchas partes del mundo y de Venezuela así mismo en la universidad José Antonio Páez, para estudiantes, ingenieros y profesores no poseer este tipo de herramienta la cual garantizaría un patrón de comparación de resultados y una guía de estudio.

Adicionalmente, gran parte del proceso de diseño de resortes mediante un cálculo manual para determinar las dimensiones del mismo deja muchos parámetros en función y en dependencia del diseñador, esto es un riesgo potencial debido a que puede propiciar a un fallo de cálculo o un diseño erróneo muchas suposiciones que en ocasiones se plantean en el diseño de resortes mecánicos se pueden llegar a realizar sin alguna justificación o sustentabilidad de igual forma no se posee una guía determinada que les permita a ingenieros, diseñadores, estudiantes entre otros, poder determinar cuáles son los mejores métodos de diseño para resortes mecánicos dependiendo del caso de estudio.

Esta problemática está focalizada a la naturaleza matemática del cálculo de este tipo de elemento mecánico, al existir cierta variedad de métodos y pasos en el diseño y con procedimientos tediosos y extensos el diseñador o ingeniero se encarga de delimitar las dimensiones del resorte calculando ciertas dimensiones geométricas del mismo partiendo de condiciones de diseño iniciales debe efectuar estos procesos de manera manual, resultando en algo ineficiente y expuesto a errores, si se posee un sistema mecánico con distintos tipos de resortes variando sus condiciones se presenta un proceso poco eficiente y un esfuerzo adicional, en empresas y departamento de diseño este tipo de selección del resorte más adecuado o determinación de las medidas del mismo podría retrasar un proceso de producción, o el ensamblaje de una máquina.

1.2. Formulación del Problema

A partir de las consideraciones expuestas anteriormente, se propone la necesidad de sistematizar el proceso de diseño a través de una herramienta de cálculo interactiva, por ello surge la siguiente interrogante:

¿Cómo se puede disminuir el tiempo en el cálculo y diseño de resortes mecánicos y a su vez se aumente la confiabilidad de los resultados obtenidos?

1.3. Objetivos de la Investigación:

1.3.1. Objetivo General

Elaborar una herramienta que permita sistematizar el cálculo y diseño de resortes mecánicos.

1.3.2. Objetivos Específicos

1. Determinar las variables y parámetros necesarios para el diseño de los distintos tipos de resortes.
2. Definir cuáles son las cargas que serán aplicadas.
3. Evaluar la metodología más adecuada y precisa para el diseño de los distintos tipos de resortes.
4. Seleccionar un software o lenguaje de programación que permita sistematizar el proceso de cálculo y diseño.
5. Contrastar los diversos resultados obtenidos de los métodos empleados en el diseño de resortes

1.4. Justificación de la Investigación

A partir de la presente investigación se busca sistematizar el proceso de diseño de resortes mecánicos ante la problemática existente de ser un proceso tedioso e ineficiente susceptible a errores, al día de hoy existen diversos métodos y metodologías para diseñar diversos tipos de resortes mecánicos en la industria, la elaboración de este tipo de elementos de máquina y su proceso inicial de diseño tomando en consideración diversas variables para la garantía de su seguridad y confiabilidad.

En diversas ocasiones el diseñador se encuentra en la situación de realizar una elección sobre el tipo de metodología y criterio de diseño a utilizar, para este tipo de elementos de máquina como lo son los resortes es importante delimitar los métodos o procedimientos de diseño seguros y adecuados para cada tipo de resorte en cuestión para de esta manera garantizar un diseño óptimo y seguro, de igual forma, una sistematización del proceso de cálculo le permitiría al diseñador, ingeniero y estudiante poseer una herramienta de diseño rápida basada en metodologías de diseño sometidas a criterios y cuya eficiencia y seguridad sea la adecuada.

Así mismo, presentaría la posibilidad de diseñar gran cantidad de resortes de diferentes tipos como torsionales, de tracción, helicoidales a compresión, entre otros, de manera rápida permitiendo realizar un proceso eficiente y otorgándole al ingeniero una herramienta para el diseño de elementos de máquina, en otras palabras, permitiría un proceso rápido, confiable y eficiente, que permita una vez después la producción a nivel de manufactura del elemento diseñado.

En empresas de diseño de resortes o muelles en las cuales se pueda presentar un diseño particular de un muelle o resorte el cual se verá sometido a cierta cantidad de variables en su aplicación poseer este tipo de herramienta permitiría delimitar rápidamente las dimensiones del mismo, de igual forma sería una herramienta importante a nivel estudiantil para aquellos que estudian la asignatura de elementos de máquina presente en la carrera de ingeniería mecánica.

De igual forma permitiría la aplicación de nuevas ciencias, software y métodos para el diseño, sustituyendo el cálculo manual dando así una nueva metodología de diseño y cálculo presentando una sistematización del proceso, permitiría la selección a través de criterios de diseño mecánico y pruebas de métodos adecuados para la elaboración de este tipo de piezas que permitan a ingenieros, estudiantes y diseñadores de esta índole tener una nueva perspectiva de la forma en la cual se pueden delimitar y diseñar piezas mecánicas partiendo de un cálculo rápido y sistemático, basado en criterios y pruebas.

En la presente investigación se buscan tener la capacidad de contrastar entre metodologías de diseño y seleccionar aquellas que realmente permitan asegurar un diseño seguro y confiable e identificar aquellas que no son buenas prácticas o bajo qué circunstancias pueden aplicarse esto permitiría poseer un estudio en el diseño de resortes que se manifieste como una guía ante el diseño de este tipo de elemento de máquina.

Bajo la aplicación de nuevas tecnologías como la programación, software de simulación y diseño, se podrá demostrar la capacidad de estas tecnologías y aplicarlas en la ingeniería mecánica en particular en el proceso de diseño de un elemento mecánico, incorporando nuevas ventajas como confiabilidad del diseño, rapidez en el mismo, y la capacidad de efectuar estudios que puedan ser la iniciativa hacia la sistematización de otros procesos de cálculo en la ingeniería.

La sistematización de este proceso a través de una herramienta de cálculo es desarrollable debido a las características propias del proceso de diseño de resortes, y se recomienda utilizar hojas de cálculo o herramientas que ayuden a su análisis:

Se recomienda desarrollar métodos de diseño asistido por computadora para efectuar la mayor la mayor parte de los cálculos programas de análisis matemático o una calculadora programable. Una vez escrito, se puede emplear el programa o la hoja de cálculo para que usted, u otras personas, planteen cualquier problema de diseño parecido en un futuro. (Robert Mott, 2006, p. 752)

1.5. Alcances y Limitaciones

En la presente investigación se estudiarán los distintos tipos de resortes y sus distintos métodos de diseño para aquellos tipos de resorte que presenten distintas metodologías de cálculo, no se tomara en cuenta las ballestas (resortes de hojas) a pesar de ser tipos de resortes, se trabajara con resortes de empuje, torque, tracción y radiales y con aquellos que dentro de estos grupos posean un procedimiento de diseño en el cual se delimiten sus dimensiones a partir de la consideración de variables presentes en su aplicación (carga, rigidez, desgaste, servicio, ect) y a partir de un procedimiento de cálculo numérico.

De igual manera se trabajara con los materiales y datos cuantitativos documentados acerca de los modelos de resortes estándar, dentro de estos aquellos poseedores de un módulo de elasticidad de entre 214 y 103 GPa es decir que se trabajara con materiales usualmente utilizados en el diseño de resortes y no con materiales poco comunes o no usados en la industria, entre los materiales usualmente utilizados para la construcción de resortes está el aceros de alto carbono, aceros aleados, aleaciones de cobre de igual manera ocurrirá con las propiedades intrínsecas de estos materiales como su módulo de elasticidad, esfuerzo de fluencia, modulo en cortante, etc.

De esta manera, se presentan dos grandes limitaciones en el proceso de ejecución del presente trabajo de investigación, las cuales son en primer lugar el factor tiempo, dado que al ser un proyecto especial en el cual se va a elaborar y trabajar con programación pueden surgir errores de código o algoritmos fallidos que pongan en riesgo la integridad del sistema y consuman mucho más tiempo del esperado siendo un obstáculo a vencer, por otro lado la selección de un lenguaje de programación y el no tener tanta experiencia dado que es un campo algo ajeno a la ingeniería mecánica al día de hoy, por lo cual el tiempo y los distintos problemas en el desarrollo de la herramienta de cálculo productos propios de la dificultad programable se presentan como limitaciones a tomar en cuenta.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes

Las investigaciones y trabajos expuestos a continuación son fuentes bibliográficas que brindan la posibilidad de ser utilizadas como bases teóricas para la presente elaboración del trabajo de grado actual, estas fueron seleccionadas debido a su afinidad con el trabajo a desarrollar. Somoza S (2019), realizó una investigación titulada “**Estudio tensional y de resonancia en resortes helicoidales**”. Estudio realizado en la Universidad Tecnológica Nacional de la Plata en Argentina como una práctica supervisada cuyo fin fue determinar los parámetros más relevantes que actuaban en el diseño y resonancia de resortes helicoidales enfocada en las variables geométricas del resorte como el paso y el diámetro del resorte, número de espiras útiles, la forma en la que está instalado el resorte en el sistema entre otras.

El objetivo del estudio se enfocó principalmente en determinar los comportamientos de resonancia y diseño de resortes helicoidales cuando estos están sometidos a un movimiento de leva seguidor con una leva excéntrica circular, regido principalmente por un movimiento armónico simple de carácter sinusoidal, en dicho trabajo se estudió las relaciones de las variables geométricas del resorte al enfrentarse a la resonancia y a este tipo de aplicación estableciendo parámetros de diseño y determinando las variables y metodologías de diseño adecuadas para este tipo de aplicación cuando se trata de resortes helicoidales.

Utilizando una máquina de ensayo y simulaciones en software se estudió el comportamiento y distribución de esfuerzos para diseñar correctamente un sistema de leva seguidor y evitar la resonancia o fallos de diseño, dicho trabajo se enfoca en el comportamiento de las variables geométricas en resortes helicoidales y seleccionaron una metodología de diseño para este tipo de aplicación como lo es un sistema leva seguidor, variando las rpm y medidas del resorte en cuestión entre otras variables.

Por otra parte, Sánchez J (2022) realizó un trabajo de grado para optar por el título de técnico superior en electromecánica el cual posee el siguiente título “**Desarrollo de una interfaz gráfica en MATLAB para el diseño y selección de elementos mecánicos**” cuyo objetivo principal fue realizar un programa o interfaz gráfica en MATLAB el cual permitiera sistematizar el proceso de diseño y selección de cadenas y catalinas, utilizando una interfaz gráfica para permitir que el usuario obtenga parámetros de diseño.

En dicho trabajo se realizó una investigación bibliográfica exhaustiva acerca de los diversos métodos de diseño para este tipo de elementos de máquina, llegando finalmente a la creación y estableciendo de un algoritmo y aplicación para sistematizar el proceso y hacerlo más eficiente, desarrollando la programación adecuada, se estableció las variables principales que actúan en el proceso de diseño de este tipo de elemento mecánico, partiendo de los métodos de diseño de cadenas y catalinas establecidos en diferentes libros de elementos de maquina como lo son Shigley (2008), L Mott (2006).

De esta manera, se logró comprobar la posibilidad en el trabajo expuesto de sistematizar un proceso de diseño mecánico dado que permita agilizar el proceso de cálculo y ofrecer una herramienta interactiva, de la misma manera en dicho trabajo se ofrece dos videos explicativos en los cuales se ilustra cómo utilizar dicho software y como instalarlo para aquellas personas que estén inmersos en el mundo del diseño mecánico o estén interesados en diseñar cadenas o catalinas, orientado a estudiantes, ingenieros y profesores a lo largo del mundo.

En dicha investigación se utilizó la metodología proyectiva, la cual posee la finalidad de realizar una propuesta sobre un estudio específico, por ello se estudió los procesos matemáticos al igual que los procedimientos comunes en el diseño de este tipo de piezas mecánicas y se utilizó un complemento llamado App designer, de igual forma se recopiló la información establecida en los diferentes catálogos que le permiten a ingenieros mecánicos en todo el mundo seleccionar según sea el diseño el tipo de cadena o pieza adecuada según el diseño y características establecidas.

Se verificó, los resultados en el programa desarrollado en MATLAB estudiando su fiabilidad y efectividad en el diseño de catalinas y cadenas, tomando en cuenta que el procedimiento para diseñar cadenas y catalinas posee cierta complejidad se mostró satisfactorio en la mayoría de los resultados agilizando el proceso de diseño, dicho estudio resulta ser de buena utilidad debido a el objetivo de sistematizar un proceso de diseño mecánico similar al que se desarrollara en el presente trabajo.

2.2. Teoría Central de la Investigación

El presente trabajo se basa principalmente en una teoría central la cual es la teoría de la energía de distorsión (Von Mises), Tassoni D (2007) esta se basa en que aquellas porciones de energía que son capaces de hacer que un material resistente se deforme son cruciales y están relacionadas con las propiedades intrínsecas del material en cuestión, es uno de los conceptos más importantes en el diseño mecánico, de otra manera expresa que la falla en cuestión se producirá cuando la energía de distorsión por unidad de volumen sea igual o mayor a la que experimenta una probeta estandarizada sometida a un ensayo de tracción al llegar a la fluencia,

es decir considera que la falla ocurre una vez los esfuerzos han superado o igualado el punto de fluencia del material, sin embargo se asocia a una energía de distorsión porque toda deformación de un material se ve asociada a la energía acumulada en este para ocasionar dicha deformación en cuestión.

2.3. Bases Teóricas

2.3.1. Definición de Resorte y Aplicaciones

Los resortes son elementos flexibles cuya principal característica es que son capaces de almacenar energía y transmitirla sin causarse a ellos mismos una deformación permanente estos son utilizados en muchas aplicaciones, a estos se les puede aplicar una fuerza de diferentes tipos dependiendo del resorte, la fuerza puede ser lineal, de empuje o de tracción, almacenan la energía una vez comienza a actuar la fuerza en ellos y de la misma manera devuelven la energía una vez la fuerza es retirada, entre sus aplicaciones destacan trampolines, interiores y exteriores de automóviles, sistemas de leva seguidor, amortiguadores, juguetes, ganchos para ropa entre otros. (Tassoni D. 2007)

Este tipo de elementos de maquina nos permiten mejorar mecanismos debido a las muchas capacidades que los distintos tipos de resortes tienen, según Tassoni D (207), destacan varias como:

- Hacer que una carga se aplique progresivamente sobre un elemento
- Acumular energía y liberarla en un momento dado
- Amortiguar choques
- Distribuir Fuerzas y Cargas
- Regular movimiento
- Mantener piezas o partes de un mecanismo en reposo
- Regular Velocidad, entre otras.

2.3.2. Diámetros de los Resortes

Los resortes son posee diámetros característicos los cuales han sido definidos para poder configurar y tratar los resortes desde un punto de vista matemático es decir para poder describir su funcionamiento y dimensionamiento a nivel de cálculo, además de permitir referirnos a la hora de diseñar a una medida determinada, entre ellos se encuentran el diámetro exterior (DE), el diámetro interior (DI), el diámetro medio (Dm) y el diámetro de la espira del mismo resorte (Dw). De esta forma se genera una notación de diámetros para poder identificar sus partes.

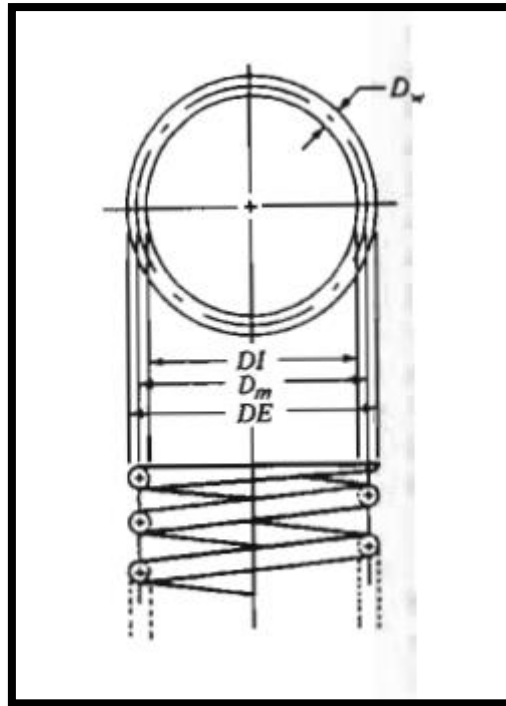


Figura 1: Notación de Diámetros en un resorte estándar.
Fuente: Diámetros estándar de resorte - Diseño de Elementos mecánicos Robert Mott (2006).

2.3.2. Tipos de Resortes

Cuadro 1: Tipos de resortes según sus usos

Usos	Tipos de Resorte
Empuje	<ul style="list-style-type: none"> - Resorte Helicoidal a Compresión - Resorte de Belleville - Resorte de torsión - Muelles de disco ondulado
Tracción	<ul style="list-style-type: none"> - Resorte helicoidal de extensión - Resorte plano, como muelle en cantiléver o muelle de hojas - Resorte de barra de tracción
Radial	<ul style="list-style-type: none"> - Resorte Toroidal, banda de elastómero
Torque	<ul style="list-style-type: none"> - Resorte a torsión

Fuente: Diseño de Elementos Mecánicos (2006)

2.3.3. Ley de Hooke

Esta establece que el alargamiento unitario que sufre un resorte es directamente proporcional a la fuerza que se le efectúa, surge a partir de una aproximación lineal de primer orden, en donde gráficamente se muestra una línea proporcional que relaciona la distancia o alargamiento que sufre un muelle o resorte común con la fuerza que se le ejerce a este mostrando una pendiente denominada constante k o constante elástica del resorte, la cual nos puede otorgar información de la rigidez del resorte en cuestión. (Véase la figura 1).

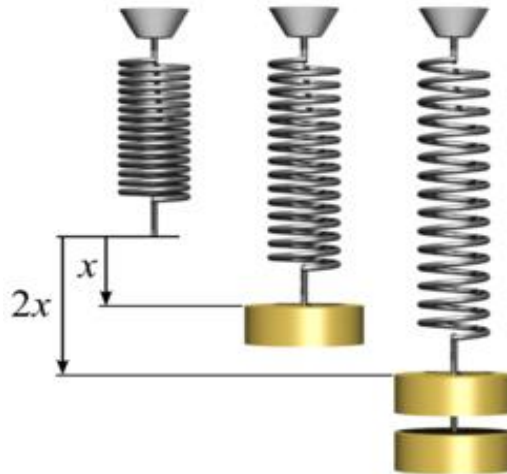


Figura 2: Relación tensión elongación en un resorte común.
Fuente: Ley de Hooke – Ley de elasticidad de Hooke

$$K = \frac{F_{max} - F_{min}}{L_{max} - L_{min}} \quad \text{Ec. 1}$$

2.3.4. Módulo de Elasticidad o Modulo de Young

La relación proporcional entre esfuerzo y elongación se cumple de la misma manera para materiales sólidos, sin embargo, las deformaciones tienen a ser descritas por un tensor de deformaciones, por otro lado, partiendo de la existencia de un ensayo de tracción en donde para cada material exista una probeta de ensayo estandarizada bajo la normativa establecida por la American Society for testing and materials (ASTM). (2019). (véase la figura 2) y a esta se le efectuó una fuerza determinada, se podrá observar la existencia de una región donde existe una línea proporcional en donde el estiramiento de dicha barra y la fuerza ejercida son directamente proporcionales esta región de la gráfica emitida se le denomina región elástica y su pendiente se denota con la letra ‘E’ también denominada como módulo de elasticidad o módulo de Young siendo característico en materiales dúctiles como los aceros.

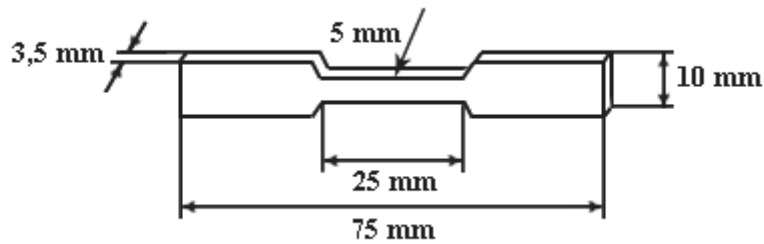


Figura 3: Probeta Estandarizada para ensayos de tensión.

Fuente: Probeta medidas estandarizadas – Ensayo a Tracción.

De esta manera, una vez realizado el ensayo sobre la probeta del material en cuestión hasta que esta se rompe, se obtiene una gráfica de la cual se pueden extraer diferentes valores significativos del material en cuestión a la hora de un diseño específico, originalmente la gráfica obtenida es una curva en donde se relaciona fuerza y elongación posteriormente la gráfica es transformada en una gráfica esfuerzo deformación mostrada en la figura 3. Donde se pueden destacar otros puntos y propiedades fundamentales del material en cuestión.

Esta grafica característica es presentada por todos los materiales se denomina curva de esfuerzo deformación, sin embargo, los materiales frágiles solamente presentan una región de la misma porque no poseen un comportamiento del todo dúctil al someterlos a esfuerzos de tracción, en el caso de los resortes estos están hechos de materiales dúctiles debido a sus propias características de uso.

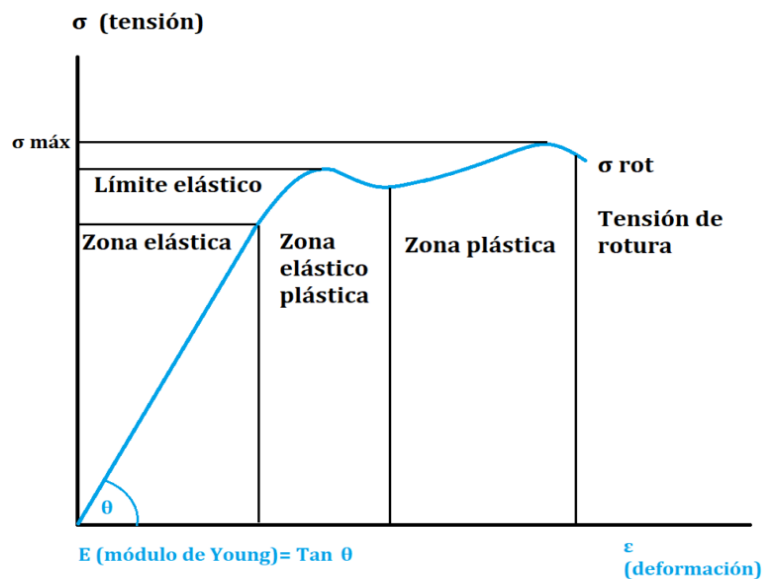


Figura 4: Grafica esfuerzo deformación materiales dúctiles.

Fuente: Educacionde (2023).

2.3.5. Esfuerzo de Fluencia

También denominado S_y , este es un punto ubicado en la gráfica de esfuerzo deformación en el cual la deformación del material comienza a ser permanente saliendo de la región elástica y finalizando con la relación proporcional que originalmente existe entre esfuerzo y deformación, este valor es fundamental en el diseño debido a que muchas veces según la teoría de distorsión al alcanzar dicho valor la pieza falla, dado que comienza a sufrir una deformación permanente no recuperable.

2.3.6. Modulo a Cortante

De manera análoga al módulo de elasticidad de Young se define un módulo a cortante el cual describe la relación existente entre las deformaciones que ocurren en el material al estar sometido a esfuerzos de corte, los resortes como los helicoidales a compresión sufren este tipo de esfuerzos a lo largo de su curvatura debido a la acción de la carga y esfuerzos torsor en las espiras, se denomina con la letra G y también es llamado módulo de elasticidad transversal.

2.3.7. Factor de Wahl

Debido a factores propios geométricos en muchos resortes incluyendo helicoidales a compresión la ecuación del esfuerzo cortante común utilizada para este tipo de casos debe cambiar Wahl. según Tassoni (2007), propone la introducción de un coeficiente o factor determinado por C la cual es otro coeficiente determinado cuya relación está relacionada con los diámetros del resorte en sí mismo, y se recomienda que se encuentre entre 5 y 12 para un diseño óptimo, de esta forma el coeficiente de Wahl C es un factor matemática ampliamente importante el cual se utiliza en los cálculos de esfuerzo del resorte, muchos lo tienden a llamar factor de corrección de Wahl dado que es utilizado en fórmulas de cálculo de esfuerzos en el resorte como la es la fórmula a torsión.

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad \text{Ec.2}$$

2.3.8. Angulo de Paso

Se puede expresar el ángulo de paso como la relación existente en la curvatura de las espiras, es importante destacar que mientras más inclinadas están las espiras de un resorte mayor será el ángulo de paso en sí mismo, en su mayoría los diseños prácticos de resortes poseen un ángulo de paso máximo de 12 grados, debido a que gracias a diversos estudios un ángulo de paso mayor a dicho valor resulta en esfuerzos indeseables en el resorte.

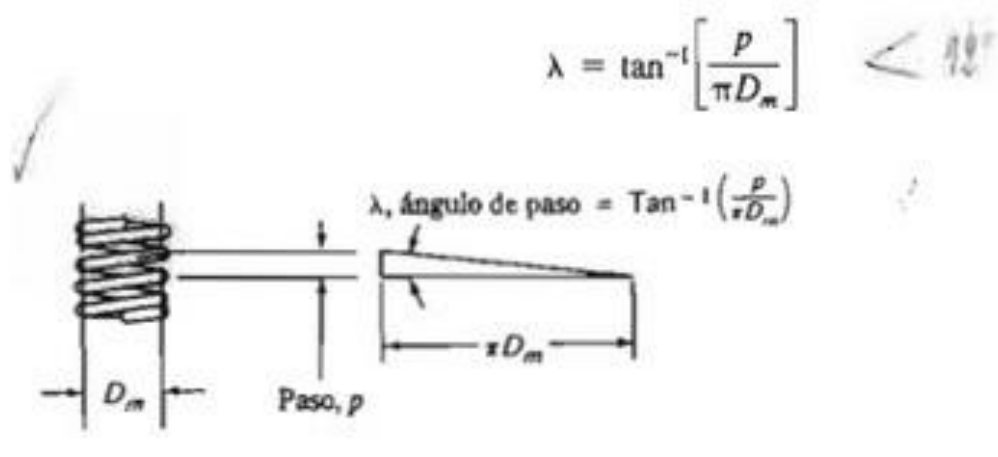


Figura 5: Ángulo de paso en resortes helicoidales.

Fuente: Angulo de Paso - Diseño de Elementos mecánicos Robert Mott. (2006).

2.3.9. Tipos de Extremos

En resortes helicoidales y en el diseño general de estos es importante destacar un factor primordial y es la forma de mecanizado de los extremos de los resortes, no todos los resortes poseen las mismas características o acabados, dependiendo del tipo de acabado los resortes pueden poseer un determinado número de espiras activas y otras inactivas es decir no todas las espiras presentes en los resortes van a actuar en el momento de su elongación o contracción o al menos no se toman con suficiente relevancia para poder ser incluidas en los cálculos, de acuerdo con estudios y esquemas realizados según el tipo de acabado se puede determinar el número de espiras adecuado.

2.3.10. Holgura de espira

Cuando un resorte se contrae en su operación común este genera un espacio muchas veces que es denominado holgura de espira, en algunas bibliografías y estudios este espacio es crucial y es un factor importante en el diseño de los mismos, por lo cual se refiere al espacio que existe entre espiras adyacentes cuando el resorte se contrae hasta su longitud de operación, muchas veces es recomendable que este espacio sea mayor que el diámetro medio del resorte dividido entre 10.

$$\text{holgura de espiras} = (L_o - L_s)/N_a \quad \text{Ec.3}$$

2.3.11. Esfuerzo a Torsión

Se presenta cuando se aplica un momento torsor, es decir, una fuerza ajada de cierto punto de referencia a una distancia d, esto genera un momento que torsional el elemento si se

aplica en la cara transversal a el mismo si dicho elemento se encuentra fijado dependiendo del mecanismo de fijación se sufrirá un esfuerzo por torsión, lo que ocurre es que el elemento se torsiona, si dicho par es lo suficientemente fuerte como para deformar el elemento a rangos superiores al esfuerzo de fluencia según el criterio dado de diseño se sufrirá una falla en el elemento. (Tassoni., 2007). En pocas palabras sucede cuando se ejerce una carga la cual provoca un torque dicho torque

$$\text{Esfuerzo a Torsion} = \frac{Tc}{J} \quad \text{Ec.4}$$

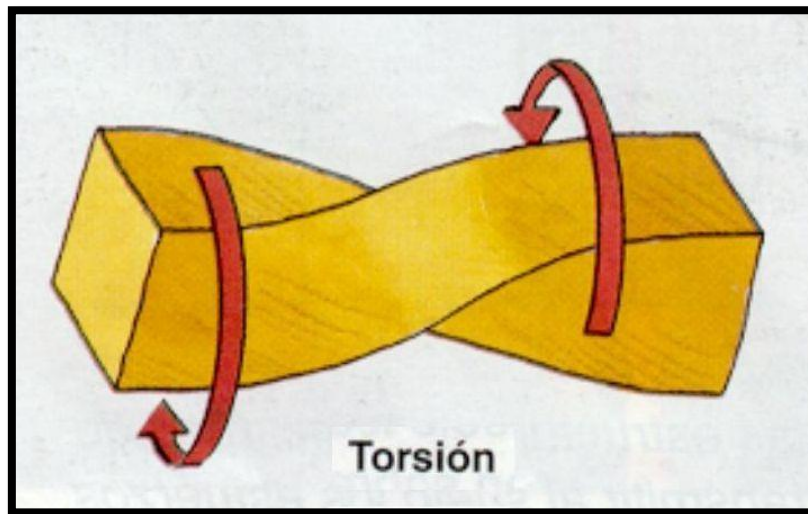


Figura 6: Grafica esfuerzo deformación materiales dúctiles.
Fuente: Pinterest (2018)

2.3.12. Esfuerzo por Cortante Directo

Este esfuerzo se presenta cuando se ejerce una fuerza esta fuerza se ve expresada en la sección transversal del elemento efectuando un efecto de corte o cortante al elemento, la carga se expresa sobre la sección transversal ocurre durante la acción de fuerzas paralelas a la sección transversal del elemento, estas dos fuerzas paralelas y en sentidos opuestos originan un efecto de corte en las fibras internas del material también denominado corte, aplicando la idealización de que la carga se distribuye uniformemente sobre la superficie transversal se llega a una ecuación característica de este tipo de esfuerzo.

$$\text{Esfuerzo por cortante} = \frac{V}{A} \quad \text{Ec.5}$$

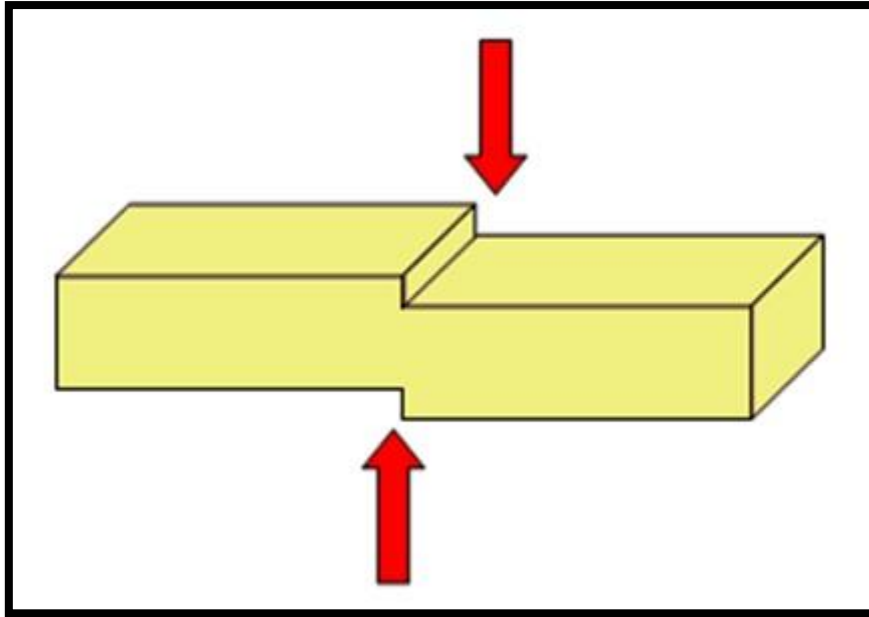


Figura 7: Esfuerzo Por Cortante Directo.
Fuente: lanacion (2020)

En ocasiones los materiales poseen diferentes tipos de esfuerzos actuando combinados bajo una misma sección en este caso es aplicable un concepto denominado linealidad de sistemas, es decir es válido realizar una suma de ambos esfuerzos para determinar la cantidad del esfuerzo total, en ocasiones dichos esfuerzos o combinaciones de ellos requieren un tratamiento distinto en el cual a través de diversos estudios se pudieron determinar distintos tipos de ecuaciones y criterios de diseño para determinar el tipo de falla y bajo qué condiciones ocurre la misma, varios de estos esfuerzos combinados pueden ser representados mediante el círculo de Mohr el cual es una manera de representar los valores de estos esfuerzos y sus combinaciones en una disposición geométrica circular.

2.3.13. Factor por Cortante Directo

Durante el desarrollo de las ecuaciones que rigen el comportamiento de resortes helicoidales se encuentra expresado un factor el cual rige la relación entre el coeficiente de Wahl y los efectos de la curvatura interna del resorte mismo dicho factor se denomina “factor por cortante directo” este se ve expresado al introducir el coeficiente de Wahl dentro de las ecuaciones de esfuerzo comunes en el comportamiento de resortes helicoidales no es más que un factor matemático que se multiplica por una ecuación característica que surge a partir de un análisis de esfuerzos del resorte en cuestión, muchas veces este factor es solo un número que tiende a 1 para valores de C muy grandes,

$$K_S = 1 + \frac{1}{2C} \quad \text{Ec.6}$$

2.3.14. Angulo de Torsión

A causa de la compresión muchos resortes sufren una deformación angular interna la cual es imperceptible por el ojo humano, realizando una analogía es un efecto parecido al de un eje que sufre una pequeña deformación angular viajando a una alta velocidad angular, en los resortes es el resultado de la forma en la cual es aplicada la carga para calcular un máximo establecido que permita asegurar un diseño correcto, se posee una formula determinada donde se relacionan, el par torsional aplicado (T) la longitud del alambre (L) el módulo de elasticidad en cortante (G) y el momento polar de inercia del alambre.

$$\theta = TL/GL \quad \text{Ec.7}$$

Cabe destacar que la mayoría de los resortes son instalados en estructuras cilíndricas o alrededor de un vástago cuando el resorte se comprime su diámetro original aumenta en términos de maquinaria es muy importante que dicho aumento y la holgura adecuada sea calculada para evitar que el resorte entre en contacto con las superficies externas en el momento de su compresión y se desgaste el material pudiendo causar un daño en el mismo.

2.3.15. Paso de un Resorte

El paso no es más que una distancia axial que hay entre espiras dicha distancia también depende del número de espiras y está directamente relacionada con la longitud libre del resorte en cuestión. Esta variable está relacionada con la altura libre del resorte mismo y con el tipo de mecanizado de los extremos del mismo, de tal forma de que según los extremos y el paso se puede determinar la altura libre.

2.3.16. Fatiga

La fatiga es un tipo de falla típico en muchos elementos mecánicos sometidos a esfuerzos de carácter cíclico estos esfuerzos se comportan de forma similar a una onda sinusoidal idealmente armónica en donde estos pueden tener una carga máxima y mínima, los resortes pueden ser diseñados a carga estática o a cargas cíclicas sometidos a fatiga, normalmente es común ver un resorte que ha sido diseñado a fatiga, la fatiga ocasiona una falla particular en la sección transversal del elemento generando una marca característica de este tipo de falla, en donde se aprecia diversos tipos de hilos en forma de curva también llamados

marcas de playa, ocasionados dado a que una parte del material se fragiliza mientras otra parte de la sección muestra un comportamiento dúctil.

Normalmente la fatiga tiene sus inicios en una grieta o intersticios que son imperceptibles al ojo humano y que se producen durante la conformación del material en su proceso de fabricación, los esfuerzos cíclicos provocan un alargamiento de estas grietas o intersticios en el material, una de las consideraciones más importantes a la hora diseñar resortes, ejes o elementos mecánicos sometidos a esfuerzos repetitivos y cíclicos es establecer el número de ciclos de funcionamiento y tipo de servicio al cual está diseñado el elemento mecánico.

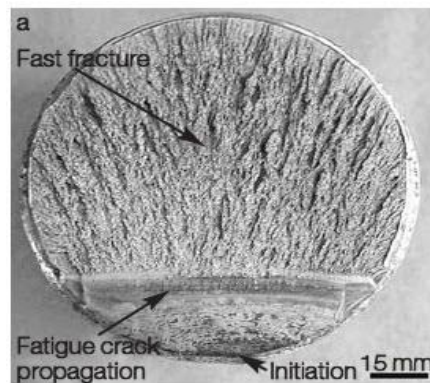


Figura 8: Ilustración de una ruptura por fatiga.
Fuente: Totalmateria (2019).

2.3.16.1. Límite de fatiga

Se define como el esfuerzo fluctuante máximo que un material puede soportar dado un rango o un determinado número de ciclos, a causa de la fatiga los materiales pueden fallar para valores de esfuerzo incluso menores que su esfuerzo de fluencia o punto de deformación definitiva esto debido a el debilitamiento de las fibras internas del material incluyendo los valores de carga máxima y mínima y la cantidad de ciclos de trabajo, existen diversos estudios y ensayos en los cuales se ha comprobado que para un ciclo de vida infinito en aceros el límite de fatiga tiende a tener un valor el cual es proporcional a la mitad del esfuerzo último del material, véase la ecuación 4 utilizable para aceros comunes a unos 10^6 ciclos de funcionamiento. En muchos resortes se utiliza un proceso denominado “matillado” para incrementar la resistencia a la fatiga de estos este proceso puede incrementar hasta 20% más la resistencia a la fatiga torsional.

$$S_n = 0.5S_u \quad \text{Ec.8}$$

Según J.Horger (1953, p.54) los esfuerzos alternantes medios no afectan de manera relevante al esfuerzo máximo que ocurre en un ciclo de carga de esfuerzos fluctuantes, esto aplica para el caso de piezas cilíndricas sometidas a esfuerzos fluctuantes por fatiga, piezas cilíndricas sometidas a fatiga libres de mellas y cambios abruptos de sección, el esfuerzo alternante máximo sin causar la falla es independiente de los esfuerzos medios por ello se toman los esfuerzos máximos y mínimos en los ciclos de fatiga, dado que son los más relevantes y actúan de manera independiente siempre y cuando dichos esfuerzos no excedan el límite de fluencia torsional del material en cuestión, por lo general los resortes están libres de mallas y con una sección transversal lisa esta consideración y criterio de falla se denomina “criterio de falla de Sines”

En la figura 9 se representa un diagrama en donde se relaciona el número de ciclos de trabajo con un esfuerzo de o límite de fatiga determinado en donde se puede ver que según ensayos experimentales para un valor de 10^6 ciclos se puede diseñar el material para una vida infinita, los resultados experimentales se representan partiendo de los límites de ruptura a diferentes ciclos dando origen a una curva denominada curva S-N, para 10^3 el límite de fatiga se aproxima a el valor concreto de S_u , sin embargo el límite de fatiga real se calcula partiendo de ciertos factores claves multiplicando el límite de fatiga teórico por diversos factores que representan variables como el acabado superficial, coeficiente de temperatura, coeficiente por tamaño entre otras.

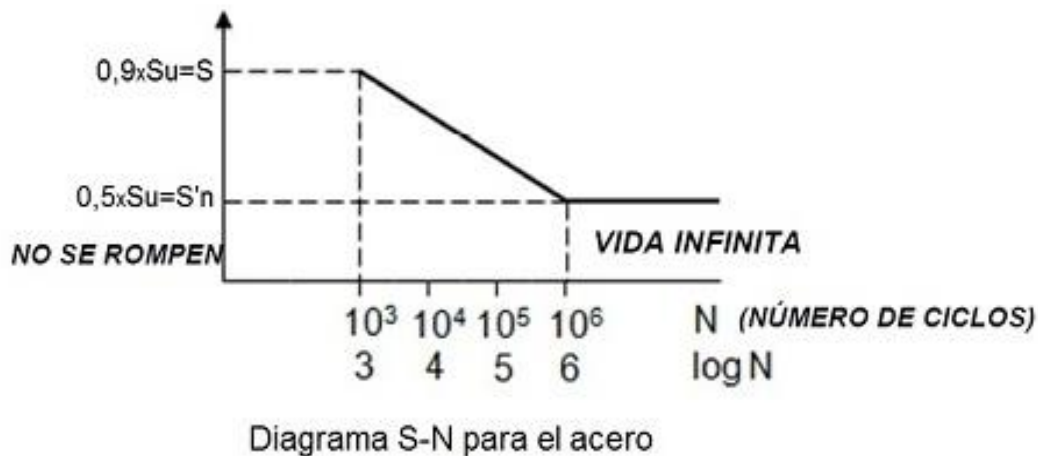


Figura 9: Ilustración Grafica línea de fatiga según ciclos de trabajo.
Fuente: Totalmateria (2019).

