



Universidad
Politécnica
de Cartagena

CÁLCULO DE RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESION

Autor: Enrique Martínez López

Director: Jorge Ripoll Camús
Departamento de Ingeniería Mecánica
Cartagena, Mayo de 2013

INDICE

Capítulo 1. Introducción y objetivos.

Capítulo 2. Clasificación de los resortes en la Industria.

2.1 – Resortes de Compresión.....	3
2.1.1 – Resorte Helicoidal Cilíndrico de Compresión.....	4
2.1.2 – Resorte Helicoidal de Estampación.....	5
2.1.3 – Resorte Helicoidal Cónico de Compresión.....	6
2.1.4 – Resorte Helicoidal Bicónico de Compresión.....	7
2.1.5 – Arandelas Elásticas.....	8
2.2 – Resortes de Extensión/Tracción.....	12
2.2.1 – Resorte Helicoidal de Extensión/Tracción.....	12
2.2.2 – Resorte de Barra.....	13
2.2.2 – Resorte de Fuerza Constante.....	13
2.3 – Resortes de Torsión.....	14
2.3.1 – Resorte Helicoidal de Torsión.....	14
2.3.2 – Resortes en Espiral.....	15
2.3.3 – Barra de Torsión.....	17
2.4 – Resorte de Láminas o Ballesta.....	18
Capítulo 3. Resortes Helicoidales de Compresión de alambre redondo	
3.1 – Configuración de los resortes helicoidales de Compresión.....	20
3.2 – Extremos de los Resortes Helicoidales de Compresión.....	24

Capítulo 4. Materiales para Resortes

4.1- Principales Características de los aceros para resortes.....	27
4.2 – Resistencia a la Tensión para Resortes de Compresión.....	28
4.3 – Aceros para Resortes.....	30
4.4 – Relajación de los Materiales para Resortes.....	35
4.5 – Tratamientos para Resortes.....	35
4.5.1 – Tratamientos Térmicos.....	35
4.5.2 – Tratamientos Mecánicos.....	36
4.5.2.1 – Preesforzado/Asentamiento.....	36
4.5.2.2 – Granallado.....	36

Capítulo 5. Cálculo de Resortes helicoidales de Compresión.

5.1 – Efecto de la Curvatura.....	41
5.2 – Diseño de Resortes Helicoidales de Compresión para Carga Estática.....	43
5.2.1 – Método Principal.....	43
5.2.2 – Otro Método de Cálculo para Carga Estática.....	45
5.3 – Diseño de Resortes Helicoidales de Compresión para Cargas a Fatiga.....	47
5.3.1 – Método Principal.....	49
5.3.2 – Otro Método de Cálculo para Cargas a Fatiga.....	53
5.3.2.1 – Shigley & Mischke.....	53
5.3.2.2 – Hamrock, Jacobson.....	55
5.3.2.3 – Robert L. Norton.....	56
5.3.2.4 – Robert L. Mott.....	59
5.4.2.5 – Virgil M. Faires.....	60

Capítulo 6. Deformación, Estabilidad y Frecuencia Crítica en Resortes Helicoidales de Compresión.

6.1 – Deformación en un Resorte Helicoidal de Compresión.....	64
6.2 – Estabilidad y Deflexión Crítica en Resortes Helicoidales de Compresión.....	66
6.3 – Frecuencia Crítica en Resortes Helicoidales de Compresión.....	68

Capítulo 7. Ejemplos de Cálculo

7.1 – Carga Estática.....	71
7.2 – Carga a Fatiga.....	75

Capítulo 8. Hoja de Cálculo

8.1 – Configuración de la Hoja de Cálculo.....	81
8.2 – Problema Ejemplo.....	90

Capítulo 9. Bibliografía.....

93

Anexo 1.....

94

Anexo 2.....

97

CAPITULO 1

INTRODUCCION Y OBJETIVOS

En el diseño de la mayoría de los elementos mecánicos es deseable, que la deformación inducida por el estado de cargas actuante sea lo más baja posible. Sin embargo, los resortes mecánicos cumplen en las máquinas la misión de elementos flexibles, pudiendo sufrir grandes deformaciones por efecto de cargas externas volviendo a recuperar su forma inicial cuando cesa la acción de las mismas, es decir, presentan una gran elasticidad.

Para su fabricación se emplean aceros de gran elasticidad (acero al carbono, acero al cromo-vanadio, acero al cromo-silicio, etc.), aunque para algunas aplicaciones especiales pueden utilizarse el cobre endurecido y el latón.

Debido al elevado valor de la maquinaria en la industria, los resortes han sido estudiados con meticulosidad; además, se producen en masa y se han determinado configuraciones ingeniosas para lograr una variedad de propiedades deseadas

Las aplicaciones de los resortes son muy variadas entre las más importantes pueden mencionarse las siguientes:

- Como elementos capaces de absorber energía o cargas de choque, como por ejemplo en chasis y topes de ferrocarril.
- Como dispositivos de fuerza para mantener el contacto entre elementos, tal como aparece en los mecanismos de leva y en algunos tipos de embragues.
- En sistemas de suspensión y/o amortiguación, percibiendo la energía instantánea de una acción externa y devolviéndola en forma de energía de oscilaciones elásticas.
- Como elemento motriz o fuente de energía, como en mecanismos de reloj y juguetes, dispositivos de armas deportivas, etc.
- Como elementos capaces de absorber vibraciones.

El objetivo de este proyecto es proporcionar una hoja de cálculo para agilizar los procedimientos de diseño y comprobación de resortes helicoidales de compresión de alambre redondo.

Del mismo modo realizar una comparación entre los diferentes autores de la bibliografía utilizada, indicando las diferencias y similitudes que uno se puede encontrar.

Este proyecto incluye solamente los resortes helicoidales de compresión con alambre de sección circular.

El capítulo 2 incluye una clasificación muy detallada de los resortes más comunes que existen en la ingeniería, es decir, compresión, tracción/tensión y torsión.

En el capítulo 3 se definen todos los parámetros geométricos más importantes de los resortes helicoidales de compresión de alambre redondo. Como por ejemplo: los diámetros de un resorte, el índice del resorte, la constante elástica, las posibles configuraciones para las espiras en los extremos del resorte, etc.

El capítulo número 4 está dedicado a los materiales para los resortes. En este capítulo se estudiarán las características más importantes que deben incluir los aceros para la fabricación de resortes así como una comparación entre los diferentes autores de la bibliografía.

El capítulo 5 es el más extenso. En él, se abordará el estudio del cálculo de resortes tanto para cargas estáticas como para cargas de fatiga. Para ello, se indicarán los aspectos más importantes para el cálculo de los esfuerzos.

Por otro lado, se realizará una comparación entre las diferencias y similitudes de los diferentes autores de la bibliografía.

El capítulo 6 está dedicado al estudio de la deformación y estabilidad de los resortes. Se proporcionan los datos necesarios para comprobar que el resorte cumple las condiciones de estabilidad.

En el capítulo 7 se propone un ejercicio de diseño de resortes partiendo de unos datos iniciales tanto para carga estática como para fatiga. En este capítulo se utilizarán todos los conocimientos expuestos en el capítulo 5.

El capítulo 8 contiene toda la información necesaria para el manejo de la hoja de cálculo. Explicando paso a paso todos los detalles que ésta incluye y por último, resolviendo el ejemplo del capítulo 7.

Para finalizar, el capítulo 9 contiene toda la bibliografía que se ha utilizado para el desarrollo de este proyecto, incluyendo títulos y autores, y además páginas webs que han sido de gran utilidad.

CAPITULO 2.

CLASIFICACION DE LOS RESORTES EN LA INDUSTRIA

Existen diferentes tipos de resortes, cada uno de ellos con sus aplicaciones determinadas. La clasificación puede realizarse desde diferentes parámetros:

- Según la forma del resorte: helicoidal cilíndrico, helicoidal cónico, en espiral, laminar.
- Según la forma de la sección transversal del hilo: circular, cuadrada, rectangular.
- Según el tipo de carga que soportan: de compresión, de tracción, de torsión, de flexión.

A continuación se expondrá una clasificación de los resortes en la industria según el tipo de carga que soportan.

2.1 RESORTES DE COMPRESION

Los resortes de compresión están destinados a soportar esfuerzos de compresión y choque. Esto les permite disminuir su volumen cuando se aumenta la presión ejercida sobre ellos, convirtiéndose en los dispositivos de almacenamiento de energía disponible más eficientes. Representan la configuración más común utilizada en el mercado actual.

Según la forma del resorte, uno como ingeniero se puede encontrar resortes de compresión de diferentes formas: resortes helicoidales cilíndricos, helicoidal de estampación, helicoidal cónico, helicoidal bicónico y arandelas elásticas.

2.1.1 RESORTE HELICOIDAL CILÍNDRICO DE COMPRESIÓN

Este tipo de resorte es de uso general, utilizándose en válvulas, engrasadores, amortiguadores, etc. Está formado por un hilo de acero de sección redonda, cuadrada u ovalada (Figura 2.1), enrollado en forma de hélice cilíndrica a la izquierda o a la derecha (Figura 2.2), y a su vez con paso uniforme o variable (Figura 2.3).

Los muelles helicoidales de sección redonda son los que presentan mejores atributos debido a que soportan tensiones inferiores a los otros tipos de sección. Por otro lado los muelles helicoidales de sección cuadrada presentan una mayor tensión respecto a los muelles de sección redonda. La duración de estos muelles es ligeramente inferior debido a una distribución de las tensiones más desfavorable. Y por último Los muelles helicoidales de sección ovalada presentan una mayor tensión respecto a los muelles de sección redonda. La duración de estos muelles es ligeramente inferior debido a una distribución de las tensiones más desfavorable.

La diferencia entre un paso variable o uniforme es que en un resorte con paso uniforme la relación entre la fuerza ejercida y la deformación es lineal (en teoría), mientras que con un paso variable esta relación no es proporcional. Con esta variante se logra obtener una mayor fuerza para un determinado desplazamiento comparado con otro resorte dimensionalmente igual pero de paso constante. En aplicaciones especiales en que se necesita eliminar el efecto de resonancia, esta es una solución de la misma.

Para conseguir un buen apoyo y un funcionamiento correcto, los extremos del resorte han de presentar superficies de apoyo planas y perpendiculares a su eje; por este motivo, las dos espiras de los extremos (espiras de apoyo) están más próximas entre sí (disminución del paso) y rectificadas cuando sea necesario.

A su vez, las espiras de los extremos se pueden presentar enrolladas con un diámetro más pequeño, para facilitar su montaje en cilindros con ensanche lateral.



Figura 2.1 - Resorte helicoidal de compresión con alambre redondo, cuadrado y ovalado

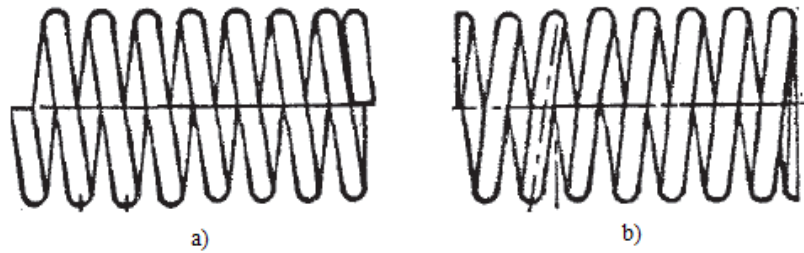


Figura 2.2 - Resorte helicoidal de compresión enrollado a la derecha (a) y a la izquierda (b)

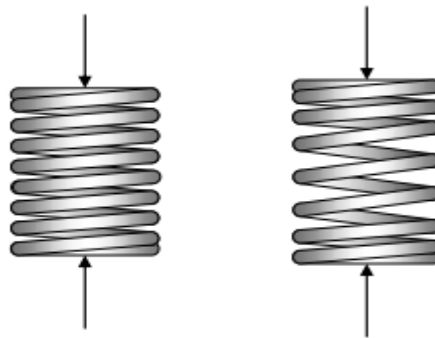


Figura 2.3 - Resorte helicoidal de compresión con paso uniforme y variable

2.1.2 RESORTE HELICOIDAL DE ESTAMPACION

Los muelles para estampación, también denominados resortes de matricería (Figura 2.4) están diseñados para soportar grandes esfuerzos, ya sea para sostener un peso en una posición determinada pero con cierta soltura que le permita un movimiento limitado, o bien para conservar una cierta distancia entre dos objetos. Usualmente, como su nombre indica, se les utiliza en troqueles, es decir, máquinas que ejercen presión sobre un objeto, generalmente para grabado, impresión o hacer dobleces.

En un troquel, el muelle o resorte es la parte que permite a la plancha de presión regresar a su posición original. Al accionar la palanca que hace descender la plancha, la fuerza actuante opera en sentido contrario al resorte, lo cual también sirve para que el objeto troquelado no quede aplastado bajo el peso de la plancha. Al liberar la presión, el resorte ayuda a la plancha a volver al punto de inicio.

Son de sección de hilo rectangular. Están fabricados según la norma ISO 10243 que define, diámetro, longitud y fuerza. Igualmente esta misma norma también define cuatro series de muelles que siendo de mismas dimensiones y por tanto intercambiables, ofrecen valores de carga de menor a mayor.

Estas cuatro series vienen identificadas por colores, para simplificar su selección. (Verde = ligero; azul = media; rojo = fuerte; amarillo = extrafuerte).

Cabe destacar que dentro de la familia de muelles de sección rectangular existe una quinta serie superfuerte (marrón) que conservando las dimensiones de las otras cuatro series, ofrece valores de carga hasta cuatro veces superiores a las de la serie más fuerte.

Dentro de los muelles para estampación o matricería existe también otra familia de cuatro series bajo la misma filosofía, pero con la sección de hilo ovalada, que manteniendo las dimensiones básicas ofrece alternativas en fuerzas y recorridos.

Todos los muelles están fabricados con hilo de aleación de acero (Cr-V/Cr-Si). Este tipo de hilo es especialmente adecuado para resistir contra impactos y deformaciones. Además, debido a su calidad, puede trabajar en condiciones de altas temperaturas hasta los 230°C.



Figura 2.4 - Resorte helicoidal de estampación.

2.1.3 RESORTE HELICOIDAL CÓNICO DE COMPRESIÓN

El comportamiento de un resorte cónico de compresión de paso constante no es proporcional. La fuerza desarrollada para un determinado desplazamiento es mayor comparado con un resorte cilíndrico de diámetro igual al medio entre el mayor y el menor, manteniendo invariables las demás dimensiones. Por razones de espacio disponible o funcionamiento se requiera que frente a una fuerza determinada, la longitud del resorte resultante sea reducida. El resorte cónico brinda una solución a este problema. A dicha característica se le denomina telescópica, ya que si se diseña adecuadamente la altura de bloqueo se minimiza al diámetro del alambre. En aplicaciones especiales en que el ciclo de trabajo tiene una frecuencia próxima a la frecuencia natural del resorte, este diseño brinda una solución al problema de resonancia.

Se puede distinguir entre dos tipos de resortes cónicos: de sección circular y de sección rectangular o de llanta (Figura 2.5)

Los resortes helicoidales cónicos de sección rectangular también son conocidos como: muelles de tope o muelles de voluta, muelle de tira, amortiguador cónico, Buffer Spring o Puffer Federn.

Un muelle de tope o resorte de voluta está conformado a partir de un fleje delgado de acero, enrollado en espiral sobre la misma cara del fleje, de manera que las espiras quedan en cono una dentro de otra y con una base plana. Puesto que las espiras no se superponen, la altura cerrada del resorte es igual al ancho del fleje a partir del cual se conforma.

El material utilizado para la fabricación es el mismo que para los muelles helicoidales, pero antes de enrollarlos, es necesario seguir unos procesos de laminación y corte en los extremos de las llantas.

Otra característica a destacar en los muelles de tope ó voluta es que si las espiras se enrollan entre ellas de tal manera que hagan contacto entre sí, es decir, que rocen entre ellas al deslizarse, la fricción generada podrá ser utilizada para amortiguar vibraciones u otras perturbaciones transitorias indeseadas

Debido a éste rozamiento no son recomendables para trabajos dinámicos continuos. De todas maneras, se puede fabricar una versión con espacio libre entre las espiras con la finalidad de conseguir un muelle libre de fricción de ser necesario para utilización dinámica.

Este tipo de resorte se emplea principalmente para amortiguar fuerzas de choque de gran intensidad en un corto recorrido, por ejemplo en amortiguadores de topes de vagones de ferrocarril.

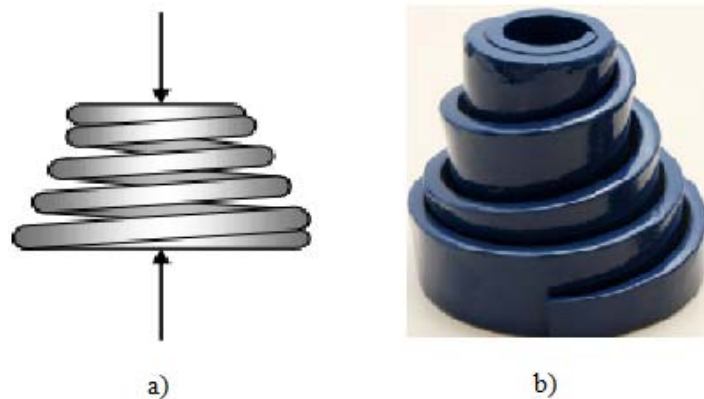


Figura 2.5 - Resorte helicoidal cónico de sección circular (a) y de sección rectangular (b)

2.1.4 RESORTE HELICOIDAL BICÓNICO DE COMPRESIÓN

El comportamiento de un resorte bicónico de compresión se puede aproximar a dos resortes cónico que montados en serie forme la configuración del bicónico, con el diámetro exterior menor en los extremos y mayor en el centro. Por lo tanto, las características

funcionales son similares a las de un resorte cónico y su aplicación se limita a consideraciones de montaje.

Una característica importante de este tipo de resortes es que tienden a minimizar el efecto de resonancia y de vibraciones.

Los resortes bicónicos se pueden encontrar de dos formas: con forma de barril o de reloj de arena. (Figura 2.6).

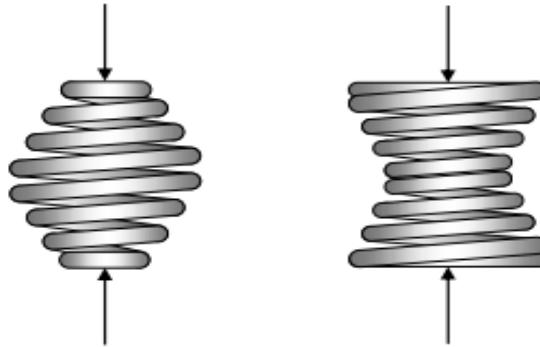


Figura 2.6 - Resorte helicoidal bicónico de compresión

2.1.5 ARANDELAS ELASTICAS.

Este tipo de resorte tiene gran aplicación, dada la simplicidad de su composición y las cualidades que reúne, entre las cuales se pueden destacar las siguientes: dimensiones reducidas con gran capacidad de carga, varias arandelas superpuestas en el mismo sentido permiten multiplicar la carga que soportan con igual deformación, varias arandelas superpuestas en oposición permiten multiplicar la deformación elástica con igual carga, presentan una gran resistencia a la fatiga, máxima seguridad de funcionamiento ya que la rotura de una arandela no deja el resorte fuera de servicio.

Dentro de este grupo existen diferentes configuraciones: muelles de platillo, arandelas Belleville, muelles de disco para rodamientos, arandelas elásticas onduladas y muelles de compresión ondulados

Muelles de platillo (Figura 2.7): también conocidos como arandelas elásticas o muelles de disco, son arandelas cónicas que ofrecen una fuerza elástica proporcional a la deformación a la que son sometidas en la misma dirección axial. Al poder utilizarse apiladas, es posible diseñar muelles a medida según las necesidades. Son piezas sumamente precisas respecto a los valores teóricos. Están diseñadas para soportar un alto número de ciclos y su característica fundamental es que se pueden obtener grandes valores de fuerza en espacios reducidos.

Los muelles de platillo tienen como principal característica el ser capaz de poder generar una fuerza elástica alta comparada con los muelles helicoidales tradicionales, en alojamientos comparativamente pequeños y con desplazamientos también pequeños.

En comparación con otro tipo de muelles, los muelles de disco sufren deflexiones pequeñas bajo cargas grandes, y si interesan deflexiones mayores, pueden conseguirse fácilmente dada su simplicidad para montarse en serie.

Estos muelles se pueden apilar enfrentados y/o encimados, ya sea buscando multiplicar el desplazamiento, la fuerza o ambos.

Los apilamientos en serie, con los muelles enfrentados, mantienen la misma fuerza que el muelle individual, viéndose incrementado el desplazamiento, en función de la cantidad de muelles utilizados.