2.3.15. Resonancia

Los sistemas presentan muchas veces vibración, la vibración se puede definir de cierta manera como la oscilación de una masa desde un estado de referencia inicial hasta un estado final, dicha oscilación se expresa como una función sinusoidal y en ocasiones resulta ser muy

útil para determinar el estado y características de una máquina, dicha oscilación presenta una frecuencia determinada a la frecuencia del sistema común al cual está trabajando acercarse a un valor determinado que se le denomina “frecuencia natural” se produce un efecto de desbalance e inestabilidad mecánica que generan grandes esfuerzos y vibraciones que pueden dañar las maquinas, uno de los parámetros a tomar en cuenta en el diseño de resortes es muchas veces si el mismo se verá sometido a resonancia o no, en una determinada aplicación.

2.3.17 Resortes Helicoidales

Los resortes helicoidales son de los más utilizados y famosos, estos son los que presentan la mayor parte de las variantes de diseño, teorías realizadas y son los que mayormente presentan acción en muchas máquinas y procesos, cabe destacar que mayoritariamente los diseños propuestos por diversos autores y fuentes de información encuentran su mayor discrepancia en la aplicación de otras metodologías de cálculo mucho más allá de la aplicación de otras fórmulas o teorías, sin embargo otros aplican diversas teorías y fórmulas que se diferencian en un porcentaje de error o discrepancia en cuanto a cálculos de 1% o 2%, estas fórmulas son deducidas a través de análisis experimentales y estudios en el diseño de estos elementos de máquina. En este grupo es donde se encontró la mayor variedad de métodos e información detallada.

Mayoritariamente se encontrará en este grupo de resortes la aplicación de los diseños y formulas propuestas por Wahl, en algunos casos la forma del cálculo y procedimiento varia, ya se verá más adelante si estas variantes procedimentales resultan tener una mayor efectividad en el diseño de este grupo de resortes, en otras ocasiones algunas de las fórmulas utilizadas por Wahl son sustituidas por otras basadas en algún estudio experimental externo, el análisis de la forma en la actúan los esfuerzos y se produce las fallas resulto ser también un factor que se puede diferenciar entre las maneras de diseñar el elemento según cada autor.

2.3.17.1 Resortes Helicoidales – Danilo Tassoni

Tassoni expresa en primer lugar un diseño basado en las teorías de Wahl, partiendo de la idea de que se considera falla según el criterio de Von Mises se busca que el elemento a partir del esfuerzo que se le ejerce pueda trabajar estando por debajo del esfuerzo de fluencia en la búsqueda de no permitir una deformación permanente, plantea como variables las principales y comunes de todo resorte el diámetro medio, externo e interno de este tipo de resortes y se introduce en el análisis de esfuerzos partiendo que la espira o la parte interior de la misma se ve sometida a una primera tensión por corte, posteriormente a un momento torsor

como acción secundaria de la carga P, se plantea el hecho de que existen curvaturas o distorsiones en la propia forma en la cual está constituido el resorte dando como resultado a un cambio en la manera en la cual se distribuyen los esfuerzos en la sección transversal.

$$\tau = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4P}{\pi d^2} \approx \frac{1,27P}{d^2} \quad \text{Ec. 9}$$

$$M = P * \frac{D}{2} \quad \text{Ec. 10}$$

$$Tmt = \frac{8PD}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 11}$$

La ecuación 9 expresa el esfuerzo por corte directo que sufre el resorte partiendo de la expresión común de esfuerzo cortante (Ecuación 4) de igual forma en la ecuación 10 se plantea el efecto del momento torsor sobre la sección transversal del alambre del resorte lo que produce un esfuerzo cortante pero causado a partir de un esfuerzo a torsión, dicho de otra manera al actuar una fuerza en el resorte, Tassoni plantea la aparición de 2 esfuerzos en la sección transversal del mismo un cortante directo y otro por torsor al desarrollar y utilizar la ecuación 10 como apoyo se puede llegar a la expresión presentada en la ecuación 11, teoría de falla y análisis a su vez expresado por Wahl.

Por lo cual, el esfuerzo resultante sería la combinación de estos dos esfuerzos sobre la sección transversal del resorte helicoidal, lo que Tassoni denomina “superposición de tensiones” este principio parte de la naturaleza propia del cálculo dimensional en elementos de máquina, las ecuaciones y métodos de resolución resultan ser sistemas lineales donde una entrada determinada se puede superponer o sumarse originando una salida distinta. De esta manera se suman o superponen el esfuerzo a cortante puro y el esfuerzo cortante por torsión en el elemento, dando como resultado al desarrollar la expresión o ecuación 12.

$$Tres = \frac{8PD}{\pi d^3} + \frac{1,27P}{d^2} = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{8PD}{\pi d^3} = \frac{8PD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{0,5d}{D}\right) \quad \text{Ec.12}$$

Tassoni desvela y acentúa el argumento de que en un estudio realizado por Wahl en Cleveland en el año 1944 acerca de la manera en la cual actuaba la carga y su punto de máximo esfuerzo, a partir de estos resultados experimentales se encontró que la carga produce un valor de cortante menor del estimado teóricamente, Wahl entonces formula una nueva expresión en donde la principal diferencia es el valor de la constante 1.27 a un valor de 1.23 como se ilustra en la ecuación 13.

$$\tau = \frac{1.23P}{d^2} \quad \text{Ec.13}$$

Destaca la inclusión de dos factores muy comunes en el diseño de resortes helicoidales un factor por concentración de tensiones producto de la carga P que se le ejerce al mismo el cual se multiplica por la ecuación 11, mientras que destaca la inclusión de otro factor el cual expresa los efectos producidos por la doble curvatura del resorte establecido para una sección circular, el cual se expresa y multiplica a la en la ecuación 9. Por lo cual existen dos nuevos factores que cada uno altera o expresa los fenómenos producidos por la curvatura del resorte en los esfuerzos por cortante directo y el esfuerzo torsional, ambos de ellos se expresan en las ecuaciones 14 y 15. Igual C el cual es una expresión que relaciona el diámetro del resorte (d) y el diámetro medio (D).

$$K_{wcortet} = 1 + \frac{0.5}{C} \quad \text{Ec.14}$$

$$K_w = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad \text{Ec.15}$$

$$C = \frac{D}{d} \quad \text{Ec.16}$$

Tassoni recomienda que el diseño de resortes helicoidales se utilice valores del índice del resortes de entre 5 y 8, esto es, $5 \leq C \leq 8$ lo que origina en valores de K_{wcorte} de entre 1,31 y 1,84, considerando que existe un ángulo de paso importante que tomar en cuenta a partir de los análisis realizados por Tassoni basados en la teoría de diseño de Wahl y sus resultados se sugiere que la expresión presentada en la ecuación 17 que resulta ser el esfuerzo cortante por torsor máximo que ocurre al tomar en cuenta la sección circular y los efectos de curvatura se utilice para valores en los cuales el ángulo de paso sea menor a 12° .

$$T_{max} = \frac{8PD}{\pi d^3} K_w \quad \text{Ec.17}$$

De igual forma Tassoni resalta la importancia de las alturas o longitudes características del resorte como lo son la longitud libre (HL), altura de montaje (Hm), altura de montaje (Hm), altura de trabajo (Htrab) y altura sólida, a partir de aquí se comienza a tomar en consideración el fenómeno denominado fatiga el cual es común en el diseño de resortes mecánicos dado que estos estos elementos están sometidos mayoritariamente a esfuerzos fluctuantes, Tassoni plantea un diseño de resortes helicoidales muy ligado a las teorías de Wahl en el cual el diseñador debe establecer un parámetro del resorte que cumpla con las condiciones de diseño

adecuadas, en caso de que dicho valor no sea adecuado debe recalcularse el mismo o repetir el procedimiento hasta aproximarse a un valor adecuado.

La fatiga es el efecto de un numero de ciclos donde cada ciclo corresponde a un esfuerzo que posee un valor máximo y mínimo, son esfuerzos fluctuantes en un elemento, los resortes están sometidos a fatiga Tassoni plantea una aproximación al límite de fatiga, a partir de resultados experimentales Wahl propone una ecuación para determinar y diseñar resortes a fatiga muy similar a la ecuación de Soderberg, dado que los esfuerzos en este fenómeno presentan un comportamiento relacionado con una onda, en algunos casos armónica y cíclica, se determina un esfuerzo medio que resulta ser la suma del esfuerzo máximo y mínimo de ambos se relaciona a un valor medio, la ecuación 18 expresa la expresión propuesta por Tassoni y descrita por Wahl a la hora de diseñar a fatiga.

$$\frac{Sycorte}{N} = (tm + ta) + 2to \left(\frac{Sycorte}{Sno} \right) = tm + to \left(1 + \frac{2Sycorte}{Sno} \right) \quad \text{Ec.18}$$

$$tm = \frac{tmax+tmin}{2} \quad \text{Ec.19}$$

$$Ta = \frac{tmax+tmin}{2} \quad \text{Ec.20}$$

$$tm + ta = tmax \quad \text{Ec.21}$$

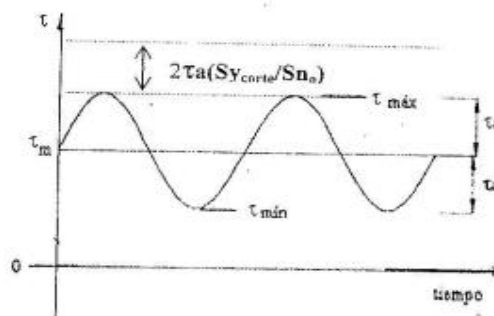


Figura 10. (Representación gráfica de esfuerzos por corte cíclicos – Resortes helicoidales)

Fuente: Danilo Tassoni (2007)

A partir de los resultados experimentales de Wahl se demuestra que los resortes poseen dos tipos de esfuerzos un cortante directo y otro por torsión ambos se encuentran en fluctuación si la carga varia, en la figura 12 se aprecia la fluctuación de los esfuerzos cortantes en una onda periódica, la fatiga provoca que los materiales fallen incluso por debajo del punto de fluencia establecido, las ecuaciones t_m y t_a expresan ambos esfuerzos de corte que se

encuentran en fluctuación al considerar la fatiga, aplicando estas ecuaciones las expresiones anteriormente mencionadas se pueden expresar en una sola expresión final la Ecuación 22 mencionada por Tassoni, de igual forma al fluctuar los esfuerzos cortantes lo hace la carga aplicada en el resorte quien es la causante de este comportamiento mecánico. Mientras que las expresiones de la carga fluctuante se expresan en las ecuaciones 23 y 24 tomando en cuenta sus picos máximos y mínimos.

$$T_e = T_{trab} = T_{max} + 2ta \left(\frac{S_{ycorte}}{S_{no}} \right) \quad \text{Ec.22}$$

$$P_m = \frac{P_{max} + P_{min}}{2} \quad \text{Ec.23}$$

$$P_a = \frac{P_{max} - P_{min}}{2} \quad \text{Ec.24}$$

Los factores expresados en las ecuaciones 14 y 15, se expresan afectando el valor de las ecuaciones 19 y 20, además Wahl define un coeficiente de curvatura tomado en cuenta también por Tassoni y sugiere un factor de seguridad de entre 1,5 y 2, una relación entre la constante elástica del resorte y su deformación, lo conocido análogamente como ley de Hooke y expresa una notación particular para las diferentes alturas que posee un resorte helicoidal.

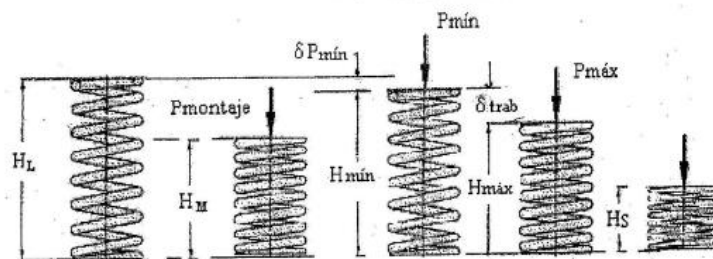


Figura 11. (Notación de longitudes y Alturas resorte Helicoidal – Tassoni)

Fuente: Danilo Tassoni (2007)

Para determinar la deformación o medida de deflexión en el resorte Tassoni emplea el teorema de Castigliano el cual relaciona la energía mecánica producida por la carga con la deflexión del resorte, para el desarrollo de esta expresión Tassoni toma en cuenta el módulo de elasticidad por cortante y establece criterios importantes en la determinación de espiras activas en el resorte. Para entenderlo de alguna manera al ejercer una fuerza sobre un elemento el esfuerzo producido en el mismo se ve expresado o relacionado con la energía interna del mismo originando en una deformación el teorema de Castigliano expone esta relación en forma de una derivada parcial que dependerá de la geometría de la pieza en cuestión y el tipo de esfuerzo

aplicado. Tassoni expone este fenómeno matemáticamente desarrollando el comportamiento del resorte utilizando el teorema de Castigliano llegando a el desarrollo matemático demostrado en las ecuaciones 25, 26 y 27.

$$U = \frac{Mt^2L}{2GLp} \quad \text{Ec.25}$$

$$Ip = \frac{\pi d^4}{32} \quad \text{Ec.26}$$

$$U = \frac{4P^2D^3n}{Gd^4} \quad \text{Ec.27}$$

Si a la expresión 27 se le aplica el teorema de Castigliano realizando la primera derivada de la energía en función de la carga se obtiene la ecuación 28 y una variante para calcular la variable K, Castigliano define que la primera derivada de la energía con respecto a la carga expresa la deflexión del elemento, entra en juego el factor n que no es más que el número de espiras tomadas en cuenta Tassoni se diferencia de otros autores en algunos cálculos de las espiras activas y la forma en la cual las definen o calculan.

$$\delta = \frac{dU}{dP} = \frac{8PD^3n}{Gd^4} \quad \text{Ec.28}$$

$$K = \frac{Gd}{8nc^3} \quad \text{Ec.29}$$

La expresión 29 es común verla representada en lugar de tener el valor C (Coeficiente de wahl) es común verla expresada en función del diámetro de la espira elevado a la 4 esta variante es de igual forma utilizada sin embargo la ecuación presentada es una versión simplificada de la misma en donde el valor de G (Modulo de elasticidad a cortante) expresa la resistencia del resorte a sufrir algún tipo de deformación mientras mayor sea dicha resistencia ante un valor mayor de G puede aumentar el valor de K (Constante del resorte) así mismo se ve afectado el número de espiras.

Tabla 1. Espiras Activas del resorte según su configuración - Tassoni

Extremos del resorte	Numero de espiras activas	Altura Libre (HL)	Altura Solida (Hs)
Extremos Abiertos	Nt-0,5	Hn+d	(n+1)d
Extremos abiertos y desbastados	Nt-0,5	hn	nd
Extremos doblados	Nt-1	Hn+2d	(n+2)d
Extremos doblados y desbastados	Nt-1,75	Hn+1,75d	(n+1,75)d

Fuente: Danilo Tassoni (2007)

2.3.17.2 Resortes Helicoidales – Robert Mott

En este caso, las principales diferencias radican en que Mott propone un diseño del resorte tomando en consideración otros factores como el pandeo y la resonancia, además posee una metodología distinta de resolución proponiendo dos caminos o serie de pasos los cuales se pueden seguir a la hora diseñar un resorte helicoidal, presenta una variedad de materiales y curvas características para la determinación de diferentes factores y esfuerzos para distintos materiales.

En un principio Mott un diseño definiendo las variables básicas características de los resortes helicoidales como la notación de los diámetros siendo D_w el diámetro de la espira del resorte, D_i el diámetro interno, D_m el diámetro medio y D_e el diámetro externo del mismo, análogamente que Tassoni, establece las ecuaciones 30 y 31, de igual forma se basa en el diseño de Wahl, sin embargo, se propone un valor de C por encima de 5 para resortes comunes de maquinaria, plantea el hecho de que un valor de C mayor evitaría a largo plazo que el resorte se pandee.

$$D_e = D_m + D_w \quad \text{Ec.30}$$

$$D_i = D_m - D_w \quad \text{Ec.31}$$

De igual forma se definen una serie de longitudes destacables como lo son una longitud comprimida, una de operación, una longitud instalada, a su vez diferentes tipos de fuerzas, partiendo de estas consideraciones se define la constante k de la misma forma que lo hizo Tassoni haciendo uso de la ley de Hooke, Mott también plantea una serie de ecuaciones utilizadas para calcular la longitud libre del resorte dependiendo de los números de espiras y su configuración, como se muestra en la Tabla 2.

Tabla 2. Relación entre número de espiras y longitud del resorte – Robert Mott

Tipo de Extremo	Longitud libre
Extremos escuadros y rectificadas	$L_f = pNa + 2D_w$
Extremos solamente escuadrados	$L_f = pNa + 3D_w$
Extremos Planos y Rectificados	$L_f = p(Na+1)$
Extremos Planos	$L_f = pNa + D_w$

Fuente: Robert Mott (2006)

De igual forma Mott propone una serie de medidas estándar con las cuales comúnmente se fabrican diversos tipos de resortes, de esta manera al diseñar este tipo de resortes se busca que la medida final de diámetro obtenido se aproxime a una medida estándar para garantizar

una facilidad en el mecanizado y comercialización del mismo, consideración la cual no se toma en cuenta en el desarrollo de Tassoni.

Adicionalmente Robert Mott propone consideración en la instalación de los resortes mismos, al instalar un resorte helicoidal este comúnmente se instala en un vástago o superficie cilíndrica, este debe poseer cierta holgura para poder trabajar de manera adecuada, la cual se recomienda que de manera inicial esta sea de una décima en relación con el diámetro del resorte, sin embargo para resortes de media pulgada en adelante se requiere un cálculo más preciso, recordando que el resorte al comprimirse aumenta su tamaño lateralmente, para ello se propone la ecuación 32 la cual permite determinar esta medida y estimar una holgura adecuada. Adicionalmente se define el termino holgura de espira que no es más que el espacio existente entre espiras adyacentes, cuando el resorte llega a una longitud de operación determinada, esta expresión se puede apreciar en la ecuación 33.

$$DEs = \sqrt{Dm^2 + \frac{p^2 - Dw^2}{\pi^2}} + Dw \quad \text{Ec.32}$$

$$CC = \frac{Lo - Ls}{Na} \quad \text{Ec.33}$$

De igual forma este autor expone el uso de factores de servicio dependiendo de las capacidades o aplicaciones a las cuales se verá sometido el resorte clasificándolos en servicio ligero, promedio, severo, se establecen fundamentos acerca del comportamiento a pandeo y deflexión del resorte se analizan los distintos valores del factor K del resorte en función de C al igual que Tassoni establece la importancia de la altura del resorte priorizando que la posibilidad de pandearse del mismo está íntimamente relacionada con la altura libre de este, en este caso se inicia igualmente con un diámetro medio tentativo con el cual se va variando hasta obtener condiciones de trabajo adecuadas.

Adicionalmente se establece una relación Lf/Dw entre la longitud libre y el diámetro medio, estableciendo una serie de curvas según sea el tipo de extremos que posea el resorte, de igual forma se establecen diferentes tipos de curvas que ilustran los diversos valores del esfuerzo flexionante dependiendo del material del resorte y sus distintas medidas tentativas y estándares de diseño y relacionando estas variables, el criterio de pandeo se establece en la relación Lf/Dw es mayor que la relación fo/Lf el resorte se pandea al verse sometido a una fuerza de operación determinada por la aplicación misma.

En términos generales el método propuesto de diseño de resortes de Mott es muy análogo al de Tassoni en el análisis de la manera en la cual actúan los esfuerzos en el resorte y

las ecuaciones utilizadas, sin embargo la metodología y serie de pasos en el cálculo del mismo varían introduciendo ecuaciones para calcular parámetros de instalación como lo son las ecuaciones para determinar el cálculo de holguras y la altura crítica, las relaciones entre el material tipo de trabajo o servicio y el diámetro del resorte relacionadas con el esfuerzo al cual está sometido el resorte son factores destacables de este planteamiento o diseño. Sin embargo, este autor no menciona o emplea un método concreto para diseñar resortes helicoidales considerando la fatiga, en lugar de esto emplea graficas que nos permiten determinar los valores de esfuerzo tomando en cuenta el tipo de servicio al cual será sometido la pieza.

2.3.17.3 Resortes Helicoidales – Shigley

Este autor es quien presenta la mayor cantidad de aspectos contrastantes en relación a los mencionados he investigados en el diseño de resortes helicoidales a compresión, estableciendo otros tipos de factores de cálculo basados en diferentes estudios, establece otros criterios de estabilidad y otro tipo de ecuaciones para determinar la altura crítica, establece nuevos criterios y ecuaciones para determinar incluso deflexiones angulares, establece ecuaciones para el diseño de este tipo de resortes considerando la fatiga del material, nuevos tipos de factores de corrección entre otros aspectos.

Partiendo del análisis de cómo actúan los esfuerzos en el resorte este autor plantea de manera similar y común que un resorte experimenta dos tipos de esfuerzo en su sección transversal los cuales son un esfuerzo por cortante directo y un esfuerzo cortante por torsión donde ambos se expresan de la misma forma que se definió anteriormente, el esfuerzo final entonces no es más que la sumatoria de estos dos esfuerzos esto es un punto común en diferentes bibliografías y autores especialistas del diseño de elementos de maquina concuerdan que este tipo de resortes helicoidales experimentan en su sección transversal dos tipos de esfuerzos.

Introduce otro factor alternativo de corrección de curvatura en lugar del mencionado en el diseño empleado por Tassoni y Wahl, el cual es el factor de Bergstrasser el autor expresa que en comparación con el factor de Wahl expresado en la ecuación 15 estos presentan una variación en sus resultados de un 1%, de igual forma cambia la nomenclatura en la cual se designa dicho factor dado que en este caso se le llama K_b no K_w , se establece una relación entre el factor K_s presentado anteriormente como $K_{w\text{corte}}$ en la ecuación 14 y el factor de Wahl sustituido por el factor de Bergstrasser el cual es preferiblemente utilizado en esta

metodología de diseño en lugar de el de Wahl, dicha relación en conjunto con el factor de Bergstrasser se expresan en las ecuaciones 34 y 35 respectivamente.

$$Kc = \frac{Kb}{Ks} = \frac{2C(4C+2)}{(4C-3)(2C+1)} \quad \text{Ec.34}$$

$$Kb = \frac{4C+2}{4C-4} \quad \text{Ec.35}$$

En este caso se aplica el teorema de Castigliano de igual forma que se realizó en el diseño de resortes helicoidales propuesto por Tassoni para determinar la deflexión en el elemento, sin embargo en la ecuación 28 se muestra el resultado de dicha deflexión tomando en cuenta el esfuerzo por cortante a torsión sin embargo dado que el esfuerzo total en la sección transversal se compone de dos de ellos el cual es un cortante directo y otro por torsión, se debe ampliar el teorema de Castigliano a la sumatoria de ambos de ellos originando la ecuación 36 de igual forma se define el cálculo de K o constante de elasticidad dependiendo de factores como el modelo a cortante expresado en la ecuación 37.

$$y = \frac{\partial U}{\partial P} = \frac{8FD^3N}{d^4G} + \frac{4FDN}{d^2G} \quad \text{Ec.36}$$

$$K = \frac{d^4G}{8D^3N} \quad \text{Ec.37}$$

De igual forma el Shigley define el concepto de estabilidad referente al pandeo originando una ecuación que permite el cálculo de una deflexión crítica en la búsqueda de evitar el pandeo y método distinto al presentado en el Mott para determinar si el resorte helicoidal puede fallar por pandeo o no, a su vez define una serie de ecuaciones para el cálculo de la longitud libre según sea el tipo de extremo del resorte adicionalmente relaciona el tipo de extremo con el ángulo de paso y con la longitud sólida del resorte estableciendo la Tabla 3.

Cabe destacar que estas consideraciones son tomadas en cuenta y diferencian el método de diseño propuesto por este autor de los demás presentados, de igual forma ofrece una alternativa de cálculo al momento de dimensionar el resorte dado que el diseñador puede escoger el tipo de acabado y asociarlo a un número de espiras determinado en la búsqueda de obtener una longitud libre determinada o paso determinado.

La longitud libre la cual es la longitud del resorte en cuestión sin ningún tipo de carga es decir sin que sobre el no actúe ninguna fuerza es un parámetro fundamental en el fenómeno del pandeo, existen diferentes tipos de métodos para determinar bien sea un rango de deflexión

que se entiende como al deformación que sufre la pieza máxima la cual indica que por encima de esta la pieza se pandea o la determinación de una carga de trabajo crítica o una longitud crítica en cuestión en relación a estudios experimentales.

Tabla 3. Cálculos dimensionales del resorte según extremos – Shigley

Tipos de Extremos				
Termino	Plano	Plano y Esmerilado	A escuadra y Cerrado	A escuadra y Esmerilado
Espiras de extremo Ne	0	1	2	2
Espiras Totales Ne	Na	Na+1	Na+2	Na+2
Longitud libre (Lo)	pNa+d	P(Na+1)	pNa+3d	pNa+2d
Paso, p	(Lo-d)/Na	Lo/(Na+1)	(Lo-3d)/Na	(Lo-2d)/Na

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

$$Y_{cr} = LoCr' \left(1 - \left(1 - \frac{Cr'2}{\delta^2} \right)^{\frac{1}{2}} \right) \quad \text{Ec.38}$$

De la misma forma se define una relación de esbeltez característica para poder determinar la variable δ , mientras que Cr y $Cr2$ son constantes definidas en las ecuaciones 39 y 40, este método de pandeo guarda cierta similitud con el análisis de pandeo común para diseñar pistones y válvulas o elementos sometidos a compresión, por otro lado, se define una estabilidad absoluta la cual compara dos valores para garantizar una condición de estabilidad en el resorte.

$$Cr' = \frac{E}{2(E-G)} \quad \text{Ec.39}$$

$$Cr2' = \frac{2\pi^2(E-G)}{2G+E} \quad \text{Ec.40}$$

$$\delta = \frac{\alpha Lo}{D} \quad \text{Ec.41}$$

Por otro lado, la constante δ es lo que este autor denomina “esbeltez efectiva”, mientras que el valor α es una constante especificada en la tabla 4, se expresa que se denomina

“estabilidad absoluta” esto se presenta cuando el termino $\frac{Cr^2}{\delta^2}$ es mayor a la unidad se debe aplicar la relación mostrada en la ecuación 42, existe una semejanza considerable con los métodos de diseño establecidos para diseño de columnas y pistones mecánicos.

$$L_0 < \frac{\pi D}{\alpha} \left[\frac{2(E-G)}{2G+E} \right]^{1/2} \quad \text{Ec.42}$$

Tabla 4. Constante α – Diseño por Pandeo – Shigley

Condiciones de extremo	Constante α
Resorte apoyado entre superficies planas paralelas (extremos fijos)	0.5
Un extremo apoyado por una superficie plana perpendicular al eje del resorte (fijo); el otro extremo con pivote (articulado)	0.707
Ambos extremos con pivote (articulados)	1
Un extremo sujeto; el otro libre	2

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

El diseño presentado por este autor para tomar en cuenta el fenómeno llamado fatiga es uno de los más resaltantes de los métodos investigados, partiendo de estas consideraciones el autor nos presenta primeramente una serie de consideraciones a tomar en cuenta entre ellas una proporcionalidad entre el diámetro del alambre y la resistencia a la tensión que se expresa en la ecuación 43, se plantea la teoría de energía por distorsión llegando a la conclusión de ciertas proporcionalidades que permiten estimar los valores de esfuerzo con esto se llega a las ecuaciones 44 y 45, de igual forma se plantean una serie de materiales para el diseño de resortes mecánicos expresados en las tablas 4, 5 y 6.

$$Stu = \frac{A}{d^m} \quad \text{Ec.43}$$

$$0.35Sut \leq Sy \leq 0.52Sut \quad \text{Ec.44}$$

$$Sys = 0.577Sy \quad \text{Ec.45}$$

Cabe destacar que en el caso de el alambre de piano y de acero estirado duro el autor plantea la utilización de la ecuación $Ssy = 0.45Sut$, para otro grupo de materiales los cuales componen Cr-Va, Cr-Si se plantea $Ssy \geq 0.50Sut$, sin embargo, existen diferentes grupos de materiales los cuales no presentan un tipo de comportamiento definido, partiendo de esto el autor se basa en los estudios de Joerres quien a partir de diversos resultados experimentales define tabla de esfuerzos torsionales permisibles (Tabla 7) para aplicación estática, se plantea

que el cálculo correspondiente al esfuerzo de fluencia con base en la teoría general de la distorsión debe ser $S_{sy} = 0.45S_{ut}$, sin embargo Samonov analiza esta teoría del esfuerzo permisible y plantea la ecuación 46.

$$S_{sy} = \tau_{perm} = 0.56S_{ut} \quad \text{Ec.46}$$

Adicionalmente se menciona una recomendación de un índice del resorte en un intervalo definido de $4 \leq C \leq 12$ aquellos con índice bajo son de los resortes más difíciles de fabricar de igual forma se recomienda un número de espiras en un intervalo definido el cual es $3 \leq N_a \leq 15$ destaca la relación lineal que poseen los resortes helicoidales, desde un punto de vista de fuerza en función de deflexión este tipo de resortes no se comporta de manera lineal, este autor plantea un diseño de resorte helicoidal estático donde se mantenga la linealidad del resorte para ello se debe evitar el contacto entre espiras en el funcionamiento del mismo a partir de este planteamiento se sugiere un valor máximo para la fuerza de operación que se muestra en la ecuación 47.

$$F_{max} \leq \frac{7}{8} F_s \quad \text{Ec.47}$$

$$F_s = (1 + \xi) F_{m\acute{a}x} = \frac{(1 + \xi)7}{8} F_s \quad \text{Ec.48}$$

A partir de esto se define un valor o factor expresado por la letra épsilon (ϵ), debido a ciertos estudios y las conclusiones de la ecuación se recomienda un épsilon mayor o igual a 0.15, a partir de lo dicho anteriormente se resume las condiciones recomendadas para el diseño de resortes helicoidales en condiciones estáticas las cuales se pueden resumir en 4 de ellas expuestas por este autor, $4 \leq C \leq 12$, $3 \leq N_a \leq 15$, $\xi \geq 0.15$, $n_s \geq 1.2$, adicionalmente se plantean diversas ecuaciones y teorías para el cálculo del costo de fabricación de este tipo de resortes mecánicos. La metodología de diseño el autor la resume en un flujograma que expresa los pasos a seguir para la resolución de resortes helicoidales a compresión bajo condición estática.

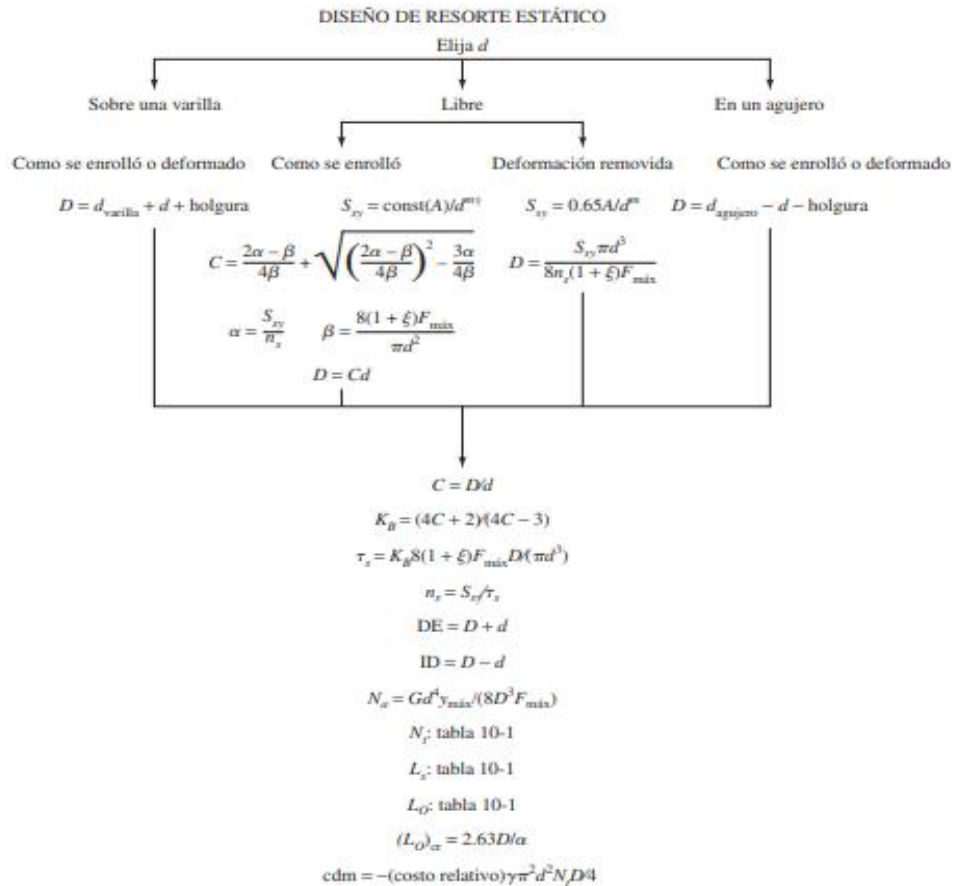


Figura 12. (Metodología de diseño resorte helicoidales a compresión – Shigley)

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

De la misma forma se toma en consideración el efecto de resonancia en el diseño de resortes helicoidales, definiendo una frecuencia crítica y desarrollando un análisis matemático al respecto, en ocasiones los fabricantes han tomado diversos movimientos de las válvulas de los motores a combustión interna en función de los resortes que estos tienen y se ha podido apreciar fenómenos de resonancia, este tipo de falla debe evitarse en un diseño de resorte este grupo de resortes mayoritariamente estará sujeto a aplicaciones en las cuales se les emplea grandes cargas de manera repetitiva, la oscilación y los movimientos del resorte generan una onda que se puede expresar y modelar partiendo un balance de energía y criterios de análisis físicos del resorte, para un resorte helicoidal entre dos placas planas se demuestra el siguiente desarrollo matemático.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{W}{kgl^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \tag{Ec.49}$$

Solucionando la ecuación anterior cuyo resultado depende de las condiciones del sistema y del resorte en cuestión, la frecuencia fundamental en ciclos por segundo se puede hallar partiendo de la ecuación 50 para $m = 1$ es decir el primer armónico, la misma ecuación funciona para distintos armónicos por lo general se calcula $w = 2\pi f$ para una frecuencia fundamental en Hertz se puede utilizar la ecuación 51, para un resorte el cual sus dos extremos están siempre en contacto con las placas se posee la ecuación 52 la cual está basada en un estudio realizado por Wolford y Smith.

$$w = m\pi \sqrt{\frac{kg}{W}} \quad m=1,2,3,\dots \quad \text{Ec.50}$$

$$f = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{kg}{W}} \quad \text{Ec.51}$$

$$f = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{kg}{W}} \quad \text{Ec.52}$$

Partiendo de diversas condiciones a fatiga se plantea que los mejores resultados para límites a fatiga en distintos tipos de materiales son los que reporto Zimmerli, a partir de sus estudios se encontró que los valores referentes a la resistencia a la fatiga no dependen del tamaño o dimensiones del elemento cuando se trata de valores de diseño referentes a una vida infinita, también se expresa que los valores de resistencias a la fatiga de diversos materiales se elevan considerablemente cuando estos están sometidos a esfuerzo a tensión altos, en este estudio también se experimentaron con resortes martillados y sin martillar donde se obtuvieron diversos tipos de valores característicos, expresados en la tabla 8.

Tabla 5. Esfuerzos Según Zimmerli – Resistencia a la fatiga – Shigley

Sin martillar (Kpsi)	Martillado (Kpsi)
Ssa = 35	Ssm = 55
Ssa = 57.5	Ssm = 77.5

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

Sin embargo, se debió ampliar el estudio e investigación dado que en esta metodología de diseño a la hora de utilizar un método concreto de diseño o criterio a fatiga el autor considera varios de ellos, la falla por fatiga es uno de los fenómenos más estudiados, al día de hoy existen muchos criterios y estudios realizados, de igual forma existen diversos criterios y teorías de falla según ciertos estudios, en este caso el autor usa diferentes tipos de criterios de falla por fatiga dependiendo del caso, para ello se exploró sobre estos diversos métodos de falla, los

cuales describen la falla y comportamiento de elementos mecánicos sometidos a fatiga a través de rectas y graficas construidas a partir de pruebas experimentales es aquí donde nace el diagrama de Goodman, la recta construida por Soderberg y diversos criterios de falla según Gerber incluyendo criterios geométricos como los de Langer. Luego de las consideraciones mencionadas anteriormente el autor aplica los diversos criterios de diseño a fatiga según sea el caso.

2.3.17.4. Resortes Helicoidales – Libardo Vicente Vanegas Useche

En este caso este autor propone un diseño basado en generalmente lo expuesto anteriormente con la introducción de análisis para sistemas de resortes mecánicos en conjunto los cuales no son más que un conjunto de resortes helicoidales paralelos o en serie según sea su configuración estos poseerán un valor k determinado por diferentes expresiones, dado que en esta investigación se diseñara resortes helicoidales como pieza unitaria no un sistema de ellos no se toma en cuenta estas consideraciones, sin embargo este autor propone una fórmula para el cálculo de la deformación angular del resorte no mencionado anteriormente este se puede ver en la expresión.

$$\vartheta = \frac{16FDm^2Na}{Ga^4} \quad \text{Ec.53}$$

De igual forma plantea un análisis de esfuerzos en el resorte helicoidal partiendo de que los esfuerzos cortante puro y cortante por torsión se suman para obtener un total en la sección transversal del resorte mismo planteamiento realizado por los autores y métodos mencionados, se basa en el método y los estudios realizados por Wahl tomando una serie de consideraciones adicionales como una ecuación para la deformación del resorte, la cual Wahl plantea que posee un error de 1% a 2% en comparación con los resultados reales experimentales.

Adicionalmente plantea un diseño tomando en consideración la resonancia como un fenómeno presente en el resorte, bajo un análisis similar al propuesto en métodos anteriores definiendo una frecuencia natural y una frecuencia propia del ciclo como es sabido para evitar el fenómeno de la resonancia ambas frecuencias deben poseer una diferencia de valor considerable, de igual forma plantea la ecuación 60 que expresa el peso de las espiras activas del resorte.

$$wn = \pi \sqrt{\frac{Kg}{Wa}} \quad \text{Ec.54}$$

$$fn = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{kg}{Wa}} \quad \text{Ec.55}$$

$$Wa = \frac{\pi^2 d^2 D m N a \gamma}{4} \quad \text{Ec.56}$$

2.3.18.5. Criterios y Teorías de Falla a Fatiga aplicadas a Resortes Mecánicos

En primer lugar se debe de entender que la fatiga consta de esfuerzos alternantes o cíclicos, estos esfuerzos alternantes o cíclicos pueden presentar un comportamiento regular de forma armónica o irregular, sin embargo lo que si pueden presentar en una mayoría de casos son un esfuerzo o carga máximo y un esfuerzo o carga mínimo debido a esta naturaleza alternante de los mismos, al realizar una investigación sobre este tipo de criterios el Shigley no es el único autor que aplica diversos métodos y distintos criterios a fatiga en el diseño de resortes mecánicos, la realidad es que definir el tipo de criterio a utilizar es otro punto a destacar en la presente investigación, para ello se recabo información sobre los distintos tipos de criterios y teorías de diseño a fatiga las cuales se presentaran y compararan en el cuadro 3.

Cabe destacar en la figura 13 las gráficas c y b muestran graficas de esfuerzos fluctuantes no armónicos o singulares, sin embargo, este hecho no plantea el criterio de que no exista un esfuerzo máximo y uno mínimo solo que los esfuerzos poseen un comportamiento alternante diferente, por otro lado, las gráficas f y e y d poseen graficas de esfuerzos armónicas y singulares, a partir de estas configuraciones nacen las ecuaciones 23 y 24 de la misma forma nacen ecuaciones para calcular el valor medio del esfuerzo fluctuante expresado como una media entre el máximo y el mínimo.

El primer criterio presentado y estudiado en el diseño a fatiga fue el realizado por Goodman, este a partir de una serie de pruebas experimentales logro construir lo que hoy se conoce como diagrama de Goodman, posteriormente dicho diagrama entraría en un estado nuevo conociéndose el diagrama de Goodman modificado en resumidas cuentas el criterio se basa en el comportamiento de la línea de fatiga del material, el criterio propone la conexión entre el límite de fatiga modificado Se en función de un esfuerzo alternante y en relación a Su o el esfuerzo ultimo a partir del comportamiento de estas dos variables basado en los resultados experimentales dicha relación de valores origino en una línea recta que lleva su nombre posteriormente se tendría al realizar diversos estudios lo que se conoce como “la línea recta modificada de Goodman” representada en la figura 16, en la ecuación 53 se presenta el criterio de Goodman matemáticamente.

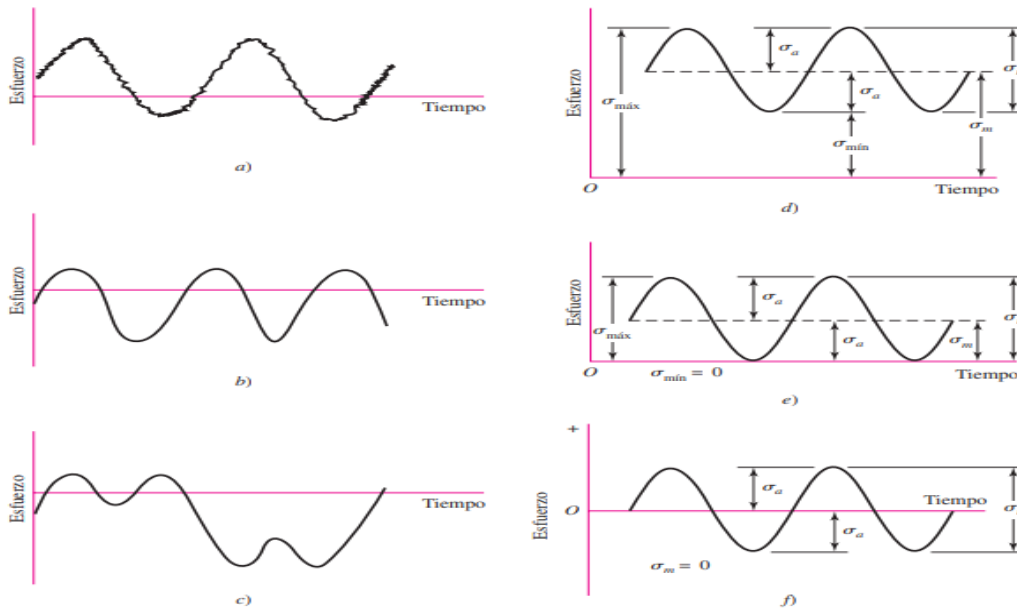


Figura 13. (Diagrama de Esfuerzos por Fatiga)

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

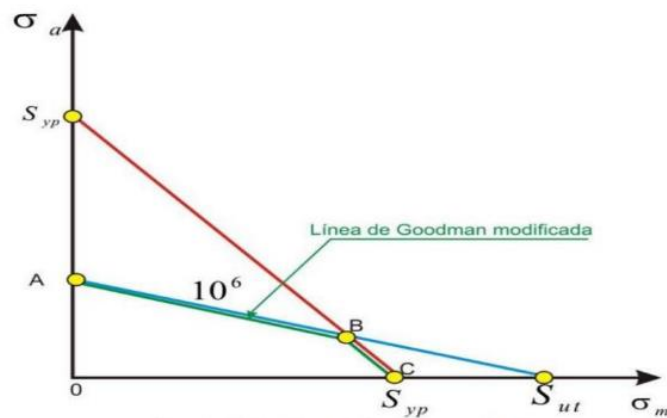


Figura 14. (Línea de Goodman Modificada)

Fuente: IDOCPUB (s/f)

$$\frac{S_v}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad \text{Ec.54}$$

$$\frac{S_v}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N_s} \quad \text{Ec.55}$$

Otra manera de entender este criterio de falla es visualizar la línea modificada de Goodmann es imaginar rectas que se trazan gracias a la sucesión graficada de los esfuerzos máximos y mínimos que ocurren en cada ciclo a fatiga, comparándolas con el esfuerzo de fluencia el cual es el criterio de falla en la búsqueda de que no se supere este se obtiene la

gráfica mostrada en la figura 17, cabe destacar que los primeros métodos o avances en el estudio de este fenómeno se deben a August Wöhler quien en el siglo XIX desarrollo los primeros avances en el estudio de este fenómeno y creo una máquina para poder experimentar al respecto que lleva su apellido.

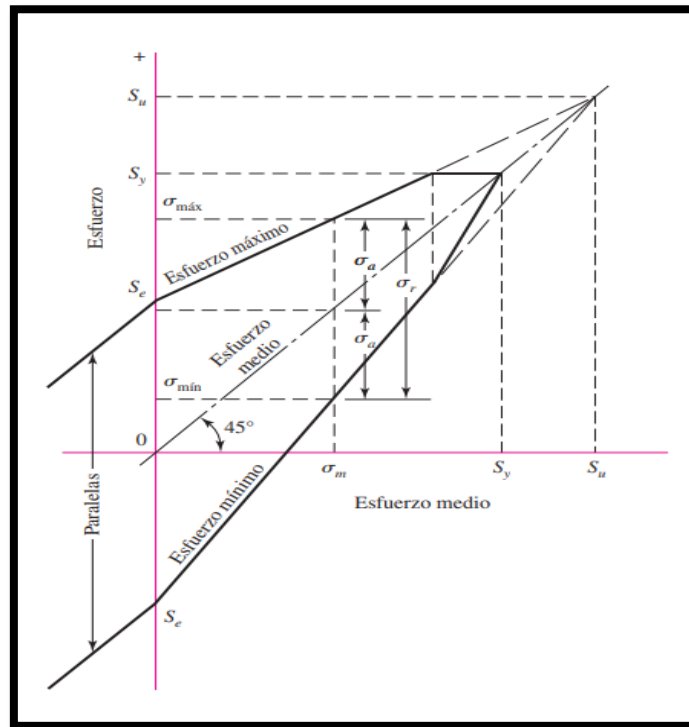


Figura 15. (Diagrama de Goodman Modificado – Valores S_e, S_y)

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

El diagrama de Goodman parte también del factor inicial de que los esfuerzos alternantes siempre poseerán un valor negativo o tomado por debajo de la línea de esfuerzo medio, las fisuras a fatiga solo se propagan gracias a las cargas a tracción, Wholer determinó en sus estudios realizando una trazabilidad de los puntos en los cuales ocurría la fatiga una curva que lleva su nombre dicho ensayo está regido hoy en día bajo la norma ASTM D3479, posteriormente Smith realizaría un análisis de dicha curva produciendo un diagrama muy similar al de Goodman modificado, este traza un límite tomando en cuenta el esfuerzo de fluencia del material partiendo de que no se puede superar el mismo, de esta manera se obtiene un esfuerzo máximo al que se puede llegar en los ciclos naturales del esfuerzo en el elemento y un valor trazable máximo del esfuerzo medio comparando los máximos y mínimos, en una sección del diagrama incluso se toman en consideración los valores fluctuantes y ciclos asimétricos e intermedios incluso para cargas pulsantes.

Por otro lado H. Gerber 1.874 obtuvo de igual forma valores realizando una gráfica característica la cual posee su propio campo experimental, la gráfica mostrada por Gerber es también denominada “relación parabólica” cabe destacar que estas graficas son trazabilidades realizadas ante la aproximación de puntos de falla lo cual quiere decir que muchos métodos dejan a un lado o poseen cierto rango de error o puntos de fallo sin embargo la aproximación es correcta, se concluye que este tipo de mediciones fuera de los lugares geométricos establecidos en los criterios a fatiga se deben a factores externos tales como excentricidades o variaciones imprevistas en la carga entre otras, la ecuación de Gerber es expresada en la ecuación 55, dicho método se ajusta muy bien a los resultados experimentales. Goodman utiliza como referencia cuando no existen esfuerzos alternantes el valor de S_u o del esfuerzo ultimo al igual que Gerber al final la curva de Gerber y la línea de Goodman coinciden en un punto en el eje trazado a partir del esfuerzo medio el cual es S_u .

$$\frac{S_v}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad \text{Ec.56}$$

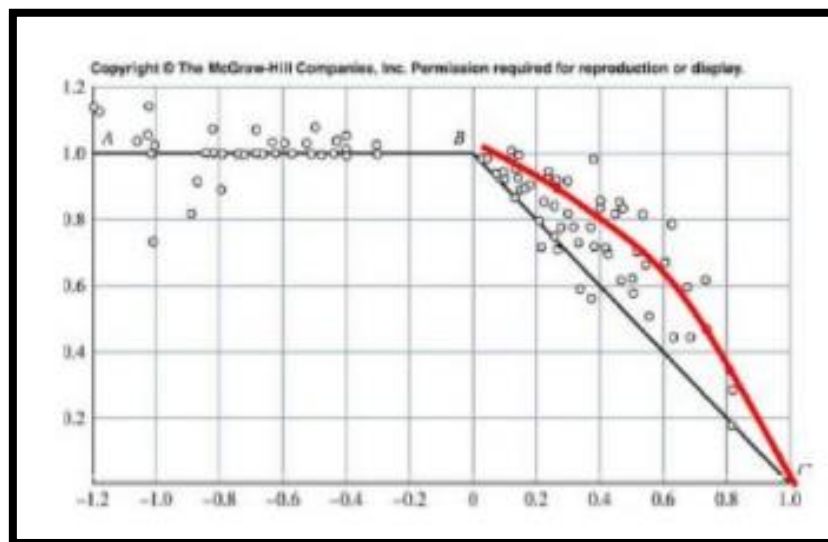


Figura 16. (Curva de Gerber en relación a ensayos por fatiga)

Fuente: ASME Handbook- Metals Engineering Design, McGraw-Hill, Nueva York, 195

En la figura 18 se expresa el grafico común trazado a partir de ensayos a fatiga se puede observar distintos puntos de falla distribuidos en una gráfica en función de valores de S_a/S_e también denominada “relación de amplitud” los valores negativos en el eje de las accisas representan valores de la relación por compresión y los positivos a tracción vemos que la recta BC representan el criterio de Goodman modificado, aquí se aprecia como Goodman no toma en cuenta todos los valores dado que quedan valores de dispersión en fallas por fatiga

superiores para esto se desarrolla el criterio de Gerber marcada como una curva roja en la gráfica.

Se debe entender que la falla por fatiga no es un concepto determinístico en la realidad esta falla su fase inicial la cual es la creación de la grieta y sus posteriores fases hasta la ruptura por debajo de S_y puede ocurrir por muchos factores internos e internos del material, en las características del esfuerzo ejercido o del tipo de ciclo y la manera en la cual actúan los valores máximos y mínimos, sin embargo varios de estos criterios han buscado estudiar el proceso de falla y establecer una relación aproximada, se seleccionara con la información obtenida el más adecuado para nuestro caso el cual esta focalizado en el diseño de resortes helicoidales.

Soderberg (1930) sería otro de los interesados en este proceso de predicción del esfuerzo o límite de fatiga y quien realizaría teorías y experimentos al respecto, Soderberg parte del principio de evitar el esfuerzo de fluencia del material en cuestión, uno de los problemas en el diseño a fatiga o las pruebas experimentales es que en el primer ciclo de carga el esfuerzo puede alcanzar a S_y lo cual estaría ocasionando una falla por fluencia en cada ciclo y un desgaste mayor, Soderberg plantea resultados experimentales donde esto no ocurre y los esfuerzos máximos y mínimos cíclicos no alcanzan a S_y dando como resultado un método y criterio muy conservador, siendo el más conservador de los criterios de análisis a fatiga, la ecuación resultante de los estudios de Soderberg se muestra en la ecuación 56, destaca la existencia de otros criterios de diseño centrados en la fatiga como lo son la recta ASME elíptica y el criterio de fluencia estática de Langer.

$$\frac{S_v}{S_e} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad \text{Ec.57}$$

De la misma forma se investigó los diversos métodos y criterios de análisis a fatiga en adición a los ya mencionados, el criterio de Langer y ASME elíptica son criterios utilizados para estudiar el fenómeno de la deformación plástica o fluencia en el transcurrir de los esfuerzos cíclicos, de manera tal que los criterios directos a fatiga son Gerber, Soderberg y Goodman son los criterios de falla por fatiga utilizados, Langer se refiere a la fluencia en los distintos ciclos de carga incluyendo el primer ciclo de trabajo es decir que un elemento mecánico puede fallar si el esfuerzo fluctuante máximo es mayor que el esfuerzo de fluencia en este caso el material fallara al primer ciclo de trabajo y no será por fatiga si no por fluencia en el cuadro 4 se observa los lugares geométricos o las distintas expresiones según el criterio de falla en caso de Langer y ASME y Gerber, Soderberg y Goodman para fatiga incluyendo el de Smith.

Cuadro 2. Criterios de falla y Diseño a fatiga – Resortes helicoidales

Criterio	Ecuación
Goodmann	$\frac{Sv}{Se} + \frac{Sm}{Sut} = \frac{1}{Ns}$
Soderberg	$\frac{Sv}{Se} + \frac{Sm}{Syt} = \frac{1}{Ns}$
Gerber	$\frac{nSv}{Se} + \left(\frac{nSm}{Sut}\right)^2 = 1$
Smith	$\frac{Sy}{Sa} \left(1 + \frac{Sut}{Su}\right) + \frac{Sut}{Su} = \frac{1}{Ns}$
ASME elíptica	$\left(\frac{n\sigma a}{Se}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma m}{Sy}\right)^2 = 1$
Fluencia estática o Línea de Langer	$\sigma a + \sigma m = \frac{Sy}{n}$

Fuente: González, C. (2023)

Adicionalmente muchas veces ocurren cargas combinadas o esfuerzos múltiples como es el caso de los resortes helicoidales para la elaboración y resolución de los mismos se empleará la teoría de falla de Von Mises también llamada teoría de falla por energía de distorsión, a partir de los métodos mencionados y consideraciones a tomar en cuenta por la misma naturaleza del diseño de resortes mecánicos se seleccionara en base a criterios el método de fatiga más adecuado tomando en consideración los aspectos y puntos a destacar al final de la presente fase de la investigación, dado que cada método posee particularidades y debe ser empleado según sea la aplicación, el tipo de material, las condiciones de esfuerzo y el comportamiento mismo de la pieza a diseñar.

Cada estudio a fatiga determina una interpretación basada en los resultados experimentales expresados por cada autor en función a los resultados obtenidos se traslada esa información traducida en una expresión matemática capaz de expresar un comportamiento singular de una amplia gama de materiales y piezas, en el caso de los resortes mecánicos Wahl define una curva o recta la cual describe este comportamiento dado que esta de igual manera regido por la forma de la pieza mecánica a estudiar, por ello los criterios de fatiga pueden depender de estos dos parámetros bien sea de la geometría o del tipo de material en cuestión

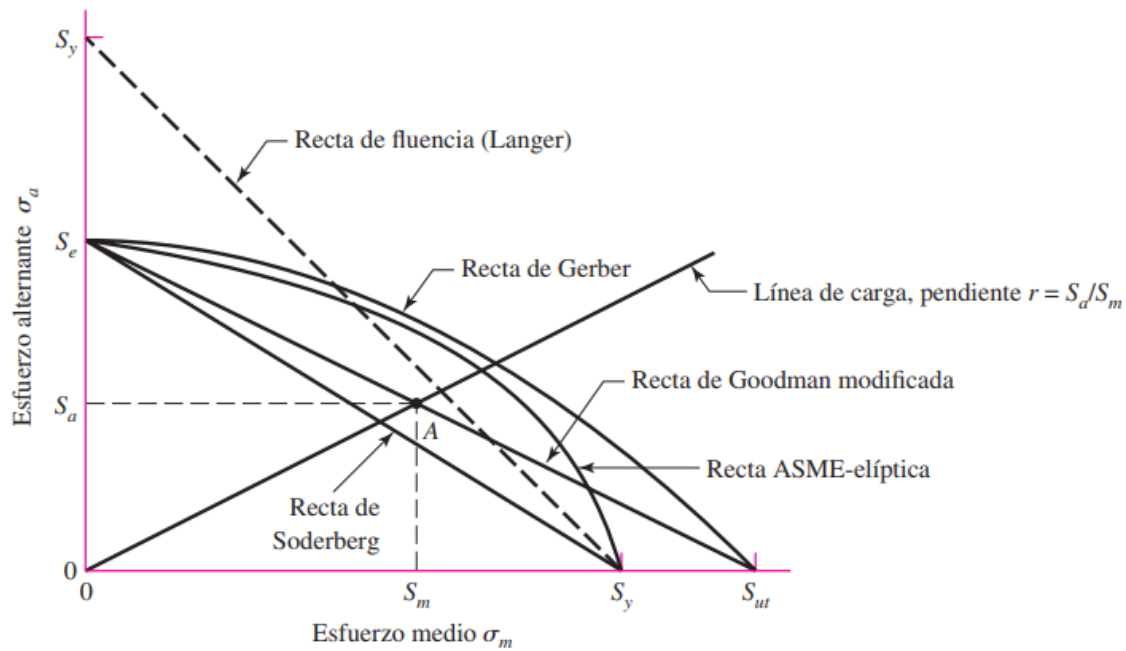


Figura 17. (Diferentes Criterios de fatiga – Lugar geométrico)

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

Adicionalmente, En la figura 18 se puede apreciar como el criterio de Soderberg es el más conservador dado que es la primera intersección con la línea de carga y también por qué parte del esfuerzo de fluencia mismo, es decir protege de forma directa contra la fluencia dependiendo del grado de conservacionismo muchos diseñadores prefieren utilizar este criterio se debe entender también que existen sesgos o rangos en los cuales estos métodos no son capaces de abarcar todos los rangos a fatiga o puntos de falla por dicha causa, desde un punto de vista de análisis plenamente a fatiga para este estudio solo se tomaran en consideración 3 los cuales son Soderberg, Goodman y Gerber.

Este autor plantea un tipo de diseño muy similar al mencionando un esfuerzo de corte directo y otro torsional ambos esfuerzos producen efectos en la sección transversal del resorte expresando así las ecuaciones mencionadas 11 y 17, de la misma forma plantea el índice del resorte y sigue un diseño bastante apegado a los estudios realizados por Wahl, sin embargo dado que muchas veces la curvatura del resorte afecta de una manera directa en la forma en la cual estos esfuerzos se distribuyen causando un esfuerzo distribuido como se muestra en la figura 18.

Cuadro 3. Aspectos destacables de cada Método a Fatiga

Soderberg	Goodman	Gerber
<p>-Se considera el más conservador y está en función de S_y.</p> <p>Toma en cuenta tanto las tensiones alternas como las medias</p> <p>-Se utiliza mayoritariamente para análisis de elementos sometidas a esfuerzos fluctuantes con una tensión media positiva</p> <p>-Protege de forma directa contra la fluencia temprana del ciclo de trabajo</p>	<p>-Se encuentra entre la línea de Soderberg y la curva parabólica de Gerber es un poco menos conservador que Soderberg y posee un valor tomando la cuenta el esfuerzo último del material a diferencia de Soderberg que parte del S_y.</p> <p>-Utilizado para tensiones fluctuantes tanto a tracción como a compresión</p> <p>-Establece una relación entre la tensión media y la amplitud de tensión.</p>	<p>-Tiene en cuenta las tensiones medias, las alternas y los efectos causados por momentos flectores alternantes</p> <p>-Presenta el criterio de falla a fatiga menos conservador en comparación con Soderberg y Goodman</p> <p>-Posee un punto de coincidencia en S_u con respecto a la recta de Goodman en diferencia a Soderberg que parte de S_y</p> <p>- Se amplía el rango de valores cubiertos por la línea de Goodman</p>

Fuente: González, C. (2023)

Cabe destacar que en el estudio de análisis de fatiga se encuentran también los valores de los concentradores de Marín para el cálculo de la resistencia a la fatiga real en el cálculo al emplear Von Mises, destaca de igual forma la existencia de estudios como el método de Manson o el de Palmgren-Miner utilizados para predecir el límite de resistencia a la fatiga partiendo de puntos de falla un análisis de rectas logarítmicas estos estudios no serán tomados en cuenta en la presente investigación o el proceso de selección dado a las condiciones de estos estudios los cuales estudian el comportamiento a fatiga de materiales ante características superficiales y externas comparándolas con un comportamiento en un material ideal, es decir la fatiga causa por factores internos o características del material.

$$\frac{1}{N} = \frac{Sms - Sas}{Sys} + \frac{2 * Sas}{Sno} \quad \text{Ec.58}$$

$$Sas = \frac{8KFADm}{\pi Dm^3} \quad \text{Ec.59}$$

$$Sms = \frac{8KFmDm}{Kc\pi Dw^3} \quad \text{Ec.60}$$

De igual manera se exponen consideraciones adicionales para el diseño y elección de materiales que intervienen en los resortes helicoidales a compresión tomando en cuenta los acabados que pueden tener los mismos como granallado o la utilización de distintos tipos de materiales plantea que por ejemplo los resortes con granallado poseen un esfuerzo residual a compresión el cual se opone a la tracción del resorte lo cual mejora la resistencia a la fatiga del material, propone que este proceso en el diseño se debe emplear para resultados de diámetro interno de la espira mayores a 1,58 mm o 0,0525 pulg sin embargo esto varía dependiendo del alambre o material a utilizar, cabe destacar que de estas consideraciones se concluye que debe ser entonces tomado en cuenta en el diseño el tipo de tratamiento al resorte según los resultados obtenidos para asegurar un diseño más seguro y confiable.

De igual forma cabe mencionar que no todos los esfuerzos residuales producen un efecto dañino al resorte existen esfuerzos residuales producto de un proceso de mecanizado o tratamiento del material que pueden ayudar a el resorte a una mayor durabilidad o a comportarse de mejor manera según sean las condiciones de trabajo, de igual forma que se expresa con el granallado sin embargo este se pierde para unas temperaturas mayores a 260°C, se expresa que una práctica a la hora de diseñar resortes preconformados es aumentar la carga estática un 50% y la carga a fatiga un 25%, por lo cual este es un factor a tomar en cuenta en el diseño las características mecánicas del material del resorte y que procesos se pueden emplear para asegurar o adiciona una mayor seguridad.

Adicionalmente, se toma en cuenta el caso de los resortes embobinados en caliente los cuales se recomienda que sean sometidos a temple y revenido, de igual forma entonces se destaca el ambiente de trabajo en el cual va a funcionar el resorte helicoidal dado que si es un ambiente corrosivo entonces una aleación de cadmio puede ayudar al resorte proporcionándole una protección adicional, a partir de las conclusiones planteadas anteriormente se pudo construir el cuadro 4, el cual será una de las consideraciones a tomar en cuenta al final del proceso de cálculo la determinación o consideraciones del material junto con los procesos que pueden ayudar a una mejor durabilidad y diseño.

De igual forma se destaca que el estudio de la fatiga en resortes helicoidales no depende del tamaño o la geometría del diámetro del mismo, la fatiga depende más de las propiedades del material y su superficie los tipos de tratamientos a los cuales se vea sometido por ello se

recolecto sobre ello, para la interfaz del programa que la misma proporcione una guía sobre dicho al usuario o diseñador o se tome como una recomendación puntual en el proceso de sistematización.

Destacando el efecto de los esfuerzos residuales, los esfuerzos en la sección transversal del resorte muchas veces se expresan igual lo cambia son los esfuerzos residuales se menciona que en la práctica es común encontrarse con que los fabricantes sobre esfuerzan los resortes para conseguir un estado de esfuerzos residuales favorables también puede ocurrir este efecto como se mencionó anteriormente por algún tratamiento como granallado.

De igual forma este autor destaca los efectos de estos procesos en la resistencia a la fatiga, en ambientes corrosivos se puede utilizar recubrimientos de cadmio, adicionalmente proporciona información acerca del diagrama de Goodman para el cálculo de fatiga en resortes helicoidales. Con el fin de determinar el criterio a fatiga mas adecuado a tomar en consideración en el diseño de resortes mecánicos se destaca de igual forma el desarrollo de un método o criterio a fatiga establecido por Wahl el cual es utilizado en resorte y empleado en su método de resolución, partiendo de un análisis matemático realizado sobre una data exhaustiva de pruebas experimentales en el fallo y comportamiento de diversos resortes mecánicos.

Así mismo el cálculo según este autor se plantea a partir de expresiones predefinidas según y dependiendo del tipo de material a utilizar al momento de diseñar el resorte mecánico dejando el valor de d (diámetro de la espira) como variable final en una única ecuación con el fin de lograr una iteración cómoda en el diseño que origine un valor N (Factor de seguridad) adecuado según las especificaciones requeridas.

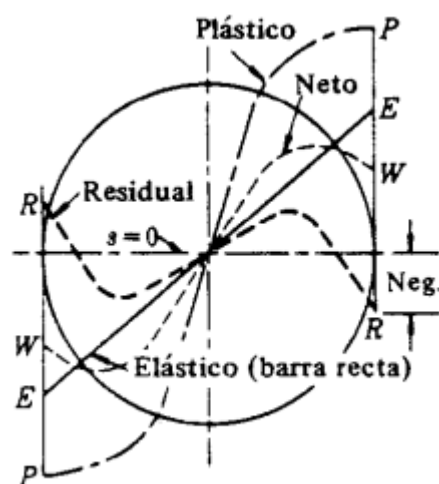


Figura 20. (Distribución de esfuerzos – Resorte Helicoidal)

Fuente: Faires Virgil. M – Elementos de Máquina (2007)

Cuadro 4. Consideraciones de diseño según el material seleccionado

Materiales	Consideraciones de Diseño
Alambre resorte estirado en frio ASTM A227	Material recomendado para diámetros de 0,711 a 14,3 mm (0,028 a 9/16 in) se recomienda una protección adicional de un bobinado en frio; 0,45 a 0,75% C
Alambre de cuerda de piano de ASTM A228	Estirado en frio (reducción 80%) para diámetros de 0,10 a 3,96 mm (0,004 a 0,156 in) recomendado para diámetros menores a 3,2 mm
Alambre para resortes revenido en aceite ASTM A229	Estirado en frio reducido hasta un diámetro preciso (reducción 50-70%) y luego templado y revenido diámetros de 5,71mm hasta 12,70mm Normalmente bobinado en frio
Acero al carbono ASTM 230	Revenido 0,60 y 0,75% C. Posee una superficie de excelente calidad se utiliza en la mayoría de servicios severos y difíciles, diámetros de 2,36 hasta 9,52 mm recomendados para válvulas
Acero al cromo-vanadio ASTM 231	Es revenido en aceite, 0,45 a 0,55% C para diámetro 7,11 a 9,52 mm (0,28 a 0,375 in) temperaturas de aproximadamente 121°C se recomienda ASTM 232 Cr-V para diámetro 0,81 mm a 11,1 mm (o bien 0,032 a 0,427 in)
Cromo - Silicio ASTM 401	Bueno para cargas de impacto temperaturas alrededor de los 232°C posee un índice de coste de 4
Acero Inoxidable ASTM A313	Para 0,22 a 0,92 mm (o bien 0,009 a 0,375 in) posee un índice de 8,5

Fuente: González, C. (2023)

Como se mencionó las teorías de falla o criterios de falla por fatiga son tomadas en cuenta por algunos autores en este caso V.M. Faires destaca la existencia de la utilización del diagrama de Goodman para el cálculo de resortes de resortes mecánicos en particular estudios realizados en resortes de material ASTM A 228 como se muestra en la figura 18, donde se muestra los distintos ensayos a fatiga en un resorte helicoidal sus componentes máximas y

mínimas dichos valores caen en la línea AD donde se establece un rango seguro de valores en 2Sa, muestra un ensayo para un resorte no granallado, si se conocen los esfuerzos máximos y mínimos se plantea un método por el cual a partir del diagrama se pueden obtener los valores admisibles.

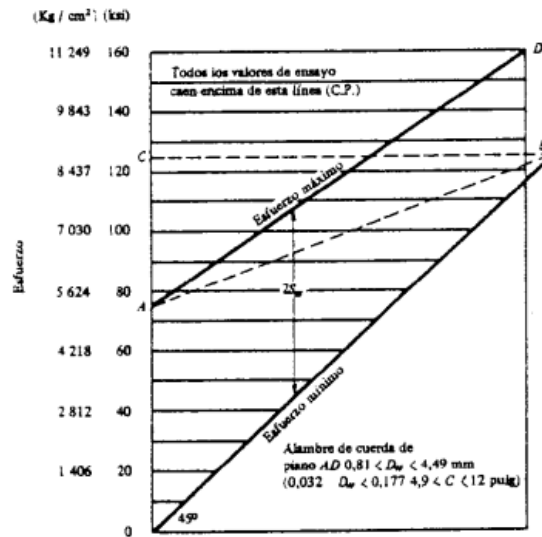


Figura 21. (Análisis a fatiga – Línea de Wahl – Distribución Lineal)

Fuente: Faired Virgil. M – Elementos de Máquina (2007)

De igual forma el autor plantea métodos para calcular la oscilación del resorte algo no visto en las investigaciones anteriores para diseño de resortes helicoidales, esto es para una nueva manera de analizar el resorte por resonancia analizando el mismo en el primer armónico, pero poniéndolo en función de la densidad del material, de igual forma calcula la masa de las espiras este análisis y ecuaciones se expresa en el cuadro 5.

Adicionalmente se plantea un método para determinar si el resorte falla o no por pandeo V.M. Faired (2007, p.257) “Un resorte de compresión cuya longitud libre es mayor que el cuádruple de su diámetro medio, debe ser verificado por efecto de pandeo” algo semejante al método expresado por Mott en la figura 19 se tiene una gráfica en el eje de las abscisas se encuentra la relación longitud libre / diámetro medio y en las ordenadas se encuentra la relación deformación/longitud libre si la deformación por longitud libre real es igual o mayor que la obtenida gráficamente hay riesgo de pandeo, se tienen distintos tipos de curva según sea el caso o sujeción, se determina entonces que el diseñador debe conocer y será una variable importante el tipo de sujeción o extremos que posee el resorte si se determina que este método de cálculo por pandeo es el adecuado, la curva intermedia muestra el caso en el cual un extremo del resorte este fijo y otro se considere un extremo articulado según la aplicación.

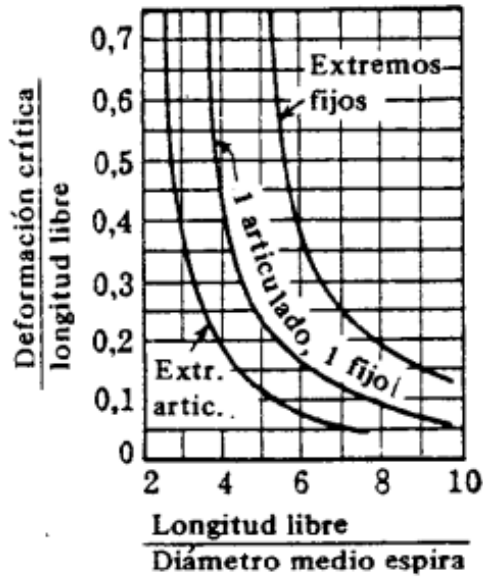


Figura 22. (Condiciones de Pandeo)

Fuente: Faires Virgil. M – Elementos de Máquina (2007)

2.3.18. Resortes de Tracción:

Al realizar diversas investigaciones al respecto, se llegó a la conclusión de que el diseño para resortes a tracción es el mismo utilizado que para resortes helicoidales a compresión con consideraciones específicas una de ellas es que se deben de tomar todas las espiras activas, otra consideración según V.M. Faires (2007, p.259) la tracción inicial que sufre el resorte se regula hasta cierto punto según el fabricante, plantea de igual forma una tabla de valores recomendables en este caso, la cual se muestra en la tabla 9. Se igual forma se destaca el hecho de que la ley de Hooke en este tipo de resortes no puede ser aplicada hasta que dicha carga inicial haya sido superada.

Tabla 6. Valores Razonables del esfuerzo inicial de tracción – Resortes de Tracción

C	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	15	
s.	1687	1581	1406	1265	1142	1019	914	815	745	681	492	(kg/cm ²)
s.	24 000	22 500	20 000	18 000	16 250	14 500	13 000	11 600	10 600	9700	7000	(psi)

Fuente: Faires Virgil. M – Elementos de Máquina (2007)

Una vez que las espiras se han separado se puede calcular el esfuerzo partiendo de las ecuaciones anteriormente mencionadas en resortes helicoidales a compresión de igual forma V.M. Faires (2007, p.260) establece que esto debe cumplirse bajo la condición de que el ángulo

de paso sea mayor a 12° y que este tipo de resortes deben ser diseñados para trabajar constantemente bajo una carga a tracción, el punto débil o de falla de estos resortes es en la sección que enlaza al gacho de sujeción o en ese cambio para dar forma al mismo, el máximo esfuerzo en esa zona según el autor mencionado es calculable por la ecuación 17 en donde se utiliza el índice del resorte.

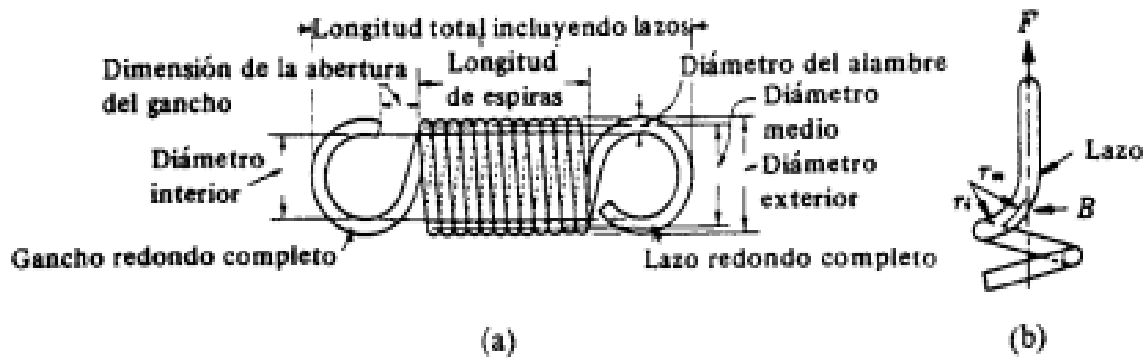


Figura 23. (Esquema resorte sometido a tracción)

Fuente: Faies Virgil. M – Elementos de Máquina (2007)

Cabe mencionar que para este grupo de resortes en concreto los autores y grupos de investigación concluyen dos aspectos, uno de ellos es que los esfuerzos en las espiras internas del resorte actúan de la misma forma que en los resortes a compresión lo que difiere al final es el comportamiento en el gancho o sujeción que poseen este tipo de resortes y el diseño que pueden tener Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008, p.525) ilustran distintos tipos de extremos que se pueden dar en resortes a extensión o tracción. Por lo cual el análisis de estos este atado de una manera directa con los resortes compresión difiriendo en los esfuerzos en el gancho o sujeción, este fue el punto principal a investigar los diferentes tipos de análisis de los esfuerzos en esta zona de este tipo de resortes propuestos por diferentes fuentes.

Los efectos de los esfuerzos van a variar dependiendo de los tipos sujeción o gancho de igual forma lo hará el coeficiente de curvatura o los factores que afectan a la manera en que actúan los esfuerzos a flexión, para analizar estos esfuerzos V.M. Faies propone una ecuación para calcular los esfuerzos en la sección B de la figura 20 se puede utilizar la ecuación 17 mencionada, sin embargo la disposición de las espiras puede variar dependiendo del tipo de resorte atracción, como se muestra en la figura 22.

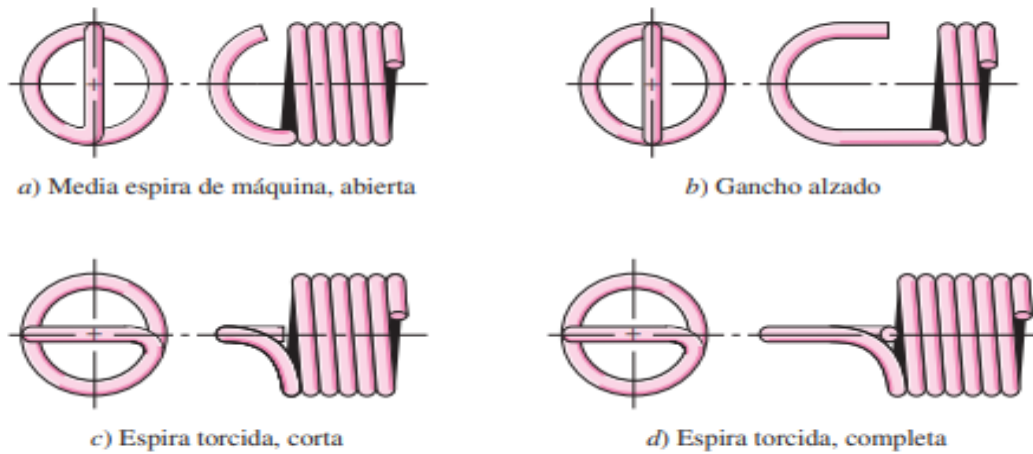


Figura 24. (Sujeción o tipos de gancho comunes – Resortes a Tracción)

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

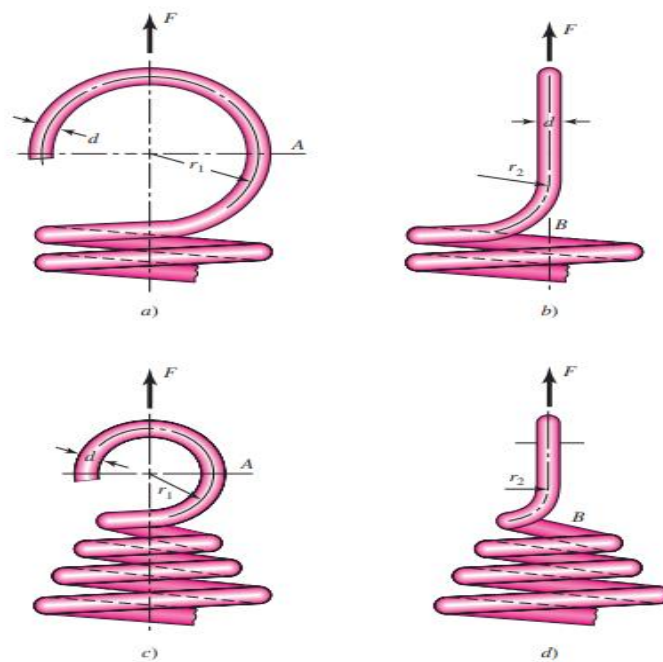


Figura 25. (Diferentes disposiciones del resorte a tracción)

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008, p.526) muestran diferentes maneras de diseñar el extremo del resorte a tracción y determinar su esfuerzo para ello se plantea la ecuación 60 misma ecuación planteada por Mott para calcular ese esfuerzo en A que se muestra en la figura 21 de la misma se muestra una forma de calcular el esfuerzo en la

sección B. En resumen, este análisis y sus métodos de cálculo se puede ver expresado en el cuadro 5 y 6 para cada sección.

Cuadro 5. Expresiones de cálculo sección A – Resortes de Tracción

Sección A	Análisis y Expresiones de Calculo
Esfuerzo	$\sigma_a = \frac{16DmFoKt}{\pi Dm^3} + \frac{4Fo}{\pi Dw^2}$
Valor de k	$Kt = \frac{4C1^2 - C1 - 1}{4C1(C1 - 1)}$
Valor de C1	$C1 = \frac{2Rt}{Dw}$

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

Cuadro 6. Expresiones de cálculo sección B – Resortes de Tracción

Sección B	Análisis y Expresiones de Calculo
Esfuerzo	$\tau_b = \frac{8DmFoK2}{\pi Dw^3}$
Valor de k	$K2 = \frac{4C2 - 1}{4C2 - 4}$
Valor de C2	$C2 = \frac{2R2}{Dw}$

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

Se menciona que este tipo de resortes presentan una tensión inicial que se debe superar dado que algunos de ellos se “enrollan apretados” denominación utilizada por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley esto por seguridad y para conseguir una longitud más precisa para ello se debe relacionar la fuerza a aplicar con la carga inicial (Fi) y la deflexión del resorte y, dicha relación se expresa en la ecuación 61, por otro la longitud libre de este tipo de resortes se puede calcular como se expresa en la ecuación 62 donde Nb es el número de espiras helicoidales activas.

$$F = Fi + ky \quad \text{Ec.61}$$

$$Lo = (2C - 1 + Nb)d \quad \text{Ec.62}$$

2.3.19. Resortes de Torsión

Este tipo de resortes son un diseño particular utilizado en ganchos y será parte de estudio a realizar, estos pueden ser enrollados apretados o no, pueden utilizarse como varilla o mandril, existen diversos tipos de alambres helicoidales a torsión, al investigar este tipo de resortes se concluyó que principalmente sufren esfuerzos flexionantes y de torsión, no muchos de los autores analizados y de la información base recopilada en esta fase proporcionaron un análisis conciso para el diseño de resortes a torsión.