Los apilamientos en paralelo, con los muelles apilados en la misma dirección, es decir encajados unos dentro de otros, mantienen el desplazamiento individual, incrementando la fuerza en base a la cantidad de platillos del apilamiento. Debe prestarse especial atención al rozamiento en este tipo de apilamientos.

También es posible combinar ambas formas de apilamiento, a través de la utilización de apilamientos de muelles en serie y en paralelo es posible lograr el muelle que se está buscando, ya sea en nivel de fuerza como en desplazamiento.

Como regla general, los muelles de platillo estándar son de acero al Cromo Vanadio.

La norma DIN 2093 fija los estándares mínimos de calidad para los diferentes procesos de fabricación relativos a los muelles de disco, por ejemplo: Tolerancias en sus dimensiones y en sus prestaciones. (Fuerza, desplazamiento, etc.); tolerancias entre los componentes que participan del montaje de un conjunto de muelles de discos; materiales; protecciones anticorrosivas, etc.



Figura 2.7 - Muelles de platillo

Las Arandelas Belleville (Figura 2.8): o arandelas de presión, tienen como función evitar la pérdida de precarga entre un tornillo y una tuerca ó en cualquier otro tipo de unión que permita su colocación, al aplicar una presión permanente sobre ambos.

Consiguen que las partes sujetas permanezcan fijas a pesar de vibraciones u otras formas de relajación que puedan aparecer con el paso del tiempo.

A pesar de que su aspecto sea muy similar a los muelles de platillo, sus características son muy distintas, ya que no están preparadas para el trabajo dinámico. Sus procedimientos de fabricación están definidos por la norma DIN 6796.

Las arandelas Belleville DIN 6796 están disponibles en C60 (DIN 17221 y DIN 17222) con una dureza comprendida entre 420 y 510 HV. También están disponibles en Acero Inoxidable: X12 Cr Ni 177 (AISI 301) y X7 Cr Ni Al 17-7 (AISI 631). Las dimensiones más conocidas de DIN 6796 pueden ser suministradas en aleaciones de Níquel (NiCr 19 NbMo) material conocido como Inconel 718 para utilizarse en puntos donde se desea una resistencia a la corrosión muy elevada ó la temperatura es excesiva para los materiales convencionales.

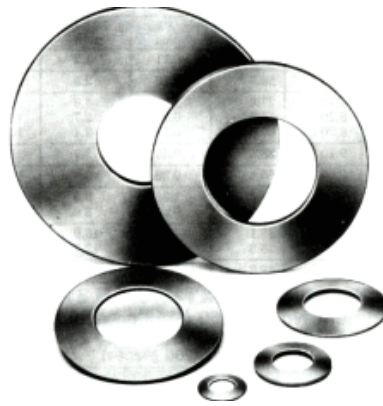


Figura 2.8 – Arandelas elásticas Belleville

Arandelas para cojinetes de bolas o rodamientos (Figura 2.9): Estos muelles están diseñados para actuar como retención de los cojinetes de bolas. Su función es la de absorber las vibraciones del cojinete (disminución del ruido), así como compensar las dilataciones térmicas del conjunto durante su funcionamiento sin que esto produzca una variación de la carga axial recomendada indicada por el fabricante del rodamiento. Hay dos tipos de arandelas: ranuradas (slotted) y planas (plain). Comparando los dos tipos de arandelas para un mismo cojinete se ha descubierto que las Slotted son menos rígidas y más altas. Al mismo tiempo hay que mencionar que se pueden apilar en paralelo para lograr la fuerza deseada.

Los muelles para cojinetes de bolas pueden ser fabricados en acero muelle de alta calidad (CK 67 (1.1231)). También pueden fabricarse en materiales resistentes a la corrosión, aceros no magnéticos, bronce (Cu Sn 8), Aleación de Cobre-Berilio (Cu Be 2), Nimonic 90 y otros.

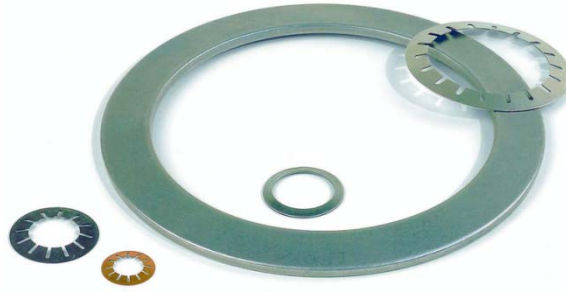


Figura 2.9 – Arandelas para cojinetes (planas y ranuradas)

Arandelas onduladas elásticas de compresión (Figura 2.10): Las arandelas elásticas onduladas se utilizan habitualmente en aplicaciones con cargas axiales para pequeñas y medias deflexiones, especialmente donde el espacio radial es limitado.

Durante la instalación inicial las arandelas de compresión sufrirán una pequeña pérdida de altura. Después del este montaje inicial la pérdida de altura es mínima.

Se pueden fabricar en acero inoxidable y en acero al carbono según AISI 1070.



Figura 2.10 – Arandelas onduladas elásticas de compresión

Muelles de compresión ondulados (Figura 2.11): reemplazan a los muelles convencionales de alambre de redondo allí donde el espacio es crítico; ocuparían solamente un tercio o la mitad de la altura comprimida de los muelles tradicionales de hilo redondo, mientras que proporcionan más recorrido con la misma carga.

Partiendo de un fleje en acero para muelles con esquinas redondeadas y templadas se fabrican estos muelles de compresión ondulados. Como resultado se obtiene un muelle con diámetros y altura de ondas uniformes.

El material más común es el Acero inoxidable tipo 17-7 PH. Este material es ligeramente magnético y se suministra con el acabado original del material.

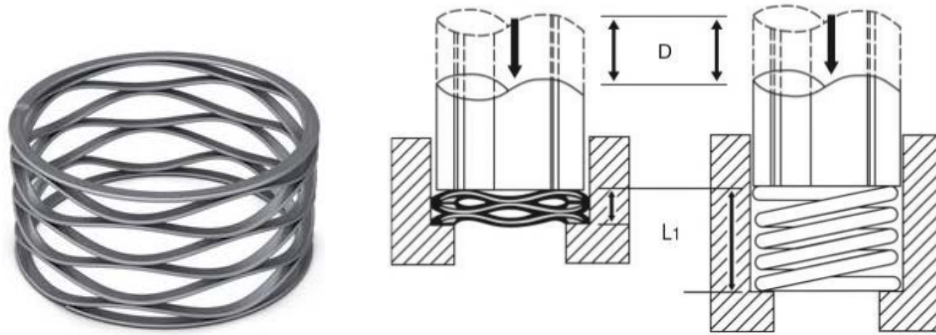


Figura 2.11 – Arandelas onduladas elásticas de compresión

2.2 RESORTES DE EXTENSIÓN/TRACCIÓN

Dentro de los resortes de extensión existen muchas configuraciones diferentes. Uno se puede encontrar con resortes helicoidales, resortes de barra de enganche o resortes de fuerza constante.

2.2.1 RESORTE HELICOIDAL DE EXTENSION/TRACCION

Un resorte helicoidal cilíndrico de extensión ejerce la acción hacia su interior, oponiéndose a una fuerza exterior que trata de estirarlo en la dirección de su eje. En reposo, las espiras de este tipo de resorte están normalmente juntas, por lo que el paso de las espiras es igual al diámetro del hilo.

La mayoría de los resortes de extensión incorporan una tensión inicial. Dicha tensión es una fuerza interna que mantiene unidas a las espirales. La magnitud de la tensión inicial es la carga necesaria para vencer la fuerza interna e iniciar la separación de las espirales. A diferencia de los resortes de compresión que no tienen ninguna carga aplicada cuando la deflexión es igual a cero, los resortes de extensión pueden estar sujetos a una carga aunque la deflexión sea igual a cero. Esta carga incorporada previamente, denominada tensión inicial, puede ajustarse dentro de ciertos límites y su magnitud se reduce a medida que el índice del resorte aumenta.

Por su modo de acción, un resorte de tracción debe presentar sus extremos curvados en forma de gancho, los cuales pueden presentar diversas formas, según la finalidad a que están destinados.

Los más comunes serían: ganchos de centros cruzados; extremos reducidos con ganchos pivotantes; ganchos extendidos para maquinaria; ganchos estándar para maquinaria; barras con ganchos; ganchos expandidos; extremos rectangulares; extremos en forma de gota; inserciones roscadas; ganchos en forma de “V”. (Figura 2.11)



Figura 2.11 – Resortes de extensión con diferentes tipos de ganchos

2.2.2 RESORTE DE BARRA

Un resorte de extensión muy particular es el resorte de barra de enganche (Figura 2.13). En una barra de enganche, la carga se aplica en los extremos de ganchos largos de acero que pasan a través del centro del resorte y están enganchados alrededor del extremo opuesto, comprimiéndose así el resorte con la carga. Los resortes de barra de enganche son excelentes para ser utilizados en situaciones potenciales de sobrecarga y ofrecen un tope sólido definitivo que continuarán soportando una carga estática después de alcanzar la longitud máxima extendida.

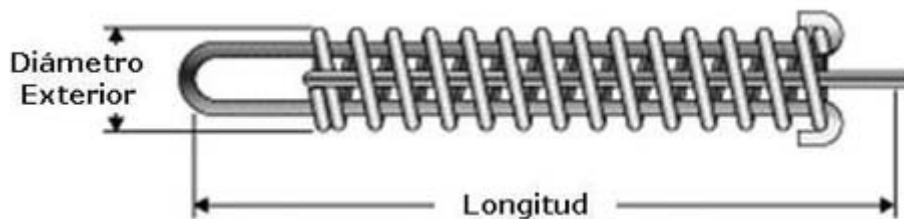


Figura 2.13 – Resorte de barra de enganche

2.2.3 RESORTE DE FUERZA CONSTANTE

Y por último estaría el resorte de fuerza constante (Figura 2.14). Los muelles de fuerza constante representan una variedad especial de muelle de tracción. Consisten en un espiral o fleje con curvatura de forma que cada espiral del fleje se apriete fuertemente sobre la anterior. Cuando se extiende (deflexión), el esfuerzo inherente resiste la fuerza de carga, al igual que en el resorte de tracción común, pero con una constante casi constante (cero).

El muelle de fuerza continua es muy adecuado para largas extensiones sin acumulación de carga. En la utilización el muelle se monta normalmente con el diámetro interior

enrollado apretadamente alrededor de un tambor y con el extremo libre fijado a la fuerza de carga, como en la aplicación de un contrapeso. Dicha relación puede invertirse, con el extremo libre fijo y la fuerza de trabajo siendo proporcionada por el mismo muelle, como en el caso de las escobillas en motores eléctricos.

El diámetro interior del muelle se enrollará apretadamente alrededor del tambor de forma que en la mayoría de las aplicaciones no se requiere ningún método de sujeción sobre el tambor.

La carga del muelle se puede aumentar mediante el montaje de dos o más muelles de fuerza constante en tándem u opuesto.

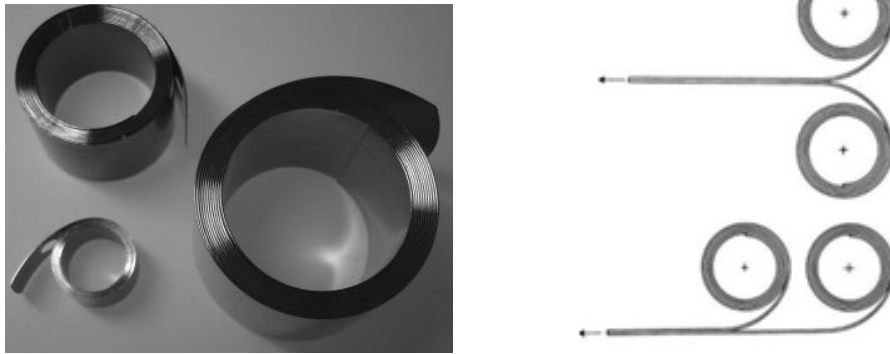


Figura 2.14 – Resortes de fuerza constante

2.3 RESORTE DE TORSION

La función de torsión está proporcionada por los resortes helicoidales de torsión y los resortes en espiral.

2.3.1 RESORTE HELICOIDAL DE TORSION

Un resorte helicoidal de torsión se deforma al ser sometido por sus extremos a un par de fuerzas perpendiculares a su eje. Está formado por un hilo de acero arrollado en forma de hélice cilíndrica con dos brazos extremos, los cuales se deforman angularmente al estar apoyados en los elementos que tienen el giro relativo. Las diferentes formas que pueden presentar sus extremos son muy variadas, en consecuencia, habrá que representarlos y acotarlos siguiendo las normas de carácter general.

Los extremos de los resortes de torsión pueden doblarse, retorcerse o moldearse en forma de gancho o rizo dependiendo de las necesidades de aplicación. Los alambres utilizados para los resortes de torsión pueden ser cuadrados o

rectangulares aunque el alambre redondo, que puede tener un enrollado cerrado o abierto, optimiza su uso pues está diseñado para enroscarse. Su configuración típica es: un alambre de sección circular enrollados en espiral con dos extremos de diferentes formas dependiendo del punto donde se ha de fijar y aplicar la fuerza de torsión. Los resortes de torsión pueden ser simples o de doble torsión (Figura 215). Los resortes de doble torsión consisten en secciones conectadas de espiras, una derecha y otra izquierda que trabajan en un paralelo.

Los resortes de doble torsión se utilizan en una amplia gama de artículos electrodomésticos, máquinas de escribir, cables de conexión, cuadernos, juguetes, etc.



Figura 2.15 – Resorte helicoidal de torsión simple y doble

2.3.2 RESORTES EN ESPIRAL

Por otro lado los resortes en espiral se pueden clasificar como resortes de hilo (hairsprings), resortes de cepillo (brush springs), resortes de potencia o de reloj (power or clock springs) y por último los muelles de par constante.

El resorte de hilo (Figura 2.16), o resorte regulador es una parte utilizada en la fabricación de dispositivos mecánicos para medir el tiempo. El resorte de hilo es un resorte de torsión delgado con forma de espiral que se utiliza en relojes mecánicos, cronómetros marinos, y otros dispositivos para medir el tiempo para controlar la frecuencia de oscilación del volante regulador. El resorte regulador es una parte integral del volante regulador, ya que permite invertir la dirección de giro del volante regulador de forma que oscile en sentidos alternados. Juntos el resorte regulador y el volante regulador forman un oscilador armónico, cuyo período de resonancia es afectado muy poco por cambios en las fuerzas que actúan sobre él, lo cual es una característica muy buena en un dispositivo que mide el tiempo.



Figura 2.16 – Resortes de hilo (Hair Springs)

El resorte de cepillo (Figura 2.17) recibe este nombre porque ha sido utilizado durante mucho tiempo para aplicar presión a las escobillas de carbón en los motores y generadores eléctricos.

Este también es un resorte enrollado en espiral abierta pero está fabricado por materiales más pesados que el resorte de hilo. Los resortes de cepillo se caracterizan por tener todas las espiras activas durante todo el funcionamiento.

Es importante tener en cuenta el diámetro del eje y el diámetro exterior mirando el espacio disponible para el resorte. Si el diámetro es demasiado pequeño las espiras entrarán en contacto antes de la deflexión deseada.



Figura 2.17 – Resorte de cepillo (Brush Spring)

Los muelles de reloj o de potencia se fabrican con enrollado de cinco vueltas. Sus nombres describen sus aplicaciones

A medida que la tira de material utilizado se hace más larga, la espiral se hace más grande y el espacio entre las espiras también aumenta.

Por este motivo es necesario mantener el resorte en una especie de carcasa. A medida que el eje gira para enrollar el resorte, las espiras gradualmente tiran hacia fuera de este alojamiento.

Dentro de los resortes de potencia existe otra variación denominada resortes de potencia con tensión inicial (Pre-stressed power springs). La ventajas que presentan son las siguientes: pueden almacenar hasta un 50% más de energía y además se les puede dar más giros manteniendo el mismo tamaño.



Figura 2.18 – Resortes de potencia con y sin tensión inicial.

2.3.3 BARRA DE TORSION

Una barra de torsión es un elemento de acero que conecta los ejes de la suspensión con el fin de reducir el movimiento del chasis causado por una fuerte demanda en los giros. El objetivo es mantener sin cambios la geometría del coche, aumentando así la estabilidad.

El método de aplicación consiste en fijar un extremo de la barra rígidamente a un punto de la carrocería y el otro, por ejemplo, a los triángulos de suspensión. Si el triángulo va posicionado en forma transversal, la barra irá situada longitudinalmente, de tal forma que cada vez que el triángulo gire, cuando se hunde la rueda por efecto de un bache, por ejemplo, la barra se retorcerá, almacenando energía que devolverá cuando recupere su posición original (Figura 2.19).

Por supuesto, dependiendo de los sistemas de suspensión las barras de torsión trabajan colocadas de una forma u otra, pero su principio de funcionamiento resulta siempre idéntico.

Muchas son las ventajas de la barra de torsión con respecto a los muelles helicoidales. En primer lugar su mejor aprovechamiento del material, atribuido a la mayor actividad elástica de las zonas de la barra situada en las cercanías de los puntos de anclaje, en comparación con las espiras de los extremos de los muelles.

En esas zonas de anclaje donde la tensión del material es máxima, la barra se mecaniza en forma cuadrada o hexagonal para sujetarla a su fijación. Y para soportar la elevada tensión de esos puntos, el diámetro de las barras suele ser creciente hacia sus extremos.

La tensión de las barras es menor cuanto mayor sea su longitud. Así, situadas transversalmente, suelen ocupar toda la anchura del vehículo. Generalmente, las barras de torsión están consideradas más manejables que los muelles en el diseño de una suspensión, ya que resultan más ligeras que éstos y se acomodan con relativa facilidad en la zona inferior de los automóviles.

Otra ventaja de las barras de torsión es que contribuyen notablemente a la reducción de masa no suspendida, tanto en comparación con los muelles como las ballestas. De este hecho, el principal beneficiado es el comportamiento.

El motivo por el que la utilización de las barras de torsión no está más extendida, a pesar de sus ventajas, es el coste de fabricación así como el de montaje, sensiblemente superior al de los muelles helicoidales.

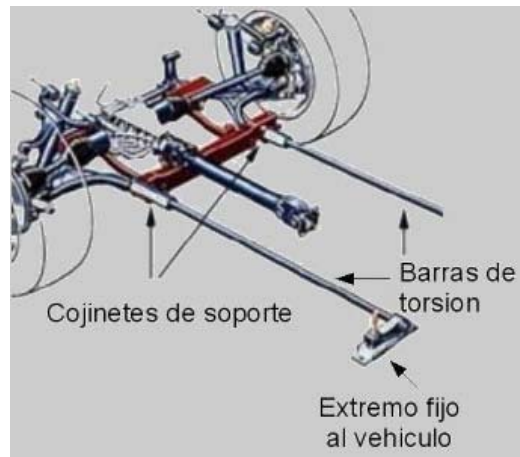


Figura 2.19 – Ejemplo de uso de la barra de torsión

2.4 RESORTE DE LÁMINAS O BALLESTA

Este tipo de resorte se conoce con el nombre de ballesta. Está formado por una serie de láminas de acero de sección rectangular de diferente longitud, las cuales trabajan a flexión; la lámina de mayor longitud se denomina lámina maestra.

Existen dos tipos de resortes de láminas, monolaminar o multilaminar. Un resorte de monolaminar sólo tiene una lámina de acero en forma de arco, que es generalmente muy gruesa en el centro con extremos mucho más delgados. Un resorte de hojas múltiples, se construye de varias láminas de acero en forma de arco de longitud variable que se apilan juntos, con la lámina más larga en la parte superior y la más corta en la parte inferior. Los resortes de multilaminares son generalmente capaces de soportar cargas mucho mayores que los monolaminares.

Las láminas que forman la ballesta pueden ser planas o curvadas en forma parabólica, y están unidas entre sí por el centro a través de un tornillo o por medio de una abrazadera sujeta por tornillos.

Las ballestas están constituidas por un conjunto de hojas o láminas de acero especial para muelles, unidas mediante unas abrazaderas, que permiten el deslizamiento entre las hojas cuando éstas se deforman por el peso que soportan. La hoja superior, llamada hoja

maestra, va curvada en sus extremos, formando unos ojos en los que se montan unos casquillos para su acoplamiento al soporte del bastidor, por medio de pernos o bulones. El número de hojas y su espesor está en función de la carga que han de soportar. Todas las hojas se unen en el centro mediante un tornillo pasante con tuerca, llamado “capuchino”. (Figura 2.20)

La ballesta, que presenta cierta curvatura, tiende a ponerse recta al subir la rueda con las desigualdades del terreno, aumentando con ello su longitud. Por este motivo, su unión al chasis deberá disponer de un sistema que permita su alargamiento.