Según Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008, p.533), parte de un análisis a este elemento mencionando la existencia de un ángulo β entre otras características que define la vuelta parcial de las espiras o el posicionamiento inicial del mismo y lo relaciona con el número de vueltas del cuerpo (N_b), esta relación se observa en la ecuación 62, mientras que la nomenclatura geométrica para cada parámetro físico del resorte se encuentra en la figura 22.

$$N_b = \text{entero} + \frac{\beta}{360} = \text{entero} + N_p \quad \text{Ec.63}$$

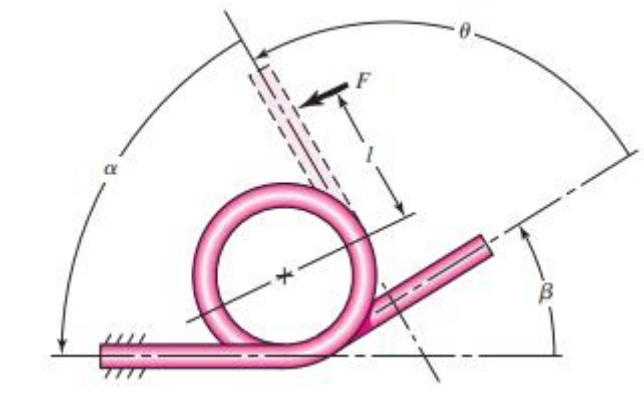


Figura 26. (Esquema y visión resorte a torsión)

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

Donde “entero” se le define a la cantidad de espiras del resorte N_b puede adoptar valores no enteros, adicionalmente se analiza el resorte a torsión partiendo de un hecho en común el esfuerzo flexionante en el mismo el cual es multiplicado por un factor de corrección en este caso muchos autores se apoyan en Wahl en como describe los esfuerzos internos del resorte en cuestión y estableció relaciones matemáticas para calcular los factores K expresadas en las ecuaciones 63 y 64, la ecuación 62 es mencionada por Shigley y V.M. Faires incluyendo la

mayoría de fuentes de datos utilizadas en el estudio de los diversos métodos de diseño expresando el esfuerzo flexionante en el resorte.

$$\sigma = \frac{KbMc}{I} \quad \text{Ec.63}$$

$$Ki = \frac{4C^2 - C - 1}{4C(C-1)} \quad \text{Ec.64}$$

$$Ko = \frac{4C^2 + C - 1}{4C(C+1)} \quad \text{Ec.65}$$

En la cual C es el límite del resorte V.M. Faires junto con otros autores y fuentes de información menciona diferentes tipos de ecuaciones según sea la sección del resorte como por ejemplo una sección rectangular por ello al consolidar esta información sabemos que la sección transversal y su forma es una de las variables principales a tomar en cuenta y deberá ser seleccionada por el diseñador, de igual forma define distintos tipos de ecuaciones para muelles embobinados por varilla que se utilizaran más adelante. De igual forma se destacan ecuaciones como la ecuación 65 la cual describe la desviación angular del resorte a torsión mencionada por V.M. Faires.

$$\theta = \frac{ML}{EI} \quad \text{Ec.66}$$

Por otro lado, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008, p.536), define diversas maneras de cálculo para los resortes a torsión mencionando en primera instancia el cálculo de la deflexión y la razón del resorte, dado que en este tipo de resorte la fuerza ejercida sobre el mismo no se ejerce de igual manera que en resortes a tracción o helicoidales a compresión diversos autores concuerdan en que la razón de resorte para resortes torsionales se puede calcular como se muestra en la ecuación 67 teniendo en cuenta los momentos torsores y los ángulos que expresan el nivel de deformación o desplazamiento del mismo, de igual manera definen ecuaciones para calcular la deflexión angular total del resorte expresada en la ecuación 68.

$$k = \frac{M2 - M1}{\theta1 - \theta2} \quad \text{Ec.67}$$

$$\theta t = \frac{64MD}{d^4E} \left(Nb + \frac{l1+l2}{3\pi D} \right) \quad \text{Ec.68}$$

En conclusión, el diseño de este tipo de resortes según Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley, se basa principalmente en un diseño a fatiga a partir del criterio de Gerber e incorporando una variante común la cual es los valores proporcionados por la Associated Spring para esfuerzos flexionantes repetidos estos son los únicos autores que definen un procedimiento concreto para el diseño a fatiga de este tipo de resortes en donde se establece un

factor de fatiga n_f al iniciar el cálculo y este cálculo en contraste con los resortes helicoidales determina el valor del diámetro dependiendo del tipo material o propiedad seleccionada cuando el diseño es a fatiga, Robert Mott define una serie de pasos partiendo del tipo de servicio al cual se ve sometido el resorte en cuestión.

2.3.20. Resortes Bellevite

Este tipo de resortes son también denominados “arandela de belleville” normalmente pueden ser colocados en mecanismos con el fin de disminuir las vibraciones o generar un soporte rígido, durante la investigación realizada, Wahl realizó diversos estudios sobre este tipo de resortes, se han definido curvas determinadas que relacionan la deflexión con la carga dichas curvas están relacionadas con la altura (h) y el espesor de la arandela (t), dichas graficas se pueden apreciar en la figura 23.

De igual forma el cálculo numérico en este tipo de resortes se recopiló de diversos foros de diseño mecánico online, se ha realizado estudios aplicando el método de elementos finitos a este tipo de resortes en la búsqueda de poder diseñarlos matemáticamente inventando utilizando AUTODESK define diversas ecuaciones para el cálculo de este tipo de resortes dicho conjunto de ecuaciones se encuentran en el cuadro 8.

Cuadro 7. Calculo y Formulaciones - Resortes Bellevite

Variable	Análisis y Expresiones de Calculo
Coeficiente de Diámetro	$\delta = \frac{D}{d}$
Factor de calculo α	$\alpha = \frac{1}{\pi} * \frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\frac{\delta+1}{\delta-1} - \frac{2}{\ln\delta}}$
Factor de calculo β	$\alpha = \frac{1}{\pi} * \frac{6}{\ln\delta} \left(\frac{\delta-1}{\ln\delta} - 1 \right)$
Factor de calculo γ	$\gamma = \frac{\delta-1}{\pi} * \frac{3}{\ln\delta}$
Fuerza en la flexión máxima del muelle	$F_{max} = \frac{4Et^3Sm}{(1-\mu^2)\alpha D^2}$
Fuerza Ejercida por el muelle en flexión	$F = \frac{4Et^4}{(1-\mu^2)\alpha D^2} * \frac{S}{t} \left(\left(\frac{h}{t} - \frac{S}{t} \right) \left(\frac{h}{t} - \frac{s}{2t} \right) + 1 \right)$
Tensión de presión máxima en el muelle en flexión	$\sigma = \frac{4Ets}{(1-\mu^2)\alpha D^2} \left(\beta \left(\frac{h}{t} - \frac{s}{2t} \right) + \gamma \right)$

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

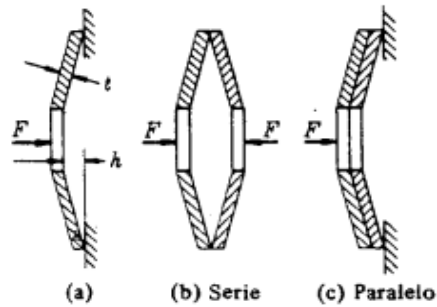


Figura 27. (Resortes de Arandela Bellevite)

Fuente: Faires Virgil. M – Elementos de Máquina (2007)

2.4. Bases Legales

A continuación, se presentan algunas de las bases legales que rigen y en que se basan distintos modelos de diseño de este proyecto:

- Constitución de la República Bolivariana de Venezuela Normativa en cuanto a tecnología e información: Esta norma establece el derecho de todo ciudadano a hacer uso de la tecnología e información como un derecho humano básico e indispensable en nuestro país.
- Norma Venezolana COVENIN 1103-98: Rige el diseño y elaboración de resortes para en la industria automotriz suspensión, carrocería y sistema de frenos partiendo de un convenio para la elaboración de dichas normas adjudicado a FAVENCA y FONDONORMA, declara su uso de obligatorio cumplimiento para los puntos 6.4, 6.5 y 6.6 respectivamente.
- Ley Orgánica de Ciencia, Tecnología e Innovación (LOCTI): Establece el derecho a la innovación tecnológica y rige los financiamientos el desarrollo y difusión de la ciencia y la tecnología a nivel nacional.
- Normativa DIN 2095 - Resortes a Compresión: Esta normativa rige las características propiedades comunes de los resortes a compresión a nivel mundial estableciendo estándares para propiedades como el número total de espiras, sentido de enrollamiento y recomendaciones en el diseño.
- Normativa DIN 2097 y DIN EN 13906-2– Resortes a Tracción: En el cálculo de resortes a tracción se utilizan los estándares establecidos por la normativa DIN EN 13906-2 y el diseño estándar de algunos de ellos por otro lado la normativa DIN 2097

rige las características esenciales de los mismos como lo son el número de espiras, el sentido de enrollamiento diámetros estándar o comunes de las espiras entre otras variables.

- Normativas para la utilización de materiales en el diseño y fabricación de resortes: En este caso son un conjunto de normas como la DIN 17223, ASTM A 228, ASTM A 230, entre otras que rigen la utilización y construcción de resortes mecánicos.

2.5. Definición de Términos Básicos

Acero: Es una aleación compuesta por hierro y carbono donde su porcentaje de carbono esta entre 0.008% y 2.11% ampliamente utilizado en ingeniería y muchas veces aleado con otro tipo de materiales

Fuerza de Instalación: Esta es la fuerza que produce la longitud de instalación es decir es la precarga que experimenta el resorte en muchos sistemas mecánicos, un ejemplo de esto puede ser un sistema leva, seguidor y resorte donde el resorte sufre una precarga antes de que este experimente la fuerza de operación, es decir es la fuerza que se le ejerce al resorte una vez este está instalado como característica de su instalación y aplicación.

Fuerza de Operación: Esta es la fuerza que se ejerce en un mecanismo o equipo mecánico sobre el resorte, cabe destacar que esta es la fuerza de funcionamiento que comprime o elonga el resorte como producto de su aplicación. Es caracterizada por ser la carga (N) que el mecanismo o equipo ejerce en su funcionamiento sobre el resorte instalado.

GUI: Es una manera de llamar a una Interfaz gráfica maquetada a través de un lenguaje de programación, la interfaz permite al usuario comunicarse con el programa para lograr así un fin específico como la entrada de datos, el registro de una cuenta etc, representada e igual manera la primera presentación del programa hasta 10000 ciclos de carga con una baja rapidez.

Interfaz Gráfica: Es un medio que permite la comunicación e interacción con el usuario de acuerdo a ciertos parámetros preestablecidos, funciona como la encargada de encapsular o capturar ciertos datos o variables introducidas por el usuario. Este tipo de interfaces son ampliamente utilizadas en los software o aplicaciones web.

Longitud de Instalación: Esta longitud es la que posee el resorte una vez este ha sido instalado este sufre una precarga característica en muchos equipos mecánicos lo que trae como consecuencia una reducción en su longitud libre, dicha longitud es denominada longitud de instalación.

Longitud libre: La longitud libre se define como la longitud del resorte al no ser sometido por ningún tipo de fuerza, es decir es la longitud del resorte una vez es fabricado para ser colocado según una aplicación determinada.

Momento Polar de inercia: Esta es una cantidad utilizada para describir la magnitud de la resistencia de un elemento al ser sometido a una deformación torsional relacionada a objetos con una sección transversal regular o variable.

Numero de Espiras del resorte: En el mecanizado de resorte se mecanizan estos formando una silueta circular formándose una espiral o disposición helicoidal en muchos de ellos, se puede definir la espira como cada una de estas espirales que han sido producto de su proceso de mecanizado, existen otros tipos de resortes con formas diferentes que no poseen espiras definidas como un círculo.

Python: Lenguaje de programación de alto nivel, con una fácil legibilidad es orientado a aplicaciones científicas teniendo altas implicaciones en la tecnología y permitiendo el uso de herramientas de cálculo avanzadas.

rapidez moderada y hasta un millón de ciclos.

Servicio Ligero: Este es el efectuado en cargas ligeras y con un rango de ciclos de hasta 10000 ciclos de carga con una baja rapidez.

Servicio Promedio: Este está presente en la mayoría de máquinas típicas con una rapidez moderada y hasta un millón de ciclos.

Servicio Severo: Ciclos rápidos, con más de un millón de ciclos con una posibilidad de choques o impactos un claro ejemplo de estos son los resortes de las válvulas de admisión de un motor a combustión interna común.

Sistematización: Parte de la replicación y la difusión y replicación de experiencias, es decir replicar un proceso el cual posee cierto patrón de comportamiento con el objetivo de lograr un proceso más eficiente y rápido.

Teorema de Castigliano: Teorema matemático que relaciona la energía mecánica presente producida por un esfuerzo ejercido sobre el cuerpo con la deformación producida en el mismo.

VBB: Visual Basic o también VBB es un lenguaje de programación que aplica la programación orientada a objetos, integrado en softwares como Excel con el cual integrado a estos tiene unas fuertes implicaciones en procesos de sistematización y proyectos de análisis de data.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1. Paradigma de la Investigación

Hernández, Fernández & Baptista (2014, p.358) describen lo siguiente acerca del enfoque cuantitativo “se enfoca en comprender los fenómenos, explorándolos desde la perspectiva de los participantes en un ambiente natural y en relación con su contexto” por ello cabe destacar que esta investigación se limitara a un enfoque cuantitativo, partiendo de diversas características esenciales de este enfoque como lo son que es intuitiva, holística, de carácter interactivo y reflexiva, entre otros factores. De igual manera se recolectarán y tratarán los datos obtenidos a través de un estudio exhaustivo sobre los resortes mecánicos y sus metodologías de diseño para lograr realizar una sistematización de estos procesos de tal manera que sea un proceso y herramienta de diseño para ingenieros, estudiantes y diseñadores mecánicos basada en la confiabilidad del elemento mecánico diseñado.

3.2. Tipo de Investigación

De acuerdo con Sabino (2006, p. 85). “Un proyecto de investigación es el plan definido y concreto de una indagación a realizar, donde se encuentran especificadas sus características básicas.”. De esta manera diversos autores definen entre los diferentes tipos de proyectos el proyecto especial al cual estará limitado esta investigación, en este tipo de proyecto destaca la especialización en el tema a tratar, es decir son un tipo de proyecto que requiere de una especialización considerable de conocimiento y tecnología, en este tipo de proyectos se plantea la posibilidad o la propuesta de un elemento que pueda solventar la problemática tratada, en general se trata de proyectos tangibles sistemáticamente elaborados en base a conocimientos preestablecidos en donde parte la problemática inicial valiéndose de procesos imaginativos y el uso de la tecnología para solventarlos.

De igual manera este tipo de proyectos se basan en una conglomeración de datos y procesos sucesivos para poder llegar a una propuesta de solución, tangible confiable, basada en la confiabilidad, en este caso destaca la utilización de tecnología y conocimiento de los diversos procesos de diseño de resortes mecánicos para la realización de un proceso de sistematización que permita un proceso más eficiente, confiable y útil.

3.3. Diseño de Investigación

Es indispensable establecer una metodología que permita al investigador poder manejar por un camino del éxito un proyecto o investigación, el diseño de investigación se basa en el plan o estrategia que va a ser empleado para llegar a la solución de la problemática o un fin concluso de la investigación según su tipo, se definen las herramientas que permitirán abordar el problema planteado y los mecanismos de recolección de información.

Parella y Martins (2006, p.97) destacan la existencia de 4 tipos de investigación dentro del enfoque cuantitativo pre-experimental, cuasi experimental, documental y de campo. De igual manera Arias señala que "es aquella que se basa en la obtención y análisis de datos provenientes de materiales impresos u otros tipos de documentos" (p. 47). Mayoritariamente este tipo de investigación documental está basada en la búsqueda y adquisición de información a través de documentos o bibliografía existente en donde destacan estudios-analítico críticos sobre temas y áreas específicos y no se posee contacto directo con el objeto de estudio.

De esta manera se puede concluir que el diseño de la investigación sobre la sistematización en el proceso de diseño de resortes mecánicos está sustentado en una investigación documental, debido a que se contrastaran métodos de diseño mecánicos entre procedimientos de cálculo y análisis de diferentes tipos de variables y la utilización de herramientas de programación que nos permitan elaborar una interfaz interactiva mediante el cual podamos utilizar como datos de entrada diversos parámetros de los diferentes tipos de resortes para su diseño mecánico, sin embargo la información a utilizar estará basada en una investigación documental y bibliográfica sobre el tema.

3.4. Nivel de la Investigación

Se puede definir el nivel de la investigación como el grado de profundidad con el que un fenómeno o estudio es abordado, según Arias (2012. p23) "el nivel de la investigación es el grado de profundidad con que se aborda un fenómeno u objeto de estudio" pero a su vez describe la manera en que se abordara el tema, fenómeno o proyecto durante su proceso de estudio entre los diversos niveles de estudio se encuentran como algunos de ellos el exploratorio, descriptivo, relacional entre otros. En gran parte la definición del nivel de investigación surge como un paso indispensable para la elección de la línea de investigación propuesta.

A partir de esto se define un nivel descriptivo el cual estará siendo aplicado en este proyecto en el cual se modifican una o más características del grupo de estudio y cada característica o variable se analiza de forma independiente (Arias, 2006, p.25). “Los estudios descriptivos miden de forma independiente las variables y aun cuando no se formulen hipótesis, tales variables aparecen enunciadas en los objetivos de investigación”. Dado que en primera instancia es necesario evaluar los distintos tipos de métodos de diseño para cada tipo de resorte de manera aislada para posteriormente establecer una elección partiendo de criterios y simulación 3D de los diferentes tipos de métodos de diseño para aquellos resortes que requieran dicho tratamiento con la elección de uno de esos métodos basado en criterios de confiabilidad y cuadros de elección podremos seleccionar métodos y sentar las bases para un proceso sistematizado de diseño.

3.5. Población y Muestra.

Población

Definir la población en este proyecto es un paso fundamental para delimitar el grupo de elementos en los que se focalizara la investigación, Según Palella y Martins (2006, p.115), la población puede ser definida como “el conjunto finito o infinito de elementos, personas o cosas pertenecientes a una investigación y que generalmente suele ser inaccesible”. En este caso la población estará limitada a todos los resortes mecánicos efectuando las ballestas y su configuración y calculo muchas veces basado análogamente a la forma de cálculo en vigas y su efecto estructural. Por lo tanto, entra en análisis una población de estudio conformada por resortes mecánicos de distinto tipo, torsionales, a tracción, compresión, helicoidales entre otros a excepción de las ballestas.

Muestra

La muestra de igual manera representa un conjunto fundamental en el estudio y desarrollo del presente proyecto, de igual manera podemos destacar el hecho de que la muestra pertenece como un subconjunto de la población establecida de la misma como lo formula Arias (2012, p.83) establece que la muestra es “un subconjunto representativo y finito que se extrae de la población accesible” sin embargo dado las condiciones de nuestra población se considera una muestra censar, Ramírez (1997) establece que la muestra censal es aquella donde todas las unidades de investigación son consideradas como muestra.

3.6. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

En la búsqueda de una respuesta a las anteriores interrogantes surge la necesidad de poseer información con la cual poder plantear un modelo de investigación que en su transcurrir nos lleve a un cumplimiento de los objetivos he interrogantes expuestas, según Arias (2012, p.68), “conduce a la obtención de información, la cual debe ser guardada en un medio material de manera que los datos puedan ser recuperados, procesados, analizados e interpretados posteriormente. A dicho soporte se le denomina instrumento” el instrumento entonces permite la obtención de información la cual sustenta los hechos sometidos a estudio y define el comportamiento, análisis y conclusiones posteriores de los mismos.

De esta manera Arias (2016, p.53) “las técnicas de recolección de datos son las distintas formas de obtener información”, de esta manera se amplía un campo de posibles herramientas y métodos de recolección de información, sin embargo Hurtado de Barrera (2000, p.154) señala que “la selección de técnicas e instrumentos de recolección de datos implica determinar por cuáles medios o procedimientos el investigador obtendrá la información necesaria para alcanzar los objetivos de la investigación” por lo cual se delimita el uso de métodos o procedimientos facilitando la utilización de estos para investigadores y definiendo las características y funcionalidades de cada técnica de recolección. Para el presente trabajo de investigación se utilizarán las siguientes técnicas de recolección de datos:

3.6.1. Revisión Analítica de la bibliografía y Literatura: Esta consiste en la revisión y recolección de información de la documentación presente en la web y libros o revistas entre diferentes recursos, según (Sampieri, 2018, p.61) “Implica detectar, consultar y obtener la bibliografía y otros materiales que sean útiles para los propósitos del estudio, de donde se tiene que extraer y recopilar la información relevante y necesaria para enmarcar nuestro problema de investigación” , para el desarrollo del presente proyecto dicho procedimiento es esencial debido a que la información suministrada acerca de los diversos métodos de diseño y cálculos dimensiones de los resortes mecánicos, incluyendo la investigación del mejor programa o soporte en la elaboración y desarrollo de un algoritmo que sea capaz de sistematizar este proceso.

3.6.2. Entrevista Estructurada: Se basa en una entrevista en la cual se comparten siempre las mismas preguntas con cada entrevistado, según Arias (2006, p. 73) “es la que se realiza a partir de una guía prediseñada que contiene las preguntas que serán formuladas al entrevistado” las preguntas tienen como objetivo la recolección de información que

posteriormente permita dar dirección o plantear metodologías mejores en la implementación de la investigación sobre el problema, normalmente esta se encuentra basada en un guion.

3.7. Instrumentos de recolección de datos

Los instrumentos de recolección de datos son las metodologías o herramientas a utilizar en la recolección y organización de la información en el desarrollo del presente proyecto. Según Arias (2006 p. 146) “Las técnicas de recolección de datos Son las distintas formas o maneras de obtener la información, el mismo autor señala que los instrumentos son medios materiales que se emplean para recoger y almacenar datos”. De esta manera estas técnicas son la manera en la cual se puede obtener dichos datos, mientras que los instrumentos son aquellas herramientas que nos facilitan el proceso, almacenado y análisis de la información a utilizar.

3.7.1. Computadoras y sus unidades de memoria: Esta será una herramienta fundamental en la construcción y resguardo de la información de los programas y lenguajes utilizados para elaborar una interfaz y algoritmo capaz de efectuar los requerimientos exigidos, por otro lado es importante el uso de motores de búsqueda en la recolección de información relevante como mejores metodologías de programación para la rapidez de respuesta de manera modular, además de la recolección de información teoría en la red sobre el tema, dicha información y avances serán registrados en estos equipos d manera organizada y con cronogramas de actividades en la elaboración del proyecto.

3.7.2. Registro Descriptivo: Consiste en el registro de forma analítica y ordenada de los datos con el fin de registrar y validar información a partir de criterios especificados en el desarrollo de una actividad determinada, se destaca el hecho de que estos registros no deben poseer información personal y estar enfatizados y focalizados en el entorno de estudio al cual se está focalizando rigiéndose por el orden y almacenaje de información de manera eficiente.

3.8. Técnicas de Análisis de datos

Para el presente trabajo se empleará un método basado en el análisis exploratorio apoyado en un diagrama causa y efecto y un cuadro comparativo entre los distintos métodos de diseño según sea la información suministrada y adquirida, según Tukey (1980, p.23) “Es un proceso de análisis y exploración de datos que a partir del resumen numérico y el espectro visual de los mismos, busca hallar patrones no anticipados”

3.8.1. Cuadro Comparativo: Esta es una estrategia de análisis que permite ejercer un contraste entre dos variables o entes implicados en la investigación para Para Sartori (1984, p.30) “el método comparativo tiene como objetivo la búsqueda de similitudes y disimilitudes” partiendo de que la comparación se basa en la homogeneidad, en la presente investigación este cuadro permitiría ver similitudes y contrastar entre los diversos métodos de diseño

3.9. Confiabilidad y/o validez de los instrumentos

Validez de los Instrumentos: Esta se define como la capacidad del instrumento de definir una variable dada de manera independiente de forma significativa y adecuada para el parámetro a medir, por lo cual la validez se basa en una medición precisa del parámetro a medir o cuantificar y no otro similar. Según Martín Arribas (2004, p.27) “el grado en que un instrumento de medida mide aquello que realmente pretende medir o sirve para el propósito para el que ha sido construido”.

3.10. Fases Metodológicas

Fase I Selección de las variables y parámetros necesarios para el diseño de los distintos tipos de resortes.

Se realizará una investigación exhaustiva sobre los distintos métodos de diseño para resortes de cada tipo dentro del grupo de resortes a analizar, en esta investigación se tomara en cuenta la confiabilidad de estos métodos y se comenzara a familiarizar el proceso de diseño con un conjunto de pasos a seguir de forma consecutiva en la búsqueda de la construcción de un algoritmo, la recolección de información en las distintas fuentes de búsqueda sobre el tema permitirá enlistar los diversos tipos de metodología de diseño para cada tipo de resorte, ver sus características a nivel de cálculo, la recopilación de información permitirá crear un panorama basto sobre el diseño de resortes mecánicos, en consecuencia clasificara los métodos según los tipos de resortes brindando los primeros datos claves en el proyecto.

Esta recolección de información no se limita solamente a aquella relacionada con los resortes mecánicos, diversos análisis estadísticos he interpretaciones de los software y metodologías de cálculo, indicadores de confiabilidad y las variables más relevantes a tomar en cuenta, incluyendo las variables a introducir en una interfaz gráfica determinada formaran parte de esta faceta.

Fase II. Definición de las cargas que serán aplicadas

Esta fase se basa en el conocimiento y definición de cómo actúan las cargas en los distintos grupos de resortes, definir el sentido y la naturaleza de los esfuerzos actuantes en cada grupo preseleccionado, de igual forma determinar a través de una investigación sobre los distintos ejemplos de diseño y el método de entrevista si la carga puede ser un valor o no introducido o utilizado como entrada a la hora del proceso de sistematización.

De igual forma en esta fase se exponen las consideraciones a tomar en cuenta y parámetros de entrada que se tomaran para diseñar o proceder con un proceso de sistematización, para lograr resolver y diseñar resortes de manera sistematizada a partir de un software o herramienta se deben de pedir o solicitar datos de entrada al usuario o diseñador se determina en esta fase si la carga es uno de ellos y las consideraciones sobre otros aspectos de lo investigado.

Fase III. Evaluación de la metodología más adecuada y precisa para el diseño de los distintos tipos de resortes.

En esta fase se realizara el cálculo para diversas condiciones tomando ejemplos de resortes calculados mediante distintas metodologías de trabajo, partiendo de las dimensiones y características de estos se empleara el uso del software SolidWorks entre otros, para realizar simulaciones correspondientes que nos permitan ver variables como la distribución de esfuerzos en la pieza, la variación del factor de seguridad a lo largo de su geometría, los puntos de falla entre otras variables mecánicas asociadas a la confiabilidad del diseño, estas pruebas realizadas en un software inteligente de modelado 3D serán para aquellos resortes que presenten diversas metodologías de diseño, dado que será un factor clave para determinar el tipo de metodología más apropiada

En esta fase de acuerdo con el índice de confiabilidad el cual fue un parámetro definido en una escala determinada que relacionaba la simulación realizada para cada resorte empleando métodos diferentes y otros factores relativos que cuantifican el estado de ciertas variables en búsqueda de la determinación de la mejor metodología se hará uso de estos indicadores utilizando un cuadro de selección, de tal manera que se seleccione una metodología de diseño que sea la más completa y apta basada en criterios, así cada resorte le corresponda una metodología y para aquellos que posean varias la seleccionada será basada en criterios determinados de diseño, esto facilitara el proceso de sistematización.

Fase IV Selección de la mejor metodología de diseño y de un software o lenguaje de programación que permita sistematizar el proceso de cálculo y diseño.

Una vez seleccionado para cada tipo de resorte un proceso de diseño o metodología a emplear, se seleccionara un software o lenguaje de programación que permita la versatilidad adecuada para la tarea a realizar y se comenzara a elaborar y programar la interfaz gráfica en función a las variables indispensables en el cálculo y diseño de este tipo de elementos mecánicos esta fase se verá concluida cuando el programa procese la mayoría de los resortes a tomar en cuenta en este trabajo, o en su defecto todos.

Fase V. Comparación de los diversos resultados obtenidos de los métodos empleados en el diseño de resortes a partir de la sistematización

En esta fase se tiene un prototipo o está el programa en condiciones de efectuar pruebas de viabilidad y comparar los resultados y métodos, es decir se efectúan pruebas para afinar errores o detalles en la sistematización como pueden ser errores de cálculo, lentitud en el procesamiento, datos erróneos, entradas que no le permiten al usuario realizar ciertas actividades etc. En esta fase se prueban diversos diseños de resortes en la búsqueda de un resultado correcto.

De igual forma se detalla la manera o algoritmo utilizado para el cálculo y diseño junto a detalles y restricciones y factores establecidos en el desarrollo general del proyecto, de igual manera se emplea un estudio y comparación según sea los resultados arrojados por el programa, se evalúa factores como la efectividad del cálculo y el diseño que logra efectuar así mismo se muestran imágenes de la interfaz interactiva.

3.11. Cuadro de Operacionalización de Variables

Cuadro 8: Cuadro de Operacionalización de Variables

Objetivo General: Elaborar una herramienta que permita sistematizar el cálculo y diseño de resortes mecánicos.						
OBJETIVO ESPECIFICO I	VARIABLES	DIMENSIÓN	INDICADORES	ÍTEMS	FUENTE DE INFORMACIÓN	
Determinar las variables y parámetros necesarios para el diseño de los distintos tipos de resortes.	Resortes	Cálculos	Métodos	1, 5	Técnica: Entrevista	
			Parámetros de Diseño	3		
		Fuerzas	Aplicación	2		Instrumento Guion entrevista
		Longitud	Distancia	3		
	Parámetros de diseño	Esfuerzos	Seguridad	4		

Fuente: González, C. (2023)

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

4.1. Fase I Determinación de las variables y parámetros necesarios para el diseño de los distintos tipos de resortes.

En esta fase se centra la recolección y determinación de los distintos tipos de métodos y variables que entran en juego en el diseño de resortes helicoidales se busca concretar un panorama que nos permita ver la variedad de métodos y teorías según distintos autores y especialistas sobre el tema que han plasmado sus métodos de diseño y metodología de resolución de problemas en el diseño y dimensionamiento de resortes mecánicos, dicha investigación se centró principalmente en consultar 5 grandes autores de libros de diseño mecánico a su vez material referente al tema y consultar con expertos las diversas formas y métodos que existen a partir de ello se obtuvo la información necesaria para poder delimitar y establecer las diversas metodologías de diseño y poder contrastarlas entre sí.

El primer paso se establece entonces como la delimitación y clasificación de cada uno de los diversos tipos de diseño y teorías sobre como diseñar resortes mecánicos dependiendo del autor y método conocido de igual forma se indago sobre las diversas teorías de diseño y las diferencias entre las mismas las cuales posteriormente serán puestas a prueba bajo diversos criterios y simulando los resultados en un resorte construido en softwares de diseño mecánico como SolidWorks e Inventor. Una vez concretada y plasmada en la presente fase la información de los diversos métodos de resolución según autores diversos se establecerá un análisis apoyado en la consulta de un experto sobre el tema para poder determinar las variables y parámetros necesarios para el diseño de los mismos.

Cabe destacar que para poder recopilar la información respectiva y realizar un análisis adecuado se investigó sobre 5 autores y distintas fuentes de información incluyendo especialistas sobre el tema, partiendo de ello se establecen 5 grupos de resortes exceptuando las ballestas, sobre los cuales se pudo obtener información sobre su diseño y dimensionamiento en el proceso de investigación referente al tema, en este grupo de 5 autores destacan Danilo Tassoni, Robert Mott, Libardo Vicente Vanegas Useche, V.M. Faires, Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett estos últimos autores del libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley, entre información recopilada en diversas páginas de ingeniería mecánica y especialistas sobre el tema.

Se establecieron 5 grupos de resortes los cuales fueron principalmente mencionados por los diversos autores consultados, en la búsqueda de esquematizar y organizar la información cada grupo de resortes posee un determinado número de métodos y teorías mencionados por alguna de las fuentes consultadas, por ello se mencionará en esta fase los diversos métodos o información expuesta por cada autor dependiendo de la resolución del tipo de resorte en cuestión.

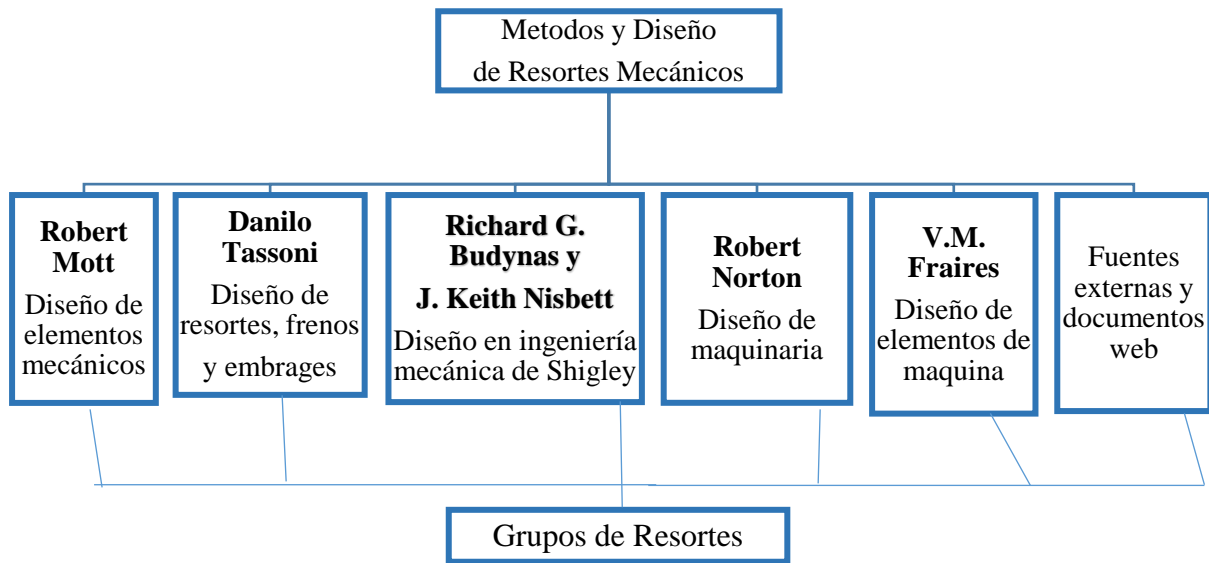


Figura 28. (Esquema de Investigación #1)

Fuente: González, C. (2023)

De igual forma los grupos de resortes investigados y de los cuales dichas fuentes de información dieron como resultado diversos métodos de diseño teorías del comportamiento mecánico de los mismos fueron resortes torsionales, resortes a tracción, resortes helicoidales, y resortes bellevile fueron considerados como los resortes a tomar en consideración en este estudio dado su amplia utilización en la industria.

Cabe destacar que en algunos de ellos solo se encontró una metodología de diseño determinada, en estos casos se evaluara la efectividad del método a partir de una serie de pruebas utilizando el mismo método para varias piezas o resortes con ayuda de los software SolidWorks e Inventor sometiendo un conjunto de resortes diseñados a partir del método en cuestión a una simulación de esfuerzos resultantes en la pieza, estableciendo un rango de confiabilidad, si las dimensiones del resorte diseñado a través de dicho método es capaz de comportarse de manera confiable ante un esfuerzo determinado planteado.

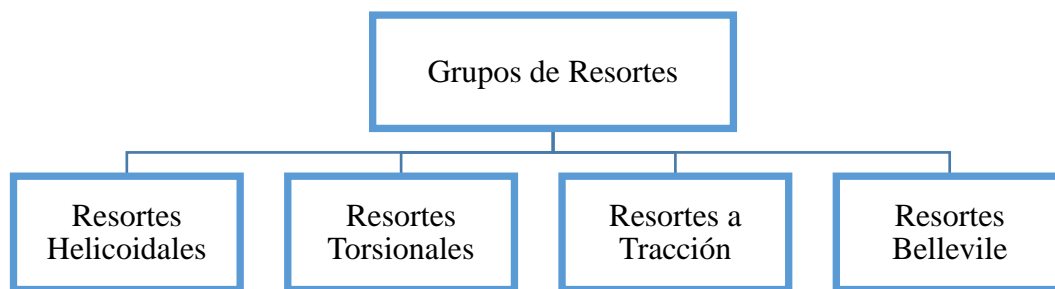






Figura 29. (Esquema de Investigación #2)

Fuente: González, C. (2023)

Para ello se presentará una vez establecidos los diversos grupos de resortes investigados cada uno de ellos estableciendo los parámetros y observaciones destacables en los métodos de resolución y teorías establecidas para cada uno de ellos, una vez presentados cada uno de ellos según los grupos anteriormente mencionados se realizará un análisis y procesos comparativos entre métodos y grupos, aplicación de teorías diversas y formulas y discrepancias en el cálculo de los mismos. Al final de la presente fase se realizará un análisis y conclusiones sobre cada uno de las metodologías presentadas según el grupo de resorte estudiado. A partir de la información recopilada y los análisis establecidos se pudo establecer los parámetros destacables o principales a tener en cuenta en el diseño de resortes mecánicos.

Cuadro 9. Parámetros Principales para el diseño de Resortes Mecánicos

Tipo de Resorte	Parámetros a tomar en cuenta en el diseño
Resorte Helicoidal a Compresión 	Diámetro del alambre, Diámetro exterior, numero de vueltas activas, longitudes del resorte, cargas máximas y mínimas, tipo de carga a fatiga o estática, material, tipo de maquinado y tipos de extremos, criterio de fatiga seleccionado, factor de seguridad
Resorte Helicoidal a Tracción 	Mismos parámetros que para helicoidales a compresión adicionando el esfuerzo máximo en el extremo de sujeción y no tomando en cuenta los tipos de extremos

Tipo de Resorte	Parámetros a tomar en cuenta en el diseño
Resorte a Torsión 	Material, diámetro del alambre, esfuerzo flector, longitud y número de espiras, tolerancias dimensionales, ángulo libre, cargas máximas permisibles en la aplicación
Resortes Belleville 	Tipo de forma cónica, alta capacidad de carga y los rangos de carga, relación altura y espesor (h/t), material, factores de cálculo γ, β, α , cálculo del factor de seguridad.

Fuente: González, C. (2023)

A partir de entrevistas e información suministrada por diversos especialistas se pudo expresar las respuestas mostradas en el cuadro 9, donde se exponen diversos aspectos fundamentales para el diseño y determinación de las variables a exponer para el diseño y sistematización de resortes mecánicos que posteriormente nos proporcionara la información necesaria para determinar las variables de diseño a tomar en cuenta.

Cuadro 10. Análisis Resultados De la Entrevista

¿Cuáles son algunos métodos conocidos o no, para la resolución y cálculo de los diferentes tipos de resortes mecánicos?		
#Pregunta	Respuesta	Análisis
1	Dentro mi conocimiento la mayoría se basa en el diseño de Wahl, sin embargo, existen diversos autores y diseñadores que integran otros parámetros y metodologías para poder diseñarlo más rápido o bajo otros criterios el principio de diseño es igual, pero varían las consideraciones como la resonancia, el pandeo entre otras.	En resortes como los helicoidales a compresión se emplean diversos factores y diferentes fórmulas para las resonancias o el pandeo, de igual forma todos parten de Wahl tal como se nos expresa, pero existen diferentes formas tomando en cuenta diversos factores para llegar al resultado en algunos tipos de resortes

Según su opinión y conocimientos, ¿Cuáles son las razones por las cuales la fuerza ejercida en un resorte y su dirección, aplicación y magnitud es una variable fundamental en su funcionamiento y diseño?

#Pregunta	Respuesta	Análisis
2	La carga es uno de los factores que nos permite diseñar estableciendo un lugar o esfuerzo de falla, por ello es importante dado que proporciona un esfuerzo a partir del cual se diseña, la forma en la que es aplicada también dado que esto determina el comportamiento del elemento y su magnitud o variaciones por fenómenos como fatiga y el material. Si no se tiene en cuenta la carga el resorte puede ser diseñado y no poder soportar los requerimientos a los que será sometido	La carga es un factor fundamental porque a través de el podemos diseñar estableciendo un esfuerzo máximo que debe soportar el elemento además nos ayuda a seleccionar el material y poder asegurar un diseño optimo por ello cada resorte tiene un tipo de carga y maneras en las que actúa es de vital importancia saber de qué forma lo hace y como cuantificarla.

De acuerdo a su conocimiento sobre el tema, Describa ¿cómo las longitudes, libre, de operación de instalación y otros parámetros de diseño pueden ser valores de entrada a la hora de resolver ejercicios sobre este tema?