Generalmente, este dispositivo se coloca en la parte trasera de la ballesta y consiste en la adopción de una gemela que realiza la unión al chasis por medio de un tornillo pasante. Además, en el ojo de la ballesta, se coloca un casquillo elástico, llamado silentblock, formado por dos manguitos de acero unidos entre sí por un casquillo de caucho, que se interpone a presión entre ambos. De esta manera, el silentblock actúa como articulación para movimientos pequeños, como los de la ballesta en este lugar, sin que se produzcan ruidos ni requiera engrase.

Las ballestas se utilizan como resortes de suspensión en los vehículos, realizando la unión entre el chasis y los ejes de las ruedas. Su finalidad es amortiguar los choques debidos a las irregularidades de la carretera. La suspensión por ballestas suele emplearse en vehículos dotados de puentes delantero y trasero rígidos.

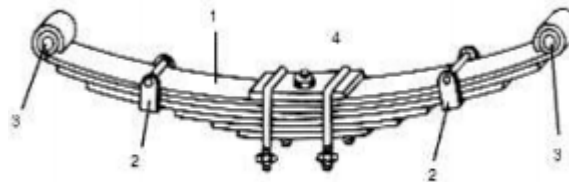


Figura 2.20 – Resorte de láminas: (1) conjunto de láminas; (2) abrazaderas; (3) casquillos para el acoplamiento; (4) perno “capuchino”.

CAPITULO 3

RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESION DE ALAMBRE REDONDO

En este proyecto se llevará a cabo un estudio de los diferentes métodos de cálculo de los resortes helicoidales de compresión con alambre redondo.

3.1 CONFIGURACIÓN DE LOS RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESIÓN

En primer lugar, se necesitará conocer los diferentes términos que pueden aparecer a la hora de diseñar un resorte de compresión. La Figura 3.1 puede servir como referencia para un mejor entendimiento.

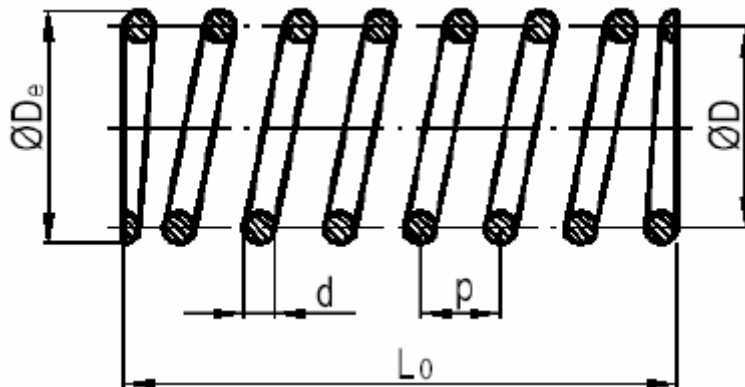


Figura 3.1 – Configuración de un resorte helicoidal de compresión

El **diámetro del alambre (d)** suele ser redondo, ya que es la forma más económica. Como ya se ha visto, existen diferentes formas para el alambre. El alambre rectangular es utilizado en situaciones en las que el espacio es limitado, por lo general para reducir la altura sólida. En este proyecto se trabajará con alambre redondo.

El cálculo del diámetro necesario del alambre es uno de los resultados más importantes del diseño de resortes. El alambre se fabrica en piezas de diámetro estándar que abarca un rango muy amplio, como se muestra en la tabla 3.1.

Metric sizes, mm					
First preference	Second preference	Third preference	First preference	Second preference	Third preference
0.10			2.5		
	0.11				2.6
0.12				2.8	
	0.14		3.0		
0.16					3.2
	0.18			3.5	
0.20					3.8
	0.22		4.0		
0.25					4.2
	0.28			4.5	
0.30					4.8
	0.35		5.0		
0.40				5.5	
	0.45		6.0		
0.50				6.5	
	0.55			7.0	
0.60					7.5
	0.65		8.0		
	0.70				8.5
0.80				9.0	
	0.90				9.5
1.0			10.0		
	1.1			11.0	
1.2			12.0		
		1.3		13.0	
	1.4		14.0		
1.6				15.0	
	1.8				
2.0			16.0		
		2.1			

Tabla 3.1 – Diámetros estándar para resortes. (Fuente: Kenneth-Mckee [7])

Un resorte de compresión se puede distinguir tres tipos de diámetros. El **diámetro exterior (De)**, es la dimensión de la superficie cilíndrica envolvente exterior del resorte. Se especifica cuando un resorte opera en una cavidad. El **diámetro interior (Di)**, se especifica cuando el resorte opera sobre una barra. El **diámetro medio (D)**, es el diámetro exterior menos el diámetro del alambre.

Es muy común instalar los resortes en orificios cilíndricos, o bien alrededor de un vástago. Cuando eso sucede, deben proporcionarse holguras adecuadas. El diámetro de la espira aumenta cuando se comprime un resorte. Este aumento, aunque pequeño, debe ser considerado cuando los espacios libres puedan ser un problema. Por lo que, el diámetro interior de un orificio alrededor del resorte debe ser mayor que el diámetro exterior del resorte, para eliminar el frotamiento.

Se recomienda dar una holgura diametral inicial de una décima del diámetro del alambre para resortes de 12 mm (0.5 pulgadas) de diámetro mayor. Si se requiere un cálculo más preciso del diámetro exterior del resorte, se puede emplear la fórmula siguiente, del DE en el estado de longitud comprimida:

$$DE = \sqrt{D^2 + \frac{p^2 - d^2}{\pi^2}} + d$$

El **paso (p)**, es la distancia medida paralela al eje desde el centro de una espira hasta el centro de la espira adyacente.

La figura 3.2 muestra el denominado **ángulo de paso λ**. Se observa que mientras mayor es este ángulo, las espiras parecen estar más inclinadas. La mayor parte de los diseños prácticos de resortes tienen un ángulo de paso menor que 12°. Si el ángulo es mayor, se desarrollan en el alambre esfuerzos de compresión indeseables.

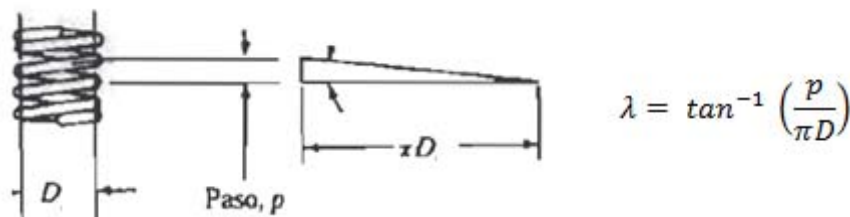


Figura 3.2 – Ángulo de Paso λ

La **Longitud libre (L₀)**, es la longitud total medida en paralelo al eje cuando el resorte está en estado libre o sin carga. Si las cargas no son conocidas, la longitud libre debe ser especificada.

La **Longitud sólida L_s**, es la longitud del resorte cuando este está cargado con la fuerza suficiente como para cerrar todas sus espiras. Esta puede variar según el tipo de extremo (Figura 3.3)

La deformación que provoca alcanzar la longitud sólida se puede calcular de la siguiente manera:

$$\delta_{sol} = L_0 - L_s$$

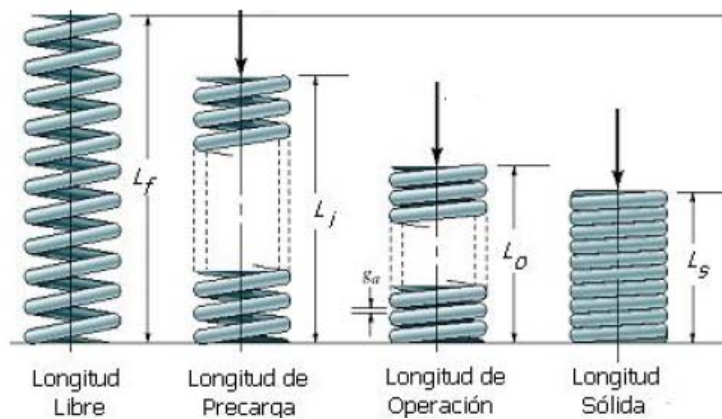


Figura 3.3 - Longitudes de los resortes de compresión

El número de espiras se define como el número de vueltas del alambre. Se distingue entre el número de espiras totales (N_t), y el número de espiras activas (N_a). La diferencia entre N_t y N_a es igual al número de espiras inactivas, que son las espiras de los extremos.

Los resortes pueden estar fabricados con el enrollamiento del alambre hacia la derecha o hacia la izquierda.

Hasta aquí se compondría todos los elementos que conforman la geometría de un resorte helicoidal de compresión.

Otros parámetros de gran importancia a la hora de diseñar y fabricar el resorte son el índice del resorte y la constante elástica del resorte.

El **índice del resorte C**, es la relación entre el diámetro medio y el diámetro del alambre. Existe un intervalo óptimo de valores para el índice del resorte que puede variar dependiendo del autor consultado, pero todos coinciden en que un índice muy pequeño puede ser difícil de fabricar y requieren de técnicas especiales de montaje. Y por otro lado, un índice muy elevado puede ser difícil de manejar y puede provocar que se enrede.

$$C = \frac{D}{d}$$

Basándose en la Ley de la elasticidad de Hooke, se obtiene la **constante elástica del resorte (k)**.

Esta constante se define como la variación de la carga por unidad de deflexión y viene expresada mediante la siguiente ecuación:

$$k = \frac{\Delta F}{\Delta \delta}$$

La figura 3.4 muestra la gráfica de la constante elástica del resorte. Una característica de un resorte de espiras helicoidales es que es idealmente lineal. En la práctica es casi lineal, pero no en cada extremo de la curva fuerza – deflexión. La fuerza del resorte no se puede reproducir para deflexiones muy pequeñas, y cerca de la fuerza de cierre (F_s) comienza el

comportamiento no lineal a medida que el número de espiras activas disminuye y éstas empiezan a hacer contacto entre sí.

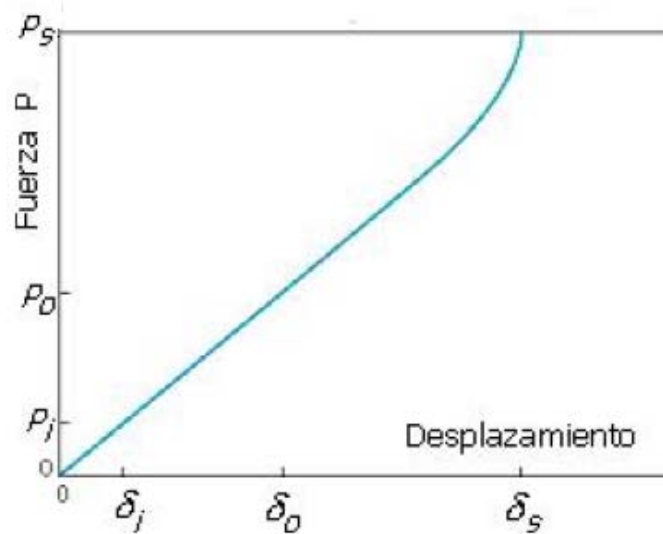


Figura 3.4 – Fuerza vs Desplazamiento

3.2 EXTREMOS DE LOS RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESIÓN

Para los extremos de los resortes helicoidales de compresión de la Figura 3.5 se suelen utilizar cuatro tipos de extremos: simple (a), a escuadra y rectificado (b), a escuadra o cerrado (c), y simple y rectificado (d).

Los extremos simples resultan del corte de las espiras, dejando los extremos con el mismo paso que el resto del resorte. Se trata de la terminación más económica, pero no permite buena alineación con la superficie contra la cual se oprime el resorte.

Las espiras terminales se rectifican planas y perpendiculares en el eje del resorte para conseguir superficies normales para la aplicación de carga.

Cuadrar los extremos implica doblar las espiras terminales, y aplastarlas para eliminar su paso. Con eso se mejora la alineación. Para una correcta operación se recomienda una superficie plana en la espira terminal de por lo menos 270°.

Al combinar el aplastado con el rectificado se consigue una superficie de aplicación de la carga. Es el tratamiento de mayor coste, pero es el recomendado, sin embargo, para resortes de maquinaria, a menos de que el diámetro del alambre sea muy pequeño (< 0.02 in, es decir, 0.5 mm), en cuyo caso se doblan sin rectificar.

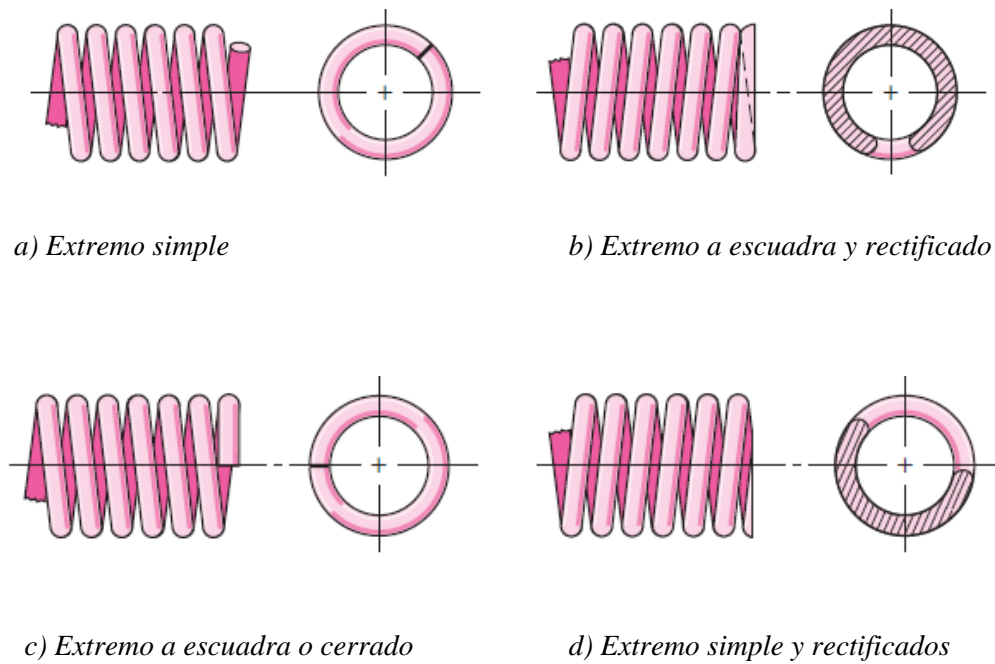


Figura 3.5 - Tipo de Extremos

La Tabla 3.2 proporciona una forma sencilla de calcular los valores más característicos de los resortes de compresión en función del diámetro del alambre, d , y el número de espiras activas N_a , que no es lo mismo que el número de espiras totales.

	Simple	Simple y rectificado	A escuadra o cerrado	A escuadra y rectificado
Espiras en extremos	0	1	2	2
Espiras totales	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, L_f	$d + pN_a$	$p(N_a + 1)$	$3d + pN_a$	$2d + pN_a$
Longitud sólida, L_s	$d(N_t + 1)$	dN_t	$d(N_t + 1)$	dN_t
Paso, p	$(L_f - d) / N_a$	$L_f / (N_a + 1)$	$(L_f - 3d) / N_a$	$(L_f - 2d) / N_a$

Tabla 3.2 – Fórmulas para calcular las dimensiones de los resortes de compresión

A la hora de comparar la información que nos proporcionan los autores de nuestra bibliografía, observamos que no todos coinciden al cien por ciento con la tabla anterior.

Esta tabla ha sido obtenida de *Shigley* [1]. Estos mismos datos los podemos obtener de *Norton* [3], *Mott* [4] y *Hamrock* [5]. Pero el resto de autores proporcionan escasa información.

Joerres [6] coincide con los autores anteriores en el cálculo de la longitud sólida.

Deutchman [2] sólo distingue entre extremos a escuadra rectificadas y sin rectificar, y además, nos dice que el número de espiras activas para extremos sin rectificar es de

$$N_a = N_t - 1.5$$

Por otro lado, *Shigley* [1] proporciona en su libro un texto donde nos explica que los datos de la tabla anterior, a veces se usan sin cuestionarlos, pero es necesario examinar algunos más a fondo, puesto que pueden no ser números enteros. Depende de cómo el fabricante haga la terminación del resorte. Este texto afirma que los extremos a escuadra y rectificadas dan una longitud sólida de

$$L_s = (N_t - a) d$$

donde la constante “a” varía, con un promedio de 0.75, por lo cual el valor de la longitud sólida para una terminación a escuadra y rectificado en la tabla 3.2, puede ser algo elevado.

La verificación de estas variaciones consiste en tomar resortes de un fabricante particular, cerrarlos hasta su longitud sólida y medir su altura. Otra manera es inspeccionar el resorte y contar los diámetros del alambre en el apilamiento sólido.

CAPITULO 4

MATERIALES PARA RESORTES

El fundamento del funcionamiento de los muelles se basa en la propiedad que tienen algunos metales, y entre ellos el acero, de poder sufrir importantes deformaciones elásticas, es decir, alargamientos temporales mientras actúan ciertos esfuerzos, que desaparecen luego al cesar la causa que los origina.

Para la fabricación de muelles se emplean diversas calidades de aceros, cuyas características y tratamientos se señalan más adelante.

En cuanto a los materiales que se utilizan para su fabricación, cabe destacar que tanto los aceros al carbono como los aleados son ampliamente utilizados. Los aceros que se utilizan para los muelles difieren respecto a otros utilizados en construcción en:

- Pueden ser conformados en frío o en caliente dependiendo del tamaño del alambre y de las propiedades deseadas.
- Tienen mayores contenidos de carbono.
- Tienen mayores calidades superficiales.

4.1 PRINCIPALES CARACTERISTICAS DE LOS ACEROS PARA RESORTES

Para que los resortes recobren su posición primitiva después de sufrir una deformación, es necesario que el material tenga un alto límite elástico.

En la práctica industrial, el límite de elasticidad a tracción suele oscilar entre los 90 y 130 Kg/mm², según sea la utilización que se va a dar al muelle y según sea también su tamaño, medidas, composición y tratamiento que se le dé.

Esto quiere decir que normalmente para que un muelle funcione bien, el valor del límite de elasticidad del acero debe ser muy elevado y próximo a las cifras antes señaladas, y como la carga de rotura o resistencia de los aceros suele ser de un 10% a un 40% superior al límite de elasticidad, un valor muy usual de carga de rotura puede ser de 150 Kg/mm².

El límite elástico varía en función del diámetro del alambre. A más diámetro, el valor de esta constante disminuye (Tabla 4.1).

Dado que los muelles en su trabajo normal deben soportar esfuerzos repetidos y alternativos, es de gran importancia que los aceros que se usan para su fabricación tengan una gran resistencia a la fatiga.

También es importante que en los tratamientos posteriores y en los trabajos en caliente no sufran descarburaciones superficiales importantes. Esto es de gran interés, ya que en la mayoría de casos cuando los muelles están en servicio la parte más fatigada del material es su parte periférica. Si esa zona esta descarburada, su resistencia será inferior a la del resto del material e inferior también a la necesaria para que el muelle funcione bien. Es fácil, por lo tanto que en esa zona se inicien grietas que luego aumentan, llegándose a veces a la rotura del muelle. Por la misma circunstancia, se deben vigilar los defectos y grietas superficiales en las barras, ya que a veces suelen ser la causa de roturas de muelles en servicio.

Otro factor importante es el límite elástico por cortadura (G). Esta constante elástica que caracteriza el cambio de forma que experimenta un material elástico cuando se aplican esfuerzos cortantes. Para un material elástico lineal como en el caso de resortes de compresión, el módulo de elasticidad por cortadura tiene el mismo valor para todas las direcciones del espacio.

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

Siendo E el límite elástico y ν el coeficiente de Poisson. En el caso de aceros $\nu = 0.3$.

La Tabla 4.1 ha sido obtenida de *Shigley [1]* y proporciona los datos necesarios que se utilizarán en los futuros cálculos.

4.2 RESISTENCIA A LA TENSION PARA RESORTES DE COMPRESION

Aceros de la misma composición química pueden comportarse de forma diferente debido a que sus características mecánicas y metalúrgicas sean diferentes. Estas características son desarrolladas en el material a partir de trabajo en frío o tratamientos térmicos, o bien por su forma de fabricación y tratamiento térmico. La selección de muelles de enrollamiento en frío de alambre, está basado en la mínima resistencia a tracción posible para cada grado y dimensión del alambre, y una mínima reducción de área (un 40%).

La resistencia a tracción y la dureza para cada grado de muelle depende totalmente del diámetro del alambre de éste. Las mismas propiedades para diferentes diámetros también pueden ser obtenidas variando los contenidos en carbono.

Los materiales para resorte se pueden comparar mediante un examen de sus resistencias a la tensión, que varían con el tamaño del alambre. Por lo que la resistencia a la tensión no se

puede especificar hasta que éste se conoce el diámetro. Resulta que la gráfica de resistencia a la tensión contra el diámetro del alambre (Figura 4.1) es casi una línea recta en el caso de algunos materiales cuando se dibuja en papel log-log.

Material	Elastic Limit, Percent of S_{uf}		Diameter d , in	E		G	
	Tension	Torsion		Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Music wire 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
HD spring 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
Oil tempered A239	85-90	45-50		28.5	196.5	11.2	77.2
Valve spring A230	85-90	50-60		29.5	203.4	11.2	77.2
Chrome-vanadium A231	88-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
A232	88-93			29.5	203.4	11.2	77.2
Chrome-silicon A401	85-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
Stainless steel A313*	65-75	45-55		28	193	10	69.0

Tabla 4.1 - Propiedades Mecánicas de Aceros para resortes

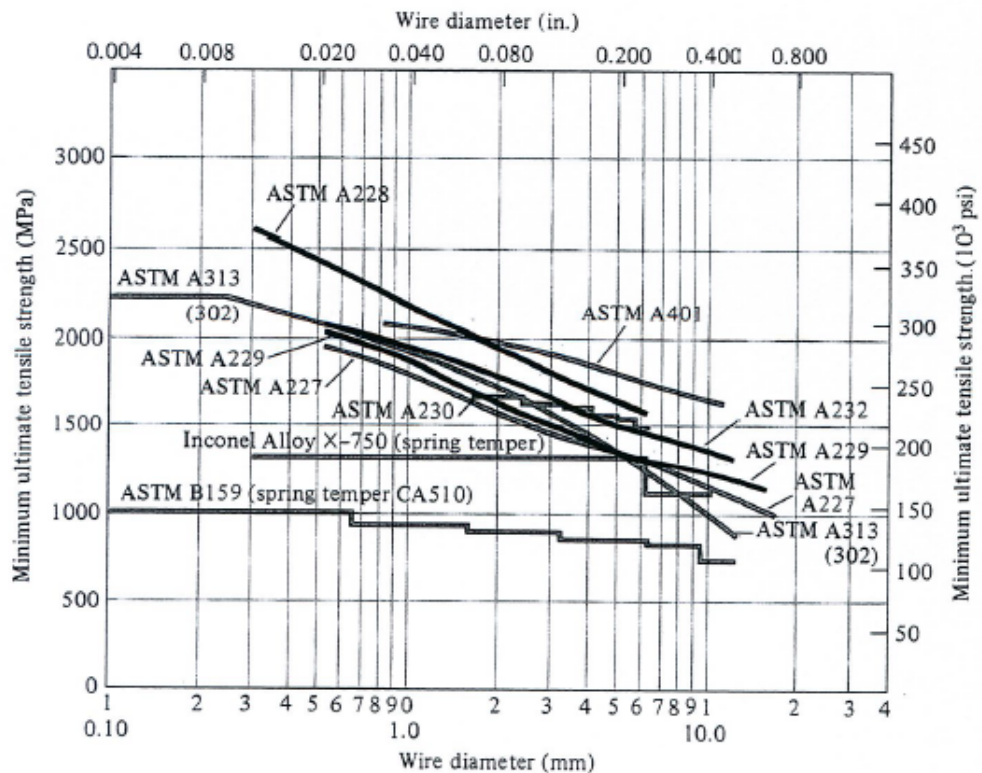


Figura 4.1 – Gráfica (log-log) de la Resistencia a tracción vs diámetro del alambre

Material	ASTM No.	Exponent <i>m</i>	Diameter, in	<i>A</i> , kpsi · in ^{<i>m</i>}	Diameter, mm	<i>A</i> , MPa · mm ^{<i>m</i>}	Relative Cost of wire
Music wire*	A228	0.145	0.004–0.256	201	0.10–6.5	2211	2.6
OQ&T wire†	A229	0.187	0.020–0.500	147	0.5–12.7	1855	1.3
Hard-drawn wire‡	A227	0.190	0.028–0.500	140	0.7–12.7	1783	1.0
Chrome-vanadium wire§	A232	0.168	0.032–0.437	169	0.8–11.1	2005	3.1
Chrome-silicon wire	A401	0.108	0.063–0.375	202	1.6–9.5	1974	4.0
302 Stainless wire#	A313	0.146	0.013–0.10	169	0.3–2.5	1867	7.6–11
		0.263	0.10–0.20	128	2.5–5	2065	
		0.478	0.20–0.40	90	5–10	2911	

Tabla 4.2 – Constantes *A* y *m*

De manera que la ecuación para calcular la resistencia mínima a la tensión quedaría:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \tag{Ec. 4.1}$$

Proporciona un buen medio para estimar la resistencia mínima a la tracción cuando los valores de la intersección *A* y la pendiente *m* de la recta son conocidos.

En la ecuación, cuando *d* se mide en milímetros, entonces *A* es en Mpa · mm^{*m*} y cuando se mide en pulgadas, entonces *A* es en kpsi · in^{*m*}.

La Tabla 4.2 proporciona los valores necesarios para obtener la resistencia última a tracción en función del diámetro del alambre.

De la bibliografía consultada, los autores que más información aportan sobre las características de los materiales son *Shigley [1]*, *Hamrock [3]*, *Norton [5]* y *Faires [8]*. Donde en algunos casos las diferencias son mínimas.

4.3 ACEROS PARA RESORTES

A continuación se va a comparar la información sobre los principales materiales que se utilizan para la fabricación de resortes helicoidales de compresión. Para ello se agrupará en una tabla toda la información que sea relevante, donde cada fila corresponderá a un autor de la bibliografía. Los espacios en blanco que puedan aparecer significan que este autor no proporciona la información correspondiente.

Alambre de resorte estirado en frío (ASTM A227, SAE 1066)

Este acero se usa para fabricar resortes de uso general más barato y se debe utilizar sólo donde la duración, exactitud, y la deflexión no sean muy importantes, es decir, adecuado para carga estática pero no para fatiga o impacto.

Se suelen emplear aceros de 0.5% a 0.65% de c, con Mn al 0.1% y Si al 0.3%. El alto límite de elasticidad que poseen es debido en parte a su composición, y en parte a la elevada acritud con que el material queda después del estirado. Los muelles se fabrican por simple enrollamiento y generalmente sin tratamiento posterior. Su calidad es bastante baja.

(Tabla 4.3)

Alambre de cuerda de piano (ASTM A228; SAE 1085)

Este 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 material para resortes.

La composición de este acero es: de 0.6 a 1% de C, 0.6 a 15 de Mn.

En el proceso de fabricación se hace pasar el material por un horno continuo y a la salida del cual hay un baño de plomo fundido. (Tabla 4.4)

Alambre de resorte revenido en aceite (ASTM A229; SAE 1065)

Éste es un acero para resortes de uso general que se emplea para elaborar muchos tipos de resortes de espiras, cuando el coste del alambre de piano resulta excesivo y cuando se necesitan tamaños mayores. No adecuado para cargas de choque o impacto.

Su composición es similar al acero estirado en frío pero su proceso de fabricación varía. Antes del último trefilado, el alambre se hace pasar por un horno continuo y a la salida se temple en un baño de aceite. Luego se hace pasar el material por otro horno para eliminar tensiones y finalmente se le da un trefilado para que la superficie quede limpia y brillante. Tienen mayores tenacidades y alargamientos que los anteriores. (Tabla 4.5)

Acero al cromo-vanadio (ASTM A232; SAE 6150)

Ésta es la aleación más popular de acero para construir resortes en condiciones que implican esfuerzos más elevados que los materiales anteriores y para cuando es necesario resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque o de impacto. Se utilizan ampliamente para fabricar resortes de válvulas de motores de aviones.

(Tabla 4.6)

Acero al Cromo – Silicio (ASTM A402; SAE 9254)

Esta aleación constituye un material excelente para fabricar resortes sometidos a esfuerzos elevados y cargas de impacto que requiere larga vida. Excelente para aplicaciones donde se dan altas temperaturas. (Tabla 4.7)

Acero inoxidable tipo cromo – níquel (ASTM A313; SAE 30302)

Adecuado para aplicaciones de fatiga. Alta resistencia a la corrosión. Mejor facilidad de conformación, pero la resistencia es menor.

Es estirado en frío y su relajación a temperaturas elevadas es mucho menor que la de los aceros mencionados anteriormente. Se fabrica alambre de acero inoxidable con resistencias comparables al alambre de cuerda de piano o mejores. (Tabla 4.8)

	<i>Rango de tamaños (mm)</i>	<i>Módulo Elast, E (Gpa)</i>	<i>Módulo Elast. G (Gpa)</i>	<i>Temp. Máx (°C)</i>	<i>A</i>	<i>m</i>
<i>Shigley [1]</i>	0.8 – 12	<i>Tabla 4.1</i>	<i>Tabla 4.1</i>	120	<i>Tabla 4.2</i>	<i>Tabla 4.2</i>
<i>Hamrock [3]</i>	0.7 – 12	206.7	79.23	120	1750	0.192
<i>Norton [5]</i>	0.5 – 16	207	-	120	1753.3	0.182
<i>Faires [8]</i>	0.71 – 14	200	79.29	-	1784	0.19

Tabla 4.3 - Propiedades ASTM A227

	<i>Rango de tamaños (mm)</i>	<i>Módulo Elast, E (Gpa)</i>	<i>Módulo Elast. G (Gpa)</i>	<i>Temp. Máx (°C)</i>	<i>A</i>	<i>m</i>
<i>Shigley [1]</i>	0.12 – 3	<i>Tabla 4.1</i>	<i>Tabla 4.1</i>	120	<i>Tabla 4.2</i>	<i>Tabla 4.2</i>
<i>Hamrock [3]</i>	0.1 – 6.5	206.7	79.23	120	2170	0.146
<i>Norton [5]</i>	0.3 – 6	207	-	120	2153.5	0.162
<i>Faires [8]</i>	0.1 – 3.96	206.8	82.7	-	2155.8	0.154

Tabla 4.4 - Propiedades ASTM A228

	<i>Rango de tamaños (mm)</i>	<i>Módulo Elast, E (Gpa)</i>	<i>Módulo Elast. G (Gpa)</i>	<i>Temp. Máx (°C)</i>	<i>A</i>	<i>m</i>
<i>Shigley [1]</i>	3 – 12	<i>Tabla 4.1</i>	<i>Tabla 4.1</i>	180	<i>Tabla 4.2</i>	<i>Tabla 4.2</i>
<i>Hamrock [3]</i>	0.5 – 12	-	-	-	1880	0.186
<i>Norton [5]</i>	0.5 – 16	207	-	180	1831.2	0.183
<i>Faires [8]</i>	5.7 – 12.7	200	79.29	-	860	0.19

Tabla 4.5 - Propiedades ASTM A229

	<i>Rango de tamaños (mm)</i>	<i>Módulo Elast, E (Gpa)</i>	<i>Módulo Elast. G (Gpa)</i>	<i>Temp. Máx (°C)</i>	<i>A</i>	<i>m</i>
<i>Shigley [1]</i>	0.8 – 11	<i>Tabla 4.1</i>	<i>Tabla 4.1</i>	220	<i>Tabla 4.2</i>	<i>Tabla 4.2</i>
<i>Hamrock [3]</i>	0.8 – 12	-	-	-	2000	0.167
<i>Norton [5]</i>	0.5 – 12	207	-	220	1909.9	0.145
<i>Faires [8]</i>	0.8 – 11	206.8	79.29	220	1991.3	0.168

Tabla 4.6 - Propiedades ASTM A232

	<i>Rango de tamaños (mm)</i>	<i>Módulo Elast, E (Gpa)</i>	<i>Módulo Elast. G (Gpa)</i>	<i>Temp. Máx (°C)</i>	<i>A</i>	<i>m</i>
<i>Shigley [1]</i>	0.8 – 12	<i>Tabla 4.1</i>	<i>Tabla 4.1</i>	250	<i>Tabla 4.2</i>	<i>Tabla 4.2</i>
<i>Hamrock [3]</i>	1.6 – 10	-	-	-	2000	0.112
<i>Norton [5]</i>	0.8 – 11	207	-	220	2059.2	0.093
<i>Faires [8]</i>	0.8 – 9.5	200	79.29	232	1968.6	0.107

Tabla 4.7 - Propiedades ASTM A402

	<i>Rango de tamaños (mm)</i>	<i>Módulo Elast, E (Gpa)</i>	<i>Módulo Elast. G (Gpa)</i>	<i>Temp. Máx (°C)</i>	<i>A</i>	<i>m</i>
<i>Shigley [1]</i>	-	<i>Tabla 4.1</i>	<i>Tabla 4.1</i>	-	<i>Tabla 4.2</i>	<i>Tabla 4.2</i>
<i>Hamrock [3]</i>	-	-	-	-	-	-
<i>Norton [5]</i>	-	-	-	-	-	-
<i>Faires [8]</i>	0.8 – 11	179.28	68.9	-	1843.8	0.145

Tabla 4.8 - Propiedades ASTM A313

Otros materiales, algunos de ellos no mencionados en este texto se utilizan para resortes helicoidales por un motivo determinado, como puede ser la conductividad eléctrica.

Algunas veces existen razones que justifican el uso de plástico o vidrio para resortes.

Los aceros típicos empleados para resortes helicoidales enrollados en caliente y resortes planos, incluyen los tipos AISI 1095, 50B60, 6150, 8660, 9260, 9850. Como se sabe, los aceros aleados para resortes con pequeños diámetros de alambre no son mucho mejores ni más fuertes que los aceros al carbono. En resortes con un diámetro de alambre elevado y enrollados en caliente, los aceros aleados sí que presentan mayor ventaja por su mayor templabilidad.

Tomando como ejemplo el acero ASTM A228 (Tabla 4.4) se observa que para la columna de tamaños los datos varían un poco. Pero esta columna es más bien orientativa. Para las columnas siguientes, se ve que tanto el límite elástico E y el cortante G son parecidos para todos los autores destacando *Shigley [1]*, que proporciona diferentes valores en función del diámetro del alambre. La columna de temperaturas es igual para todos los autores.

Las dos últimas columnas son las importantes, ya que de aquí se obtiene el valor de la resistencia última a la tracción. Para un mejor entendimiento, la figura 4.2 muestra los valores de la resistencia última a la tensión en función de diferentes diámetros de alambre.

Las diferencias son apreciables. Tomando como referencia *Shigley [1]*, se observa que con *Norton [5]* existe una diferencia de casi un 5%. Mientras que con *Hamrock [3]* es del 1.96% y con *Faires [8]* del 3.2%.

Un dato importante es que cuanto mayor sea el diámetro del alambre, mayor es la diferencia de un autor a otro.

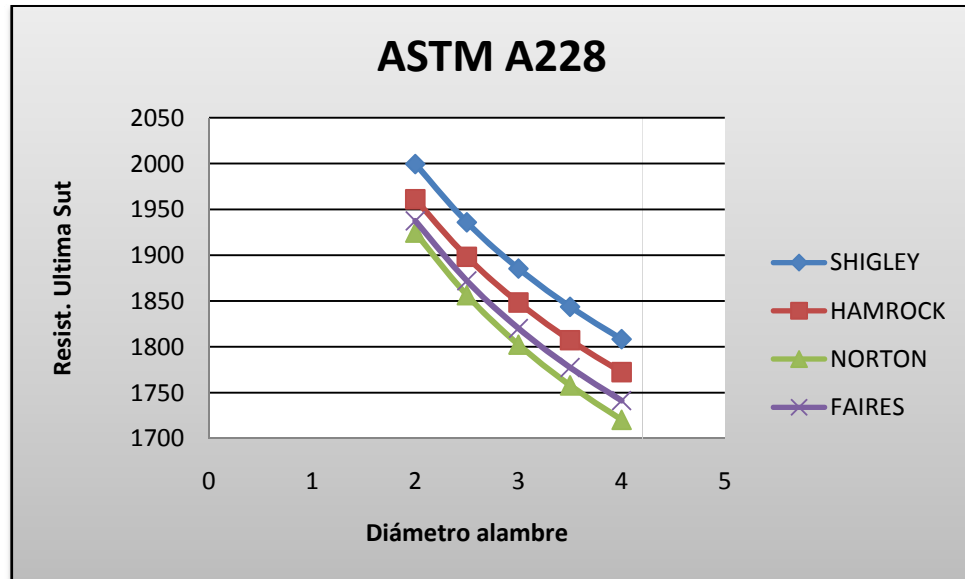


Figura 4.2 - ASTM A228: Sut - d

4.4 RELAJACION DE LOS MATERIALES PARA RESORTES

Con el funcionamiento muchas veces los resortes ven reducidas sus características elásticas. A este fenómeno se le denomina relajación.

La relajación se mide a veces por el valor de la pérdida de la fuerza ejercida por el resorte en una deformación particular, y a veces, por la variación de la deformación para una determinada carga. Los resortes se relajan a temperaturas superiores a la del ambiente, y la magnitud de relajación es una función del esfuerzo, la temperatura y el material, diciéndose cuando esto sucede que el resorte se deforma o relaja. Los fabricantes de resortes suelen disponer de suficientes datos para predecir la magnitud de relajación y entonces será posible atenerse a estos datos. Además los resortes pueden ser sometidos a diferentes tratamientos con el fin de eliminar el problema de relajación.

4.5 TRATAMIENTOS PARA RESORTES

4.5.1 Tratamientos Térmicos

Los tratamientos térmicos que se pueden realizar en los resortes son el recocido y el templado.

El recocido tiene por objeto ablandar el acero, quitarle las tensiones que se han originado en la laminación y trefilado, y hacer posible el enrollado. En este proceso debe evitarse que

el material se descarbure, ya que en las zonas descarburadas se inician fácilmente grietas de fatiga durante el trabajo del muelle y además con la descarburación, se disminuye la sección transversal útil del muelle, ya que el comportamiento elástico de la zona descarburada es muy bajo.

Para evitar este contratiempo, se pueden hacer los recocidos en cajas cerradas o en hornos de atmósfera controlada procurando no elevar demasiado la temperatura (las temperaturas oscilan entre los 640 y 680°C).

El temple se realiza a temperaturas variables de 800 a 900°C y no exige precauciones muy especiales. Únicamente se evitará que se prolongue demasiado el calentamiento para evitar la descarburación y el crecimiento del tamaño de grano que puede originar fragilidad.

El enfriamiento se hará rápidamente en agua o aceite, según el tipo de acero.

4.5.2 Tratamientos Mecánicos

4.5.2.1 Preesforzado/Asentamiento

Este tratamiento se lleva a cabo comprimiendo el resorte hasta su longitud sólida y alcanzando el límite de resistencia a la fluencia, para introducir esfuerzos residuales beneficiosos.

El preesforzado suele incrementar la capacidad de carga estática en 45-65% y doblar la capacidad de almacenamiento de energía del resorte.

El resorte “preesforzado” pierde algo de longitud libre, de manera que, el resorte debe fabricarse con una longitud libre inicial mayor a la deseada y deberá diseñarse para dar un esfuerzo a la altura de cierre de 10 o 30% superior al límite elástico del material. Menos de esta sobrecarga no creará un esfuerzo residual suficiente. Más del 30% de sobrecarga agrega poco beneficio, incrementando la distorsión.

El esfuerzo admisible para un resorte “preesforzado” es muy superior a otro que no lo ha sido. Además, es especialmente útil cuando se emplea en muelle helicoidal para almacenar energía. Sin embargo, el preesforzado no debe utilizarse cuando los resortes se someterán a fatiga.

4.5.2.2 Granallado

También conocido como Shot Peening. Sin embargo la traducción literal de Shot Peening es “granallado de pretensión” pero su uso no se practica porque se puede confundir con el “granallado tradicional (grit blasting).

El granallado es un procedimiento de plastificación en frío que consiste en martillar la superficie de la pieza con pequeñas bolas esféricas. Cada bola deja un impacto sobre la superficie de forma redondeada como si fuese un minúsculo martillo.

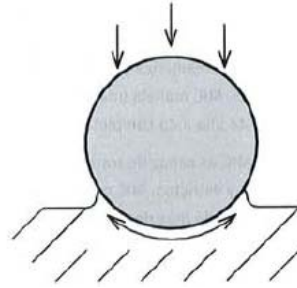


Figura 4.3 – Deformación plástica al punto de impacto

Bajo la superficie, el material comprimido intenta volver a su volumen inicial, creando así tensiones de compresión de fuerte amplitud. El recubrimiento de las huellas permite obtener una tensión residual de compresión isotrópica y uniforme.



Figura 4.4 – La compresión se opone a la fisura

La mayor parte de roturas por fatiga y corrosión bajo tensión tienen su origen en la superficie o la cercanía de la superficie. Las tensiones residuales de compresión introducidas por el granallado aumentarán sensiblemente la duración de vida de las piezas metálicas

El denominador común de la mayoría de los modos de rotura a largo plazo es la tensión de tracción.