#Pregunta	Respuesta	Análisis
3	Las longitudes de un resorte en diversos tipos de ejercicios y métodos de diseño se necesitan para poder establecer relaciones de cálculo, definir esfuerzos y estas parten de la aplicación y forma que se quiera del mismo de igual forma guardan relación con fenómenos como el pandeo, el diseñador debe saber cuáles van a ser las longitudes a las cuales quiere que trabaje su resorte según su aplicación.	En el cálculo del diámetro del resorte se requiere poseer los valores de las longitudes para poder hallar relaciones y diseñar, de la misma forma en el análisis a pandeo dado que posee una relación donde está presente la longitud libre, estos parámetros deben ser dados según la aplicación y establecidos por el diseñador a la hora del cálculo y dimensionamiento





¿Qué parámetros considera que indican un buen diseño y aportan seguridad en el cálculo de resortes mecánicos?		
#Pregunta	Respuesta	Análisis
4	Entre muchos parámetros que aportan seguridad e indican un buen diseño se consideran el factor de seguridad, la resistencia del material, factor a fatiga si está sometido a cargas variables, condiciones de instalación, deflexiones máximas permisibles	El factor de seguridad nos indica un rango o valor que relaciona el esfuerzo permisible del material con el actuante, análogamente con factores a fatiga, las deflexiones son valores que al controlarlos se puede lograr un mejor diseño.
Desde su punto de vista, ¿Cuáles son algunos de los métodos de diseño de resortes más usados?		
#Pregunta	Respuesta	Análisis
5	Es relativo dado que no existen diversos métodos según mi entendimiento el más usado y conocido del cual la mayoría de diseñadores parte es el de Wahl, sin embargo, se han añadido nuevos factores por diversos autores o normas estudios realizados donde se varia la forma o metodología de diseño y se añaden nuevos factores tomando en cuenta otros detalles.	No existen diversos métodos oficialmente, existen variantes y metodologías nuevas que integran diversos factores, el método universal es el de Wahl sin embargo hay diseñadores que emplean pandeo de una forma o resonancia de otra alterando la forma de cálculo, otros que toman en cuenta la forma o aspectos en el material del resorte, otros que parten o diseñan siguiendo otros pasos ect.

Fuente: González, C. (2023)

A partir de lo expuesto y de la investigación realizada a los 4 grupos de resortes anteriormente mencionados se determinan las variables a tomar en consideración para cada uno de los grupos de resortes estudiados, la determinación de estas variables y parámetros indicara en cuales enfocarse al momento del diseño, de esta manera se plantea el cuadro 10, en donde se exponen estas variables como resultado del análisis de la información recopilada y suministrada estas son las que nos servirán para establecer que entradas se deben utilizar al

momento de sistematizar el proceso que valores se necesitan para diseñar un resorte de los grupos investigados. A partir de los parámetros y variables establecidas en la presente fase, se podrá establecer cuáles deben ser las variables que me determinan un buen diseño de resortes mecánicos la razón de su importancia y que variables deben de tomarse en cuenta o pueden servir como entrada en el diseño de los mismos a nivel de cálculo, dado que se requiere determinar cuáles parámetros deberán ser suministrados por el diseñador para efectuar el cálculo a partir de un algoritmo.

Cuadro 11. Variables Determinadas para el diseño.

Tipo de Resorte	Variables
<p data-bbox="229 846 515 880">Resortes Helicoidales</p> 	<p data-bbox="563 734 1390 1043">Longitudes del resorte, diámetro tentativo inicial, material y propiedades como módulo de elasticidad y cortante, tipo de carga estática o a fatiga y sus magnitudes, temperatura de funcionamiento en algunos casos, cantidad de ciclos de trabajo en caso de tener diseño a fatiga, tipo de extremos, numero de espiras.</p>
<p data-bbox="244 1205 501 1238">Resortes a Tracción</p> 	<p data-bbox="563 1093 1390 1402">Tipo de sujeción, longitudes, diámetro tentativo inicial, material y propiedades como módulo de elasticidad y cortante, tipo de carga estática o a fatiga y sus magnitudes, temperatura de funcionamiento en algunos casos, cantidad de ciclos de trabajo en caso de tener diseño a fatiga, tipo de extremos, numero de espiras</p>
<p data-bbox="252 1496 493 1529">Resortes a Torsión</p> 	<p data-bbox="563 1440 1390 1585">Material, diámetro tentativo inicial, diámetro interior y exterior tentativos, longitudes del resorte, numero de espiras, tipo de aplicación y dimensiones de instalación (poco frecuente)</p>
<p data-bbox="252 1727 493 1760">Resortes Bellevile</p> 	<p data-bbox="563 1727 1390 1809">Espesor y altura, cargas máximas y mínimas, dimensiones tentativas iniciales</p>

Fuente: González, C. (2023)

4.1.2 Análisis

A partir de la investigación realizada y expuesta sobre las diversas metodologías y criterios de diseño, la introducción a los grupos de resortes que se van a emplear en este estudio se concluyen diferentes tipos de aspectos a tener en cuenta a la hora de analizar y llegar un panorama para la búsqueda de una sistematización.

Cabe destacar que en primer lugar la investigación dio paso a que no todos los resortes de los grupos expuestos poseen diversas metodologías de diseño, otro factor importante es la manera o mecanismo de resolución la cual como se vio en el caso de los helicoidales a compresión varia, a partir de esto se elabora el siguiente cuadro de análisis con respecto al primer aspecto el cual es clasificar de los grupos de resortes investigados cuales son los que posee diversas metodologías de resolución y aquellos que poseen realmente una sola metodología o criterio de diseño, esto es vital, dado que para aquellos grupos los cuales poseen una sola metodología se podrá realizar una sistematización más directa, mientras que aquellos que no, se evaluarán con criterios y análisis mecánico para poder determinar y seleccionar la metodología más completa a utilizar.

De esta forma se establecen los cuadros de análisis 8 y 9, uno define y analiza una vez establecido y expuesto lo investigado si el grupo de resortes en cuestión posee una variedad de diseños y metodologías o no, mientras otro relaciona a partir de esto los que se analizarán de manera aislada para un proceso de selección de la mejor metodología de diseño, posteriormente una vez clasificado y obtenido una metodología segura bajo diferentes criterios mecánicos con ayuda de SolidWorks incluyendo resoluciones matemáticas, se empleará el uso a través de un software a seleccionar para comenzar el proceso de sistematización y posteriormente la prueba y corrección de errores.

Entre los factores más destacables están, los materiales, los pasos de diseño que se emplean, la utilización de factores y fenómenos mecánicos adicionales como la resonancia o el pandeo, el tiempo de resolución según el método a utilizar para aquellos grupos de resortes que poseen diversas metodologías, confiabilidad del diseño entre otros. Existen métodos que toman en cuenta parámetros de instalación como la holgura de la espira, los valores del coeficiente de Wahl recomendados, otros expresan un factor o esfuerzos dependiendo del tipo de servicio al que se ve sometido el resorte.

Así mismo se evalúa ante cada grupo seleccionado las características y patrones comunes en el diseño de los resortes, es decir que patrones de cálculo se repiten en los distintos grupos de resortes y sus diseños, en helicoidales una de las vertientes o aspectos a considerar según la investigación realizada es el tanteo o iteración bien sea de C (Coeficiente de Wahl) o

de “d” diámetro de la espira en cuestión, para ello no solamente se toman en consideración en el presente estudio las variables de los resortes comunes, a su vez se toma en consideración patrones de diseño según las metodologías de cada grupo de resorte estudiado, considerando que los grupos seleccionados son los más utilizados a nivel industrial y poseen suficiente información en el diseño de la ingeniería mecánica por sus características procedimentales en el cálculo para realizar una sistematización de los mismos.

Cuadro 12. Estudio de Grupos Mecánicos y Variantes de diseño

Grupo de Resorte	Análisis
Resortes Helicoidales a Compresión	Posee diversas metodologías de diseño, criterios a fatiga y divergencias entre autores en la resolución y diseño de resortes
Resortes Helicoidales a Tracción	El método de diseño a emplear partirá de los resortes helicoidales a compresión dado que los resortes helicoidales a Tracción se diseñan igual, pero con carga opuesta y considerando diferentes valores, de igual forma poseen diversas metodologías y factores a tomar en cuenta
Resortes a Torsión	Poseen una metodología de resolución común, de igual forma su análisis, poseen un método concreto de resolución.
Resortes Belleville	Posee un método de resolución concreto y parámetros a analizar matemáticamente como las curvas deformación y carga

Fuente: González, C. (2023)

A partir de lo expuesto se concluye que en el caso de los resortes helicoidales a compresión se elaborará un análisis mecánico partiendo y contrastando diferentes métodos de diseño al igual que para resortes a tracción en el caso de los resortes Belleville la curva de carga deformación debe ser expresada de forma matemática o se debe llegar a una expresión que relacione dichos valores esto es con el propósito de que al sistematizar el programa sea capaz de efectuar la fórmula que expresa la curva y dar un valor al respecto.

Adicionalmente en el cuadro 13 se expresa el tipo a tratamiento y análisis para cada uno de los grupos de resortes, dado que se diseñará cada grupo por un solo método aquellos grupos que posean variantes o metodologías de diseño divergentes entre autores expuestos en la presente fase del estudio serán sometidos a un tratamiento o análisis mecánico para determinar y seleccionar una metodología adecuada, por lo cual los tres grupos de resortes mencionados son aquellos a los cuales se les efectuara un estudio aislado de los mismos.

Cuadro 13. Grupos Mecánicos Tratamiento y Análisis

Grupo de Resorte	Tratamiento
Resortes Helicoidales a Compresión	Determinación de entradas (inputs) o variables para la resolución de problemas, selección de un tipo de metodología y comprobación utilizando softwares de diseño mecánico a computadora, determinación de una metodología concreta partiendo de un diseño o estudio común el cual es el diseño de resortes helicoidales propuesto por Wahl
Resortes Helicoidales a Tracción	Determinación de un tipo de metodología adecuada según diversos criterios a establecer, tomar en cuenta el esfuerzo máximo permisible en el gancho o sujeción dado que se determinó que es la zona más débil del elemento
Resortes a Torsión	Determinación de un tipo de metodología adecuada según diversos criterios a establecer
Resortes Belleville	Determinación matemática de una expresión a relacionar con la curva deformación – carga característica de este tipo de resortes

Fuente: González, C. (2023)

4.2. Fase II. Definición de las cargas que serán aplicadas

Esta fase se centra en el estudio y análisis de las cargas en aplicación a los distintos tipos de grupos de resortes expuestos, como actúan estas y cuales son para los distintos tipos de resortes a estudiar. A partir de las diversas investigaciones realizadas opiniones de expertos sobre el tema y la misma naturaleza en la cual se diseñan los grupos de resortes expuestos se puede determinar cuáles son los tipos de cargas empleadas para cada uno y las diferentes

variantes que pueden existir según sea el grupo a analizar para ello se muestran los resultados y se exponen los tipos de cargas para los resortes mecánicos en el cuadro 14.

Cabe destacar que en esta fase se exponen las consideraciones a tener en cuenta según lo investigado para el diseño y elaboración de algoritmos que puedan efectuar el cálculo de resortes mecánicos es decir se exponen las consideraciones a tomar en cuenta para la elaboración de una herramienta de cálculo y diseño de resortes mecánicos, según lo investigación.

Cuadro 14. Naturaleza de las cargas en Resortes Mecánicos

Tipo de Resorte	Tipos de Cargas – Análisis
Resortes Helicoidales a Compresión	Según el diseño y aplicación pueden ser cargas fluctuantes (fatiga) o estáticas sin embargo siempre se tendrá presente una carga máxima y una mínima.
Resortes Helicoidales a Tracción	Pueden ser cargas estáticas o fluctuantes tomando en cuenta la fatiga en algunos casos, se tienen una carga máxima y una mínima que ejerce un esfuerzo a tracción
Resortes a Torsión	La carga es aplicada de forma excéntrica a el resorte y esta ejerce un momento flector sobre el resorte, normalmente se diseñan a cargas estáticas
Resortes Belleville	Son diseñados a carga estática y la carga empleada sobre el mismo ejerce un esfuerzo de compresión actuando perpendicularmente a la pieza

Fuente: González, C. (2023)

En resortes helicoidales la carga actúa transversal al plano del resorte y es colineal con la línea o eje del mismo, lo mismo ocurre en resortes de voluta y cónicos en los de tracción la carga actúa de igual forma que en los resortes helicoidales a compresión sin embargo en sentido opuesto, el contraste más notorio se puede ver en los resortes a torsión donde la carga actúa de forma excéntrica a el mismo generando un esfuerzo flector sobre el mismo, la naturaleza de los esfuerzos en cada tipo de resorte parte de este principio, de cómo actúan las cargas en el elemento, por ello los resortes helicoidales sufren esfuerzos internos de torsión a causa de que

el alambre y sus fibras internas se tuercen, en la figura 18, se muestra los distintos tipos de fuerza y cargas y cómo actúan en cada resorte.

De esta forma a partir de lo investigado y la información suministrada en el método de recolección de información utilizado el cual es la entrevista realizada se concluye que las cargas son un variable que se debe establecer como variable de entrada en los procesos de diseño de resortes mecánicos y su forma queda determinada según lo expuesto en el cuadro 11, por ello las fuerzas aplicadas a cada uno de los grupos de resortes quedan definidas como se estableció. A partir de las fuentes de información y la practica diseñando diferentes tipos de resortes se llegó a formar las siguientes consideraciones para la elaboración de una herramienta de cálculo en el diseño de resortes mecánicos

4.2.1. Consideraciones y Conclusiones

- Las cargas máximas y mínimas o estáticas deben ser parámetros a introducir por el usuario o diseñador es decir son valores de entrada.
- El material y sus propiedades se consideran de igual manera valores de entrada en el diseño de resortes mecánicos, de igual forma las restricciones, como longitudes y diámetros máximos y mínimos permisibles dependiendo del diseño
- La forma en la cual actúa la carga y la condición de que en cargas fluctuantes F_{max} debe ser mayor que F_{min} son condiciones a tratar y tener en cuenta en la elaboración de un algoritmo de calculo
- El valor de C es un parámetro iterable en algunos procesos de diseño de igual forma el diámetro del resorte esto ocurre en procesos de diseño para determinados grupos de resortes como helicoidales a compresión y tracción.
- El valor tomado como factor de seguridad se determina que es $N = 2$ por defecto en caso de que el diseñador o usuario desee introducir otro valor debe aclararlo en su diseño.
- Se utilizan materiales estándares sin embargo algunos diseños pueden utilizarse aleaciones o valores distintos a materiales conocidos esto puede ocurrir por un diseño particular o consideraciones adiciones en el diseño para ello se definirá dos opciones que el usuario introduzca los valores o propiedades del material o que seleccione un material estándar comercial

- Pueden existir diversas soluciones variando el valor del diámetro de alambre y el valor de C en el caso de resortes helicoidales y a tracción, para este tipo de casos se toman consideraciones y se estudia un campo de soluciones para determinar la correcta.
- Los diferentes tipos de diseño y metodologías se expresan en los resortes helicoidales a tracción y compresión, todos parten del diseño y formulaciones establecidas por Wahl sin embargo otros utilizan criterios a fatiga distintos, condiciones de resonancia, pandeo entre otras.
- Los resortes a Torsión pueden diseñarse a carga estática o fluctuante (fatiga)
- Los resortes a tracción se diseñan igual que los resortes a compresión, pero se toman en cuenta el esfuerzo máximo en la sección de sujeción del mismo.
- Si un resorte helicoidal no sufre falla a fatiga en el primer ciclo con la máxima carga no existe posibilidad de falla por carga estática (criterio de langer).
- En los resortes de arandela se considera la variable a diseñar como el diámetro externo del resorte en cuestión, dado que normalmente estos sirven como sujeción de pernos o elementos cilíndricos pasantes y el diseñador suele conocer dicho valor del diámetro interno

4.3. Fase III. Evaluación de la metodología más adecuada y precisa para el diseño de los distintos tipos de resortes

En esta fase se contrastan los diversos métodos de diseño para los distintos de resortes se comparan los resultados y metodologías de diseño iteraciones de valores de C y el diámetro del alambre, a partir de los resultados obtenidos se modelan los resortes diseñados en SolidWorks e inventor para ver y probar su diseño, posteriormente se establecen los parámetros a tener en cuenta para la selección de un método considerado el más completo y el que se tomara para elaborar un algoritmo que permita sistematizar el proceso, dicho procedimiento como se menciona anteriormente se empleara para los 3 primeros grupos de resortes los cuales son, resortes helicoidales, resortes a tracción y a torsión. A partir de ello se exponen los siguientes casos aplicando diversos métodos y criterios de resolución, para ello se parte de un mismo problema de diseño mecánico siendo resuelto por las diversas metodologías a estudiar.

Por lo cual en esta fase se estudian y se realizan la utilización de diversos métodos de diseño en la búsqueda de obtener y llegar a conclusiones que permitan posteriormente seleccionar una metodología que propicie a la elaboración de un algoritmo de cálculo sistematizado, un programa de cálculo no puede manejar diversos métodos o diferentes

metodologías para cada grupo de resortes se debe recaudar la mayor información posible y poner cada metodología de diseño a prueba en la búsqueda de una selección adecuada, de igual forma los resultados obtenidos en cada problema de diseño expuesto en la presente fase serán comprobados una vez se realice una sistematización del proceso comprando los mismos, a partir de la herramienta de cálculo a realizar.

4.3.2 Ejemplo de Diseño

Se necesita un resorte helicoidal de compresión de alambre de piano con vida infinita para resistir una carga dinámica que varía de 5 a 20 lb a 5 hz, en tanto que la deflexión del extremo varia de ½ a 2 in la longitud libre no puede ser mayor que 4 in y la sólida no puede ser mayor a 1 in. El fabricante de resortes ofrece 0.069,0.071,0.080,0.085,0.090, 0.095,0.105 y 0.112 in.

4.3.2.1 Variante #1 – Diseño – Danilo Tassoni

A partir del problema de diseño propuesto se diseña el resorte partiendo de las ecuaciones y método de resolución expuesto por Danilo Tassoni, para ello debemos tomar en cuenta 4 datos principales a separar en el diseño planteado el primero de ellos es la fuerza de aplicación la cual se denomina en el presente problema F_{max} la cual posee un valor de 20 lb por otro lado se tiene la fuerza de precarga o mínima a la cual se verá sometido el resorte que es 5 lb, siguiendo con las longitudes 4 in que resulta ser la longitud libre del resorte, se toman los valores de ½ a in como las longitudes de deflexión máximas y mínimas siendo estas aplicables en la ley Hooke mencionada anteriormente como la ecuación 1.

Datos:

$$F_{max} = 20 \text{ lb}$$

$$F_{min} = 5 \text{ lb}$$

$$\text{Frecuencia} = 5 \text{ hz}$$

$$L_{min} = \frac{1}{2} \text{ in}$$

$$L_{max} = 2 \text{ in}$$

Se calcula la constante K del resorte

$$K = \frac{20-5}{2-\frac{1}{2}} = 10 \frac{\text{lb}}{\text{plug}}$$

Se escoge un valor de $C = 7$ dado que Tassoni recomienda valores mayores de 6 para C recordando que C es una relación entre el diámetro del resorte y el diámetro externo del resorte, se selecciona un $d = 0.085$ para comenzar el cálculo, partiendo de las ecuaciones 30 y 31 y relacionándolas con el valor de $C = D_w/D_e$ se tiene la expresión usada para calcular D_i (diámetro interno del resorte) posteriormente se calcula D_e (diámetro externo del resorte).

$$D_i = (C - 1) * d = (7 - 1) * 0.085 = 0,51 \text{ plug}$$

$$D_e = 0.51 + 2 * 0.085 = 0,68 \text{ plug}$$

$$D_m = (D_i + D_e)/2 = (0,51 + 0,68)/2 = 0,595 \text{ plug}$$

Posteriormente definimos las propiedades del alambre, en este caso se especifica un alambre de piano el cual es un acero ASTM A228 el cual posee propiedades mecánicas variadas dependiendo de su fabricación, sin embargo, se toman las siguientes propiedades mecánicas tomando en cuenta que para este tipo de aceros su esfuerzo ultimo esta entre 410 y 470 ksi se toma un promedio de estas medidas para poder diseñar análogamente se llega al valor de S_{no} (Limite a Fatiga) de la misma forma, llegando a las propiedades expresadas.

$$E = 203.4 \text{ Gpa} = 29500.67 \text{ kpsi}$$

$$G = 11.75 * 10^6 \text{ psi}$$

$$S_u = \frac{410 + 470}{2} = 440 \text{ ksi}$$

$$S_{no} = \frac{123 + 235}{2} = 179 \text{ ksi}$$

A partir de estas propiedades se calcula S_{ycorte} utilizado para comparativa de falla en el elemento al final del cálculo, para ello se expone que S_{ycorte} es una propiedad especificada por el fabricante la cual se puede definir como $S_{ycorte} = 0.6 * S_u$.

$$S_{ycorte} = 0.6 * S_u = 0.6 * 440 = 264 \text{ ksi}$$

Se calculan las fuerzas tomando en cuenta las ecuaciones 23 y 24.

$$F_m = \frac{20 + 5}{2} = 12.5 \text{ lb}$$

$$F_a = \frac{20 - 5}{2} = 7,5 \text{ lb}$$

Cálculo de K_w y K_{wcorte} , utilizando ecuaciones 14 y 15.

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4 * 7 - 1}{4 * 7 - 4} + \frac{0.615}{7} = 1.2128$$

$$K_{wcorte} = 1 + \frac{0.5}{C} = 1 + \frac{0.5}{7} = 1.071$$

Cálculo de esfuerzos, utilizando las variantes es decir calculando el esfuerzo medio T_m y T_a de la ecuación 17.

$$t_m = \frac{8 * F_m * D_e}{\pi * d^3} * K_w = \frac{8 * 12.5 * 0.595}{\pi * 0.085^3} * 1.2128 = 37402,402 \text{ psi}$$

$$t_a = \frac{8 * F_a * D_e}{\pi * d^3} * K_{w_{corte}} = \frac{8 * 7.5 * 0.595}{\pi * 0.085^3} * 1.071 = 19817,599 \text{ psi}$$

Se emplea un análisis a fatiga aplicando, el criterio de Wahl de esta forma expresa Tassoni que se determina un esfuerzo que expresa el comportamiento o esfuerzo de ruptura del resorte al someterse a un número determinado de ciclos, de igual forma al calcular este valor se compara con S_{ycorte}/N utilizando un N de 2 estableciendo una brecha de seguridad recomendada para este tipo de diseños, estableciendo que S_{ycorte} debe ser mayor o igual al esfuerzo resultante a causa de la fatiga.

$$\frac{S_{ycorte}}{N} \geq (t_m + t_a) + 2t_a \left(\frac{S_{ycorte}}{S_{no}} \right)$$

$$132\ 000 \geq 115676,382$$

Utilizando estos valores y diámetros podemos estimar una relación del factor de seguridad a partir de los resultados obtenidos los cuales son $264.000/115.676 = 2.2$, para simplificar el proceso para distintos valores de C y d se elabora en Excel una sistematización para esta metodología de diseño en particular llegando a obtener distintos valores del esfuerzo y de N entre los parámetros calculados para distintos valores de C y d , los resultados obtenidos se muestran en el cuadro 15.

Este método de resolución se basa principalmente en variar el valor del diámetro y diferentes parámetros de diseño hasta tener entre distintas variantes aquella que cumpla con diferentes restricciones propuestas por el diseñador, una de las ventajas de esta metodología utilizada y fomentada por D. Tassoni es la versatilidad del diseño y la variabilidad en contraste con otros métodos de diseño los cuales se basan en diseños de resortes helicoidales para diversos materiales preestablecidos mientras el presente puede utilizarse para cual tipo de resorte helicoidal si se poseen los parámetros y propiedades mecánicas necesarias, factores como las longitudes libres, los diámetros externos e internos, son valores y restricciones ampliamente utilizadas a la hora de diseñar este tipo de elementos, en contraste en esta metodología no se emplean factores como la holgura del resorte, un método de comprobación a pandeo establecido, o la determinación de una forma de asegurar el no fallo del elemento a causa de resonancia mecánica.

Cuadro 15. Variaciones de C y d – Diseño de Danilo Tassoni

#	C	D	di	de	dm	kw	Kw corte	tm (psi)	ta (psi)	Esfuerzo Final (psi)	Valor de N
1	7	0,085	0,51	0,68	0,59	1,21	1,07	37404,16	19825,52	115709,46	2,2
2	8	0,095	0,66	0,85	0,76	1,18	1,06	33408,05	17987,59	104454,02	2,5
3	9	0,095	0,76	0,95	0,85	1,16	1,05	36887,79	20103,78	116292,12	2,2
4	10	0,105	0,94	1,15	1,05	1,14	1,05	33053,22	18189,13	104895,22	2,5
5	11	0,112	1,12	1,34	1,23	1,13	1,04	31567,08	17509,07	100723,03	2,6
6	12	0,112	1,23	1,45	1,34	1,12	1,04	34087,32	19031,60	109256,84	2,4
7	12	0,105	1,15	1,36	1,26	1,12	1,04	38783,80	21653,73	124310,00	2,1
8	13	0,105	1,26	1,47	1,36	1,11	1,03	41654,56	23386,03	134022,86	1,9

Fuente: González, C. (2023)

A partir de los resultados obtenidos al hacer múltiples iteraciones variando los valores de C y d, se obtiene el cuadro mostrado, partiendo del criterio de que para valores de N mayores a 2.5 se considera un diseño aplicable pero algo sobredimensionado se puede descartar la combinación (C=11,d=0,112 in), vemos que en general existen muchos diseños o combinaciones que cumplen con el criterio de diseño es decir soportan y trabajan bien dado que la mayoría posee valores mayores a N, sin embargo se debe evaluar más detalles como el número de espiras, la capacidad a resonancia o la falla por pandeo, criterios los cuales no son mencionados por Tassoni o no ofrece una manera de asegurar estos parámetros en el diseño, para ello se toma el mismo grupo de valores calculados y se procede a efectuar un proceso análogo para el cálculo del número de espiras y otras variables de diseño.

Cabe destacar que en pocas palabras se analiza y diseño el mismo resorte para parámetros de diseño distintos tomando en cuenta cada una de sus características esto permite una vez ejecutando el proceso tomando en cuenta las restricciones de diseño introducidas seleccionar el mejor diseño, al realizar este procedimiento a mano el diseñador debe recalcular hasta encontrar un diseño o parámetros que satisfagan las restricciones o condiciones de diseño

Se determina el número de espiras activas se calcula con la ecuación 37 despejando N y relacionándola con C, de igual manera la altura solida se expresa como $L_s = dNt$ es decir el diámetro por el número de espiras totales, siendo el número de espiras totales el número de espiras activas más 2, para determinan un diseño y tomar en cuenta la resonancia establecemos que la frecuencia natural del resorte sea mayor a la frecuencia natural del resorte principio universalmente utilizado, de igual forma se presentan los resultados para la longitud del

alambre y el ángulo de paso utilizando la ecuación partiendo de esto se representan los resultados en el cuadro 16.

Cuadro 16. Calculo Parámetros de Selección – Ejercicio 1

#	C	D (in)	Numero T. Espiras activas	Nt – (Número total de espiras)	Ls (Longitud Solida)	Longitud Libre (in)
1	7	0,085	36,40	38,40	3,26	5,56
2	8	0,095	27,25	29,25	2,78	5,08
3	9	0,095	19,14	21,14	2,01	4,31
4	10	0,105	15,42	17,42	1,83	4,13
5	11	0,112	12,36	14,36	1,61	3,91
6	12	0,112	9,52	11,52	1,29	3,59
7	12	0,105	8,92	10,92	1,15	3,45
8	13	0,105	7,02	9,02	0,95	3,25

Fuente: González, C. (2023)

Analizando el diseño especificado se tienen las siguientes restricciones:

- La longitud solida no debe ser mayor a 1 in
- La longitud libre no debe ser mayor a 4 in

Partiendo de esto a cada variante o diseño se le asigno un numero en el cuadro 16 en donde se aprecia que según las restricciones el diseño más acertado sería bien las variantes 7 o 8 que son los diseños que cumplen con ambas restricciones, se selecciona el diseño 8, el cual posee un diámetro de 0,105 in y un valor de C de 13. Vemos que la elección del resorte en si depende de las restricciones cuando se trata de un modelo de diseño en el cual se debe realizar diferentes cálculos para variar el diámetro en este caso ocurren 8 iteraciones, 8 veces que el diseñador debe cambiar el valor del diámetro y de C para llegar a un diseño correcto, podrían ser mas haciendo el proceso repetitivo, hasta encontrar un diseño que cumpla con las especificaciones requeridas, a partir de esto se llega a seleccionar la variante 8 con las siguientes características:

D = 0.105 in Na = 7 Longitud libre = 3,25 in
 Di = 1,26 in Nt = 9 Longitud Solida = 1 in
 De = 1,47 in Dm = 1,36 in

A partir de los parámetros calculados para el diseño partiendo del método de Danilo Tassoni se diseña el resorte dimensionado analíticamente en SolidWorks sometándolo a una simulación estática, y luego evaluando criterios como fatiga, los resultados de este diseño serán

recopilados y utilizados posteriormente para la selección de la solución más adecuada. Debemos calcular el paso de resorte y o la distancia axial entre espira y espira para poder modelar el resorte en SolidWorks de igual forma se establece una tolerancia de 0,40in, para ello se utiliza la altura libre para calcular la altura de las espiras activas y se tiene:

$$H_{activas} = \frac{3,25}{7} = 0,464 \text{ plug}$$

Para el diseño y la simulación del alambre este se diseñó en SolidWorks con una tolerancia de 0,40 in por lo cual su longitud libre es de 3,65 in esto debido a que al diseñar en SolidWorks se debe establecer un valor para las espiras de los extremos las cuales deben poseer un paso determinado, sin embargo se consigue una buena aproximación de su funcionamiento, de igual forma para simular se le añadieron dos placas en los extremos para simular su utilización y se establecieron parámetros en la simulación como una deformación predeterminada.

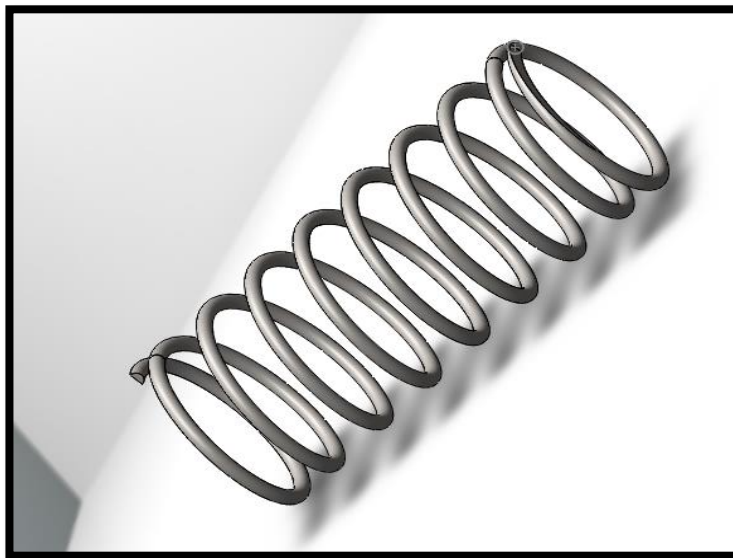


Figura 30. (Resorte Helicoidal – Diseñado en SolidWorks – D. Tassoni)

Fuente: González, C. (2023)

Para simular el funcionamiento del mismo se introdujo dos placas planas en ambos extremos del resorte en la figura 30 vemos como en el espectro de esfuerzo es azulado según la escala de colores está lejos del límite de fluencia del material en cuestión que al consultar el mismo es de 180000 psi, de igual forma el comportamiento del resorte ante la simulación demuestra ser un resorte seguro, en aspectos de factor de seguridad la pieza demuestra estar en regiones muy cercanas a lo calculado entre 2,5 y 3, como se muestra en la figura 30. Una vez explorado los resultados al utilizar este método se exponen las conclusiones del mismo y se procede a diseñar bajo otra metodología.

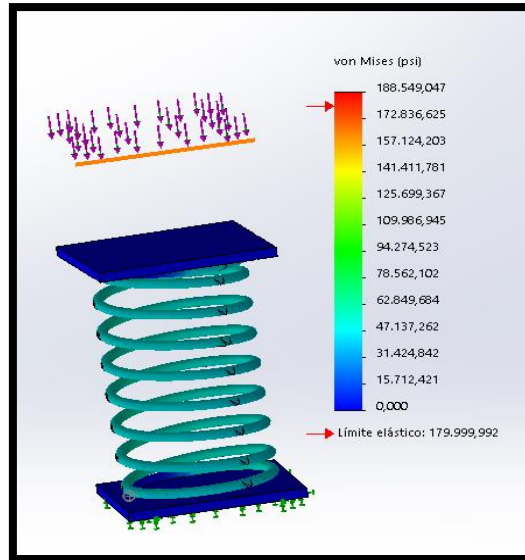


Figura 31. (Simulación de esfuerzos – Diseño 1 – D. Tassoni)

Fuente: González, C. (2023)

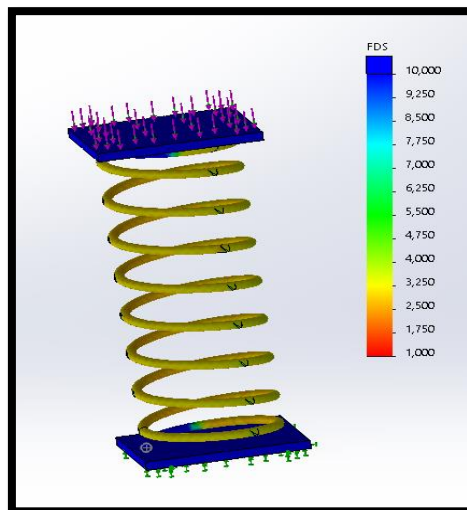


Figura 32. (Simulación – Factor de Seguridad – Diseño 1 – D. Tassoni)

Fuente: González, C. (2023)

4.3.2.2. Variante #2 - Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett (Shigley)

El problema de diseño a realizar fue resuelto por Shigley en su misma obra bibliográfica donde se expone el procedimiento y los resultados mostrados a continuación por ello Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett (2008, p.512), a través de un proceso similar al realizado a través del método de Danilo Tassoni, a partir de cálculos iterativos en este caso tomando en cuenta factores como pandeo, resonancia, costo relativo entre otros, parámetros los cuales no son

especificados en el diseño anterior por D. Tassoni dado que son metodologías distintas pero basadas en el estudio y de Wahl, en este método se utiliza el criterio por fatiga de Sines-Zimmerli, al iterar bajo los diversos diámetros ofrecidos se llega a la tabla 7.

Tabla 7. Resultados – Diseño #2 - Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett (Shigley)

d:	0.069	0.071	0.080	0.085	0.090	0.095	0.105	0.112
D	0.297	0.332	0.512	0.632	0.767	0.919	1.274	1.569
DI	0.228	0.261	0.432	0.547	0.677	0.824	1.169	1.457
DE	0.366	0.403	0.592	0.717	0.857	1.014	1.379	1.681
C	4.33	4.67	6.40	7.44	8.53	9.67	12.14	14.00
N_s	127.2	102.4	44.8	30.5	21.3	15.4	8.63	6.0
L_s	8.916	7.414	3.740	2.750	2.100	1.655	1.116	0.895
L_0	11.216	9.714	6.040	5.050	4.400	3.955	3.416	3.195
$(L_0)_c$	1.562	1.744	2.964	3.325	4.036	4.833	6.703	8.250
n_f	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50
n_s	1.86	1.85	1.82	1.81	1.79	1.78	1.75	1.74
f_n	87.5	89.7	96.9	99.7	101.9	103.8	106.6	108
cdm	-1.17	-1.12	-0.983	-0.948	-0.930	-0.927	-0.958	-1.01

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

A partir de esto y de las restricciones establecidas Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett (2008, p.513), expresa que el alambre con un diámetro de 0.105 in es el más adecuado a pesar de que emplea un valor de C ligeramente mayor a 12 dado que según este autor y otros se recomiendan valores de C que se manejen entre 4 y 12, dependiendo de las condiciones de instalación la altura solida de 1,16 puede ser o no tolerable, de no ser así el autor propone utilizar un resorte de 0.112 con un numero de espiras menor en estos casos la única condición restrictiva fuera de parámetros puede ser C dado que tiene un valor de 14 para dicho diámetro. Sin embargo, son los diseños adecuados, vemos entonces que las limitaciones de C en ciertos rangos cuando se trata de restricciones dadas de diseño pueden salirse de parámetro es decir en determinado caso al diseñar un resorte helicoidal se puede tomar valores de C mayores a 8 o a 12 si satisfacen todas las condiciones y restricciones de diseño.

Para efectos de análisis se escoge el diseño con un diámetro de 0,112 y un valor de C de 14 dado que en comparación con el diseño alternativo a escoger con una longitud libre de 1,116 in no se está completamente seguro de si es posible trabajarlo, mientras que con un valor de C mayor las especificaciones dimensionales del resorte satisfacen la operación si se trata de un caso real, por lo cual se tienen los siguientes datos. Análogamente se calcula el paso para poder diseñar el resorte y ejecutar una simulación y se utiliza una tolerancia de 0,20 in para cada los extremos.

$D_m = 1,569 \text{ in}$

$D_i = 1,457 \text{ in}$

$D_e = 1,681 \text{ in}$

$C = 14$

$N_a = 6,0$

$L_s = 0,895$

$L_o = 3,195 \text{ in}$

$N = 1,74$

Hactivas = $3,195/6 = 0,5325 \text{ in}$

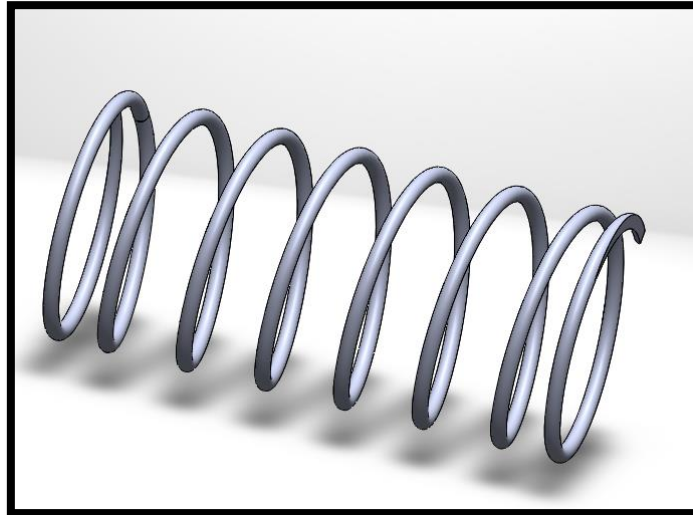


Figura 33. (Resorte Diseñado en SolidWorks – Variante #2 – Shigley)

Fuente: González, C. (2024)

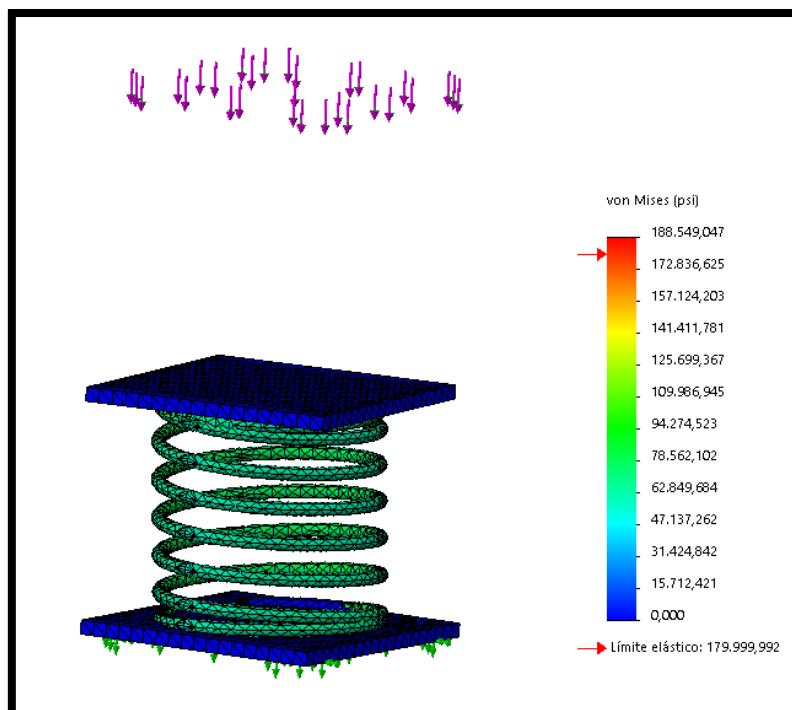


Figura 34. (Resorte Diseñado en SolidWorks Esfuerzos– Variante #2 – Shigley)

Fuente: González, C. (2024)

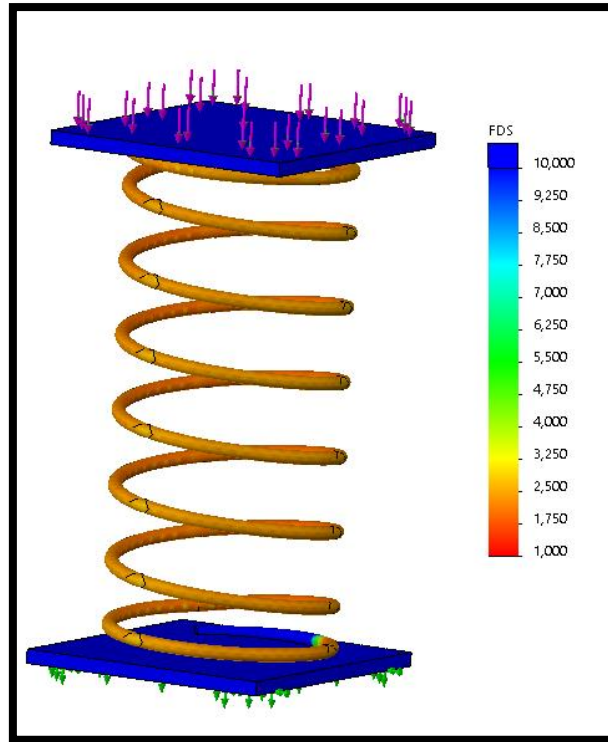


Figura 35. (Resorte Diseñado en SolidWorks Factor Seguridad– Variante #2 – Shigley)

Fuente: González, C. (2024)

4.3.2.3. Variante #3 – Robert Mott

Se emplea para el problema partiendo del método propuesto por Robert Mott en primer lugar una serie de pasos, Mott (2006,pag.753) expone diversas metodologías dependiendo del tipo de valores de entrada y condiciones de diseño propuestas para este caso se aplicara el primero de ellos, una particularidad es que en este caso Mott presenta graficas para los distintos tipos de materiales comunes utilizados en el diseño de resortes mecánicos, dichas graficas presentan curvas basadas en el servicio es decir que tan severo es el trabajo que va realizar el resorte según las características de funcionamiento y los números de ciclos de trabajo a partir de este valor es que se determina el “esfuerzo de diseño” y se comprueba con las restricciones y parámetros adicionales. Se definen las propiedades y características según el material a utilizar.

$$E = 203.4 \text{ Gpa} - 29500.67 \text{ kpsi}$$

$$G = 11.75 * 10^6 \text{ psi}$$

$$Su = \frac{410 + 470}{2} = 440 \text{ ksi}$$

$$Sno = \frac{123 + 235}{2} = 179 \text{ ksi}$$

Se definen los valores de las diferentes fuerzas que actúan sobre el elemento para este caso se tiene $F_o = 20 \text{ lb}$, $F_i = 5 \text{ lb}$, $L_i = 1/2 \text{ in}$, $L_o = 2 \text{ in}$, en este caso Mott en contraste con D. Tassoni no propone el cálculo de una fuerza media F_m o F_a para caracterizar el desarrollo fluctuante de las cargas sobre el elemento, aquí se estima los valores k y D_m para llegar utilizando un esfuerzo de diseño establecido según el material a un valor o diseño seguro. A partir de ello se calcula la constante del resorte.

$$K = \frac{20-5}{2-1/2} = 10 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Se estima los valores de D_m y de k (coeficiente de Wahl) y se emplea la figura 35 para seleccionar un esfuerzo de diseño bajo el cual actuar, aquí el diseño cae en manos de la primera decisión del diseñador es decir se diseña en función a lo supuesto para luego ver si es lo correcto, en comparación con otros métodos estimar valores de D_m , k y el esfuerzo permisible máximo es estimar varias variables importantes en el cálculo, incluso el hecho de suponer un servicio severo y entrar a la curva con un diámetro supuesto podría ser contraproducente para el diseño dado que a diferencia de métodos como el de Shigley y Tassoni el esfuerzo a contrastar viene dado por las propiedades del material en este caso parte de una curva experimental donde se entra con un diámetro estimado.

Para el primer cálculo se toma un valor de $D_m = 0,7 \text{ in}$ y un valor de $k=1,2$, en la curva se escoge servicio promedio dado que es vida infinita (10^6 ciclos) y se entra con un diámetro de 0,110 dado obteniendo un valor para $\sigma_a = 120000 \text{ psi}$ que de los propuestos este el caso de mayor exigencia que puede esperarse según los diámetros presentados como opciones a evaluar.

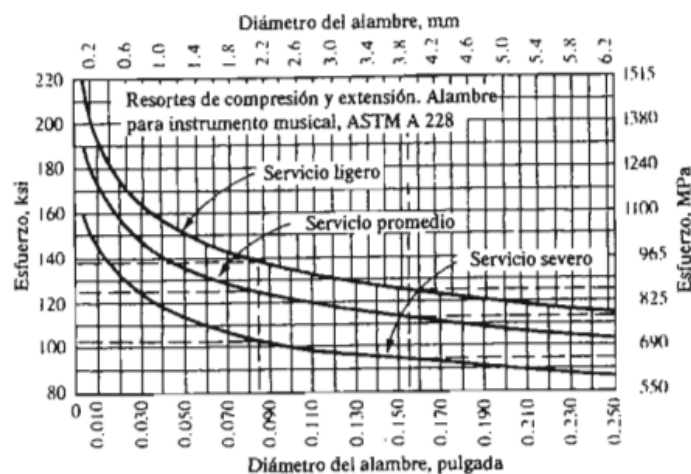


Figura 36. (Tipo de Servicio según ciclos de trabajo ASTM A228 – Variante #3 – R.Mott)

Fuente: R.Mott (2006)

Se calcula un valor del diámetro del resorte partiendo de las estimaciones realizadas y la ecuación 17 despejando el valor diámetro del resorte para obtener un valor del mismo estimado posteriormente se aproxima dicho valor a los valores disponibles propuestos por las condiciones de diseño propuestas en el ejemplo 1, posteriormente se calculan partiendo de los resultados obtenidos los valores para C y K.

$$D_w = \left(\frac{8 * k * F_o * D_m}{\pi t a} \right)^{1/3} = \left(\frac{8 * 1,2 * 20 * 0,7}{\pi * 120000} \right)^{1/3} = 0,070 \text{ in}$$

Se escoge 0,071 dado que es el diámetro más cercado entre los ofrecidos.

$$C = \frac{0,7}{0,071} = 9,8$$

$$K = K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4 * 9,8 - 1}{4 * 9,8 - 4} + \frac{0.615}{9,8} = 1,14$$

Se calcula el esfuerzo real partiendo de los resultados obtenidos.

$$t a = \frac{8 K F_o D_m}{\pi D_w^3} = \frac{8 * 1,14 * 20 * 0,7}{\pi * 0,071^3} = 113552,82 \text{ psi}$$

Como el esfuerzo establecido es 120000 psi, se considera inseguro, a partir de este resulta se realiza un proceso iterativo análogo al realizado en anteriores métodos partiendo de el criterio de considerar seguro aquellos diseños que proporcionen un valor de N (factor de seguridad) mayor a 2, a partir de los resultados iterando los valores de dm y K.

Cuadro 17. Resultados – Diseño #3 – Robert Mott

#	Valor k estimado	Valor Dm estimado	Dw	Dw seleccionado	C	K	Esfuerzo Final	Valor de N
1	1,2	0,7	0,070	0,071	9,85	1,14	114253,74	1,05
2	1,5	1,5	0,098	0,095	15,78	1,08	97091,73	1,23
3	1	2	0,094	0,095	21,05	1,06	126717,50	0,94
4	1,8	2	0,115	0,112	17,85	1,07	78223,98	1,53
5	1,5	2	0,10	0,112	17,85	1,07	78223,98	1,53
6	1,7	1	0,08	0,09	11,11	1,12	78911,21	1,52
7	2	1,4	0,10	0,105	13,33	1,10	68179,32	1,76
8	2	1,6	0,11	0,112	14,28	1,09	63772,27	1,88
9	2,7	1,2	0,11	0,112	10,71	1,13	49356,26	2,43
10	2,5	1	0,10	0,105	9,52	1,15	50706,91	2,36

Fuente: González, C. (2024)

Partiendo de la tabla establecida se concluye que para valores cercanos a 2 en la estimación inicial de k y para valores menores a 2 para Dm se consiguen rangos aceptables para los valores de C y N, descartando aquellos valores menores a 1,5 dado que podemos considerarlos un diseño inseguro se toman los últimos 4 resultados y se calcula las demás propiedades dimensionales para seleccionar uno de ellos, se observa que la iteración en este método es más tediosa y la estimación de estos valores puede en comparación con los otros métodos hacer más largo el proceso de diseño.

Cuadro 18. Parámetros Adicionales de diseño – Variante #3 – R.Mott

#	Valor k estimado	Valor Dm estimado (in)	Dw	Dw seleccionado	Na (E.Activas)	Ls	De	Di	L. Libre
1	1,2	0,7	0,070	0,071	10,88	0,77	0,77	0,63	3,07
2	1,5	1,5	0,098	0,095	3,54	0,34	1,60	1,41	2,64
3	1	2	0,094	0,095	1,50	0,14	2,09	1,90	2,44
4	1,8	2	0,115	0,112	2,89	0,32	2,12	1,89	2,62
5	1,5	2	0,108	0,112	2,89	0,32	2,11	1,88	2,62
6	1,7	1	0,089	0,09	9,64	0,87	1,09	0,91	3,17
7	2	1,4	0,105	0,105	6,51	0,68	1,51	1,30	2,98
8	2	1,6	0,110	0,112	5,64	0,63	1,71	1,49	2,93
9	2,7	1,2	0,112	0,112	13,37	1,50	1,31	1,09	3,80
10	2,5	1	0,101	0,105	17,85	1,87	1,10	0,89	4,17

Fuente: González, C. (2024)

A partir de lo expuesto se escoge el diseño o variante 9, posteriormente se analiza el mismo, comprobando el diseño por Pandeo con el criterio propuesto por Mott y se diseña el resorte partiendo de los datos de diseño calculados. Este diseño resulta ser un proceso más iterativo y puede tender a ser más prolongado que las metodologías anteriormente expuestas, sin embargo, presenta consideraciones importantes como la comprobación del resorte por pandeo y resonancia de una forma diferente a la propuesta por la variante # 2 y el cálculo de la holgura del mismo. Para comprobar pandeo en esta metodología se calcula el valor de Lf/Dm y se emplea la figura 21, análoga a la expuesta en el Mott.

$$\frac{L_f}{D_m} = \frac{3,8}{1,2} = 3,2$$

Partiendo de esto se obtiene un valor de 0,35 aproximadamente que al calcular la longitud crítica se obtiene un valor de 1,33 in sabiendo de que el resorte se debe flexionar 2 in el diseño no es seguro a pandeo, una vez establecido esto, se concluye a partir de diversas iteraciones que esta metodología propuesta por Mott resulta ser la más tediosa a la hora de hallar un resultado concreto sin embargo el método por el cual se comprueba el pandeo o

factores como la holgura crítica serán tomados en cuenta, partiendo de esto, se destaca el hecho de que este método maneja un rango limitado de materiales los cuales poseen las curvas características y la estimación e iteración con muchos valores resulta contraproducente a una etapa temprana del diseño. Por ello al realizar 10 iteraciones para con distintos datos se da por descartado este método sin embargo se toman en cuenta factores como el cálculo de una holgura y el criterio por pandeo.

4.3.2.4. Variante #4 - Faires Virgil. M

Esta metodología es la más similar a la variante #1 propuesta por D. Tassoni, sin embargo la forma de abordaje para el tanteo de las variables como el diámetro entre otras es un procedimiento matemático ingenioso, en donde conviene dejar la expresión en función del diámetro del alambre para así, poder iterar en función del mismo y conseguir un resultado de forma más eficiente, existen otros procedimientos mencionados por V.M. Frailes sin embargo la presente investigación se centra en poder sistematizar el diseño de resortes mecánicos en la búsqueda de hallar sus dimensiones para este tipo de grupo de resortes como los helicoidales se enfoca en el cálculo del diámetro del alambre cumpliendo restricciones establecidas por ello se aplica la metodología seleccionada.

Destaca de igual forma el hecho de que al utilizar esta metodología se utilizan expresiones preestablecidas para las expresiones que representan los valores del esfuerzo a corte y otros valores de esfuerzo como el límite a fatiga, es decir Frailes Virgil. M (2004,p.760) presenta diversas expresiones para los valores de los esfuerzos en función del diámetro a partir de ello se presenta la ecuación 58 anteriormente mencionada donde se relaciona estos esfuerzos con los valores de N esta metodología consiste en tantear el valor del diámetro en una vez la ecuación queda en función del mismo y escoger el diseño que posea un valor de N considerable.

Para resolver se asume $K=1.2$ y $K_c = 1.1$ y $D_m = 1$ de igual manera se tiene en cuenta que $F_m = 12.5$ lb y $F_a = 7.5$ lb se utiliza las ecuaciones 59 y 60.

$$S_{ms} = \frac{8 * K * F_a * D_m}{\pi * K_c * D_w^3} = \frac{8 * 1.2 * 12.5 * 1}{\pi * 1.1 * D_w^3} = \frac{38.197}{D_w^3}$$

$$S_{as} = \frac{8 * k * F_a * D_m}{\pi * D_w^3} = \frac{8 * 1.2 * 7.5 * 1}{\pi * D_w^3} = \frac{22.918}{D_w^3}$$

A partir de la tabla A17 se obtienen los valores de S_{ys} y S_{no} y se aplica la ecuación 58, aplicando la ecuación 58 y reduciendo las expresiones a partir de los valores propuestos se obtiene una expresión en donde se puede iterar el diámetro del alambre obteniendo así una serie de resultados para el valor N.

$$S_{ys} = \frac{95}{D_w^{0.154}}$$

$$Sas = \frac{50}{Dw^{0.154}}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{Sms - Sas}{Sys} + \frac{2 * Sas}{Sno}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{\frac{38.197}{Dw^3} - \frac{22.918}{Dw^3}}{\frac{95}{Dw^{0.154}}} + 2 * \left(\frac{\frac{22.918}{Dw^3}}{\frac{50}{Dw^{0.154}}} \right)$$

$$\frac{1}{N} = \frac{0.618}{Dw^{2.846}}$$

A partir de la expresión obtenida se puede comprobar que los resultados aplicando esta metodología origina valores de N muy bajos considerando el problema de diseño a realizar se tiene un diámetro máximo disponible de 0.112 in, la expresión obtenida no es capaz de brindar un diámetro dentro de las condiciones impuestas cuyo valor de N sea mayor o igual a 2, por ello y a partir de diversos análisis establecidos, se descarta el uso de este método para la problemática de diseño expuesta dado que no es capaz de brindar un resultado aceptable. De igual forma es tomado en cuenta para la resolución o elección posterior de un método alternativo o un método que permita realizar una sistematización del proceso.

Cabe destacar de igual forma que al igual que la variante #3 este método este atado a un numero de materiales determinado, un numero de materiales que tengan expresiones definidas en las tablas A17, lo cual limita la resolución de problemas o la ejecución de diseños de resortes de manera flexible, sin embargo, se destaca la versatilidad y rapidez dado que es un procedimiento más corto en comparación con las demás variantes presentadas.

4.3.2.5. Análisis – Resortes Helicoidales

A partir de lo expuesto, se concluye que existen 4 variantes de resolución estudiadas para el grupo de resortes helicoidales a compresión donde 2 de ellas son aplicables para otro tipo de diseños en los cuales no se emplee un valor del diámetro mínimo y solo 1 de ellas la cual es la variante #1 (D. Tassoni) y la variante #2 (Shigley) son capaces de ser funcionales a la hora de ejecutar diseños en los cuales se empleen varios tipos de materiales, el diseño propuesto y utilizado para poner y realizar las variantes mencionadas.

Se destaca el hecho de que a pesar que la variante #1 posee una versatilidad mayor en el cálculo y en cuanto a la independencia que presenta al no verse atada a un grupo de materiales en específico, esta no posee una teoría de falla por pandeo propia de ella, ni destaca aspectos mencionados en otras metodologías como la #3 donde se destaca la utilización de ecuaciones para el cálculo de factores como la holgura del resorte o la variante #4 donde se exponen incluso maneras de expresar las oscilaciones de un resorte helicoidal a compresión, factores como la

frecuencia o el fallo por resonancia por ello se propone una opción, la cual parte de establecer una metodología de diseño basada en la variante #1 como utilización de la misma en el cálculo base de las dimensiones del resorte helicoidal, mientras que se emplea las herramientas de las variantes restantes para determinar factores como pandeo, resonancia, holgura entre otros parámetros calculables adicionales.

Dicha opción adicional se denomina “Metodología Alternativa” parte del cálculo realizado en la variante #1 complementada con factores y parámetros de diseño expuestas por otras variantes de diseño, al final de utilizar dicha variante #1 es decir se utiliza la variante #1 (D. Tassoni) para el cálculo del diámetro y características del resorte y una vez con este resultado se emplean ecuaciones para el cálculo de parámetros adiciones propuestos por otras variantes como la resonancia, pandeo, holgura etc.

Partiendo de lo mencionado se representa en el cuadro 19 el registro de las 5 variantes de diseño expuestas y puestas a prueba siendo 4 de ellas las presentadas y ejecutadas en la presente fase y siendo una de ellas una propuesta realizada a partir del análisis realizado, cada una de las variantes expuestas posee características y pueden funcionar bajo diversas y determinadas condiciones de diseño.

Se denota la importancia de establecer un campo o un tipo de problemática específica de diseño a sistematizar para poder emplear o establecer un criterio de selección sobre estas metodologías, por ello se establece una sistematización basada en un cálculo dimensional en donde el diseñador conoce o tiene una serie de restricciones de diseño que en el ejercicio presentado fueron la longitud solida del resorte y su longitud libre a su vez también que su objetivo final es determinar el diámetro del resorte y sus dimensiones partiendo de un $N > 2$ preferiblemente.

Cuadro 19. Registro De Metodologías de Calculo– Resortes Helicoidales

# de Variante Presentada	Nombre
1	Variante #1 – Diseño – Danilo Tassoni
2	Variante #2 - Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett (Shigley)
3	Variante #3 – Robert Mott
4	Variante #4 – V.M.Frailes
5	Variante #5 – Metodología Alternativa

Fuente: González, C. (2024)

Cabe destacar que dado que los resortes a tracción utilizan la misma metodología que los resortes helicoidales se establecen las mismas variantes sin embargo incluyendo el hecho de

que el esfuerzo máximo en un resorte a tracción se encuentra en la sujeción y este es un factor añadido al diseño además de que la carga es en sentido opuesto respecto a los resortes helicoidales a compresión.

4.3.3 Resortes Torsionales

Partiendo de un análisis análogo al realizado para resortes helicoidales a compresión se presentan 3 variantes o metodologías para el cálculo de resortes a torsión, analizando cada una de ellas y registrando las características de las mismas, se toma en cuenta factores como la versatilidad de cálculo, la utilidad y la facilidad a la hora de resolver de igual forma se contrastan los resultados y se diseñan las piezas mecánicas en SolidWorks en busca de un análisis físico de la pieza calculada analíticamente. Para ellos se plantea una problemática de diseño tomada de la bibliografía estudiada anteriormente considerando una posible aplicación real para efectuar el análisis con cada una de las metodologías.

En un plano general los análisis parten de un esfuerzo a flexión que se le efectúa a este tipo de grupo de resortes mecánicos en donde ha determinado punto del cálculo se debe variar los valores bien sea de los coeficientes de esfuerzo (k) o de los diámetros y condiciones del resorte, de igual forma al igual que para resortes helicoidales y a tracción el diseñador puede establecer restricciones de diseño basadas en el tipo de instalación que requiera en su aplicación.

4.3.3.1 Ejemplo de Diseño – Resortes a Torsión

Un temporizador tiene un mecanismo para cerrar un interruptor, cuando el temporizador da una revolución completa. Los contactos del interruptor son accionados por un resorte de torsión que será diseñado. Una leva en el eje del temporizador mueve con lentitud una palanca fija a un extremo del resorte, hasta un punto en donde el par torsional máximo en el resorte es de 3.00 lb-pulg. Al final de una revolución, la leva permite que gire la palanca 60° en forma instantánea, con el movimiento que produce la energía almacenada en el resorte. En esta nueva posición, el par torsional sobre el resorte es de 1.60 lb-pulg. Debido a limitaciones de espacio, el DE del resorte no debe ser mayor que 0.50 pulgada, y la longitud no debe ser mayor que 0.75 pulgada. Use alambre de acero para instrumentos musicales, ASTM A228. El número de ciclos del resorte será moderado, tal que se pueden utilizar los esfuerzos de diseño para servicio promedio. Mott. (2006, p.764)

4.3.3.2 Variante #1 – Resortes a Torsión – Robert Mott

El problema de diseño planteado fue resuelto por este autor según R. Mott (2006, p.768) se analiza el resorte mediante curvas de servicio en donde se especifica que se considera servicio promedio, vemos entonces que este método está atado a una serie de materiales

determinados que poseen diferentes tipos de esfuerzos según sea el número de ciclos que los vincula a un tipo de servicio determinado, de la misma forma al realizar el diseño R.Mott llega a los siguientes resultados:

$$K_o \text{ (Constante del resorte a torsion)} = 8.40 \text{ lb} * \frac{\text{in}}{\text{rev}}$$

$$N_a \text{ (Numero de espiras requerido)} = 10.3 \text{ espiras}$$

$$\sigma \text{ (esfuerzo real esperado)} = 167000 \text{ psi}$$

$$D_w \text{ (Diametro del alambre)} = 0.058 \text{ in}$$

$$D_e \text{ (Diametro externo)} = 0.459 \text{ in}$$

$$D_i \text{ (Diametro interno)} = 0.341 \text{ in}$$

$$C = 6.78$$

$$D_{\text{imin}} \text{ (Diametro interior minimo)} = 0.328 \text{ in}$$

$$\text{Longitud del resorte max} = 0.688 \text{ in}$$

4.3.3.3 Variante #2 – Resortes a Torsión – D. Tassonni

Para efectuar el análisis partiendo de esta metodología se necesita asumir un valor para C inicial y un valor el diámetro del alambre, de esta manera se procederá a aplicar las relaciones y ecuaciones 63, 64 y 65, dado que se plantea el cálculo de P*e y no se tiene un dato concreto, para la carga P o la distancia e para ello al tener una variación en el momento torsor de ambos se puede calcular Mm y Ma que son el equivalente a Pm*e y Pa*e es decir las cargas medias fluctuantes.

$$M_m = P_m * e = \frac{3.00 + 1.6}{2} = 2.3 \text{ lb} - \text{in}$$

$$M_a = P_a * e = \frac{3.00 - 1.6}{2} = 0.7 \text{ lb} - \text{in}$$

Se asume un valor de C de 5 para comenzar y un valor de d de 0.07 in a partir de ello se calculan los coeficientes y valores de k incluyendo los esfuerzos.

$$\sigma_m = \frac{32 * P_m * e}{\pi * d^3} = \frac{32 * M_m}{\pi * d^3} = \frac{32 * 2.3}{\pi * 0.07^3} = 68302.06 \text{ psi}$$

$$\sigma_a = \frac{32 * P_a * e}{\pi * d^3} = \frac{32 * M_a}{\pi * d^3} = \frac{32 * 0.7}{\pi * (0.07)^3} = 20787.584 \text{ psi}$$

$$K_{wi} = \frac{4 * C^2 - C - 1}{4 * C(C - 1)} = \frac{4 * 5^2 - 5 - 1}{4 * 5 * (5 - 1)} = 1.175$$

$$K_{we} = \frac{4 * 5^2 + 5 - 1}{4 * 5 * (5 + 1)} = 0.86666$$

Se sabe que para un alambre de piano es decir un acero ASTM A228 se tiene un valor de $S_{no} = 179 \text{ ksi}$ y un $S_y = 290 \text{ kpsi}$, partiendo de ello se calcula de una manera análoga a como se realizó para resortes helicoidales la ecuación de fatiga según la línea de Wahl pero esta vez utilizada para resortes torsionales donde el esfuerzo de comparación a diferencia de en los resortes helicoidales no es S_{ycorte} es S_y . Posteriormente se obtiene un valor de N para el diámetro y los valores obtenidos, para el cálculo se toma un valor de N de 2.

$$\frac{S_y}{N} > \sigma_m + \sigma_a \left(\frac{S_y}{S_{no}} \right)$$

$$145 > 101.979 \text{ kpsi}$$

Se puede considerar seguro con estos valores se obtiene un valor calculable de N de 2.843 lo cual dependiendo del criterio puede considerarse elevado o aceptable de igual forma se realizan una serie de iteraciones para diversos valores de d y C , análogamente a como se realizó en resortes helicoidales, se observa entonces que en general el diseño de resortes mecánicos es un tanteo e iteración continua de diferentes valores geométricos del resorte, de igual forma se calculan los valores del diámetro medio y interno con las relaciones geométricas y el valor de C (Factor de Wahl).

Cuadro 20. Resultados – Resortes a Torsión – Variante # 2 – D. Tassoni

D (in)	C	Dm (in)	De (in)	Di (in)	σ_m (psi)	σ_a (psi)	Kwi	Kwe	Esfuerzo final (psi)	N
0,070	5,00	0,350	0,420	0,28	68302,06	20787,584	1,175	0,783	101980,27	2,84
0,060	5,00	0,300	0,360	0,24	108461,14	33009,914	1,175	0,783	161940,89	1,79
0,065	6,00	0,390	0,455	0,32	85307,62	25963,191	1,142	0,815	127370,90	2,27
0,080	6,00	0,480	0,560	0,40	45757,04	13926,058	1,142	0,815	68318,81	4,24
0,050	6,00	0,300	0,350	0,25	187420,86	57041,132	1,142	0,815	279833,86	1,03
0,070	7,00	0,490	0,560	0,42	68302,06	20787,584	1,119	0,839	101980,27	2,84
0,062	6,00	0,372	0,434	0,31	98299,85	29917,347	1,142	0,815	146769,29	1,97

Fuente: González, C. (2024)

Partiendo de lo establecido y calculado se escoge un resorte de diámetro 0,062 in con un factor de seguridad de 1,97, se observa que para valores mayores a 0,062 in el resorte tiende a originar valores de N mayores a 2 por lo cual dado los resultados obtenidos los diámetros aceptables estarían en un rango de $0,055 \leq d \leq 0,075$ para valores de C de entre 5 a 7. Una vez establecido el diámetro del resorte se puede proceder a calcular factores el número de espiras del mismo para esto se especifica una ecuación determinada a partir del teorema de Castigliano se llega a una expresión para calcular el valor de la constante K , dado que dicha ecuación

tendría dos variables desconocidas se puede determinar K utilizando la ley de Hooke, pero su equivalente en resortes a torsión la cual se especifica en la ecuación 67 anteriormente mencionada.

Se expresan los 60° sometidos de desplazamiento angular del resorte en una revolución, lo que sucede es que el resorte según los datos suministrados se le ejerce un par torsor de 3.00 lb-in que lo desplaza 60° al girar la leva 1 revolución al desplazarse dicho torque disminuye a 1.6 lb-in por características de la aplicación, se puede expresar de la siguiente forma para el cálculo de k:

$$1 \text{ revolución} = 360^\circ$$

$$\frac{60^\circ}{360^\circ} = 0,166 \text{ rev}$$

$$K = \frac{3,00 - 1,6}{0,166} = 8,43 \frac{\text{lb} - \text{in}}{\text{rev}}$$

Aplicando el teorema de Castigliano en resortes a torsión y despejando N. Sabiendo que $E = 203.4 \text{ Gpa} - 29500.67 \text{ kpsi}$

$$U = \int \frac{Mf^2}{2EI} dx$$

$$K = \frac{d^4 * E}{64 * D * N}$$

$$N = \frac{0,062^4 * 29500670}{64 * 0,434 * 8,43 * \left(\frac{1}{2\pi}\right)} = 11,69 \text{ espiras}$$

Restricciones de diseño:

Longitud < 0,75

Cabe destacar que otra condición era De no mayor a 0.5 in, nuestro De para este diseño es 0,434 in lo cual cumple con la restricción propuesta, suponemos que la longitud total será dado que en torsionales todas las espiras trabajan unidas $L=d*N = 0,062*12 = 0,744$, de igual forma el largo no llega a ser mayor que 0,75 in, se puede recomendar un diámetro de 0,061 o la opción de 0,060 y C=5, sin embargo para efectos de cálculo y demostrativos se toma el resultado calculado anteriormente $d=0,062 \text{ in}$ y C=6.

Se destaca de este método la versatilidad y rapidez del resultado sin embargo, comparado con otras variantes como la variante #1 no se tiene una especificación o manera de calcular el largo del resorte, la holgura o diversos factores adicionales, sin embargo el cálculo y la sustentación matemática del diseño está muy bien sustentada y le permite al diseñador variar y diseñar de manera cómoda, comparado con el resultado de la variante #1 vemos que

los resultados son similares y que el rango establecido al que se llegó para el diámetro del resorte a torsión del caso estudio es donde está integrado el resultado del diámetro que R.Mott propone, es decir se establece a partir de D.Tassoni en este caso un rango de $0,055 \leq d \leq 0,075$ si vemos los resultados obtenidos por R.Mott está igualmente en este rango por lo cual se pudo haber llegado a ese resultado utilizando el presente método.

Se concluye que ambas metodologías convergen, sin embargo, la presente metodología no depende de graficas establecidas en función de los ciclos de trabajo del material lo que permite que sea más universal y versátil a pesar de que no posee información sobre el cálculo de otros factores a tomar en cuenta en el diseño, de igual forma se destaca que al diseñar resortes a torsión existen otras variables externas que se deberían de tomar en cuenta como la holgura, el largo del resorte, la excentricidad e hasta donde se aplica la carga dado que este es un tramo del alambre del resorte que sobresale, incluso la forma de este puede ser variable dependiendo del tipo de resorte a torsión a diseñar.

4.3.3.4 Variante #3 – Resortes a Torsión – Shigley

Para este diseño se toman en cuenta una serie de factores como el diámetro medio máximo y mínimo que puede alcanzar el resorte cuando está bajo la acción de cargas así mismo se introduce una manera alternativa de calcular S_y y el esfuerzo ultimo dependiendo de las características de la aplicación y del material, se introduce el cálculo de la holgura diametral como otro factor a tomar en cuenta, igualmente destaca el hecho de que al igual que la variante #1 este método está sujeto a la utilización de datos tomados a partir de coeficientes y variables preestablecidas en tablas sobre el comportamiento de los materiales.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{201}{(0,055)^{0,145}} = 306,08 \text{ kpsi} ; E = 29500670 \text{ psi}$$

$$S_y = 0,78 * S_{ut} = 0,78 * (294,4) = 229,6 \text{ kpsi}$$

Se supone $C=5,00$ y $d=0,055$, a partir de ello se calcula K_i

$$K_i = \frac{4*5^2 - 5 - 1}{4*5*(5-1)} = 1,175$$

Se calcula el torque máximo

$$M_{max} = \frac{\pi*(0,055)^3*229600}{32*1,175} = 3,191 \text{ lbf} * \text{in}$$

Esta metodología utiliza el criterio a fatiga de Gerber, incorporando la resistencia a la fatiga $R=0$, apoyándose en diversos estudios realizados por la a Associated Spring para definir S_e , el autor se apoya en la tabla 6.7 Shigley (2008, p.538), sabiendo que $M_m = 2.3 \text{ lb-in}$ calculado anteriormente y $M_a = 0,7 \text{ lb-in}$, posteriormente se halla el valor de r y se calcula el factor de seguridad a fatiga junto con los esfuerzos.

$$r = \frac{Ma}{Mm} = \frac{0,7}{2,3} = 0,304$$

$$\sigma_a = 1,175 * \frac{32 * 0,7}{\pi * (0,055)^3} = 50355,619 \text{ psi}$$

$$\sigma_m = \frac{2,3}{0,7} * 50355,619 = 165454,176 \text{ psi}$$

$$S_r = 0,5 * S_{ut} = 153,04 \text{ kpsi}$$

$$S_e = \frac{\frac{153,04}{2}}{1 - \left(\frac{\frac{153,04}{2}}{306,08}\right)^2} = 81,62 \text{ kpsi}$$

$$S_a = \frac{r^2 * S_{ut}^2}{2 * S_e} * \left(-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * S_e}{r * S_{ut}}\right)^2}\right)$$

$$S_a = \frac{0,304^2 * 306,08^2}{2 * 81,62} * \left(-1 + \sqrt{1 + \left(2 * \frac{81,62}{306,08 * 0,304}\right)^2}\right) = 54,064 \text{ kpsi}$$

Se calcula el factor de seguridad a fatiga el cual es:

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{54,064}{50,355} = 1,073$$

Se considera el factor de seguridad a fatiga bajo, se observa que este método emplea estudios a fatiga externos, la ecuación para determinar S_a (Componente de la amplitud de resistencia a fatiga) emplea el criterio de Gerber aplicado la resistencia a la fatiga propuesta por la Associated Spring, de esta forma vemos el método utilizado para hallar el valor de S_{ut} , dependiente de parámetros como el factor A o m según el material, sin embargo esta metodología toma en cuenta factores como las deflexiones angulares máximas, holguras, variaciones del diámetro del resorte ante la actuación de distintas cargas, se emplea un procedimiento análogo al de métodos anteriores es decir se procede a iterar los valores de C y d para analizar el comportamiento y resultado del factor de seguridad a fatiga, una vez establecido un diseño seguro de los mostrados se emplea el cálculo de otros parámetros de diseño bajo la presente metodología de cálculo.

Cuadro 21. Resultados – Resortes a Torsión – Variante #3 – Shigley

D	C	Sut	Sy	Ki	Sigma a	Sigma m	Sr	Se	Sa	nf	Nb	Lmax
0,055	5	306,08	238,74	1,17	50,35	165,45	153,04	81,623	54,06	1,0	10,82	0,59
0,066	6	298,10	232,51	1,14	28,31	93,033	149,05	79,493	52,65	1,8	15,58	1,02
0,062	6	300,81	234,63	1,14	34,15	112,22	150,40	80,217	53,13	1,5	12,91	0,80
0,065	5	298,76	233,03	1,17	30,50	100,23	149,38	79,670	52,77	1,7	17,86	1,16
0,061	8	301,52	235,18	1,10	34,63	113,81	150,76	80,407	53,26	1,5	9,22	0,56
0,062	7	300,81	234,63	1,11	33,47	110,00	150,40	80,217	53,13	1,5	11,07	0,68
0,07	6	295,56	230,54	1,14	23,73	77,97	147,78	78,818	52,20	2,2	18,59	1,30
0,064	12	299,43	233,55	1,06	29,00	95,29	149,71	79,849	52,89	1,8	7,10	0,45
0,063	14	300,11	234,09	1,05	30,12	98,96	150,05	80,031	53,01	1,7	5,80	0,36
0,065	6	298,76	233,03	1,14	29,64	97,39	149,38	79,670	52,77	1,7	14,88	0,96

Fuente: González, C. (2024)

Una vez realizados 10 iteraciones para distintos valores de C y d los resultados fueron expresados en el cuadro 21, en las variantes anteriores los valores mayores a 0,060 y mayores a un $C > 5$ daban como resultado valores de Nb mayores y como resultado se sobrepasa la restricción establecida de un 0,75 para la longitud del resorte suponiendo que esta estaba expresada como el número de espiras total Na por el diámetro del resorte, de esta manera se calculó Lmax como la longitud del resorte final, sin embargo la fórmula para el cálculo del número de espiras fue una distinta a la utilizada en la variante #2 donde se definió la misma a partir del teorema de Castigliano, en la variante #2 para un resorte de diámetro de 0,062 in y $C=7$ se obtiene un valor de 0,7252, con las ecuaciones y metodología de la variante #3 se obtiene un valor de 0,68 in, por lo cual se llega a resultados similares.

Cabe destacar los valores obtenidos para el factor de seguridad a fatiga fueron menores 2 en la mayoría de los casos, sin embargo este método demostró que para valores altos de C manteniendo el mismo diámetro los valores de dicho factor aumentaban, desde un punto de vista matemático y de resolución es un método algo menos eficaz que las dos variantes mencionadas sin embargo es versátil y permite el cálculo de parámetros adicionales de diseño, depende al igual que la variante #1 de un conjunto de materiales preestablecidos en donde se toman factores como A, m y algunas propiedades establecidas de materiales, se basa en el factor de seguridad a fatiga, el cual tienen a originar valores menores a 2, por lo cual se puede considerar valores entre 1,6 a 2 o mayores.

Partiendo de lo analizado se selecciona un resorte de diámetro 0,062 y un $C = 7$. Según Richard G. Budynas y J. K. Nisbett; Shigley (2008, p.535), el número de espiras hallado corresponde a N_b es decir un número de espiras que se le suma un factor expresado por la ecuación $N_a = N_b + (l_1 + l_2)/3\pi D$ donde l_1 y l_2 son las longitudes es decir la excentricidad donde se aplica la carga, dado que el incremento en el valor es considerablemente poco y no se tienen datos suficientes en el actual problema para calcular l_1 y l_2 se asume $N_a \approx N_b$, a partir de ello se calcula la deflexión angular total en el cuerpo de la espira expresada en número de vueltas y se calculan los valores de los diámetros.

$$d = 0,062 \text{ plug}$$

$$D_m = 0,062 * 7 = 0,434 \text{ plug}$$

$$D_i = D_m + d = 0,496 \text{ plug}$$

$$\theta = \frac{10,8 * 3,191 * 0,434 * 11,07}{0,062^4 * 29500670} = 0,379 \text{ vueltas}$$

4.3.4. Análisis y Conclusiones

Una vez expuesto las distintas metodologías de diseño para resortes helicoidales a compresión y resortes a torsión los cuales eran los grupos que poseían diferentes tipos de metodologías de diseño se concluye que para los resortes a tracción se emplea el método a escoger o que se considere más adecuado de los resortes helicoidales a compresión pero tomando en cuenta factores propios de los resortes a tracción como la forma de sujeción o el esfuerzo principal en dicha zona, esto dado a que la metodología utilizada para el diseño en resortes helicoidales a compresión puede ser aplicada a tracción por la característica de las cargas sin embargo a esta metodología se le añaden características propias de los resortes a tracción.

Cabe destacar que en el caso de los resortes torsionales y helicoidales a compresión eran los grupos de resortes mecánicos a estudiar que poseían diferentes tipos de metodologías siendo helicoidales a compresión quien presenta la mayor variabilidad, por ello se realizó el análisis mostrado para recaudar la suficiente información para una selección y una comprobación posterior, además de la información necesaria para la elaboración de un algoritmo de cálculo. Por otro lado, para resortes cónicos y de arandela se utiliza la metodología estándar expuesta anteriormente estos grupos solo poseen una metodología de cálculo establecida. Entre los parámetros destacables se encuentran versatilidad de cálculo, seguridad en el diseño, facilidad en la resolución, número de iteraciones o variaciones de parámetros para llegar a un resultado dado entre otros parámetros destacables.

Se concluye que para los grupos de resortes helicoidales a compresión, helicoidales a tracción y resortes a torsión existen una familia de soluciones comunes por ello asociada a un rango establecido del diámetro del alambre y un valor de C (índice del resorte), la manera más adecuada de efectuar el tanteo o iteración demostró ser aquella basada en la suposición de un d y un C establecidos en primera instancia por el diseñador, existen métodos convergentes donde se puede llegar a resultados similares o dentro de un rango establecido, variando los mismos en la metodología de cálculo y el análisis mecánico del cual se sustentan, sin embargo principalmente se parte de los estudios y formulas desarrolladas por Wahl.

4.4. Fase IV Selección de las mejores metodologías de diseño y de un software o lenguaje de programación que permita sistematizar el proceso de cálculo y diseño.

Se centra el estudio en la selección de la mejor metodología de cálculo partiendo de las propuestas y análisis realizados anteriormente se selecciona una metodología para resortes helicoidales, para resortes a tracción se emplea la misma metodología a seleccionar en resortes helicoidales pero añadiendo parámetros como el esfuerzo máximo en la sujeción o factores propios del cálculo en resortes a tracción dado que el diseño de resortes a tracción es el mismo que para resortes helicoidales a compresión pero con carga opuesta, partiendo de lo expuesto se tienen diversas variantes mostradas, así mismo se selecciona un software o lenguaje de programación que permita sistematizar el proceso, se ha expuesto que en la resolución general de resortes mecánicos se expresa cada método como una serie de pasos que puede ser sistematizada y un programa o software es capaz de realizar las iteraciones respectivas de C y d para encontrar una solución apta de una manera más eficiente y rápida. Para ello se establecen las probables soluciones

4.4.1 Posibles Metodologías a Seleccionar – Resortes Helicoidales

En la búsqueda de la selección de una mejor metodología a sistematizar de las mostradas y evaluadas anteriormente se analizan las probables soluciones que pueden ser viables para una sistematización dada, se exponen las 5 metodologías puestas a prueba anteriormente para poder evaluar las mismas de igual forma se establecen 5 restricciones establecidas a través del proceso de investigación y prueba de las metodologías a mencionar, análogamente se procede a realizar este proceso para la selección de una metodología de cálculo en resortes a torsión y en el software o programa a utilizar para ejecutar una sistematización de los procesos de cálculo y diseño expuestos. En el caso de la última selección sobre el software o lenguaje de programación las propuestas fueron producto de un estudio investigativo sobre el tema.