Esas tensiones pueden resultar de las sollicitaciones externas o ser residuales, es decir permanentes, creadas por procesos de fabricación tales como el soldeo, la rectificación y el mecanizado. Las tensiones de tracción tienden a estirar la superficie y pueden producir inicio de grietas. Las tensiones residuales de compresión aprietan las juntas de granos y retrasan o bloquean el inicio de grieta. Ya que la propagación de grieta se modera por la capa de compresión, aumentando la profundidad de compresión se aumenta la resistencia a la grieta. El granallado es el método más económico y más práctico para introducir tensiones residuales de compresión.

Controlando el tamaño de las bolas, la velocidad de choque y el número de impactos por centímetro cuadrado, se puede emplear este procedimiento con gran éxito para piezas muy diversas como barras de torsión, muelles, ejes, palieres, piñones, cadenas, espárragos y otras muchas piezas.

Las bolas que se utilizan son pequeñas bolas de acero colado, de alambre de acero cortado y redondeado de vidrio o de cerámica. Se utiliza el acero inoxidable para las aplicaciones en las cuales se tiene que evitar la contaminación de la superficie.

La dureza de las bolas también influye sobre la amplitud de la tensión residual. La dureza de la bola debe ser al menos equivalente a la de las piezas que se tratan, excepto si el acabado de superficie es crítico. Para la mayoría de las piezas de acero se utiliza una bola de acero de dureza normal (42-52 Dureza Rockwell, HRC).

Uno de los procesos donde más éxito ha tenido este procedimiento, ha sido en la fabricación de muelles. Con este tratamiento es posible aumentar el límite de fatiga de 55-70 Kg/mm² hasta 80-100 Kg/mm², empleándose para muelles fabricados con barras de 6 a 20 mm de diámetro. Los resortes de diámetro de alambre pequeño no se beneficiarán del granallado.

CAPITULO 5

CÁLCULO DE RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESION

En el siguiente capítulo se exponen los conocimientos necesarios para diseñar un resorte de compresión de alambre redondo tanto para carga estática como para fatiga.

La Figura 5.1 muestra un resorte helicoidal de compresión hecho con alambre redondo, sometido a una fuerza axial F . Ahora, imagine que se el resorte se secciona en algún punto, que se remueve una parte y que el efecto de ésta se reemplaza por las reacciones internas netas. Entonces, como se muestra en la figura, a partir del equilibrio la parte seccionada ejercerá una fuerza cortante directa F y una torsión $T = FD/2$.

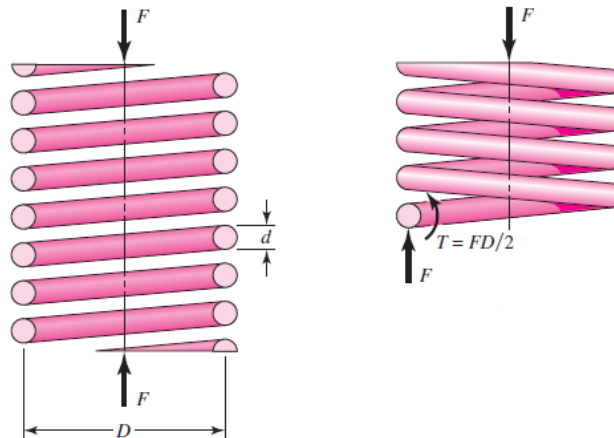


Figura 5.1 – a) Resorte helicoidal cargado axialmente; b) Diagrama del cuerpo libre

El esfuerzo máximo en el alambre se podrá calcular mediante la superposición del esfuerzo cortante torsional y el esfuerzo cortante directo

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad \text{Ec. 5.1}$$

En la Figura 5.2, el eje del resorte siempre está a la derecha. Se observa la distribución de esfuerzos a través de la sección transversal del alambre. Para el caso *a*) el esfuerzo de torsión es máximo en la fibra externa del alambre y cero en el centro del mismo.

Para el caso *b*) se muestra la carga transversal uniforme. Y por último, en *c*) se muestra la superposición de los esfuerzos anteriores, y como se ve, el esfuerzo cortante máximo ocurre en la altura media del alambre y en el diámetro interior de la espira.

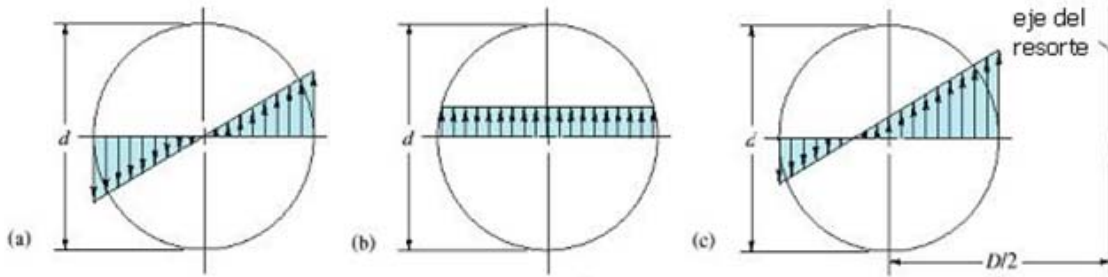


Figura 5.2 – Esfuerzos cortantes que actúan sobre el alambre

Desarrollando la ecuación 5.1

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{8FdD}{2\pi d^3 D} = \frac{8FD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{d}{2D}\right)$$

Aplicando los conocimientos del capítulo 3, se puede sustituir lo que está dentro del paréntesis y dejarlo en función del índice del resorte $C = D/d$.

Quedando de la siguiente manera

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} \left(\frac{2C + 1}{2C}\right)$$

Se define entonces el factor de corrección del esfuerzo cortante K_s como:

$$K_s = \frac{2C + 1}{2C} \tag{Ec. 5.2}$$

De manera que la ecuación 5.2 permitirá calcular el esfuerzo cortante máximo producido en el resorte

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \tag{Ec. 5.3}$$

A la hora de diseñar un resorte es necesario escoger un valor para el índice del resorte. Existe un intervalo de valores que recoge aquellos valores más utilizados en el diseño.

En función del autor que se consulte, este intervalo puede variar. A continuación se muestra en la tabla 5.1 los diferentes intervalos encontrados en la bibliografía de este proyecto.

Shigley [1]	Deutchman [2]	Hamrock [3]	Mott [4]	Norton [5]	Joerres [6]	McKee [7]	Faires [9]
$4 < C < 12$	$5 < C$	$3 < C < 12$	$5 < C < 12$	$4 < C < 12$	$5 < C < 9^*$	$5 < C < 18$	$5 < C$

Tabla 5.1 – Intervalo de valores para el Índice del Resorte C

En la mayoría de los casos coinciden a la hora de proporcionar el valor de C , pero existen pequeñas diferencias entre unos y otros.

Joerres [6] afirma que el rango preferido de valores para el índice del resorte tiene que estar entre 5 y 9, pero que rangos tan bajos como 3 y tan altos como 15 son comercialmente factibles.

Casi todos coinciden en que un índice menor que 4 el resorte es difícil dar forma al resorte, y la gran deformación necesaria puede causar grietas en el alambre. Y para un índice mayor que 12 el resorte es propenso a engancharse con facilidad cuando se maneja en volumen.

En este proyecto se utilizarán los datos aportados por Shigley [1]. Y según este autor, los valores de C van de 4 a 12.

5.1 EFECTO DE LA CURVATURA

Es conocido que los esfuerzos en un miembro curvo pueden ser considerablemente mayores en la superficie interior que en la exterior. De esta forma la incorporación de la curvatura tiene una función importante en el diseño del resorte.

La curvatura del alambre incrementa el esfuerzo en el interior del resorte y lo disminuye sólo un poco en el exterior. Este esfuerzo de curvatura es muy importante en la fatiga. En caso de carga estática los esfuerzos pueden despreciarse debido al endurecimiento por deformación con la primera aplicación de la carga.

Añadiendo el efecto de la curvatura, la distribución de esfuerzos dentro del alambre debido al cortante y al esfuerzo de torsión es como la de la Figura 5.3.

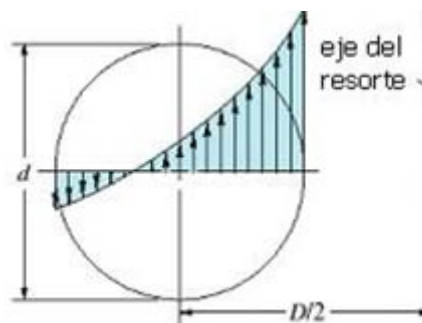


Figura 5.3 – Distribución de esfuerzos más el efecto de curvatura

Se había definido el esfuerzo de compresión máximo como la superposición del esfuerzo de torsión y el cortante directo. Pero si se añade a la ecuación 5.3 el esfuerzo de curvatura mencionado anteriormente se obtiene la siguiente ecuación:

$$\tau = K_B \frac{8FD}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 5.4}$$

donde K_B es conocido como el factor de Bergsträsser. Que puede ser calculado de la siguiente manera

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} \quad \text{Ec. 5.5}$$

Sin embargo, muchos autores calculan el esfuerzo máximo usando el denominado factor de Wahl.

$$K_W = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \quad \text{Ec. 5.6}$$

La práctica demuestra que la diferencia entre estos dos factores es muy pequeña.

Si se supone un valor del índice del resorte igual a 6, a partir de las ecuaciones 5.5 y 5.6 se obtiene que: $K_B = 1.238$; $K_W = 1.252$

Se observa que la diferencia es del 1.17%.

Faires [8] propone otra forma de calcular el efecto de la curvatura mediante la Figura 5.4, donde la K que aparece en la gráfica (para alambre redondo), es el factor de Wahl y K_c es un coeficiente de corrección para la curvatura solamente y cumple

$$K_c = \frac{K_W}{K_S}$$

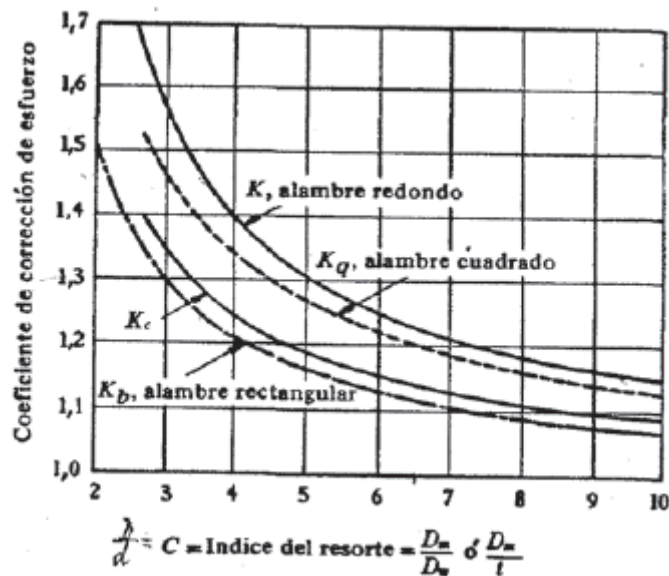


Figura 5.4 - Factores de corrección de la curvatura y del esfuerzo cortante

5.2 DISEÑO DE RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESION PARA CARGA ESTÁTICA

Una carga estática es una acción estacionaria de una fuerza o un momento que actúan sobre un objeto. Para que una fuerza sea estática debe poseer magnitud, dirección y punto de aplicación que no varíen con el tiempo.

Puede darse el caso de que el trabajo solicitado sea el de diseñar un resorte de compresión a partir de unos datos iniciales, y de esta manera determinar el diámetro de alambre correspondiente. Con este procedimiento se asegura que el resorte diseñado va a cumplir para una determinada carga estática.

Sin embargo, en la mayoría de los casos el resorte ya esté fabricado. En ese caso, lo que se puede pedir es que se compruebe si ese resorte aguantará para una determinada carga de trabajo que puede ser diferente a la carga que se usó para diseñarlo.

5.2.1 MÉTODO PRINCIPAL

En este apartado se examinarán las relaciones existentes entre la resistencia de una pieza y su carga estática previsible, a fin de seleccionar el material y sus dimensiones óptimas para cumplir el requisito de que la pieza no falle durante el servicio. Para ello se utiliza un factor de seguridad, de manera que el esfuerzo máximo que actúa sobre un resorte se mantiene por debajo de un esfuerzo admisible (S_{sy}), que está por debajo de la resistencia a la fluencia.

Ya sea para diseñar o bien, para comprobar un resorte a carga estática se utiliza la ecuación:

$$\frac{S_{sy}}{\eta} = K \frac{8FD}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 5.7}$$

Con el fin de mantener la linealidad cuando un resorte está a punto de cerrarse, es necesario evitar el contacto gradual de las espiras.

La fuerza del resorte no se puede reproducir para deflexiones muy pequeñas, y cerca de la fuerza de cierre (F_s) comienza el comportamiento no lineal a medida que el número de espiras activas disminuye y éstas empiezan a hacer contacto entre sí. El diseñador limita el punto de operación del resorte al 75% de la curva entre no carga, $F = 0$, y la fuerza de cierre $F = F_s$. De esta forma, la fuerza de operación máxima debe estar limitada a

$$F_{max} \leq \frac{7}{8} F_s$$

Definiendo el rebase fraccional al cierre como ξ , donde

$$F_s = (1 + \xi)F_{max}$$

Igualando las dos ecuaciones

$$\frac{8}{7}F_{max} = (1 + \xi)F_{max}$$

Despejando se obtiene que $\xi = 1/7 = 0.143$.

Shigley [1] recomienda que $F_s = 1.2F_{max}$. Siendo F_{max} la fuerza de trabajo. De esta forma siempre se evita que el resorte llegue a su altura sólida durante el trabajo.

Continuando con el análisis de la ecuación 5.6, será necesario determinar el esfuerzo admisible para carga estática (S_{sy}) que como ya se ha comentado, será un valor menor que la resistencia a la fluencia del material, y se calcula en función de la resistencia última del material.

Para determinar este esfuerzo se puede hacer uso de la tabla 5.2. En esta tabla, la primera columna recoge los materiales más utilizados en la industria para la fabricación de resortes de compresión; la segunda columna presenta los valores del esfuerzo admisible cuando el resorte no ha sido sometido a un tratamiento de preesforzado (Capítulo 4.6.2.1). Para ello *Shigley [1]* propone utilizar el factor de corrección de la curvatura (K_w o K_B) en el cálculo del esfuerzo de trabajo que soporta el resorte.

La siguiente columna muestra los valores del esfuerzo admisible cuando el resorte ha sido sometido a un tratamiento de preesforzado. Como se observa, el valor del esfuerzo admisible aumenta cuando el resorte ha sido preesforzado. Para el cálculo del esfuerzo máximo de trabajo se propone el uso del factor de corrección por cortante K_s .

El motivo por el cual se usa un factor de corrección u otro, es que durante el tratamiento de preesforzado se elimina la concentración de esfuerzos por curvatura, de manera que no será necesario tener en cuenta la curvatura del resorte, y podrá usarse el factor de corrección que sólo implica a la cortadura.

Material	Sin preesforzado (K_w o K_B)	Con preesforzado (K_s)
Acero al carbono patentado y estirado en frío (A228; A227)	0.45	0.6-0.7
Acero al carbono endurecido y revenido de baja aleación (A229; A232; A401)	0.5	0.65-0.75
Acero inoxidable (A313)	0.35	0.55-0.65
Aleaciones no ferrosas	0.35	0.55-0.65

Tabla 5.2 - S_{sy} en función de S_{ut}

Sin embargo, no todos los autores dan como válida esta información

El caso que más llama la atención es el que propone *Hamrock* [3]. En este libro la forma de calcular el esfuerzo admisible a fluencia es mucho más simple

$$S_{sy} = 0.4S_{ut} \quad \text{Ec. 5.8}$$

Que como se observa, puede ser un valor medio de los datos que aparecen la columna de no preesforzado de la tabla 5.2. Pero está muy lejos de los datos que proporciona esta tabla para un resorte con preesforzado.

Se podría decir, que *Hamrock* [3] no tiene en cuenta el tratamiento de preesforzado, y por lo tanto, el esfuerzo admisible siempre va a ser bastante menor que por ejemplo el esfuerzo que propone *Shigley* [1].

Por este motivo, el factor de corrección que propone *Hamrock* [3] para calcular el esfuerzo de trabajo máximo, es el de cortadura K_s .

Se había definido el factor de seguridad como la relación entre el esfuerzo admisible a fluencia y el esfuerzo de trabajo máximo. Pues bien, desde el punto de vista de un diseñador, se busca que el elemento de máquina que se diseña cumpla en todo momento con el reglamento de seguridad y que nos asegure que no romperá debido a un fallo de diseño. Para ello se propone que el factor de seguridad sea mayor que la unidad, es decir

$$S_{sy} > \tau_{max}$$

Con esto, y sustituyendo la fuerza de trabajo por la fuerza de cierre ($F_s = 1.2F_{max}$) el diseño sería correcto.

5.2.2 OTRO MÉTODO DE CÁLCULO PARA CARGA ESTÁTICA

Un diseñador se puede encontrar una gran variedad de métodos para el cálculo de resortes helicoidales de compresión tanto para estática como para fatiga.

No significa que sean menos importantes, ya que se podría hacer uso de ellos sin ningún problema. Más adelante se hará un ejemplo para comparar los diferentes métodos y de esta manera, se podrá elegir el diseño más acertado de acuerdo a las circunstancias de nuestro trabajo.

Shigley [1] propone una forma diferente para el diseño de resortes de compresión para cargas estáticas.

Este diseño se basa en la iteración. Consiste en calcular los diferentes componentes del resorte para diferentes diámetros de alambre, de esta manera comparar los resultados y seleccionar aquel conjunto de resultados que cumplan las condiciones de diseño propuestas.

Esto supone un gasto de tiempo importante si se realizara a mano, por lo que sería mejor utilizar una hoja de cálculo diseñada con este fin.

En primer lugar se definen las condiciones de diseño en la Tabla 5.3.

$4 \leq C \leq 12$ $3 \leq N_a \leq 15$ $\xi \geq 0.15$ $\eta \geq 1.2$

Tabla 5.3 - Condiciones de diseño

En segundo lugar, se propone la siguiente estrategia de diseño.

Los datos iniciales que debe aportar el problema serán el material del resorte (Tabla 4.1 y Tabla 4.2, pág. 29-30); tratamientos sobre el resorte para mejorar la resistencia (Capítulo 4.5); el tipo de extremos que se desea para el resorte (Figura 3.5, pág. 25); la fuerza máxima que actúa sobre el resorte y el factor de seguridad.

A partir de la ecuación 5.7

$$\frac{S_{sy}}{\eta} = K \frac{8FD}{\pi d^3}$$

Se realizarán los cambios necesarios para obtener un valor del índice del resorte C . Este valor deberá estar dentro del intervalo óptimo para que se considere adecuado.

Como ya se ha explicado, dependiendo de si el resorte ha sido sometido a un tratamiento de preesforzado el valor del factor K varía. Por lo que se podrá encontrar uno con los siguientes casos.

$$\frac{S_{sy}}{\eta} = K_B \frac{8F_s D}{\pi d^3} = \frac{4C + 2}{4C - 3} \left[\frac{8(1 + \xi)F_{max} C}{\pi d^2} \right]$$

$$\frac{S_{sy}}{\eta} = K_s \frac{8F_s D}{\pi d^3} = \frac{2C + 1}{2C} \left[\frac{8(1 + \xi)F_{max} C}{\pi d^2} \right]$$

Ahora bien, haciendo el cambio de:

$$\alpha = \frac{S_{sy}}{\eta} \qquad \beta = \left[\frac{8(1 + \xi)F_{max}}{\pi d^2} \right] \qquad b), c)$$

De manera que cuando un resorte tiene un tratamiento de preesforzado se obtiene que:

$$C = \frac{2\alpha - \beta}{2\beta}$$

Y cuando no existe preesforzado

$$C = \frac{2\alpha - \beta}{4\beta} + \sqrt{\left(\frac{2\alpha - \beta}{4\beta}\right)^2 - \frac{3\alpha}{4\beta}}$$

Con este procedimiento se consigue parejas de valores del diámetro del alambre y del índice del resorte para después calcular los parámetros necesarios para el diseño del resorte: D , D_e o DI , N_a , L_s , L_o y η .

5.3 DISEÑO DE RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESION PARA CARGAS A FATIGA

La mayoría de las roturas en los resortes helicoidales están causadas por la fatiga. Una superficie irregular es el mayor defecto de los resortes formados en caliente.



Figura 5.6 - Rotura por fatiga de un resorte helicoidal

La Figura 5.6 muestra un fallo típico por fatiga en un resorte helicoidal. Usualmente se inicia una grieta de fatiga en una imperfección superficial en una zona de concentración de tensiones/esfuerzos como la superficie interna del resorte. La tensión límite a fatiga para las barras de acero simple laminado puede ser de 206 a 309 Mpa tanto para aceros al carbono como los aceros aleados de peor calidad. Si la superficie está muy picada, el límite de fatiga puede ser tan bajo como 120 o 140 Mpa. Se ve que estos valores para resortes reales son mucho más bajos que los límites de fatiga para el mismo material cuando se ensayan en el laboratorio con probetas pulidas. Por esta razón, las resistencias a la fatiga experimentales de los alambres de un determinado diámetro, tienen una dispersión natural grande. La fatiga depende más de otros factores que del diámetro.

También puede ser origen de debilidad una capa de material decarburizado en la superficie como resultado del tratamiento térmico ya que el límite de fatiga de la superficie puede entonces ser inferior a la tensión de trabajo del resorte.

Los resortes de grandes dimensiones enrollados en caliente se decarburan inevitablemente. Por ello, estos resortes son sometidos a temple y revenido a temperaturas de 204-260 °C. Si dichos resortes son sometidos a granallado, el efecto de

este proceso deberá afectar a toda la capa descarbonada. La descarbonación reduce el efecto del granallado.

Si se recarburiza la superficie, el tratamiento de granallado puede originar que se inicie el fallo en algún punto situado debajo de la superficie; esto sugiere la posibilidad de bobinar los resortes con varilla laminada simple, y después someterlos a recarburación y tratamiento térmico, eliminación de esfuerzos residuales y granallado. La eliminación de los esfuerzos residuales se puede efectuar a 204-269 °C sin pérdida apreciable del efecto del granallado.

La decarburización puede evitarse si se realiza el tratamiento térmico en una atmósfera controlada. La corrosión, incluso en sus formas más suaves, reduce mucho la resistencia a la fatiga. El cadmiado ofrece una protección a la corrosión considerable.

Si el resorte opera en condiciones de temperatura elevada, existe el peligro de termofluencia o deformación permanente a menos que se empleen tensiones muy bajas. Tales efectos se hacen apreciables por encima de 175 °C y los aceros ordinarios de resorte no pueden emplearse a temperaturas superiores a 200 °C.

Los resortes casi siempre están sometidos a carga por fatiga. En muchos casos el número de ciclos de vida que se requiere puede ser pequeño. Sin embargo, el resorte de válvula de un motor de automóvil debe aguantar millones de ciclos de operación sin falla, por lo que debe diseñarse para una vida infinita.

En el caso de ejes y muchos otros elementos de máquinas, la carga a fatiga en la forma de esfuerzos completamente reversibles es muy común. Por otro lado, los resortes helicoidales nunca se utilizan como resortes de compresión y de extensión.

De hecho, a menudo se ensamblan con una precarga, de manera que la carga de trabajo es adicional. Entonces, la peor condición ocurrirá cuando no hay precarga, esto es, cuando $\tau_{\min} = 0$ (Figura 5.7).

La Figura 5.8 muestra la fluctuación de la carga que va desde un mínimo hasta un máximo, y estos valores se repiten en cada ciclo.

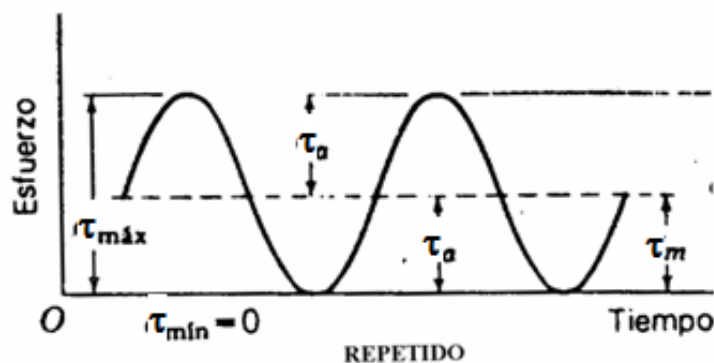


Figura 5.7 – Esfuerzo Repetido

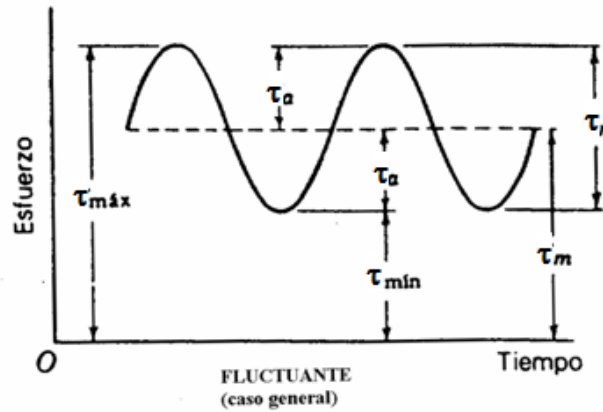


Figura 5.8 – Esfuerzo Fluctuante

5.3.1 MÉTODO PRINCIPAL

En el caso de cargas de fatiga ocurre lo mismo que cuando son cargas estáticas. Se puede dar el caso de que el trabajo esté enfocado al diseño, ó a la comprobación.

En primer lugar, se van a describir las fuerzas que se necesitan en los problemas de resortes de compresión para cargas a fatiga.

Se suponen conocidas la fuerza máxima, mínima y la inicial (F_i) que actúan en el resorte por cada ciclo, de manera que se puede definir una componente alternante y otra componente media:

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}$$

A partir de estas fuerzas se calculan los esfuerzos correspondientes

$$\tau_a = K \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad Ec. 5.10$$

$$\tau_m = K \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad Ec. 5.11$$

$$\tau_i = K \frac{8F_i D}{\pi d^3} \quad Ec. 5.12$$

Donde el factor de corrección K puede variar dependiendo del criterio del autor consultado.

En la mayoría de los casos se utiliza el factor de Bergsträsser K_B ó el factor de Wahl K_w para calcular el tanto el esfuerzo medio como el alternante. Mientras que para el esfuerzo inicial τ_i se utiliza factor de corrección por cortadura K_s .

A la hora de calcular un resorte para fatiga es necesario identificar si el resorte va a estar sometido a una vida finita o infinita. Esto es muy importante, ya que de ello depende una resistencia a la fatiga diferente.

El intervalo de vida finita para un resorte helicoidal de compresión estaría entre mil ciclos (10^3) y diez millones de ciclos (10^7). Este es el intervalo más general, y será el que se utilizará en este capítulo para resolver problemas de fatiga, y se resuelve de la siguiente manera.

A partir de los datos encontrados en la bibliografía se propone la Tabla 5.4 para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga por torsión para vida finita (S_{sf}). Ésta será igual a un porcentaje de la resistencia última a tracción, y dependerá del material, del número de ciclos y de si el resorte ha sido sometido a un proceso de granallado o no.

Vida a la fatiga (ciclos)	ASTM A228, acero inoxidable y no ferrosos		ASTM A230 y ASTM A232	
	Sin granallar	Granallado	Sin granallar	Granallado
10^5	0.36	0.42	0.42	0.49
10^6	0.33	0.39	0.4	0.47
10^7	0.3	0.36	0.38	0.46

Tabla 5.5 - Resistencia a la fatiga por torsión para vida finita. S_{se}

La Figura 5.9 sirve como ilustración. Se trata de un gráfico log-log de la línea S-N, es decir, resistencia a la fatiga – número de ciclos, de un resorte de acero ASTM A228 con un diámetro de alambre de 4 mm

En los problemas de cálculo o comprobación de resortes bajo cargas repetidas se utilizará el diagrama de Goodman de la figura 5.10.

Gráficamente el criterio se representa por una línea en el gráfico de tensión media frente a tensión alternante. Dicha línea, denominada línea de Goodman, representa la frontera del fallo. Cualquier punto con una combinación de tensiones media y alternante a la izquierda de la línea resistirá, mientras que uno a la derecha de la línea fallará según este criterio.

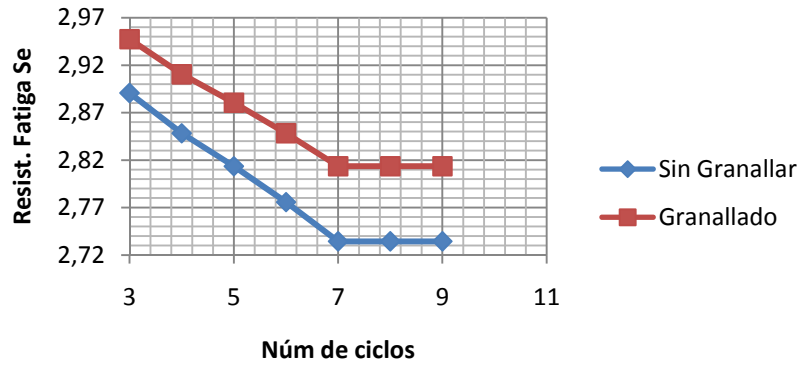


Figura 5.9 - Gráfico S-N para acero ASTM A228

La ecuación que describe el comportamiento de de esta línea es la siguiente:

$$\frac{S_{sa}}{S_{se}} + \frac{S_{sm}}{S_{su}} = 1$$

Siendo S_{sa} y S_{sm} los valores del esfuerzo alternante y medio que determinan el punto B sobre la línea.

Estos valores serán los máximos permisibles para garantizar el buen funcionamiento del resorte. Conociendo estos valores, se podría calcular las fuerzas máxima que provoca el fallo.

Ahora bien, el objetivo es garantizar la seguridad del resorte y para ello se realiza el siguiente cambio

$$S_{sa} = \eta \tau_a$$

$$S_{sm} = \eta \tau_m$$

Lo que se consigue con este cambio es introducir un factor de seguridad dentro de la ecuación de Goodman que queda de la siguiente manera:

$$\frac{\tau_a}{S_{sf}} + \frac{\tau_m}{S_{su}} = \frac{1}{\eta} \quad \text{Ec. 5.13}$$

La ecuación 5.13 describe la línea de Goodman para la línea de carga de la Figura 5.10 que parte del origen ya que no existe precarga inicial.

Cuando existe un precarga inicial en el resorte ($F_i > 0$). La ecuación anterior cambia, ya que se debe tener en cuenta el esfuerzo generado por la precarga.

$$\frac{\eta \tau_a}{S_e} + \frac{\eta(\tau_m - \tau_i)}{S_{su}} + \frac{\tau_i}{S_{su}} = 1 \quad \text{Ec. 5.14}$$

Esta ecuación describe la línea de Goodman para la línea de carga con precarga que pasa por el punto A.

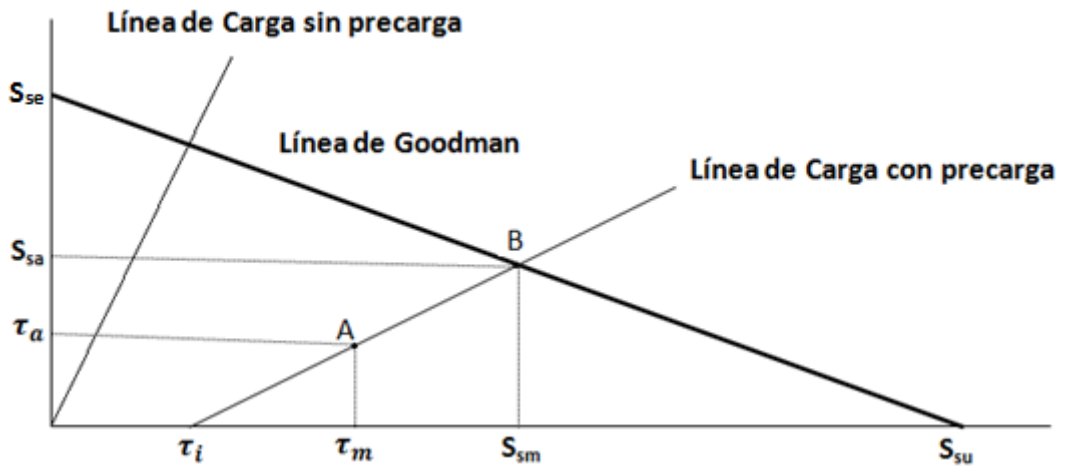


Figura 5.10 - Línea de Goodman

Cuando el diseñador desea construir la línea de Goodman para determinar el comportamiento del resorte, necesita calcular el punto de corte del eje de las abscisas.

Este punto es conocido como la resistencia a la cortadura del material del resorte que varía con el tamaño del alambre.

En este proyecto para obtener esta resistencia se utilizará la información proporcionada por Joerres [6]:

$$S_{su} = 0.67 S_{ut} \quad \text{Ec. 5.15}$$

Sin embargo este valor puede variar en función del libro o el autor consultado.

Sucede que para Hamrock [3], la resistencia a la rotura del material es 0.6 veces la resistencia última. La diferencia es mínima.

Sin embargo, el caso más interesante, se puede encontrar en el libro “Proyecto de Elementos de Máquinas”- M.F. Spotts – Segunda Edición.

Este autor propone la tabla 5.6. En esta tabla se observa como el valor de la resistencia a la cortadura varía dependiendo del material escogido.

Material	S_{su}
Alambre estirado en frío (A227)	0.42
Alambre musical (A228)	0.40
Alambre revenido en aceite (A229)	0.45
Alambre de acero inoxidable (A313)	0.46
Alambre de aleación Cr-V y Cr-Si	0.51

Tabla 5.6 – S_{su} en función del material

5.3.2 OTROS MÉTODOS DE CÁLCULO PARA CARGAS A FATIGA

5.3.2.1 SHIGLEY & MISCHKE

Según *Shigley [8]* los mejores datos sobre los límites de resistencia a la fatiga torsional de resortes de acero son los que aporta Zimmerli. Él descubrió el hecho sorprendente de que el tamaño, el material y la resistencia de tensión no tienen efecto en los límites de resistencia a la fatiga (sólo en vida infinita) de resortes de acero en tamaños menores a 10 mm. Se probaron resortes sin granallar de un esfuerzo torsional mínimo de 140 Mpa a un máximo de 620 Mpa y resortes granallados en el rango de 140 a 930 Mpa. Se encontró que los componentes de las resistencias a la fatiga de vida infinita son:

	S_{sa} (Mpa)	S_{sm} (Mpa)
Granallado	241	379
Sin granallar	398	534

Tabla 5.7 – Resistencias a la fatiga para vida infinita (Zimmerli)

Para diseñar o comprobar un resorte a la fatiga se dispone de tres criterios de fallo que se deben cumplir

El primero de los criterios será el de la curva de Gerber (Fig. 5.11). Esta curva corta el eje de ordenadas y de abscisas en los mismos puntos que la línea de Goodman, pero siendo mucho menos restrictiva que Goodman al tratarse de una curva.

El segundo de los criterios es el de la línea de Goodman, y por último el criterio de falla de Sines.

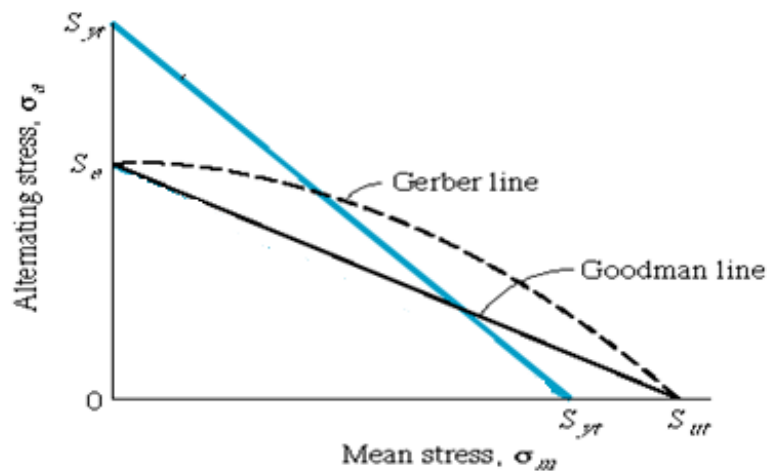


Figura 5.11 - Criterios de Fallo

En los tres criterios se definirá un factor de seguridad que tendrá que ser mayor a la unidad, y vendrá descrito por:

$$\eta = \frac{S_{sa}}{\tau_a} \quad \text{Ec. 5.16}$$

El término del denominador es el esfuerzo alternante de trabajo, mientras que en el numerador tenemos lo que Shigley define como la componente de la amplitud de la resistencia S_{sa} .

Para calcular este término, el procedimiento cambiará en función del criterio de fallo seleccionado.

Si se elige comprobar con el criterio de Gerber, se necesita determinar el límite de resistencia a la fatiga totalmente alternante, S_{se} , para ello, *Shigley [1]* propone la siguiente ecuación:

$$S_{se} = \frac{S_{sa}}{1 - \left(\frac{S_{sm}}{S_{su}}\right)^2} \quad \text{Ec. 5.16}$$

Donde $S_{su} = 0.67 S_{ut}$, es la resistencia a la cortadura.

Se define la razón de esfuerzo como:

$$R = \frac{\tau_a}{\tau_m} = \frac{F_{max} - F_{min}}{F_{max} + F_{min}} \quad \text{Ec. 5.17}$$

El esfuerzo medio y el esfuerzo alternante se calculan con las ecuaciones 5.10 y 5.11.

$$\tau_a = K_B \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad \tau_m = K_B \frac{8F_m D}{\pi d^3}$$

Se puede observar como para el cálculo del factor de seguridad, Shigley utiliza el factor de Bergsträsser y además no tiene en cuenta el esfuerzo inicial o de precarga.

A continuación se calcula la componente de la amplitud de la resistencia

$$S_{sa} = \frac{R^2 S_{se}^2}{2S_{se}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2S_{se}}{RS_{su}}\right)^2} \right] \quad \text{Ec. 5.18}$$

Si se elige el criterio de Goodman:

$$S_{se} = \frac{S_{sa}}{1 - \frac{S_{sm}}{S_{su}}} \quad \text{Ec. 5.19}$$

$$S_{sa} = \frac{RS_{se}S_{su}}{RS_{sa} + S_{se}} \quad \text{Ec. 5.20}$$

Y por último, si se elige el criterio de Sines se deberá tener en cuenta que Sines considera la resistencia $S_{sm} = 0$, por lo que

$$S_{se} = S_{sa}$$

5.3.2.2 HAMROCK, JACOBSON

Para el cálculo de resortes helicoidales de compresión para la fatiga, *Hamrock [3]* propone dos criterios, uno para vida finita y el otro para vida infinita.

En primer lugar se calculan las componentes medias y alternantes del esfuerzo. Con Hamrock ocurre igual que con Shigley. No se tiene en cuenta el esfuerzo de precarga.

El primero de los criterios es el de seguridad contra el límite de fatiga por torsión para vida infinita.

$$\eta_{\infty} = \frac{S_{se}}{\tau_a} \quad \text{Ec. 5.21}$$

Siendo τ_a la componente alternante del esfuerzo y S_{se} el límite de fatiga por torsión para aceros que se obtiene de la siguiente manera.

Se define el límite de resistencia a la fatiga sin modificar como unos valores constantes y que varían en función de si el resorte ha sido sometido a un tratamiento de granallado o no.

De esta manera se obtiene S'_{se}

	S'_{se} (Mpa)
Sin granallado	310
Granallado	465

Tabla 5.8 – Resistencias a la fatiga sin modificar para vida infinita

Este límite de resistencia a la fatiga está corregido para todos los factores de corrección por fatiga excepto por el de fiabilidad. De manera que:

$$S_{se} = S'_{se} * K_r$$

Siendo K_r el factor de fiabilidad

El siguiente de los criterios es el de seguridad contra la resistencia a la fatiga por torsión para vida finita

$$\eta = \frac{S_{sf}}{\tau_a} \quad \text{Ec. 5.22}$$

donde S_{sf} es la resistencia a la fatiga por cortante modificada, y se calcula de la siguiente manera:

$$S_{sf} = 10^c N^b \quad \text{Ec. 5.23}$$

En esta ecuación N es igual al número de ciclos que estará comprendido entre 10^3 y 10^7 .

Los términos \bar{C} y b son calculados de la siguiente manera:

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{S_{sl}}{S_{se}} \right) \quad \bar{C} = \log \left(\frac{S_{sl}^2}{S_{se}} \right)$$

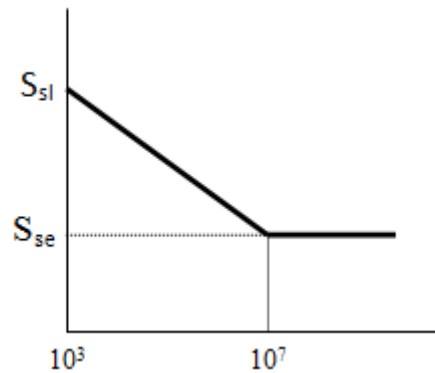


Figura 5.12 – Diagrama S-N para la fatiga por torsión

Donde S_{sl} es la resistencia a la cortadura para mil ciclos, y S_{se} es la resistencia límite a la fatiga para diez millones de ciclos.