4.4.1.1. Metodología #1 – Diseño – Danilo Tassoni

Basada en las ecuaciones de Wahl y los tanteos del diámetro y el valor de C aplicando la ecuación de fatiga de Wahl contrastando con el valor del Sycorte del material en cuestión, este método presentado anteriormente presenta gran versatilidad y rapidez de resolución además de adaptarse bien a diferentes aplicaciones, sin embargo, no toma en cuenta valores o parámetros adicionales de diseño como holgura o falla por resonancia.

4.4.1.2. Metodología #2 – Diseño - Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett (Shigley)

Se emplea una base de ecuaciones de Wahl sin embargo se introducen nuevas teorías o conceptos de fallo a fatiga en resortes helicoidales a compresión, se toma en cuenta factores o parámetros adicionales de posibles fallas como pandeo, resonancia entre otros, sin embargo, el diseño y su método de resolución se torna largo, está limitado para una cantidad establecida de materiales dado que existen factores de calculo que depende de ello.

4.4.1.3. Metodología #3 – Robert Mott

En este caso se basa en una metodología que sigue las ecuaciones y estudios realizados por Wahl sin embargo el concepto y calculo a fatiga viene dado por curvas que definen el servicio o trabajo empleado según el número de ciclos de la carga, se asumen a tempranas etapas del cálculo valores del esfuerzo, diámetro medio y un valor dado de C, esta limitado de igual forma para una cantidad establecida de materiales de igual forma se encuentra limita a una serie de materiales dados.

4.4.1.4. Metodología #4 – Faires Virgil. M

Se basa en expresar la ecuación propuesta por Wahl sobre el cálculo a fatiga en función del diámetro del alambre, para a partir de este y relaciones establecidas según el tipo de material expresar la ecuación final en términos de Dw para tantear el mismo y hallar diversos valores de N, la practica demostró resultar en valores de N menores a 2, se encuentra limitada a una serie de materiales establecidos.

4.4.1.5. Metodología #5 – Método Alternativo

Se fundamenta en la versatilidad de resolución propuesta por la variante #1 (D. Tassoni) incluyendo factores como la falla por pandeo a partir de ecuaciones propuestas por otros métodos, es decir posee como base el cálculo del diámetro propuesto por D. Tassoni incluyendo el cálculo de parámetros de diseño adicionales como la longitud critica o la holgura del resorte tomada de las otras metodologías mencionadas.

4.4.1.6. Aplicación de Restricciones – Resortes Helicoidales

A partir de lo presentado y analizado anteriormente se concluye que las restricciones a aplicar para la selección de la mejor metodología de diseño en resortes helicoidales a compresión son:

- **Seguridad:** La metodología presenta valores de N mayores 2 según su fundamento matemático y de cálculo.
- **Versatilidad:** Es una metodología de cálculo que permite adaptarse a diversos parámetros y restricciones de diseño
- **Eficiencia:** El cálculo a realizar resulta ser eficiente y demuestra facilidad a la hora de iterar y recalculer los valores para hallar el diámetro del resorte.
- **Aplicabilidad:** Es válido su uso para el diseño de resortes de maquinaria reales y se adapta para casos y aplicaciones en campo.

A cada metodología se le asigna un valor de M1, M2, M3, M4 y M5 para referirse a la misma y poder emplear un cuadro de selección que nos permita clasificar dos soluciones que cumplan con las restricciones establecidas, análogamente se le asigna a cada restricción una nomenclatura como R1, R2, R3, R4 y R5,

Cuadro 22. Cuadro de Selección – Restricciones – Resortes Helicoidales

Restricciones		M1	M2	M3	M4	M5
Seguridad	R1	Si	Si	Si	No	Si
Versatilidad	R2	Si	No	No	No	Si
Eficiencia	R3	Si	No	Si	Si	Si
Aplicabilidad	R4	Si	Si	Si	Si	Si

Fuente: González, C. (2024)

Partiendo de lo expuesto se toman las metodologías 1 y 5 las cuales se exponen a una serie de criterios establecidos, se observa de igual forma que la metodología que posee una menor cantidad de restricciones acertadas es la metodología #4 la cual según lo analizado corresponde a la variante de V.M.Frailes, los criterios establecidos fueron el resultado de un proceso investigativo y practico sobre cada metodología de diseño.

4.4.1.7. Ponderación de criterios – Resortes Helicoidales

Los criterios que serán aplicados a las soluciones seleccionadas son los siguientes:

- **Rapidez de Resolución:** Se refiere a la rapidez y a la facilidad de resolución que posee el método a la hora de diseñar resortes helicoidales
- **Inclusión de factores relevantes en el diseño:** Criterios de falla a pandeo, holguras, falla por resonancia, determinación de fallas por métodos alternativos, son factores que pueden incluir o no ambas metodologías.

- **Eficacia:** El diseño demuestra ser efectivo y practico a la hora de realizar los cálculos y realizar el resorte.
- **Independencia:** Puede ser aplicable para cualquier tipo de material o condiciones de aplicación, demuestra no depender de propiedades o valores atados al material o manufactura o condiciones externas
- **Confiabilidad:** Los resultados obtenidos como los parámetros geométricos del resorte son capaces de funcionar y demostrar un diseño confiable y seguro a la hora de su aplicación.

Cuadro 23. Asignación de Ponderación de criterios – Resortes Helicoidales

Criterios		Importancia	PC
Confiabilidad	C5	1ro	5
Eficacia	C4	2do	4
Rapidez de Resolución	C3	4ro	3
Inclusión de factores relevantes en el diseño	C2	3do	2
Independencia	C1	5to	1

Fuente: González, C. (2024)

Para la comprobación lógica de criterios se debe se realiza un cuadro y se compara cada uno de ellos para posteriormente realizar una comparación de los mismos, llevando a cabo una metodología de selección, estableciendo criterios y restricciones específicas íntimamente relacionadas con las características de los resortes mecánicos en cuestión, tomando en consideración los estudios e investigaciones llevadas a cabo anteriormente sobre, la naturaleza del diseño, características, funcionamiento, tipo de carga, parámetros dimensionales entre otros.

Cuadro 24. Contraste y comparación de criterios – Resortes Helicoidales

	C1	C2	C3	C4	C5	N° de veces	PC
C1						0	1
C2	C2					2	3
C3	C3	C2				1	2
C4	C4	C4	C4			3	4
C5	C5	C5	C5	C5		4	5
	5to	3ro	4to	2do	1ro		

Fuente: González, C. (2024)

- M1: Metodología #1 – Diseño – Danilo Tassoni
- M5: Metodología #5 – Método Alternativo.

Cuadro 25. Soluciones con respecto al criterio #1 – Independencia

C1	M1	M5	N° de Veces	Px1=N
M1			1	$P_{11} = 2$
M5	M1		0	$P_{51} = 1$
Orden de aceptación	1ro	2do		

Fuente: González, C. (2024)

Cuadro 26. Soluciones con respecto al criterio #2 - Inclusión de factores relevantes en el diseño.

C2	M1	M5	N° de Veces	Px2=N
M1			0	$P_{12} = 1$
M5	M5		1	$P_{52} = 2$
Orden de aceptación	2do	1ro		

Fuente: González, C. (2024)

Cuadro 27. Soluciones con respecto al criterio #3 – Rapidez de Resolución

C3	M1	M5	N° de Veces	Px3=N
M1			1	$P_{13} = 2$
M5	M1		0	$P_{53} = 1$
Orden de aceptación	1ro	2do		

Fuente: González, C. (2024)

Cuadro 28. Soluciones con respecto al criterio #4 – Eficacia

C3	M1	M5	N° de Veces	Px4=N
M1			1	$P_{14} = 1$
M5	M5		0	$P_{54} = 2$
Orden de aceptación	2do	1ro		

Fuente: González, C. (2024)

Cuadro 29. Soluciones con respecto al criterio #5 – Confiabilidad

C3	M1	M5	N° de Veces	Px5=N
M1			1	$P_{15} = 1$
M5	M5		0	$P_{55} = 2$
Orden de aceptación	2do	1ro		

Fuente: González, C. (2024)

Cuadro 30. Valor resultante de cada solución – Proceso de Selección #1.

PCx	P1x	PCx*P1x	P5x	PCx*P5x
1	2	2	1	1
3	1	3	2	6
2	2	4	1	2
4	1	4	2	8
5	1	5	2	10
		18		27

Fuente: González, C. (2024)

De acuerdo a lo expuesto, se selecciona la metodología #5 para el diseño de resortes helicoidales a sistematizar, la cual consiste en el diseño expuesto por D. Tassoni implementando una vez determinado el cálculo iterativo del diámetro, los criterios expuestos por la variante #2 sobre la longitud crítica y pandeo, así mismo el criterio de resonancia expuesto por la variante #3, esta es la metodología a utilizar. De igual forma esta será la metodología a utilizar para resortes a tracción incluyendo otros factores de diseño propios de resortes a tracción como el esfuerzo en la sujeción o variantes de valores o formas de calcular constantes.

4.4.2. Posibles Metodologías a Seleccionar – Resortes a Torsión

Empleando análogamente lo mostrado para resortes a torsión se exponen las metodologías principales para resortes a torsión en la búsqueda de seleccionar una de ellas y establecer un algoritmo de cálculo para cada una, anteriormente se mencionaron las variantes que fueron estudiadas para resortes o diseñar resortes a torsión a partir de ello se resumen y se selecciona una de ellas empleando el mismo procedimiento basado en criterios establecidos productos del mismo estudio y recolección de información mostrado. Cabe destacar que los resortes a torsión se diseñan por carga estática y parten del mismo principio de Wahl.

4.4.2.1. Metodología #1 - Resortes a Torsión – Robert Mott

En esta metodología se proponen graficas las cuales describen los esfuerzos según el número de ciclos de trabajo análogamente como se realizaba con resortes helicoidales partiendo del hecho de que los resortes a torsión poseen una ecuación que parte del esfuerzo a torsión puro, de igual forma se suponen un diámetro medio y un esfuerzo estimado entrando a las curvas mencionadas según el material para determinar y comenzar a iterar, este método es dependiente del material en cuestión.

4.4.2.2. Metodología #2 - Resortes a Torsión – D. Tassonni

Se basa principalmente en los estudios realizados por Wahl, suponiendo los valores de C (coeficiente de Wahl) y d (diámetro de la espira) hasta obtener valores de N y cumplir con las especificaciones de diseño establecidas, el diseño y la metodología guarda similitud con la forma en que se calcula resortes helicoidales en la variante #1 de este grupo, de igual manera se llega a una ecuación a fatiga, pero estableciendo como patrón de falla el esfuerzo de fluencia.

4.4.2.3. Metodología #3 - Resortes a Torsión – Shigley

Parte principalmente de un análisis de diferentes teorías y análisis, el análisis a fatiga a partir del criterio de Gerber y estudios realizados por la Associated Spring, posteriormente se itera los valores de C (coeficiente de Wahl) y d (diámetro de la espira) en caso de no tenerlos, de igual forma incluye valores y parámetros de diseño como holgura diametral, tamaño del vástago ect. De igual manera se encuentra atado o depende de una serie de materiales dado ciertas constantes en diferentes tipos de ecuaciones.

4.4.2.4. Metodología #4 – Método alternativo

Se emplea este método analizando principalmente las falencias y características de cada uno de los mencionados, se parte principalmente de la metodología utilizada por D. Tassoni y se emplean factores destacables de otros métodos mencionados una vez se ha asegurado las dimensiones básicas del resort como lo son, el diámetro, el tamaño del resorte entre otros factores. Una vez expuestas las metodologías mencionadas resultado del estudio y análisis empleado de igual forma que para la selección de resortes helicoidales se realiza una aplicación y selección de restricciones adecuadas partiendo de lo estudiado y de la naturaleza del proceso de diseño de resortes a torsión en cuestión. Para este caso se emplearán las mismas restricciones utilizadas para la selección de resortes helicoidales a compresión los cuales son seguridad, versatilidad, eficiencia y aplicabilidad.

Cuadro 31. Cuadro de Selección – Restricciones – Resortes a Torsión

Criterios		M1	M2	M3	M4
Seguridad	R1	Si	Si	Si	Si
Versatilidad	R2	No	Si	No	Si
Eficiencia	R3	Si	Si	Si	Si
Aplicabilidad	R4	Si	Si	Si	Si

Fuente: González, C. (2024)

De esta manera se pueden seleccionar dos metodologías que cumplen con los estándares mínimos las cuales son la metodología M1 y M4, análogamente se emplea el mismo

procedimiento mostrado para resortes helicoidales. Aplicando los mismos criterios establecidos anteriormente partiendo de la misma ponderación mostrada en el cuadro 23.

- M2: Resortes a Torsión – D. Tassonni
- M4: Método alternativo

Cuadro 32. Soluciones con respecto al criterio #1 – Resortes a Torsión - Independencia

C1	M2	M4	N° de Veces	P _{x1=N}
M2			0	P ₁₁ = 1
M4	M4		1	P ₅₁ = 2
Orden de aceptación	2do	1ro		

Fuente: González, C. (2024)

A partir de lo mostrado en el cuadro 32 se concluye que la variante M4 que corresponde a la “Independencia” en el cálculo de resortes a torsión es la más adecuada es decir la no dependencia de factores como constantes o formulas y mecanismos de resolución particulares.

Cuadro 33. Soluciones con respecto al criterio #2 – Resortes a Torsión - Inclusión de factores relevantes en el diseño.

C2	M2	M4	N° de Veces	P _{x2=N}
M2			0	P ₁₂ = 1
M4	M4		1	P ₅₂ = 2
Orden de aceptación	2do	1ro		

Fuente: González, C. (2024)

A partir de lo mostrado en el cuadro 33 se concluye que la variante M4 es el más adecuado referente al factor “Inclusión de factores relevantes en el diseño”

Cuadro 34. Soluciones con respecto al criterio #3 – Resortes a Torsión - Rapidez de Resolución

C3	M2	M4	N° de Veces	P _{x3=N}
M2			1	P ₁₃ = 2
M4	M2		0	P ₅₃ = 1
Orden de aceptación	1ro	2do		

Fuente: González, C. (2024)

A partir de lo mostrado en el cuadro 34 se concluye que la variante M4 es el más adecuado referente al factor “Rapidez de Resolución”

Cuadro 35. Soluciones con respecto al criterio #4 – Resortes a Torsión – Eficacia

C4	M2	M4	N° de Veces	P_{x4=N}
M2			0	P ₁₄ = 1
M4	M2		1	P ₅₄ = 2
Orden de aceptación	1ro	2do		

Fuente: González, C. (2024)

A partir de lo mostrado en el cuadro 35 se concluye que la variante M4 es el más adecuado referente al factor “Rapidez de Resolución”

Cuadro 36. Soluciones con respecto al criterio #5 – Resortes a Torsión – Confiabilidad

C5	M2	M4	N° de Veces	P_{x5=N}
M2			0	P ₁₅ = 1
M4	M4		1	P ₅₅ = 2
Orden de aceptación	2do	1ro		

Fuente: González, C. (2024)

A partir de lo mostrado en el cuadro 36 se concluye que la variante M4 es el más adecuado referente al factor “Rapidez de Resolución”.

Cuadro 37. Valor resultante de cada solución -Resorte a Torsión

PC_x	P_{2x}	PC_x*P_{1x}	P_{5x}	PC_x*P_{5x}
1	1	1	2	2
3	1	3	2	6
2	2	4	1	2
4	2	8	1	4
5	1	5	2	10
		21		24

Fuente: González, C. (2024)

Por lo cual se selecciona la metodología #4 para el proceso de sistematización en resortes a torsión de acuerdo con el estudio realizado esta resulto ser la más adecuada con los parámetros y criterios de diseño establecidos, de igual forma se emplea el mismo procedimiento para la selección de un programa o lenguaje de programación que permita realizar la sistematización para el diseño de resortes mecánicos, según los grupos establecidos.

4.4.3. Selección del programa o Software para el diseño de Resortes Mecánicos.

Para seleccionar un software que sea capaz de sistematizar los procesos de cálculo de resortes mecánicos se investigó sobre los diferentes tipos de variantes que se pueden utilizar, cada una con ventajas y características, se debe tener en cuenta la esencia del cálculo de resortes es decir su procedimiento y metodología común la cual es para 3 grupos de los resortes investigados la iteración de una o más variables hasta poder llegar a un valor correcto según las especificaciones de diseño, partiendo de esto y de la investigación desarrollada sobre las características y la esencia matemática y procedimental de este tipo de diseño mecánico se seleccionan las siguientes propuestas:

4.4.3.1. Programa en Python sin algún uso de métodos o librerías de interfaz gráfica

Este método se basaría en la construcción del programa y que este se ejecute a través de la interfaz de Python directa es decir no habría una construcción de una interfaz o aplicación de escritorio el programa se ejecutaría a través del editor directamente, una de las ventajas con este método es que se ahorra tiempo en el maquetado de una interfaz la contraparte es que la persona que sea capaz de utilizar el programa debe tener conocimientos en Python y se ejecutaría a través de una terminal con una visualización poco estética o elaborada sin embargo con la ventaja de que al trabajar con Python este posee librerías y es un lenguaje hecho para aplicaciones científicas y matemáticas.

4.4.3.2. Elaborar la sistematización a partir de Excel utilizando VBB

Se parte principalmente de la ventaja propia de utilizar Excel un programa diseñado para el análisis de datos el cual a partir de VBB (Visual Basic) que es el componente de programación integrado a Excel se puede programar Excel para ejecutar acciones específicas una de las ventajas es que Excel es fácilmente utilizable en cualquier computadora y su configuración permitiría realizar este tipo de cosas fácilmente, sin embargo VBB es un lenguaje viejo, cuya programación es de más bajo nivel que Python es decir es complicada en comparación a Python la cual es más sencilla, sin embargo en el desarrollo del programa se puede complicar la programación y VBB no posee tantas herramientas como Python.

4.4.3.3. Sistematizar el proceso a partir de la utilización de Python utilizando la librería Tkinter

Esta es una librería de Python que básicamente permite la utilización y elaboración de interfaces graficas con las cuales el usuario puede interactuar introduciendo valores o dándole datos y a partir de las capacidades numéricas y de calculo que tiene Python se puede retornar un resultado es utilizada para crear aplicaciones de escritorio que puedan ser portátiles y

accesibles, la interfaz es amigable y permite posteriormente la creación de una aplicación la cual puede tener y manejar el usuario a su comodidad

4.4.3.4. Sistematizar el proceso a partir de una página web utilizando HTML CSS, Javascript o algún otro programa orientado a programación web

Esta opción parte de sistematizar el proceso utilizando programación web a partir de HTML, CSS y Javascript, la ventaja de utilizar esta opción es que permite la posible adaptabilidad del programa en todas las pantallas, la desventaja es que Javascript no es lenguaje propio para cálculos numéricos es más para funcionalidad de páginas web y entornos interactivos, sin embargo, se puede utilizar para ello, por otro lado, sería una página web el lugar donde se ejecutaría la sistematización, no una app de escritorio o un archivo esto podría condicionar el programa o la herramienta de cálculo al uso de internet para poder acceder a la misma.

4.4.3.5. Aplicación de restricciones – Selección del Programa o Software para el proceso de sistematización

Los criterios que serán aplicados a las soluciones mencionadas son los siguientes:

- **Manejo de cálculos matemáticos:** El software o programa a utilizar debe ser capaz de manejar cálculos matemáticos y tener funciones o librerías para ello
- **Permite la construcción de una interfaz para la interacción:** Debe permitir elaborar una interfaz con la que el usuario pueda interactuar
- **Accesibilidad:** Debe ser una aplicación portable y trasladable también accesible para cualquier persona
- **Es un lenguaje actual y rentable a largo plazo:** Es decir que el lenguaje de programación o software a seleccionar sea capaz de ser sustentable de cara a las próximas generaciones.

Partiendo de los criterios mostrados se aplica un proceso análogo para la selección del software y la clasificación de las soluciones a tratar, para ello se emplea cada una de las restricciones mencionadas a cada una de las soluciones en la búsqueda de seleccionar las que sean capaces de cumplir con las restricciones establecidas.

Cuadro 38. Asignación de Ponderación de criterios – Selección de programa o software

Restricciones		S1	S2	S3	S4
Manejo de cálculos matemáticos	R1	Si	Si	Si	Si
Permite la construcción de una interfaz para la interacción	R2	No	Si	Si	Si

Restricciones		S2	S3	S4	Restricciones
Accesibilidad	R3	No	Si	Si	Si
Es un lenguaje actual y rentable a largo plazo	R4	Si	No	Si	Si

Fuente: González, C. (2024)

Partiendo de lo expuesto se tiene la solución S3 y S4 siendo S3 la variante que permite “Sistematizar el proceso a partir de la utilización de Python utilizando la librería Tkinter” y S4 “Sistematizar el proceso a partir de una página web utilizando HTML CSS, Javascript o algún otro programa orientado a programación web”, a partir de ello se elaboran una serie de criterios los cuales serán evaluados para cada solución seleccionada.

4.4.3.6. Ponderación de criterios – Programa o Software a seleccionar

Los criterios empleados para las soluciones seleccionadas son las siguientes:

- **Facilidad de Programación:** Se refiere a un lenguaje de alto nivel cual sea de alto nivel en la búsqueda de que su programación sea efectiva, fácil de aprender y práctica.
- **Manejo de herramientas y librerías bastas:** Es decir que el lenguaje o software tenga herramientas y librerías para sustentar y elaborar exhaustivamente una sistematización como la búsqueda
- **Fácil acceso:** Es decir que sea portátil que pueda ser traslado o accesible al descargarlo o compartirlo.
- **Estética:** Que posea herramientas para un mayor atractivo visual
- **Funcionabilidad:** Que sea capaz de ofrecer efectividad a la hora de resolver tareas o ejecutar instrucciones.

A partir de lo mencionado se emplea un cuadro el cual permite contrastar los diferentes tipos de criterios mencionados en la búsqueda de una ponderación para cada uno de ellos y establecer diferencias, posteriormente se elabora un análisis para asignar una ponderación dada a cada uno de los criterios mencionados, estableciendo dicha ponderación a las restricciones seleccionadas las cuales fueron Facilidad de Programacion (C1), Manejo de herramientas y librerias bastas (C2), Facil acceso (C3), Estetica (C4), Funcionabilidad (C5).

Cuadro 39. Asignación de Ponderación – Selección de software o Programa a utilizar

Restricciones	Importancia	
Facilidad de Programación	C1	3ro
Manejo de herramientas y librerías bastas	C2	2do
Fácil acceso	C3	4to
Estética	C4	5to
Funcionabilidad	C5	1ro

Fuente: González, C. (2024)

Cuadro 40. Comprobación lógica de criterios – Selección de software o Programa a utilizar

	C4	C3	C1	C2	C5	N° de veces	PC
C4						0	1
C3	C3					1	2
C1	C1	C1				2	3
C2	C2	C2	C2			3	4
C5	C5	C5	C5	C5		4	5
	5to	4to	3ro	2do	1ro		

Fuente: González, C. (2024)

4.4.3.7. Evaluación de criterios – Programa o Software a seleccionar

Una establecida una ponderación para cada criterio se procede a evaluar cada criterio con respecto a las soluciones obtenidas en la búsqueda de una valoración y cuantificación que permita seleccionar una de ellas la cual será la más adecuada. Siendo S3 y S4 las soluciones seleccionadas y descritas anteriormente

Cuadro 41. Soluciones criterio #1 – Facilidad de Programación

C1	S3	S4	N° de Veces	Px1=N
S3			1	$P_{31} = 2$
S4	S3		0	$P_{41} = 1$
Orden de aceptación	1ro	2do		

Fuente: González, C. (2024)

Cuadro 42. Soluciones criterio #2 – Manejo de herramientas y librerías bastas

C2	S3	S4	N° de Veces	Px1=N
S3			1	$P_{32} = 2$
S4	S3		0	$P_{42} = 1$
Orden de aceptación	1ro	2do		

Fuente: González, C. (2024)

Cuadro 43. Soluciones criterio #3 – Fácil Acceso

C3	S3	S4	N° de Veces	P_{x1=N}
S3			0	$P_{33} = 1$
S4	S4		1	$P_{43} = 2$
Orden de aceptación	2do	1ro		

Fuente: González, C. (2024)

Cuadro 44. Soluciones criterio #4 – Estética

C4	S3	S4	N° de Veces	P_{x1=N}
S3			0	$P_{34} = 1$
S4	S4		1	$P_{44} = 2$
Orden de aceptación	2do	1ro		

Fuente: González, C. (2024)

Cuadro 45. Soluciones criterio #5 – Funcionabilidad

C5	S3	S4	N° de Veces	P_{x1=N}
S3			1	$P_{35} = 2$
S4	S3		0	$P_{45} = 1$
Orden de aceptación	1ro	2do		

Fuente: González, C. (2024)

Partiendo de lo expuesto se realiza una contabilización partiendo de las ponderaciones establecidas para cada criterio, posteriormente se realiza una sumatoria para determinar aquella solución que cumple con la mayoría de los criterios establecidos, aquella solución con mayor puntaje será la seleccionada.

Cuadro 46. Selección final – Programa o Software a Utilizar

C_x	P_{Cx}	P_{3x}	P_{C1x}*P_{3x}	P_{4x}	P_{4x}*P_{Cx}
C4	1	1	1	2	2
C3	2	1	2	2	4
C1	3	2	6	1	3
C2	4	2	8	1	4
C5	5	2	10	1	5
			27		17

Fuente: González, C. (2024)

Partiendo de lo expuesto anteriormente se selecciona la solución número 3, la cual corresponde a “Sistematizar el proceso a partir de la utilización de Python utilizando la librería Tkinter”, siendo esta la última la selección realizada, en conclusión se selecciona los métodos alternativos partiendo como base del método de D. Tassoni que a partir de lo expuesto expreso ser el más adecuado y versátil y rápido entre otros criterios establecidos, según lo seleccionado dichos métodos alternativos se aplicarían para el caso de Resortes Helicoidales a Compresión, Resortes a Tracción y Resortes Torsionales siendo estos desarrollados a partir de un algoritmo de cálculo y programados en Python a partir de la librería tkinter.

Las formas y procedimientos de cálculo de cada resorte fueron expuestas anteriormente se establecen los métodos a utilizar para los tres primeros grupos (Resortes Helicoidales, Resortes a Tracción y Resortes a Torsión), para el grupo restante el cual corresponde a los resortes Bellevite, siendo el ultimo diseñado a carga estática y aclarando que existe un solo método establecido para el diseño de los mismos.

4.5. Fase V Comparación de los diversos resultados obtenidos de los métodos empleados en el diseño de resortes a partir de la sistematización

En esta etapa del estudio se realiza y elabora el algoritmo encargado de diseñar resortes mecánicos para cada grupo incluyendo los resultados o imágenes del proceso de sistematización realizado para ello se empleó los métodos seleccionados anteriormente así mismo se creó una interfaz inicial utilizando tkinter, partiendo de esta interfaz inicial se presenta el algoritmo utilizado para el diseño de cada uno de los grupos de resortes a estudiar y resolver.

Para ello se muestra la interfaz diseñada en la figura 37, donde se poseen 5 botones correspondientes a los resortes mecánicos del estudio realizado, el usuario es capaz de seleccionar la opción o resorte que desee diseñar partiendo de los métodos anteriormente establecidos, adicionalmente este puede ingresar su nombre y apellido para que una vez realizado su diseño este posea su nombre en la pieza diseñada junto con un mensaje de bienvenida, a su vez se muestran imágenes alusivas a los resortes mecánicos helicoidales a compresión en una cámara de un motor los cuales son resortes helicoidales utilizados comúnmente en automoción, así mismo resortes a tracción y torsionales, entre los factores tomados en cuenta para el diseño de dicha interfaz destacan la versatilidad, facilidad de uso y comodidad en su utilización entre otros.

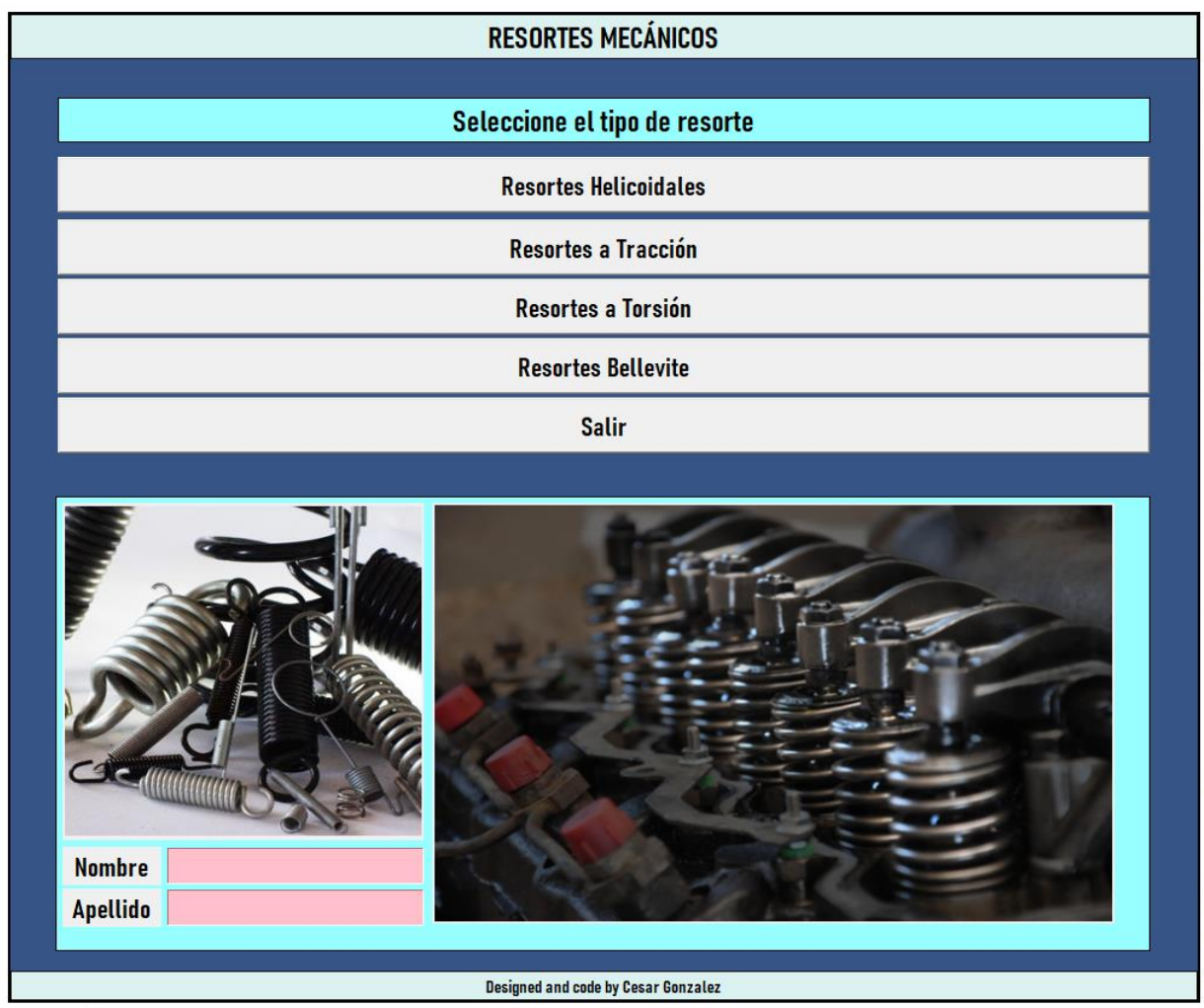


Figura 37. (Interfaz Diseñada – Sistematización del diseño de Resortes Mecánicos)

Fuente: González, C. (2024)

De igual manera se define un módulo o interfaz para la introducción de datos en lo respecta a los resortes helicoidales, cabe destacar que se sistematiza la manera en que se calcula el diámetro y otros parámetros de diseño en los resortes helicoidales de esta forma se construye a partir de programación y de los resultados y procedimientos de diseño mencionados la interfaz mostrada en la figura 38 para resortes helicoidales.

En el caso de resortes a tracción se emplea el mismo método seleccionado para resortes helicoidales a compresión integrando factores propios de las características de resortes a tracción como el esfuerzo en la sujeción o valores geométricos del mismo estos al igual que los resortes a torsión se emplea un criterio de seguridad partiendo del valor del factor de seguridad para un valor estándar de N y teniendo en cuenta las restricciones de diseño que pueden surgir en una instalación o diseño.


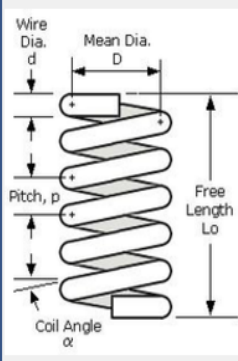

Longitud de Instalacion		RESULTADOS		RESORTES HELICOIDALES Bienvenido/a
Longitud de Operacion		Constante del Resorte (k)		
Fuerza de Instalacion		Fa		
Fuerza de Operacion		Fm		Extras
Especificaciones Adicionales de Diseño		Kw		Seleccione el material... ▾
Tipo de Extremo	Seleccione el tipo de extremo ▾	Kw corte		<input type="checkbox"/> Longitud solida Max
<input type="checkbox"/> Diametro Medio Max		tm		
<input type="checkbox"/> Diemetro Interior		ta		Factor de Seguridad (N)
<input type="checkbox"/> Longitud Libre Maxima		C		
<input type="checkbox"/> Diametro Min del Resorte		Diametro Externo (De)		Longitud Critica a Pandeo
<input type="checkbox"/> Diametro Max del Resorte		Diametro Interno (Di)		
<input type="checkbox"/> Numero de Espiras		Diametro del Resorte		
<input type="checkbox"/> Diemetro Exterior		Numero de Espiras (Na)		
Sistema de Unidades	Sistema Internacional (MKS) ▾	Longitud Libre		
<input type="checkbox"/> Especificar Material		Longitud Comprimida		
Limite a Fatiga (Sno)		Esfuerzo por Fatiga		
Modulo de Elasticidad a Cortante (G)		Angulo de Paso		
Sycorte		Paso del Resorte		
Modulo de Young (E)				
Enter				
Regresar				
Salir				

Figura 38. (Sistematización del diseño de Resortes Mecánicos – Resortes Helicoidales)

Fuente: González, C. (2024)

De esta manera se define un algoritmo de cálculo partiendo de la interfaz mostrada en la figura 35, dicho algoritmo será el encargado de ejecutar sistematizadamente el diseño de resortes helicoidales, de igual manera se plantea un esquema introduciendo las imágenes de las interfaces de cálculo para cada grupo de resortes establecidos de esta manera se establece cada sistematización y se presentan los resultados ante problemas prácticos ejecutados a partir de lo estructurado como la herramienta de cálculo para resortes mecánicos, cada grupo posee un algoritmo o serie de pasos sistematizados para su diseño teóricamente el diseñador sigue estos pasos inconscientemente sin embargo el estudio realizado actual y lo mencionado

anteriormente genera la suficiente información como para establecer un esquema sobre como diseñar resortes mecánicos a partir de ello, se concluye que es un proceso sistematizable y se delimita a el cálculo del diámetro a partir de iteraciones como se expuso anteriormente. Partiendo de ello se expone el resultado obtenido del problema de diseño presentado anteriormente y evaluado por distintas variantes de diseño, problema el cual posee los siguientes datos iniciales $F_i=5\text{lb}$, $F_o=20$, $L_i=1/2''$, $L_o=2''$ resuelto en un tiempo aproximado de 1.5 segundo a través de la herramienta de calculo desarrollada.

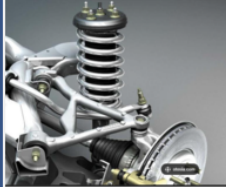
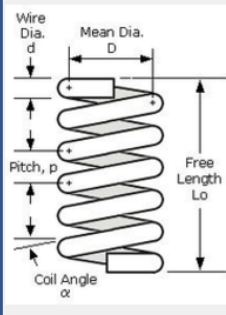

Longitud de Instalacion		0.5		RESULTADOS		RESORTES HELICOIDALES Bienvenido/a	
Longitud de Operacion		2		Constante del Resorte (k)	10.0		
Fuerza de Instalacion		5		Fa	7.5 n		
Fuerza de Operacion		20		Fm	12.5 n	Extras	
Especificaciones Adicionales de Diseño				Kw	1.227	Seleccione el material... <input type="text"/>	
Tipo de Extremo		Seleccione el tipo de extremo <input type="text"/>		Kwcorcte	1.076	<input checked="" type="checkbox"/> Longitud solida Max	
<input type="checkbox"/> Diametro Medio Max				tm	39583.261 psi	1	
<input type="checkbox"/> Diametro Interior				ta	20820.617 psi	Factor de Seguridad (N)	
<input checked="" type="checkbox"/> Longitud Libre Maxima		4		C	6.6	2.167	
<input type="checkbox"/> Diametro Min del Resorte				Diametro Externo (De)	0.658 pulg	Longitud Critica a Pandeo	
<input type="checkbox"/> Diametro Max del Resorte				Diametro Interno (Di)	0.485 pulg	3.006	
<input type="checkbox"/> Numero de Espiras				Diametro del Resorte	0.087 pulg		
<input type="checkbox"/> Diametro Exterior				Numero de Espiras (Na)	44.242		
Sistema de Unidades		Sistema Ingles (IPS) <input type="text"/>		Longitud Libre	2.1165999999999996 pulg		
<input checked="" type="checkbox"/> Especificar Material				Longitud Comprimida	0.087 pulg		
Limite a Fatiga (Sno)		179000		Esfuerzo por Fatiga	121818.883 psi		
Modulo de Elasticidad a Cortante (G)		11750000		Angulo de Paso	1.325°		
Sycorte		264000		Paso del Resorte	0.048 pulg		
Modulo de Young (E)		29500000					
Enter							
Regresar							
Salir							

Figura 39. (Resultado #1 - Sistematización – Resortes Helicoidales a Compresión)

Fuente: González, C. (2024)

De igual forma para resortes a tracción se presenta la interfaz en la figura 36 en este caso se toman en consideración los aspectos aclarados en las fases anteriores donde la longitud solida del resorte se toma como la longitud libre del resorte a tracción de igual manera se sistematiza el proceso para resortes helicoidales a tracción con un tipo de sujeción estándar de

gancho con radios r_1 y r_2 , en la interfaz el cálculo muestra el esfuerzo máximo a torsión en esta zona y el máximo a tracción en la misma. Para el diseño se utiliza el mismo método para helicoidales a compresión sin embargo se toman otras consideraciones mencionadas.

Longitud de Instalacion		RESULTADOS		RESORTES Traccion Bienvenido/a
Longitud de Operacion		Constante del Resorte (k)		
Fuerza de Instalacion		Fa		
Fuerza de Operacion		Fm		Extras
Especificaciones Adicionales de Diseño		Kw		Seleccione el material... <input type="text"/>
Especificacion	Variable	Kwcorcte		Esfuerzo maximo en la sujecion
<input type="checkbox"/> Diametro Medio Max		tm		
<input type="checkbox"/> Diemetro Interior		ta		Factor de Seguridad (N)
<input type="checkbox"/> Longitud Libre Maxima		C		
<input type="checkbox"/> Diametro Min del Resorte		Diametro Externo (De)		Radio de la Espira
<input type="checkbox"/> Diametro Max del Resorte		Diametro Interno (Di)		
<input type="checkbox"/> Numero de Espiras		Diametro del Resorte		R2 (Segundo Radio - Sujecion)
<input type="checkbox"/> Diemetro Exterior		Numero de Espiras (Na)		
Sistema de Unidades	Sistema Internacional (MKS) <input type="text"/>	Longitud Libre		Esfuerzo Maximo a Torsion
<input type="checkbox"/> Especificar Material		Factor de correccion (Ka)		
Limite a Fatiga (Sno)		Esfuerzo por Fatiga		
Modulo de Elasticidad a Cortante (G)		Longitud Libre Total		
Sycorte		Kb (Sujecion)		
Modulo de Young (E)				
<input type="button" value="Enter"/> <input type="button" value="Regresar"/> <input type="button" value="Salir"/>				

Figura 40. (Sistematización del diseño de Resortes Mecánicos – Resortes a Tracción)

Fuente: González, C. (2024)

Entre las diferencias destables entre el diseño propuesto para resortes helicoidales en contraste con los resortes a tracción se tiene las características mostrada en la interfaz de la figura 36 las cuales son el esfuerzo máximo en la sujeción tanto a tracción como a torsión estos esfuerzos de manera análoga a como se expresaban en resortes helicoidales a compresión k_w y $k_{wcorcte}$ expresan factores adimensionales en función de C (Coeficiente de Wahl) los cuales son multiplicadores de las expresiones del esfuerzo, así mismo se considera la longitud sólida

y se calcula la longitud libre total la cual toma en consideración la longitud completa incluyendo los ganchos del resorte. Se toma en consideración el mismo ejemplo anterior pero aplicado a un resorte a tracción.