Para calcular S_{sl} se necesitará conocer la resistencia a la rotura S_{su} . Por otro lado, S_{se} es la resistencia a la fatiga para 10^7 ciclos sin modificar. Por lo que será necesario aplicar el factor de confiabilidad para calcular los valores de \bar{C} y b .

$$S_{su} = 0.6 S_{ut}$$

$$S_{sl} = 0.52 S_{su}$$

$$S_{se} = S'_{se} \times K_r$$

5.3.2.3 ROBERT L. NORTON

Norton [5] propone dos métodos diferentes para el cálculo de resortes helicoidales de compresión. Uno para vida finita ($10^3 < N < 10^7$) y otro para vida infinita.

Cuando se trata la fatiga para vida finita, se hace uso de la siguiente ilustración

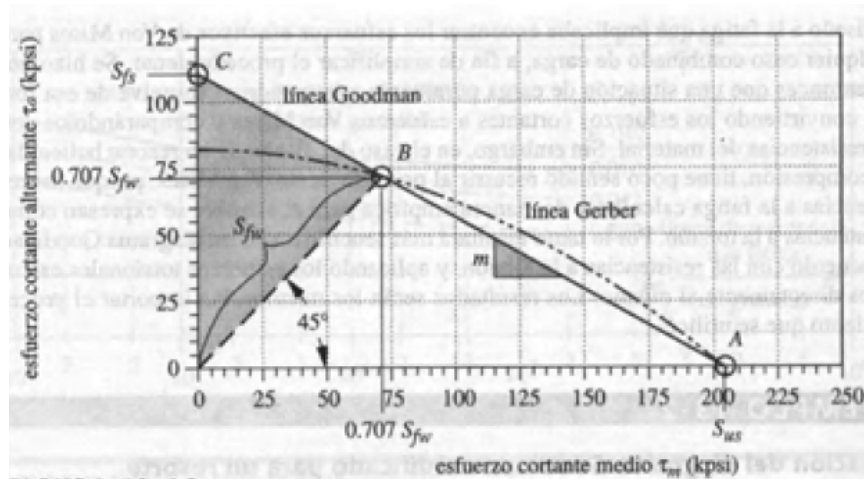


Figura 5.13 - Diagrama de Goodman y Gerber para vida finita

Esta gráfica ha sido obtenida del libro de Norton de la bibliografía, y como se observa, es bastante diferente a la figura 5.11. La diferencia más notable es que la línea de Goodman y la curva de Gerber no cortan en el mismo punto al eje de ordenadas.

De acuerdo con esto se deduce que la línea de Gerber tiene un ajuste mejor a los datos de falla experimentales para esfuerzos combinados medios y alternantes donde la relación de esfuerzo es mayor que la unidad ($\tau_a > \tau_m$), es decir, aquellos puntos por encima de la línea de 45°. Por lo que el uso de la línea de Goodman en este caso parecería no ser conservador.

Los resortes helicoidales de compresión tienen tendencia a tener relaciones de esfuerzo con valores entre 0 y 0.8, lo que coloca sus coordenadas de esfuerzo a la derecha de la línea de 45°, donde la línea de Goodman es más conservadora que la de Gerber.

De aquí en adelante el criterio utilizado será el de Goodman.

Con el fin de obtener un factor de seguridad, es necesario calcular la componente totalmente alternante que se define como S_{fs} . (Punto C de la Figura 5.12)

$$S_{fs} = \frac{S_{fw} S_{su}}{S_{su} - 0.707 S_{fw}} \quad \text{Ec. 5.24}$$

Norton [5] utiliza $S_{su} = 0.67 S_{ut}$ para calcular la resistencia a la cortadura.

El término S_{fw} es el límite de resistencia a la fatiga, y para calcularlo se utiliza los valores de la tabla 5.5. Por lo que será necesario conocer el número de ciclos y si el resorte ha sido sometido a un tratamiento de granallado.

Se define entonces el factor de seguridad contra la fatiga para vida finita como

$$\eta = \frac{S_{fs}(S_{su} - \tau_i)}{S_{fs}(\tau_m - \tau_i) + S_{su}\tau_a} \quad \text{Ec. 5.25}$$

Los esfuerzos se calculan de la siguiente manera

$$\tau_a = K_W \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad \tau_m = K_S \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad \tau_i = K_S \frac{8F_i D}{\pi d^3}$$

En este caso, los valores del esfuerzo difieren con los de las ecuaciones 5.10, 5.11 y 5.12, ya que para calcular la componente del esfuerzo medio se utilizará el factor de corrección por cortadura K_S . Lo mismo ocurre para el esfuerzo inicial.

Para la componente del esfuerzo alternante se seguirá utilizando K_W o K_B .

Cuando se trata de vida infinita, el límite de resistencia a la fatiga es diferente que para vida finita. Cuando se aborde este tipo de problemas se utilizará S_{es} en vez de S_{fs} para definir la componente totalmente alternante de la resistencia.

El procedimiento es el mismo que para vida finita pero con alguna diferencia. En este caso S_{fw} pasa a ser S_{ew} , y ya no se calcula con la Tabla 5.5 sino que adquiere los valores de la tabla 5.8 y al igual que ocurría con *Hamrock* [3], se debe aplicar el factor de confiabilidad.

Se tiene entonces que

$$S_{es} = \frac{S_{ew} S_{su}}{S_{su} - 0.707 S_{ew}} \quad \text{Ec. 5.26}$$

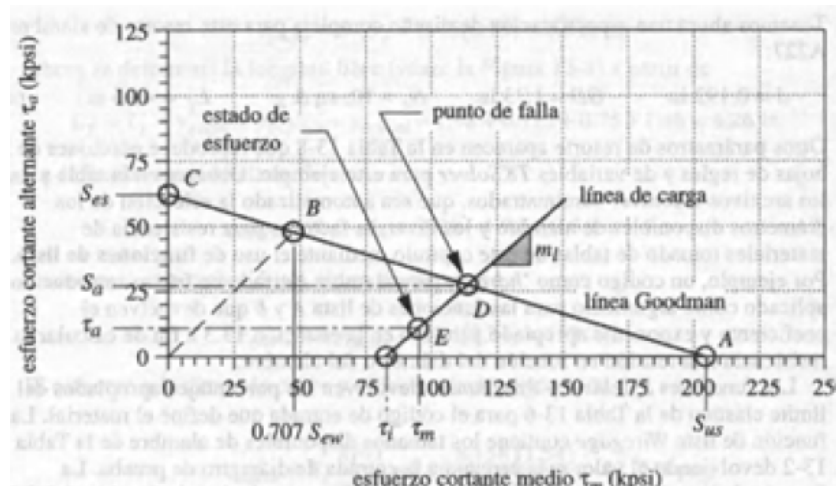


Tabla 5.14 - Diagrama de Goodman para vida infinita

Y el factor de seguridad para vida infinita viene definido como

$$\eta = \frac{S_{es}(S_{su} - \tau_i)}{S_{es}(\tau_m - \tau_i) + S_{su}\tau_a} \quad \text{Ec. 5.27}$$

5.3.2.4 ROBERT L. MOTT

En primer lugar, destacar que éste es un método totalmente diferente a los vistos hasta ahora. Para realizar este procedimiento se debe conocer el tipo de servicio de carga y el diámetro del alambre para continuar con los problemas, por lo que se trata de un método iterativo.

El esfuerzo admisible que se utiliza en un resorte depende del tipo de carga, el material y el tamaño del alambre. Según una clasificación frecuente, hay tres tipos de carga:

Servicio ligero: Cargas estáticas o hasta 1000 ciclos de carga, con baja rapidez de carga (sin impacto)

Servicio promedio: casos típicos en el diseño de máquinas; aplicación con rapidez moderada y hasta un millón de ciclos.

Servicio severo: Ciclos rápidos, con más de un millón de ciclos; posibilidad de choques o impactos; un buen ejemplo son los resortes de válvulas de motor.

La siguiente gráfica proporciona los valores de las resistencias admisibles ya sea para estática o para fatiga.

Los pasos que se deben seguir son los siguientes:

Se empieza estimando un diámetro para el alambre del resorte, y de esta manera, entrar en la tabla correspondiente. En la mayoría de los caso, será para servicio promedio, o como se ha nombrado hasta ahora, vida finita.

Al suponer un diámetro de alambre y un índice de resorte, es posible calcular todos los parámetros correspondientes al resorte.

De la misma manera, se puede conocer el esfuerzo del resorte τ_o (Ecuación 5.3)

$$\tau_o = K_W \frac{8F_o D}{\pi d^3}$$

Usando el factor de Wahl y la fuerza de máxima de trabajo (F_o). Y por otro lado, la fuerza de cierre del resorte ya que se dispone de la longitud sólida mediante la Tabla 3.2 (pág. 25), y de la constante elástica del resorte k .

$$F_s = k (L_o - L_s) = k \delta_s$$

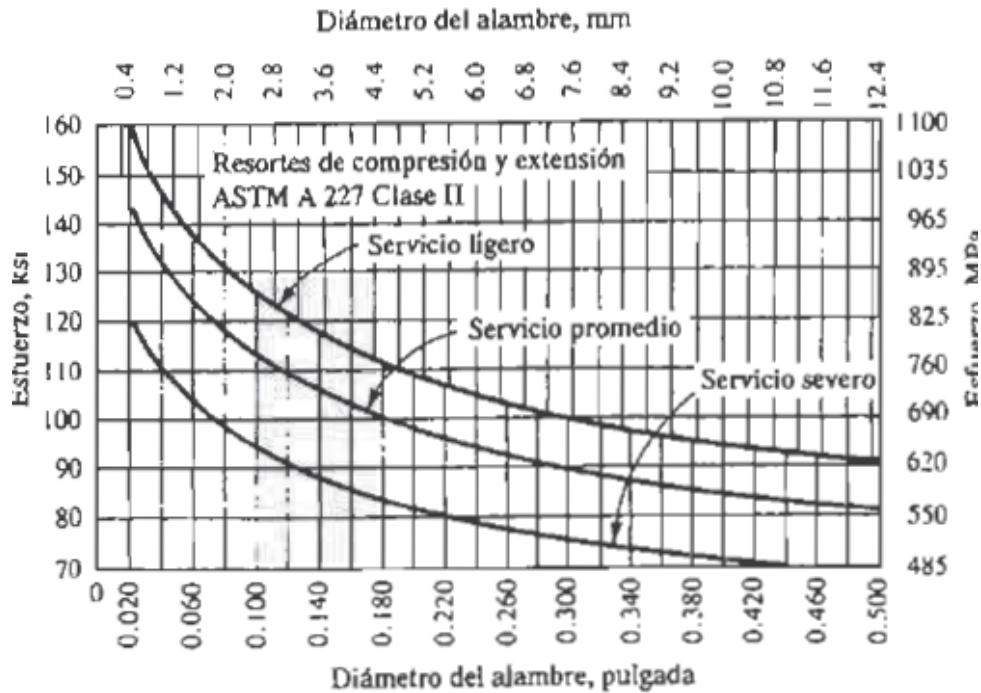


Figura 5.15 – Resistencias admisibles para alambre ASTM A227

Se escoge un material y el tipo de carga. La figura 5.14 muestra información sobre alambre de acero estirado en duro (ASTM A227), pero en el Anexo 1 (pág. 94-96) de este proyecto se encuentran las gráficas de todos los materiales más comunes para resortes de compresión.

A continuación, se entra en la tabla y curva correspondiente. Si se trata de servicio promedio, se obtiene el esfuerzo de diseño. Seguidamente, se recomienda entrar en la curva de servicio ligero para calcular el esfuerzo máximo permisible.

El criterio de fallo que se sigue es el siguiente

$$\eta = \frac{\tau_{adm}}{\tau_0} \tag{Ec. 5.28}$$

5.3.2.5 VIRGIL M. FAIRES

Faires [8] propone un método bastante diferente a los vistos hasta ahora. En este procedimiento de cálculo, Faires utiliza información de Wahl.

La nomenclatura que se expone en este apartado es diferente con respecto a la que se ha venido comentando hasta ahora

A la hora de calcular un resorte se requiere ordinariamente una solución por tanteo. El procedimiento más sencillo es el que se denomina como “procedimiento dinámico

estático”. Consiste en clasificar el servicio en ligero, medio o severo y hacer uso del esfuerzo de cálculo que se puede encontrar en la tabla del Anexo 2 (pág. 97), columna (3) y compararlo con el esfuerzo máximo de trabajo que se calcula con la ecuación 5.4.

El otro punto de vista consiste en utilizar la carga variable. Si un resorte tiene que actuar un número indefinido de veces durante su vida útil, resulta antieconómico diseñarlo con ese criterio. Esto significa que cuando un resorte no necesite trabajar un número de ciclos superior a 10^6 , considerando la información disponible, el procedimiento estático con servicio ligero o medio puede ser el más apropiado.

Decir que un servicio es ligero significa que la carga no se aplica más de 10^4 veces; la calificación de servicio severo corresponde, al igual que ocurría con *Mott [4]*, a una vida de fatiga indefinida (10^6 o superior); el servicio medio es una calificación intermedia que se puede utilizar en elementos como por ejemplo embragues y frenos.

Anteriormente se ha comentado la utilidad de la tabla que se encuentra en el anexo.

Ahora bien, existen algunos apartados de esta tabla con notas: (a), (b), (c), etc. Es importante explicar el significado de estas indicaciones.

- (a): Corresponde a la columna del esfuerzo de cálculo admisible y cuando se trata de servicio ligero se usa el valor de $0.405 S_u$. Para servicio medio se usa $0.324 S_u$. Y para servicio severo se usa $0.263 S_u$.
Esto es así para todos los materiales de la tabla excepto para el ASTM A227. En este caso se debe multiplicar por 0.85 los valores anteriores.
Ejemplo: Servicio ligero, ASTM A227 $\rightarrow S_{sd} = 0.8 \times 0.405 \times S_u = 0.324 \times S_u$
- (b): Ecuaciones para la resistencia aproximada a la tracción (S_u) especificada por ASTM. Estos valores se recogen en capítulo de materiales
- (c): Ecuaciones para obtener el esfuerzo máximo al cierre. Este autor considera este esfuerzo aproximado al esfuerzo de fluencia del material. No confundir con el esfuerzo admisible.
- (d), (e): Corresponde a las ecuaciones para la resistencia a la fatiga para una vida infinita S_{no} .

Cuando sea necesario diseñar un resorte para un servicio severo ($\leq 10^6$ ciclos) es necesario hacer uso de la figura 5.16 donde se representa una línea de rotura propuesta por Wahl sobre un diagrama $S_a - S_m$ que va desde B (Figura 5.16), donde el esfuerzo medio es igual al esfuerzo alternante, hasta T correspondiente a la resistencia de fluencia S_{sy} .

En esta figura los valores que llevan el nombre de S_{ms} o S_{as} , no son otra cosa que la componente del esfuerzo alternante y el esfuerzo medio. Y se calculan con las ecuaciones 5.9 y 5.10. Teniendo en cuenta que para el esfuerzo medio se utiliza el factor de corrección por cortadura K_s y para el alternante se utiliza el factor de Wahl o Bergsträsser (K_w o K_B).

$$S_{as} = K_W \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad S_{ms} = K_s \frac{8F_m D}{\pi d^3}$$

El límite de resistencia a la fatiga totalmente alternante corresponde al punto C de esta figura. Y por último, S_{no} corresponde a la resistencia a la fatiga en torsión.

Es importante señalar que en este método no se tiene en cuenta el esfuerzo inicial o de precarga. Por lo que no solamente será necesario calcular el esfuerzo medio y alternante.

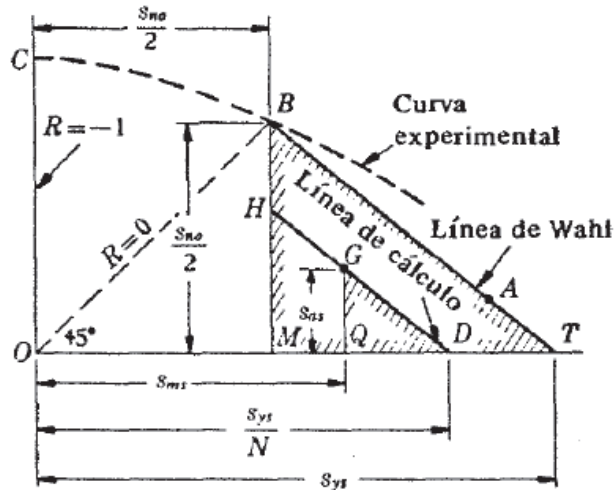


Figura 5.16 – Esfuerzos variables en resortes

El esfuerzo máximo en el punto B es

$$S_{max} = S_{ms} + S_{as} = 2S_{ms} = 2S_{as} = S_{no} \quad \text{Ec. 5.29}$$

Por la ecuación 5.29 vemos que en el punto de rotura B, el esfuerzo medio $S_{ms} = S_{no}/2$ y el esfuerzo alternante $S_{as} = S_{no}/2$ como indica la figura 5.16

En esta gráfica se observa que la línea BT se aproxima más a los ensayos de una línea que fuese desde C hasta T. El punto C está en $S_{ms} = 0$.

Para obtener una línea de cálculo se divide S_{sy} por un coeficiente de cálculo N y se dibuja $OD = S_{sy}/N$. Este coeficiente de cálculo N, es el factor de seguridad para fatiga.

Se traza desde D la recta DH paralela a TB. Cualquier punto sobre esta línea corresponde a una situación de esfuerzo cualquiera en la que el esfuerzo alternante es menor que el esfuerzo medio.

La ecuación de esta línea de cálculo se obtiene por triángulos semejantes QGD y MBT

$$\frac{\frac{S_{sy}}{N} - S_{ms}}{S_{sy} - S_{no}/2} = \frac{S_{as}}{S_{no}/2}$$

Y despejando el factor de seguridad N

$$\frac{1}{N} = \frac{S_{ms}}{S_{sy}} + \frac{S_{as}}{S_{no}} \left(2 - \frac{S_{no}}{S_{sy}} \right) = \frac{S_{ms} - S_{as}}{S_{sy}} + \frac{2S_{as}}{S_{no}} \quad \text{Ec. 5.30}$$

CAPITULO 6.

DEFORMACION, ESTABILIDAD Y FRECUENCIA CRÍTICA DE LOS RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESION

El objetivo de este capítulo es proporcionar la información necesaria para comprender el efecto de la deformación en el resorte y los problemas que puede crear un diseño incorrecto del resorte.

6.1 DEFORMACION EN UN RESORTE HELICOIDAL DE COMPRESION

Aun cuando la carga sobre el resorte es a compresión, el alambre del resorte está a torsión y cortante directo, ya que la carga en cualquiera de las espiras tiene tendencia a torcerlo en relación al eje.

Para obtener el desplazamiento asociado a un resorte helicoidal de compresión se recurre al Teorema de Castigliano, utilizando los aportes energéticos debidos a la torsión y al cortante, y se obtiene la energía de deformación en un resorte de compresión como:

$$U = \frac{T^2 L}{2GJ} + \frac{F^2 L}{2AG} \quad \text{Ec. 6.1}$$

Se tiene que

$$T = \frac{FD}{2} \quad T = \text{momento de torsión}$$

$$L = \pi DN_a \quad L = \text{Longitud del resorte}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad J = \text{momento de inercia}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad A = \text{Área del resorte}$$

Sustituyendo en la ecuación 6.1

$$U = \frac{4F^2 D^3 N_a}{d^4 G} + \frac{2F^2 D N_a}{d^2 G}$$

Usando el teorema de Castigliano, se conoce que la deflexión es la derivada de la energía de deformación respecto a la fuerza

$$\delta = \frac{\partial U}{\partial F}$$

$$\delta = \frac{8FD^3 N_a}{Gd^4} \left(1 + \frac{d^2}{2D^2}\right) = \frac{8FD^3 N_a}{Gd^4} \left(1 + \frac{1}{2C^2}\right) \quad \text{Ec. 6.2}$$

Pero el término dentro del parentesis es aproximadamente 1 cuando se escoge un índice de resorte elevado ($C < 12$) por lo que la ecuación que describe la deflexión del resorte se puede aproximar a la siguiente ecuación.

$$\delta = \frac{8FD^3 N_a}{Gd^4} \quad \text{Ec. 6.3}$$

Con esta expresión se puede obtener el valor de la constante elástica del resorte.

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{Gd^4}{8D^3 N_a} \quad \text{Ec. 6.4}$$

La constante elástica k en un resorte helicoidal estándar es lineal en la mayor parte de su rango de operación. La Figura 6.1 muestra el comportamiento de la constante en función de la deflexión total de resorte.