Longitud de Instalacion		0.5	RESULTADOS		RESORTES Traccion Bienvenido/a	
Longitud de Operacion		2	Constante del Resorte (k)	10.0		
Fuerza de Instalacion		5	Fa	7.5 n		
Fuerza de Operacion		20	Fm	12.5 n		
Especificaciones Adicionales de Diseño			Kw	1.195	Extras Seleccione el material...	
Especificacion		Variable	Kwcorcte	1.066	Esfuerzo maximo en la sujecion	
<input type="checkbox"/> Diametro Medio Max			tm	43603.347 psi	18064.276 n	
<input type="checkbox"/> Diemetro Interior			ta	23341.861 psi	Factor de Seguridad (N)	
<input checked="" type="checkbox"/> Longitud Libre Maxima		4	C	7.6	1.944	
<input type="checkbox"/> Diametro Min del Resorte			Diametro Externo (De)	0.745 pulg	Radio de la Espira	
<input type="checkbox"/> Diametro Max del Resorte			Diametro Interno (Di)	0.572 pulg	0.216 pulg	
<input type="checkbox"/> Numero de Espiras			Diametro del Resorte	0.087 pulg	R2 (Segundo Radio - Sujecion)	
<input type="checkbox"/> Diametro Exterior			Numero de Espiras (Na)	28.975	0.216 pulg	
Sistema de Unidades		Sistema Ingles (IPS)	Longitud Libre	2.509243956389413 pulg	Esfuerzo Maximo a Traccion	
<input checked="" type="checkbox"/> Especificar Material			Factor de correccion (Ka)	0.175	61288.859 n	
Limite a Fatiga (Sno)		179000	Esfuerzo por Fatiga	135797.176 psi		
Modulo de Elasticidad a Cortante (G)		11750000	Longitud Libre Total	3.029 pulg		
Sycorte		264000	Kb (Sujecion)	1.188		
Modulo de Young (E)		29500000				
Enter						
Regresar						
Salir						

Figura 41. (Resultado #2 – Resortes a Tracción)

Fuente: González, C. (2024)

Así mismo para resortes a torsión se elabora una interfaz para ejecutar el diseño de este grupo de resortes mecánicos tomando en consideración los aspectos mencionados, en este caso los parámetros a introducir serán los esfuerzos o momentos torsores máximos y mínimo junto con las deflexiones angulares en grados, se define el “esfuerzo a carga estática” como la sumatoria de t_m y t_a . De igual forma se emplea el método seleccionado para los resortes a torsión se requiere el valor de S_y (esfuerzo de fluencia) del material para poder efectuar el cálculo a carga estática.

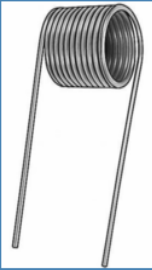
M. Torsor Maximo		RESULTADOS		RESORTES A TORSION Bienvenido/a
M. Torsor Minimo		Constante del Resorte (k)		
Deflexion Angular max (°)		Ma		
Deflexion Angular min (°)		Mm		Seleccione el Material
Especificaciones Adicionales de Diseño		Kwe		Seleccione el material... <input type="text"/>
		Kwi		
<input type="checkbox"/> Diametro Medio Max		tm		
<input type="checkbox"/> Diemetro Interior		ta		
<input type="checkbox"/> Longitud Libre Maxima		C		
<input type="checkbox"/> Diametro Min del Resorte		Diametro Externo (De)		
<input type="checkbox"/> Diametro Max del Resorte		Diametro Interno (Di)		
<input type="checkbox"/> Numero de Espiras		Diametro del Resorte		
<input type="checkbox"/> Diemetro Exterior		Numero de Espiras (Na)		
Sistema de Unidades	Sistema Internacional (MKS) <input type="text"/>	Longitud Libre		
<input type="checkbox"/> Especificar Material		Esfuerzo por Fatiga		
Limite a Fatiga (Sno)		Esfuerzo Carga Estatica		
Modulo de Elasticidad a Cortante (G)		Factor de Seguridad		
Modulo de Elasticidad (E)				
Esfuerzo de Fluencia (Sy)				
Enter				
Regresar				
Salir				

Figura 42. (Sistematización del diseño de Resortes Mecánicos – Resortes a Torsión)

Fuente: González, C. (2024)

De igual forma se define y resuelve el problema de diseño planteado anteriormente referente a resortes a torsión utilizando la interfaz construida, donde K_{we} y K_{wi} son los análogos a las constantes que multiplicaban tanto el esfuerzo a torsión por cote como el esfuerzo por flexión propio del resorte, así mismo se asume que la longitud solida del resorte será entonces para la mayoría de resortes a torsión el valor del número de espiras multiplicado por el diámetro del mismo.

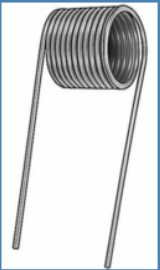
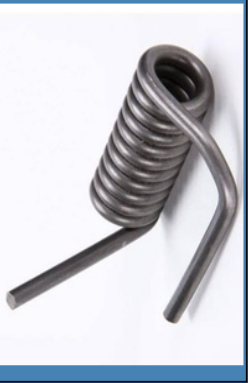

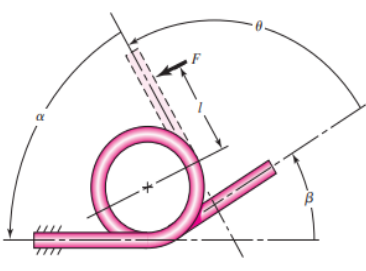
M. Torsor Maximo	3	RESULTADOS		RESORTES A TORSION Bienvenido/a
M. Torsor Minimo	1.6	Constante del Resorte (k)	8.4	
Deflexion Angular max (°)	60	Ma	0.7	
Deflexion Angular min (°)	0	Mm	2.3	
Especificaciones Adicionales de Diseño		Kwe	0.87	Seleccione el Material
		Kwi	0.87	Seleccione el material...
<input type="checkbox"/> Diametro Medio Max		tm	98860.77	
<input type="checkbox"/> Diemetro Interior		ta	30088.06	
<input checked="" type="checkbox"/> Longitud Libre Maxima	0.75	C	5	
<input type="checkbox"/> Diametro Min del Resorte		Diametro Externo (De)	0.35	
<input type="checkbox"/> Diametro Max del Resorte		Diametro Interno (Di)	0.24	
<input type="checkbox"/> Numero de Espiras		Diametro del Resorte	0.06	
<input type="checkbox"/> Diemetro Exterior		Numero de Espiras (Na)	9.64	
Sistema de Unidades	Sistema Ingles (IPS)	Longitud Libre	0.75	
<input checked="" type="checkbox"/> Especificar Material		Esfuerzo por Fatiga	147606.79	
Limite a Fatiga (Sno)	179000	Esfuerzo Carga Estatica	128948.83	
Modulo de Elasticidad a Cortante (G)	11750000	Factor de Seguridad	1.96	
Modulo de Elasticidad (E)	29500670			
Esfuerzo de Fluencia (Sy)	290000			
Enter				
Regresar				
Salir				

Figura 43. (Resultado #3 – Resortes a Torsión)

Fuente: González, C. (2024)

De igual forma se diseñaron las interfaces para el desarrollo y cálculo de los resortes Bellevile y los resortes cónicos, en el caso de los resortes Bellevite son resortes de arandela normalmente utilizados en la sujeción y amortiguamiento de piezas como pernos y arandelas, se diseñan con los parámetros mostrados en el cuadro 8, donde se busca dimensionar el diámetro exterior del mismo, se toma en consideración que el diseñador debe saber el diámetro interno que necesita dado que este determina qué tipo de perno, niple o elemento cilíndrico se utilizara por ello depende de su aplicación al igual que las deflexiones, partiendo de esto y de las ecuaciones para el diseño de este tipo de resortes mostradas anteriormente se arma la siguiente interfaz en donde se solicitan como datos del material el coeficiente de poisson

necesario para el cálculo de factores, el módulo de elasticidad o módulo de Young y el esfuerzo de fluencia del material, se considera un diseño a carga estática.

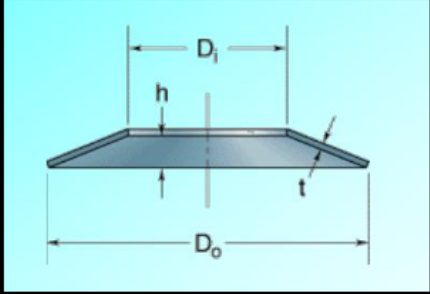

Diametro Interno (di)		Deflexion Del resorte en la Operacion	
Espesor (t)		Deflexion Maxima Permitida	
		Altura del resorte en reposo (h)	
	Especificaciones del Material		
		Esfuerzo de fluencia (Sy)	
		Coefficiente de Poison	
		Modulo de Elasticidad (E)	
RESORTES BELLIVITE Bienvenido/a			
Enter			
Regresar			
Salir			
Resultados			
Coefficiente de Diametro		Fuerza Maxima a Flexion	
Factor de Calculo Beta		Esfuerzo Final	
Factor de calculo lanmda		Factor de Seguridad (N)	
Fuerza Ejercida a Flexion		Diametro del Resorte (D)	
Seleccionar el Material	<input type="text" value="Seleccione el material..."/>	Sistema de Unidades	<input type="text" value="Sistema Internacional (MKS)"/>

Figura 44. (Sistematización del diseño de Resortes Mecánicos – Resortes Bellevite)

Fuente: González, C. (2024)

Así mismo se presenta el resultado obtenido para el cálculo del diámetro externo en un resorte de Bellevite donde se consideró un coeficiente de poisson de 0.3 un valor del módulo de elasticidad de 29007547.546 psi (200 GPa) y un esfuerzo de fluencia (Sy) de 66717.4 psi, para un resorte Bellevite con las características mencionadas, se busca calcular principalmente el diámetro mínimo externo del resorte junto con sus respectivos esfuerzos y constantes. Si se desea obtener un parámetro diferente del diámetro externo, se recomienda de igual forma utilizar las ecuaciones presentadas y variar el valor de el mismo parámetro geométrico en la utilización de las ecuaciones presentadas.

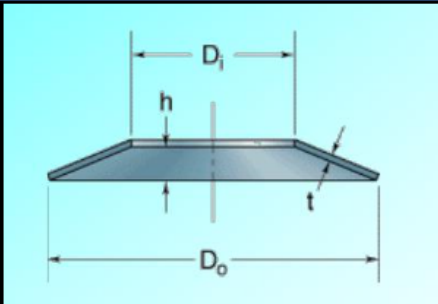

Diametro Interno (di)	2	Deflexion Del resorte en la Operacion	0.008
Espesor (t)	0.010	Deflexion Maxima Permitida	0.010
	Altura del resorte en reposo (h)		0.040
	Especificaciones del Material		
	Esfuerzo de fluencia (Sy)	66717.4	
	Coefficiente de Poison	0.3	
Modulo de Elasticidad (E)		29007547.544	
RESORTES BELLIVITE Bienvenido/a			
Enter			
Regresar			
Salir			
Resultados			
Coefficiente de Diametro	1.35	Fuerza Maxima a Flexion	0.41 lb
Factor de Calculo Beta	1.06	Esfuerzo Final	17461.0 psi
Factor de calculo lamda	1.11	Factor de Seguridad (N)	3.82
Fuerza Ejercida a Flexion	4.51 lb	Diametro del Resorte (D)	2.7 plug
Seleccionar el Material	Seleccione el material... ▾	Sistema de Unidades	Sistema Ingles (IPS) ▾

Figura 45. (Resultado #4 – Resortes Bellevite)

Fuente: González, C. (2024)

En el diseño de resortes Bellevite se establecen tres factores de cálculo, alfa, beta y lamda, siendo lamda y beta los más relevantes y así mismo se define un valor que se puede interpretar como el equivalente o análogo a C (Coeficiente de Wahl) pero para resortes Bellevite, el cual es denominado “Coeficiente de Diámetro” definido como D_o/D_i , los esfuerzos dependen de la geometría misma de la pieza mecánica para ello es fundamental conocer al menos casi todos los parámetros geométricos del resorte en cuestión, en estos casos se diseña la interfaz y se realiza la sistematización para determinar el valor de D_o es este quien al final determina el espacio de ampliación o instalación del resorte y comúnmente el diseñador sabe el valor de D_i , así mismo los valores de las deflexiones máximas y de operación son los valores que deberá establecer el diseñador según su diseño.

CONCLUSIONES

De investigación sobre la determinación de las variables y parámetros necesarios que juegan un papel fundamental en el diseño de resortes mecánicos se concluyó que existen 4 grupos de resortes normalmente utilizados en la industria los cuales son Resortes a Tracción, Resortes Helicoidales a compresión y Resortes Bellevite. no existen diversos métodos solo distintas vertientes o metodologías todas basadas inicialmente en el diseño de Wahl pero con aplicaciones de nuevos parámetros y ecuaciones.

En el proceso de investigación sobre la determinación de las cargas se concluye que estas juegan un papel fundamental en la manera en que el resorte es diseñado y en su confiabilidad, así mismo se define un cálculo tomando en cuenta la fatiga para los primeros 3 grupos de estudio Resortes helicoidales, Tracción y a Torsión mientras que los resortes bellevite se diseñan a carga estática.

Evaluando las distintas metodologías se concluye que existen muchas que poseen un alto rango de dependencia con respecto al material de resorte para la determinación de factores y cálculo de esfuerzos lo que vuelve el diseño dependiente de esto, se determina aquellas que poseen la capacidad en consideración factores como pandeo y holguras como el caso de las metodologías expuestas por Shigley, R. Mott y Faires Virgil. M, mientras que la metodología utilizada por Danilo Tassoni demuestra ser la más versátil en cuanto a este aspecto.

En la selección de la mejor metodología posterior a su aplicación práctica en el cálculo manual y en la recolección de información sobre el tema se concluye que el método más completo de acuerdo a una serie de restricciones es el Método de Danilo Tassoni empleando e integrando diversas ecuaciones para el cálculo de factores como pandeo, resonancia entre otros originando otra metodología. Así mismo se define que el mejor software o área de trabajo a utilizar es Python utilizando la librería tkinter.

Comparando los resultados obtenidos y como resultado de un análisis se observa que los resultados mostrados por la herramienta de cálculo elaborada son similares a los resultados obtenidos a partir del cálculo manual utilizando procesos iterativos a partir de programación computacional, la implementación de herramientas computacionales mejora el cálculo y lo realiza de manera más rápida y eficiente.

Para la medición de los resortes de compresión hay que conocer sus siguientes características: diámetro del alambre, longitud del resorte, diámetro exterior y número de espiras. Además, es importante considerar el tipo de extremo que tendrá el muelle, ya que éste también impactará en la dimensión del muelle, por ello el diseñador debe tener en

consideración estos parámetros ellos serán valores fundamentales en el dimensionamiento del resorte en cuestión, esto para resortes helicoidales.

En el caso de otro tipo de resortes como los resortes Bellevite se debe conocer el espesor del mismo y la altura de trabajo para poder efectuar los cálculos correspondientes, a la hora de diseñar este tipo de resortes si se desea obtener un parámetro diferente del diámetro externo, se puede de igual forma utilizar las ecuaciones presentadas y variar el valor de el mismo parámetro geométrico en la utilización de las ecuaciones presentadas. En este caso este es la única metodología la cual no posee una característica iterativa, cabe destacar que el estudio realizado para resortes a tracción contempla aquellos que poseen una sujeción tipo A común en la mayoría de resortes en la industria y para su dimensionamiento se requiere las mismas características y parámetros similares que para resortes helicoidales a compresión. A la hora de calcular o diseñar un resorte mecánico se puede optar por iterar los valores de C (Coeficiente de Wahl) y d diámetro de la espira esto demostró ser un proceso de mayor versatilidad en el diseño.

RECOMENDACIONES

Al usuario o diseñador que hará uso del programa o se dedicará a diseñar resortes mecánicos a nivel de cálculo, se recomienda lo siguiente según lo realizado en el presente trabajo:

- Realizar estudios a fatiga en softwares de diseño si se quiere asegurar o realizar un estudio más profundo en el diseño de resortes
- Se recomienda utilizar el criterio a fatiga utilizado y establecido por Wahl en el diseño de resortes mecánicos
- Los valores introducidos en el programa en caso de ser decimales deben introducirse con punto en lugar de “,” ejemplo en lugar de “32,45” se debe introducir “32.45”
- Cuando se diseña un resorte se recomienda tomar en consideración el espacio de instalación esto indicara las medidas o dimensiones geométricas máximas o mínimas.
- Al introducir datos en la herramienta de cálculo se recomienda asegurarse de que todos estén en el mismo sistema de unidades a utilizar.

REFERENCIAS

- Arias, F. (2016). **“El proyecto de investigación. Introducción a la Metodología Científica”**. Caracas: Episteme.
- Andrew Pytel & Ferdinand L (1987). Resistencia de Materiales. 4ta edición. México D.F
- Budynas, R. y Nisbett, J. (2.008), **“Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”**. (8ava. Ed.) México: McGraw-Hill.
- Carlos Sabino (2006). El proceso de investigación en la búsqueda de respuestas. 2da Edición. Caracas, Venezuela.
- Cyril Samónov, “Computer-Aided Design”, op. cit. 5 A. M. Wahl, Mechanical Springs, 2a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1963.
- Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (eds.), Standard Handbook of Machine Design, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004
- Educacion de (2023). Grafica esfuerzo – Deformación Materiales Dúctiles [Figura 4]. Disponible en: <https://ecuacionde.com/hooke/>
- Galambos, T. & Lin, F. & Johnsto, B. (1.968). **“Diseño de Estructuras de Acero con LRFD”**. (3era. Ed.).Prentice Hall Hispanoamericana. México.
- Groover, M. (2.007). **“Fundamentos de Manufactura Moderna”**. (3era. Ed.).
- Humberto Pulido (2009). Control estadístico de calidad y seis sigmas. 2da Edición. México, D.F.
- Giovanni Santorio (1984). Comparación en las Ciencias. 1ra Edición. México D.F
- Idoc.pub (2015). Línea Fatiga de Goodmann [Figura 14]. Disponible en: <https://idoc.pub/documents/criterio-de-goodmanpdf-vnd532w9e5lx>
- Jorge Luis Sánchez Tipan (2022). Desarrollo de una interfaz gráfica en MATLAB para el diseño y selección de elementos mecánicos. Escuela Politecnica nacional. Quito, Ecuador.
- Lanacion (2020). Esfuerzo Cortante Directo [Figura 7]. Disponible en: <https://lanacion.com.ec/esfuerzo-cortante-como-se-calcula-y-ejercicios-resueltos/>
- Molina, M. (1.970). **“Elementos de Máquina I”**. (2da. Ed.). Ediciones Facultad de Ingeniería. Universidad de Carabobo. Venezuela.

- Mott, R. (1.995). “**Diseño de elementos de máquinas**”. (2da. Ed.). Prentice Hall Hispanoamericana. México.
- Oscar J. Horger (ed.), Metals Engineering: Design Handbook, McGraw-Hill, Nueva York, 1953
- Parella, Martins. (2006). Metodología de la investigación cuantitativa. 2da Edición. Editorial FEDUPEL. Caracas, Venezuela.
- Peña, A. (2021). Control de brazo robótico mediante ROS en plataformas de bajo coste. Trabajo Final de Máster. Universidad de Alicante.
- Pinterest (2018). Esfuerzo a Torsión [Figura 6]. Disponible en:
<https://www.pinterest.jp/pin/636274253574465341/>
- Ramirez (1997). Metodología de la investigación científica. 2da Edición. Colombia
- Richard G. Budynas y J.Keith Nisbett. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 8va Edición. México D.F
- Researchgate (2011) Dimensiones de las probetas utilizadas [Figura 3]. Disponible en:
<https://www.researchgate.net/figure/Figura-2-Dimensiones-de-las-probetas>
- Sampieri, R. (2018). Metodología de la Investigación. 6ta Edición. Editorial McGraw Hill. México D.F.
- Somoza Sebastián (2019). Estudio Tensional y Resonancia Resortes Helicoidales. Universidad Tecnológica Nacional (UTN). Argentina
- Tassoni, D. y Pizzella, G. (2007), “**Elementos de Máquina**”. Ediciones Facultad de Ingeniería. Universidad de Carabobo. Venezuela.
- Thomas J. Dolan, “Stress Range”, sec. 6.2, en O. J. Horger (ed.), ASME Handbook- Metals Engineering Design, McGraw-Hill, Nueva York, 195
- Totalmateria (2019). Ilustración de una ruptura por fatiga [Figura 8]. Disponible en:
<https://www.totalmateria.com/page.aspx?ID=CheckArticle&LN=VN&site=kts&NM=299>
- Totalmateria (2019). Ilustración Grafica línea de fatiga según ciclos. [Figura 9]. Disponible en:
<https://www.totalmateria.com/page.aspx?ID=CheckArticle&LN=VN&site=kts&NM=299>

Universidad José Antonio Páez, Coordinación de Pasantías. **“Normas para la elaboración y presentación de los anteproyectos, proyectos y trabajos de grado”**.

Faires Virgil. M – Elementos de Máquina (2007), “Diseño de elementos de Maquina”.

Montaner Simon. S. A. Barcelona

Wikipedia (2013) La ley de Hooke [Figura 1] Disponible en:

https://es.wikipedia.org/wiki/Ley_de_elasticidad_de_Hooke

APENDICES



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESTIMADO PROFESOR (A):

FREDDY BARILARANI

Seguidamente se le presenta un guión de entrevista que va dirigido a un panel de expertos de diferentes áreas de trabajo en la para un total de tres (03) personas; las respuestas que se obtendrán de la aplicación de este instrumento de recolección de datos va a permitir dar respuesta al objetivo específico número uno (01) de la investigación, que se denomina: Sistematización de los procesos para el cálculo de resortes mecánicos, de tal manera que permita obtener información de una fuente confiable. Por lo que se solicita a usted de sus buenos oficios para la validación de este instrumento dada su formación académica y experiencia en el ramo industria y académico, en la búsqueda de implementar información relevante para este trabajo de grado.

A tal efecto se anexa el cuadro técnico metodológico, el guión de entrevista y el formato de validación.

AUTOR:

Gonzalez O. Cesar A.

C.I.: 30.449.286

TUTOR:

Ing. Pizzella P. Giovanni

C.I.: 4.455.859



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA

UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CUADRO TÉCNICO METODOLÓGICO

Objetivo General: Elaborar una herramienta que permita sistematizar el cálculo y diseño de resortes mecánicos.						
OBJETIVO ESPECÍFICO I	VARIABLES	DIMENSIÓN	INDICADORES	ÍTEMS	FUENTE DE INFORMACIÓN	
Determinar las variables y parámetros necesarios para el diseño de los distintos tipos de resortes.	Resortes	Cálculos	Métodos	1, 5	Técnica: Entrevista	
			Parámetros de diseño	3		
		Fuerzas	Aplicación	2		Instrumento Guion entrevista
		Longitud	Distancia	3		
	Parámetros de diseño	Esfuerzos	Seguridad	4		

Fuente: González, C. (2024)



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA

UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

INSTRUCCIONES PARA LA GUIA DE ENTREVISTA

- | |
|--|
| <ul style="list-style-type: none"> • Indique su función dentro de la Institución Educativa • Proceda a leer detenidamente cada una de las preguntas • Responda de manera objetiva • En caso de dudas, consulte con la persona encargada de aplicar esta entrevista |
|--|

N°	Guión de entrevista
1	¿Cuáles son algunos métodos conocidos o no, para la resolución y cálculo de los diferentes tipos de resortes mecánicos?
2	Según su opinión y conocimientos, ¿Cuáles son las razones por las cuales la fuerza ejercida en un resorte y su dirección, aplicación y magnitud es una variable fundamental en su funcionamiento y diseño?
3	De acuerdo a su conocimiento sobre el tema, Describa ¿cómo las longitudes, libre, de operación de instalación y otros parámetros de diseño pueden ser valores de entrada a la hora de resolver ejercicios sobre este tema?
4	¿Qué parámetros considera que indican un buen diseño y aportan seguridad en el cálculo de resortes mecánicos?
5	Desde su punto de vista, ¿Cuáles son algunos de los métodos de diseño de resortes más usados?



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA

UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

FACULTAD DE INGENIERÍA

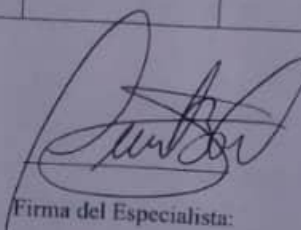
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

VALIDACIÓN DEL INSTRUMENTO (GUIÓN DE LA ENTREVISTA)

Coloque con una (X), en la alternativa que corresponda según opinión sobre los aspectos planteados, anote las observaciones que considere necesario en el recuadro destinado para ello.

Ítems	Redacción de Ítems			Pertinencia de los objetivos		Observaciones
	Clara	Confusa	Tendenciosa	Pertinente	No pertinente	
1	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
2	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
3	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
4	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
5	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	

Fecha: 11 /10/2023



Firma del Especialista:

Breve descripción del perfil académico del Especialista:	ING. MECÁNICO ESP. AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL MSc. MANUFACTURA Y MATERIALES Dr. EN EDUCACIÓN
--	--

ANEXOS

Anexo A: Información y Tablas Shigley (Diseño de Elementos Ingeniería Mecánica)

Anexo A.1: Aceros y materiales para Resortes – Shigley

Nombre del material	Especificaciones similares	Descripción
Alambre de piano, 0.80-0.95C	UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51	Éste es el mejor, el más tenaz y el más empleado de todos los materiales para fabricar resortes pequeños. Presenta la mayor resistencia a la tensión y puede soportar mayores esfuerzos ante cargas repetidas que cualquier otro material para resorte. Disponible en diámetros de 0.12 a 3 mm (0.005 a 0.125 pulg). No se emplee a temperaturas mayores de 120°C (250°F), o a temperaturas bajo cero.
Alambre templado en aceite, 0.60-0.70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM 229-41	Éste es un acero para resortes de uso general que se emplea para elaborar muchos tipos de resortes de espiras, cuando el costo del alambre de piano resulta prohibitivo y se necesitan tamaños mayores que el alambre de piano disponible. No adecuado para cargas de choque o impacto. Disponible en diámetros de 3 a 12 mm (0.125 a 0.500 pulg), pero se consigue con tamaños mayores y menores. No se emplee a más de 180°C (350°F), o a temperaturas bajo cero.
Alambre estirado duro, 0.60-0.70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM A227-47	Este acero se usa para fabricar resortes de uso general más barato y se debe utilizar sólo donde la duración, la exactitud y la deflexión no sean muy importantes. Disponible en diámetros de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 pulg). No se emplee a más de 120°C (250°F), o a temperaturas bajo cero.
Cromo vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM 231-41	Ésta es la aleación más popular de acero para construir resortes en condiciones que implican esfuerzos mayores que los que se pueden emplear con los aceros al alto carbono, y para usarla cuando son necesarias resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque o impacto. Se utilizan ampliamente para fabricar resortes de válvulas de motores de aviones y para temperaturas hasta de 220°C (425°F). Disponible en recocido o prerrevenido con tamaños de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 pulg) de diámetro.
Cromo silicio	UNS G92540 AISI 9254	Esta aleación constituye un material excelente para fabricar resortes sometidos a esfuerzos elevados y cargas de impacto que requieren larga vida. Las durezas Rockwell de C50 a C53 son muy comunes y el material se utiliza hasta temperaturas de 250°C (475°F). Disponible en 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 pulg) de diámetro.

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

Anexo A.2: Alambres para resortes comunes y constantes referentes – Shigley

Material	ASTM núm.	Exponente <i>m</i>	Diámetro, pulg	A_s kpsi · pulg ^m	Diámetro, mm	A_s MPa · mm ^m	Costo relativo del alambre
Alambre de piano*	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211	2.6
Alambre T y R en aceite [†]	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre estirado duro [‡]	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783	1.0
Alambre al cromo vanadio [§]	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo silicio	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974	4.0
Alambre inoxidable 302 [¶]	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867	7.6-11
		0.263	0.10-0.20	128	2.5-5	2 065	
		0.478	0.20-0.40	90	5-10	2 911	
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.10-0.6	1 000	8.0
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913	
		0.064	0.075-0.30	110	2-7.5	932	

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

Anexo A.3: Propiedades mecánicas de algunos Alambres para resortes

Material	Límite elástico, porcentaje de S_{UT} tensión, torsión		Diámetro <i>d</i> , pulg	E		G	
				Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Alambre de piano A228	65-75	45-60	<0.032	29.5	203.4	12.0	82.7
			0.033-0.063	29.0	200	11.85	81.7
			0.064-0.125	28.5	196.5	11.75	81.0
			>0.125	28.0	193	11.6	80.0
Resorte estirado duro A227	60-70	45-55	<0.032	28.8	198.6	11.7	80.7
			0.033-0.063	28.7	197.9	11.6	80.0
			0.064-0.125	28.6	197.2	11.5	79.3
			>0.125	28.5	196.5	11.4	78.6
Templado en aceite A239	85-90	45-50		28.5	196.5	11.2	77.2
Resorte de válvula A230	85-90	50-60		29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo vanadio A231	88-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
			A232	88-93	65-75		29.5
Cromo silicio A401	85-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
Acero inoxidable							
A313*	65-75	45-55		28	193	10	69.0
17-7PH	75-80	55-60		29.5	208.4	11	75.8
414	65-70	42-55		29	200	11.2	77.2
420	65-75	45-55		29	200	11.2	77.2
431	72-76	50-55		30	206	11.5	79.3
Bronce fosforado B159	75-80	45-50		15	103.4	6	41.4
Cobre al berilio B197	70	50		17	117.2	6.5	44.8
	75	50-55		19	131	7.3	50.3
Aleación inconel X-750	65-70	40-45		31	213.7	11.2	77.2

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

Anexo A.4: Esfuerzos Torsionales Permisibles Joerres Constantes relacionadas – Shigley

Material	Porcentaje máximo de la resistencia a la tensión	
	Antes de la remoción de la deformación (incluye K_W o K_B)	Después de la remoción de la deformación (incluye K_s)
Alambre de piano y acero al carbono estirado en frío	45	60-70
Acero al carbono templado y revenido y acero de baja aleación	50	65-75
Aceros inoxidables austeníticos	35	55-65
Aleaciones no ferrosas	35	55-65

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

Anexo A.5. Ecuaciones de Calculo – Resortes Helicoidales – Shigley

Tabla 6-7

Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de Gerber y de Langer

Intersecciones de ecuaciones	Coordenadas de la intersección
$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ Línea de carga $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r^2 S_{ut}^2}{2 S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 S_e}{r S_{ut}}\right)^2} \right]$ $S_m = \frac{S_a}{r}$
$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ Línea de carga $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r S_y}{1+r}$ $S_m = \frac{S_y}{1+r}$
$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ $\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_m = \frac{S_{ut}^2}{2 S_e} \left[1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2 S_e}{S_{ut}}\right)^2 \left(1 - \frac{S_y}{S_e}\right)} \right]$ $S_a = S_y - S_m, r_{crit} = S_a / S_m$
Factor de seguridad de fatiga	
$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m}\right)^2 \frac{\sigma_a}{S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \sigma_m S_e}{S_{ut} \sigma_a}\right)^2} \right] \quad \sigma_m > 0$	

Fuente: Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett; Shigley (2008)

Anexo B: Materiales Comunes Para Resortes Mecánicos

Anexo B.1: Algunos materiales para resortes

SPRING WIRE

High Carbon Spring Wire

Material	Tensile Properties		Torsional Properties	Maximum Operating Temperature		Rockwell Hardness	Method of Manufacture	Special Properties
	Min. Tensile Strength psi x 10 ³ [MPa]	Modulus of Elasticity E psi x 10 ⁶ [MPa x 10 ³]		Design Stress % Min. Tensile	Modulus in torsion G psi x 10 ⁶ [MPa x 10 ³]			
Music Wire ASTM A228	230-399	30[207]	45	11.5 [79.3]	250	121	C41-60	Cold drawn high & uniform tensile. High quality springs
Hard Drawn ASTM A227	CLI 147-283 [1014-1951] CLI 171-324 [1179-2234]	30 [207]	40	11.5 [79.3]	250	121	C1-52	Cold drawn. Average stress applications. Lower cost springs & wire forms.
High Tensile Hard Drawn ASTM A679	238-350 [1641-2413]	30 [207]	45	11.5 [79.3]	250	121	C41-60	Cold drawn. Higher quality springs & wire forms.
Oil Tempered ASTM A229	CLI 165-293 [1138-2020] CLI 191-324 [1317-2234]	30 [207]	45	11.5 [79.3]	250.	121	C42-55	Cold drawn & heat treated before fabricated. General purpose spring wire.
Carbon Valve ASTM A230	215-240 [1482-1655]	30 [207]	45	11.5 [79.3]	250	121	C45-49	Cold drawn & heat treated before fabricated. Good surface condition & uniform tensile. Suitable for cyclic applications.

Fuente: Danfoss Springs

Anexo C: Propiedades y Formulaciones V.M Frailes

Anexo C.1: Valores y Expresiones del Esfuerzo según el material

MATERIAL	$E \times 10^{-6}$ kg/cm ²	$G \times 10^{-6}$ kg/cm ²	ESFUERZO DE CÁLCULO s_{sd} kg/cm ² Carga ligera
Número columna →	(1)	(2)	(3)
Revenido en aceite ASTM A229	2,038	0,8085	(a)
Estirado en frío ASTM A227	2,038	0,8085	Utilizar las constantes de la nota (a) multiplicadas por 0,85
Alambre cuerda piano ASTM A228	2,109	0,8437	(a)
Acero al carbono VSQ(s); ASTM A230	2,109	0,8085	(a)
Acero Cr-V VSQ(s); ASTM A232	2,109	0,8085	(a)

Fuente: Faires Virgil. M (2007)

Anexo C.2: Valores y Expresiones del Esfuerzo según el material - #2

TRACCIÓN MÍNIMA s_u kg/cm ² (No bobinado)	MÁXIMO «ESFUERZO COMPRESO A CIERRE» s_x (s_{ys} , aproximado)	RESISTENCIA A LA FATIGA s_{no} kg/cm ² (R = 0)
(4)	(5)	(6)
$\frac{12\ 250}{D_w^{0,19}}$ (b) [0,081 < D_w < 1,270]	0,6 s_u (c) [Q = 7350; x = 0,19]	$\frac{3625}{D_w^{1,1}}$ (d)(e) [0,104 < D_w < 0,381]
$\frac{11\ 750}{D_w^{0,19}}$ (b) [0,071 < D_w < 1,587]	0,5 s_u (c) [Q = 5875; x = 0,19]	$\frac{2895}{D_w^{1,34}}$ (d)(e) [0,381 < D_w < 1,587]
$\frac{15\ 420}{D_w^{0,164}}$ (b) [0,010 < D_w < 0,487]	0,5 s_u (c) [Q = 7710; x = 0,154] [0,07 < D_w < 0,488; 13 350 kg/cm ² máx.]	$\frac{4060}{D_w^{1,194}}$ (d) [0,045 < D_w < 0,457; 6468 kg/cm ² máx.]
$\frac{14\ 040}{D_w^{1,1}}$ (b) [0,236 < D_w < 0,635]	0,5 s_u (c) [Q = 7020; x = 0,1] [0,236 < D_w < 0,635]	$\frac{3962}{D_w^{0,13}}$ (d)(f) [0,236 < D_w < 0,635]
$\frac{13\ 790}{D_w^{0,144}}$ (b) [0,081 < D_w < 1,109]	0,6 s_u (c) [Q = 8270; x = 0,166]	Lo mismo que para A230 (g) [0,071 < D_w < 1,27]

Fuente: Faires Virgil. M (2007)

Anexo C.3: Propiedades Mecánicas – Materiales para Resortes helicoidales

TABLA AT 17: PROPIEDADES MECÁNICAS DE

MATERIAL	$E \times 10^{-4}$ psi	$G \times 10^{-4}$ psi	ESFUERZO DE CÁLCULO s_{ut} ksi <i>Carga ligera</i>
Número columna →	(1)	(2)	(3)
Revenido en aceite ASTM A229	29	11,5	(a)
Estirado en frío ASTM A227	29	11,5	Utilizar las constantes de la nota (a) multi- plicadas por 0,85
Alambre cuerda piano ASTM A228	30	12	(a)
Acero al carbono VSQ(s); ASTM A230	30	11,5	(a)
Acero Cr-V VSQ(s); ASTM A232	30	11,5	(a)
Acero Cr-Si ASTM A401	29	11,5	(a)
Acero inoxidable (Cr-Ni) ASTM A313	26	10	(i)
Cobre al berilio	18,5	7	Utilizar los valores da- dos para A229 multipli- cados por 0,8
Latón de resortes	14,5	4,5	Usar los valores dados para A229 multipli- cados por 0,35
Bronce fosforoso	14,5	6	Usar los valores dados para A229 multipli- cados por 0,5
Monel (m)	24,5	9,3	$\frac{52}{D_w^{0,17}}$ (h)(l) [0,058 < D_w < 0,625; 70 ksi máx.]
Monel tipo K (o)	24,5	9,3	75 ksi (h)(l) 80 ksi preconformado [$D_w > 0,058$]

ALAMBRE PARA RESORTES HELICOIDALES

TRACCIÓN MÍNIMA s_u ksi <i>(No bobinado)</i>	MÁXIMO «ESFUERZO COMPRIMIDO A CIERRE» s_c (s_{yc} , aproximado)	RESISTENCIA A LA FATIGA s_{wo} ksi <i>(R = 0)</i>
(4)	(5)	(6)
$\frac{146}{D_w^{0,19}}$ (b) [0,032 < D_w < 0,5]	0,6 s_u (c) [$Q = 87,5$; $x = 0,19$]	$\frac{47}{D_w^{0,11}}$ (d)(e) [0,041 < D_w < 0,15]
$\frac{140}{D_w^{0,19}}$ (b) [0,028 < D_w < 0,625]	0,5 s_u (c) [$Q = 70$; $x = 0,19$]	$\frac{30}{D_w^{0,11}}$ (d)(e) [0,15 < D_w < 0,625]
$\frac{190}{D_w^{0,124}}$ (b) [0,004 < D_w < 0,192]	0,5 s_u (c) [$Q = 95$; $x = 0,154$] [0,03 < D_w < 0,192; 190 ksi máx.]	$\frac{50}{D_w^{0,124}}$ (d) [0,018 < D_w < 0,18; 92 ksi máx.]
$\frac{182}{D_w^{0,11}}$ (b) [0,093 < D_w < 0,25]	0,5 s_u (c) [$Q = 91$; $x = 0,11$] [0,093 < D_w < 0,25]	$\frac{49}{D_w^{0,12}}$ (d)(f) [0,093 < D_w < 0,25]
$\frac{168}{D_w^{0,19}}$ (b) [0,032 < D_w < 0,437]	0,6 s_u (c) [$Q = 100$; $x = 0,166$]	Lo mismo que para A230 (g) [0,028 < D_w < 0,5]
$\frac{202}{D_w^{0,197}}$ (b) [0,032 < D_w < 0,375]	0,6 s_u [$Q = 121$; $x = 0,107$]	Lo mismo que para A230 (g) [0,032 < D_w < 0,375]
$\frac{170}{D_w^{0,12}}$ (b) [0,01 < D_w < 0,13]	0,47 s_u (h) [$Q = 80$; $x = 0,14$]	$\frac{30}{D_w^{0,12}}$ (d)(q) [0,01 < D_w < 0,375]
$\frac{97}{D_w^{0,41}}$ (b) [0,13 < D_w < 0,375]	[$Q = 45,6$; $x = 0,41$]	
160-200	0,5 s_u (h)	$\frac{35}{D_w^{0,12}}$ (d) [0,09 < D_w < 0,5; 56 ksi máx.]
$\frac{88}{D_w^{0,11}}$ (j)(k) [0,03 < D_w < 0,20; 125 ksi máx.]	$\frac{42}{D_w^{0,22}}$ (j) [0,08 < D_w < 0,5; 68 ksi máx.]	$\frac{11,5}{D_w^{0,12}}$ (d) [0,09 < D_w < 0,5; 19 ksi máx.]
$\frac{106}{D_w^{0,08}}$ (j) [$D_w \leq 0,5$; 145 ksi máx.]	0,45 s_u (h) [$Q = 47,5$; $x = 0,08$]	$\frac{15,3}{D_w^{0,12}}$ (d) [0,09 < D_w < 0,5; 28 ksi máx.]
$\frac{129}{D_w^{0,11}}$ (h) [$D_w \leq 0,625$; 170 ksi máx.]	0,4 s_u (h)(n) [$Q = 51,5$; $x = 0,11$] [$D_w \leq 0,625$; 68 ksi máx.]	$\frac{18}{D_w^{0,12}}$ (d)(n) [$D_w \leq 0,625$; 29 ksi máx. (p)]
$\frac{158}{D_w^{0,044}}$ (h) [$D_w \leq 0,625$; 180 ksi máx.]	0,4 s_u (h)(n) [$Q = 63$; $x = 0,048$] [$D_w \leq 0,625$; 72 ksi máx.]	Lo mismo que para Monel (r) [29 ksi máx. (p)]

Fuente: Faired Virgil. M (2007)