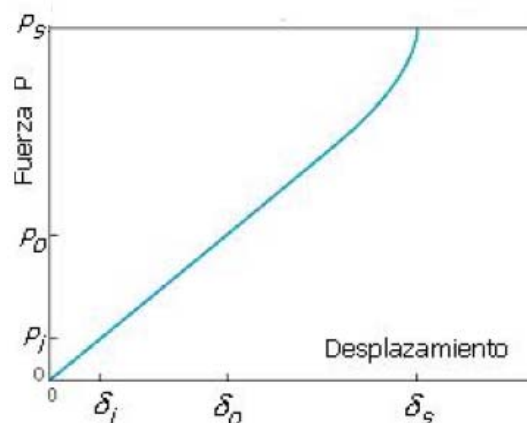


Figura. 6.1 – Constante elástica del resorte

Para garantizar que el resorte siempre trabaje en su rango lineal, deberá definirse su deflexión entre el 15 y el 85 por ciento para su carga de trabajo.

Antes y después de este intervalo, la deflexión no es lineal. Sin embargo, es muy difícil comprobar que la deflexión no es lineal para cargas muy pequeñas.

La diferencia entre el índice del resorte C y la constante k resulta importante.

El índice del resorte es adimensional, mientras que las unidades de k son Newtons por metro, libras por pulgada... etc.

Si se realiza el cambio de $C = D/d$ en la ecuación 6.4, se observa que el índice del resorte C queda en el denominador. Por lo que para igual diámetro de alambre, cuanto menor sea C implica que k aumenta. Un resorte rígido tiene una constante elástica elevada.

6.2 ESTABILIDAD Y DEFLEXIÓN CRÍTICA EN RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESION

Un resorte de compresión se carga como una columna y pandea si es demasiado esbelto. Se utiliza la relación entre la longitud libre del resorte y el diámetro medio del resorte L_o/D , para comprobar si el resorte puede llegar a pandear. Si esta relación es elevada (aproximadamente > 4), el resorte debe ser estudiado para descartar que ocurra este fenómeno.

Es posible evitar un pandeo exagerado mediante la colocación del resorte en un agujero o alrededor de una varilla. Sin embargo, el rozamiento de las espiras sobre estas guías reduce la carga entregada en el extremo del resorte y puede dañar las espiras del resorte y de esta manera provocar la aparición de roturas superficiales.

De la misma manera que en las columnas sólidas, las limitaciones en los extremos del resorte afectarán su tendencia a pandear. Si uno de los extremos está libre para inclinarse, el resorte se pandeará con una relación de longitud libre/diámetro medio más pequeña que si está sujeto en cada extremo entre placas paralelas.

La relación entre la deflexión del resorte y su longitud libre también δ/L_o , afecta a su tendencia a pandear. La Figura 6.2 muestra un trazo de tres curvas que ilustra la estabilidad de los casos de restricción de extremos.

- Curva A: Extremos empotrados. Por ejemplo: extremos a escuadra y rectificadas sobre superficies planas, paralelas y guiadas.
- Curva B: Un extremo fijo y un extremo articulado. Por ejemplo: un extremo sobre una superficie plana y el otro en contacto con una bola esférica.
- Curva C: Ambos extremos articulados. Por ejemplo: extremos en contacto con superficies que están articuladas a la estructura, libres para girar.

Con el fin de comprobar que el resorte no sufra pandeo, es necesario calcular la deflexión crítica que provocaría el pandeo. Para ello se hallará el punto de corte de la relación L_o/D

con la curva correspondiente. Igualando este valor a la relación δ_{crit}/L_0 , se obtendrá el valor de esta deflexión

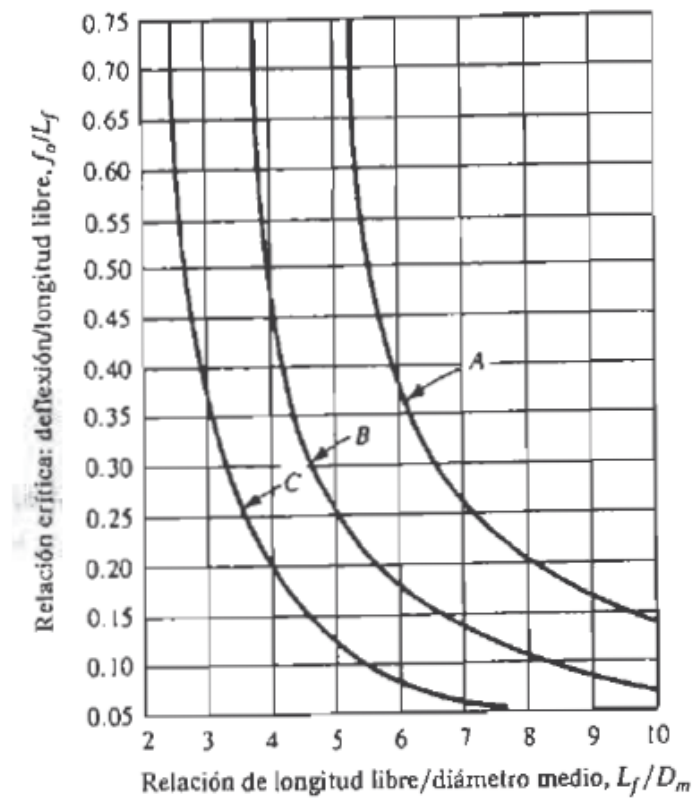


Figura 6.2 – Criterios de pandeo para resortes de compresión

Este valor deberá ser menor a la deflexión máxima producida durante el funcionamiento del resorte.

De una forma más analítica, se puede obtener una ecuación que proporciona el valor de la deflexión crítica para un determinado resorte

$$\delta_{crit} = L_0 C'_1 \left[1 - \left(1 - \frac{C'_2}{\lambda_{ef}^2} \right)^{1/2} \right] \quad Ec. 6.5$$

El término λ_{ef}^2 es la relación de esbeltez efectiva y está dada por la ecuación

$$\lambda_{ef} = \frac{\alpha L_0}{D} \quad Ec. 6.6$$

C'_1 y C'_2 son las constantes elásticas y se definen mediante las ecuaciones

$$C'_1 = \frac{E}{2(E - G)} \quad Ec. 6.7$$

$$C'_2 = \frac{2\pi^2 (E - G)}{2G + E}$$

Siendo E el módulo de Young o módulo de elasticidad longitudinal y G el módulo de elasticidad por cortadura. Ambos se pueden encontrar en la tabla 4.1 (pág. 29).

La ecuación 6.6 contiene la constante de condición de los extremos α . Su valor depende de la restricción en los extremos del resorte.

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

Tabla 4.1 – Valor de α según la condición en los extremos

La estabilidad absoluta se presenta cuando, en la ecuación 6.5, el término $\frac{C_2'}{\lambda_{ef}^2}$ es mayor que la unidad. Esto significa que la condición de estabilidad absoluta es

$$L_0 < \frac{\pi D}{\alpha} \left[\frac{2(E - G)}{2G + E} \right]^{1/2} \quad \text{Ec. 6.8}$$

Siempre que el resorte cumpla con esta condición, no será necesario calcular la deflexión crítica. En el caso que no se cumpla, será necesario comparar que la deflexión máxima de trabajo sea menor que la deflexión crítica.

6.3 FRECUENCIA CRÍTICA EN RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESION

Si un extremo de un resorte de compresión se fija contra una superficie plana y en el otro extremo se produce una perturbación, se origina una onda de compresión que viaja de un extremo a otro.

Los fabricantes de resortes han tomado imágenes a cámara lenta de la oscilación de un resorte de válvula. Estas imágenes muestran una oscilación violenta, que ocasiona que el resorte en realidad salte fuera del contacto con las placas de extremo. En la Figura 6.3 se muestra la rotura de un resorte de válvula en un motor sobrerrevolucionado. La rotura se produce a lo largo de la línea, a 45° del esfuerzo principal máximo asociado con la carga de torsión pura.

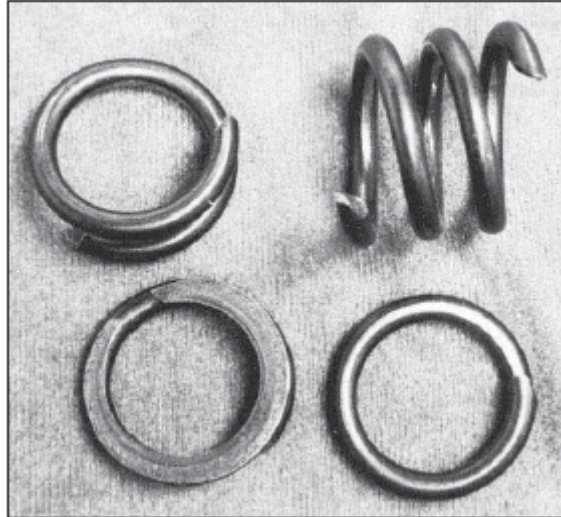


Figura 6.3 – Rotura de un resorte de válvula en un motor sobrerrevolucionado

Cuando los resortes helicoidales se emplean en aplicaciones que requieren un movimiento recíproco rápido, el diseñador debe tener la certeza de que las dimensiones físicas del resorte no provocarán una frecuencia vibratoria natural cercana a la frecuencia de la fuerza aplicada, ya que podría ocurrir el fenómeno de resonancia, que causaría esfuerzos perjudiciales, pues que el amortiguamiento interno de los materiales para fabricar resortes es bastante bajo.

La ecuación que describe un resorte colocado entre dos placas planas paralelas es la ecuación de onda

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{W}{k g L^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad \text{Ec. 6.9}$$

- k: Constante elástica del resorte (N/m)
- g: Aceleración de la gravedad (m/s²)
- L: Longitud del resorte (m)
- W: Peso del resorte (N)
- x: Coordenada medida a lo largo de la longitud del resorte
- u: Movimiento de cualquier partícula a una distancia x

Para calcular el peso de la parte activa de un resorte helicoidal se utiliza la siguiente ecuación:

$$W = AL\gamma = \frac{\pi d^2}{4} (\pi D N_a) (\gamma) g = \frac{\pi^2 d^2 D N_a \gamma}{4} g \quad \text{Ec. 6.10}$$

γ = peso específico del material. (Acero = 7850 $\frac{Kg}{m^3}$)

g = aceleración de la gravedad ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$)

La solución de la Ec. 6.9 es armónica y depende de las propiedades físicas dadas, así como de las condiciones finales del resorte. Las frecuencias armónicas, naturales, de un resorte colocado entre dos placas paralelas y planas, en radianes por segundo, son

$$w = m \pi \sqrt{\frac{k g}{W}} \quad \text{Ec. 6.11}$$

Donde la frecuencia fundamental se determina para $m = 1$, la segunda armónica para $m = 2$, y así sucesivamente.

Por otro lado, se tiene que $w = 2\pi f$. Sustituyendo en la ecuación anterior

$$f = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k g}{W}} \quad \text{Ec. 6.12}$$

Se usará esta ecuación siempre que los extremos estén en contacto con las placas y cuando un extremo está apoyado contra una placa plana y el otro se conduce con un movimiento sinusoidal.

En el caso de que el resorte tenga un extremo apoyado y el otro libre se usará la siguiente ecuación

$$f = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{k g}{W}} \quad \text{Ec. 6.13}$$

Si la frecuencia natural de un resorte es cercana a la frecuencia propia de la carga aplicada, puede producirse alguna resonancia, y en este caso las “ondas” se desplazarán en el sentido de la longitud del resorte. Estas ondas son compresiones y extensiones sucesivas que se propagan de espira en espira, y esto puede originar deformación de las espiras adyacentes iguales a la deformación que se produce cuando el resorte se cierra totalmente por compresión. Según esto, el resorte puede entonces estar sometido reiteradamente al esfuerzo correspondiente al cierre. Como este esfuerzo suele ser mayor que la resistencia a la fatiga y como el contacto reiterado de las espiras estropearía su superficie, las oscilaciones pueden ser causas de fallos aunque los esfuerzos calculados para cargas normales sean aparentemente seguros.

La frecuencia crítica fundamental debe ser 15 o 20 veces mayor que la frecuencia de la fuerza o movimiento del resorte, con objeto de evitar la resonancia con las frecuencias armónicas. Si la frecuencia no resulta ser suficientemente alta, el resorte tiene que diseñarse de nuevo para incrementar k o disminuir W .

CAPITULO 7.

EJEMPLOS DE CÁLCULO

En los capítulos anteriores se ha expuesto las diferentes fórmulas que se tienen para resolver problemas de cálculo de resortes de compresión. Con el objetivo de hacer aún más visible las diferencias existentes entre los diferentes autores a la hora de proporcionar ecuaciones y datos, se va a realizar unos ejemplos de cálculo tanto para carga estática como para fatiga.

7.1 CARGA ESTÁTICA

Ejemplo: Se necesita calcular el diámetro de alambre de un resorte de compresión de alambre de acero estirado en duro (ASTM A227) para que soporte una carga máxima de trabajo de 800 Newtons y que se comprima un máximo de 40 mm para esa carga. Por otro lado, debe presentar las siguientes características:

- Extremos a escuadra y rectificadas
- Valor del índice del resorte: $4 \leq C \leq 12$
- Factor de Seguridad de diseño: $\eta = 1.2$
- Estudiar las ventajas del tratamiento de preesforzado

A continuación se procederá a resolver el problema por el método principal propuesto en el capítulo 5 apartado 2 (pág.)

Lo primero que se hará es aplicar la ecuación 5.7.

$$\frac{S_{sy}}{\eta} = K \frac{8FC}{\pi d^2}$$

Y de esta manera obtener un diámetro de alambre adecuado para el trabajo solicitado.

De la ecuación anterior, se tienen casi todos los parámetros menos el diámetro del alambre, el índice del resorte y la resistencia admisible a carga estática.

Lo que se hará a continuación es estimar un valor para el índice del resorte que se encuentre dentro del intervalo óptimo. En este caso se escoge un valor de $C = 8$ por ser un valor promedio.

La resistencia admisible a carga estática (S_{sy}) es una fracción de la resistencia última a tracción (S_{ut}) y a su vez, esta resistencia depende del diámetro del alambre y del material escogido. De acuerdo con la ecuación 4.1

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

La tabla 7.1 recoge los datos necesarios para calcular la resistencia última a tracción y el esfuerzo admisible para estática. Los datos contenidos en esta tabla corresponden a la tabla 4.3 para S_{ut} y la tabla 5.2 para el esfuerzo admisible

Autor	S_{ut}		$\alpha = S_{sy}/S_{ut}$	
	A	m	Con preesforzado	Sin preesforzado
Shigley [1]	1783	0.19	0.65	0.45
Hamrock [3]	1750	0.192	0.4	0.4
Norton [5]	1753.3	0.182	0.65	0.45
Faires [8]	1784	0.19	0.6	0.6

Tabla 7.1 – Valores de S_{ut} y S_{sy}

Como ya se explico en el capítulo 5, cuando el resorte ha sido sometido a un tratamiento de preesforzado se elimina el efecto de la curvatura. Por esta razón, se usará el factor de Wahl K_w (o bien Bergsträsser, K_B) cuando no se tenga preesforzado y el factor de corrección del cortante K_s cuando se tenga preesforzado.

En la tabla 7.1 se pueden ver los autores que se han escogido para realizar las comparaciones.

Para el índice del resorte considerado, se obtiene que

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} = 1.184$$

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} = 1.172$$

$$K_s = \frac{2C + 1}{2C} = 1.062$$

Dejando la ecuación 5.7 en función del diámetro del alambre:

$$d = \left(\frac{K 8 F C \eta}{\alpha \pi A} \right)^{\frac{1}{2-m}}$$

Sustituyendo todos los valores y ordenándolos en la tabla 7.2

Autor	<i>Diámetro alambre, d</i>	
	Con preesforzado	Sin preesforzado
Shigley [1]	4.92	6.37
Hamrock [3]	6.52	6.92
Norton [5]	4.93	6.41
Faires [8]	5.14	5.46

Tabla 7.2 – Diámetros óptimos

El tratamiento de preesforzado reduce el valor del diámetro del alambre y de esta manera aumenta la resistencia última a tracción. El factor de seguridad seguirá siendo el mismo. Por razones económicas se recomienda la elección del diámetro más pequeño.

A partir de aquí se utilizarán los valores del preesforzado. Pero es necesario escoger valores estandarizados del diámetro. Para ello se hará uso de la tabla 3.1 (pág. 21).

Autor	<i>Diámetro alambre, d</i>	
	Óptimo	Estándar
Shigley [1]	4.92	5.5
Hamrock [3]	6.52	7
Norton [5]	4.93	5.5
Faires [8]	5.14	5.5

Tabla 7.3 – Diámetros Estandarizados

Como se observa, las diferencias son mínimas entre *Norton [5]* y *Shigley [1]* por lo que el diámetro estándar resulta el mismo. El valor más cercano según esta tabla sería el de $d = 5$ mm. Sin embargo, por motivos de seguridad es recomendable escoger un valor más elevado, por esa razón se escoge el siguiente valor en la tabla que es el de $d = 5.5$ mm.

Quedaría por comprobar un autor más. Este es *Mott [4]*. Sin embargo, para utilizar este método es necesario estimar un valor del diámetro del alambre. Por ello se usará $d = 6$ mm por ser un valor promedio de la tabla 7.3.

Se hará uso de la siguiente gráfica.

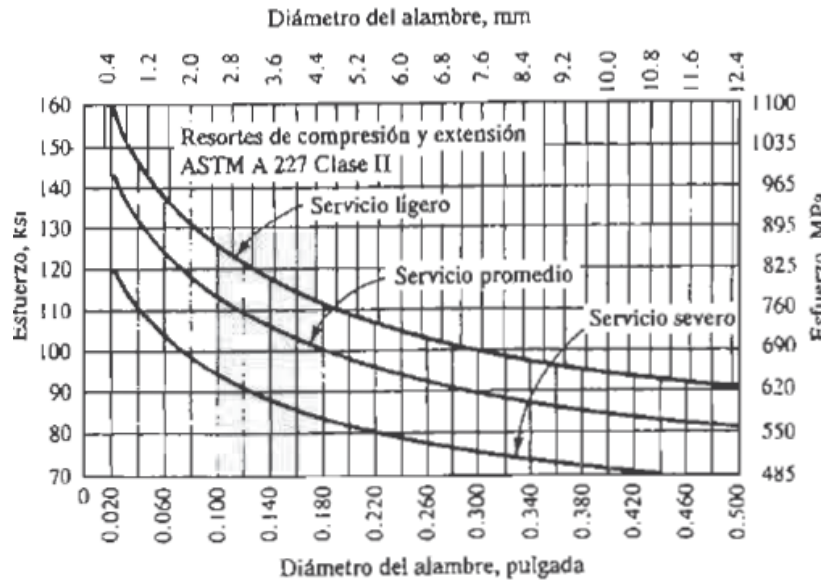


Figura 7.1 – Resistencias admisible del acero ASTM A227

Se considera servicio ligero por tratarse de una carga estática. De manera que, entrando a la curva de servicio ligero con un diámetro de 6 mm se obtiene una resistencia admisible de 725 Mpa aproximadamente.

Para calcular el esfuerzo máximo no se tiene en cuenta que haya sido preesforzado o no. Se utilizará el factor de Wahl en cualquier caso

$$\tau_{max} = K_W \frac{8FC}{\pi d^2} = 536 \text{ Mpa}$$

La tabla 7.5 recoge los diámetros correspondientes a cada autor así como las resistencias y esfuerzos correspondientes y el factor de seguridad en cada caso.

	d (mm)	S_{ut} (Mpa)	S_{sy} (Mpa)	τ_{max} (Mpa)	η
Shigley [1]	5.5	1268.53	824.54	576.93	1.43
Hamrock [3]	7	1204.4	481.76	353.22	1.36
Norton [5]	5.5	1285.61	835.65	572.16	1.46
Faires [8]	5.5	1290.4	774.24	572.16	1.35
Mott [4]	6	-	725	536	1.35

Tabla 7.5 – Resultados del diseño del resorte

A la vista de los resultados, queda a la elección de cada uno escoger el valor del diámetro del alambre que considere oportuno, y a partir de ese valor, obtener el resto de parámetros correspondientes al resorte: D, L_o , N_a , etc.

7.2 CARGA A FATIGA

A continuación se realizará un ejemplo de cálculo de resortes helicoidales de compresión para cargas a fatiga. Para ello se resolverá el problema mediante el método expuesto en el capítulo 5 (pág. 49) para después seleccionar un diámetro de alambre adecuado y a partir de ese diámetro resolver utilizando los demás métodos.

Ejemplo: Se debe calcular el diámetro de alambre de un resorte de compresión de alambre de acero ASTM A228 para una vida de 3 millones de ciclos durante la cual, se le someterá a una carga dinámica que variará de 600 a 300 Newtons. El resorte se introducirá en su lugar de trabajo con una precarga inicial de 100 N y estará sometido a un tratamiento de granallado para mejorar su resistencia a la fatiga. Se exigirá además:

- Espiras activas: $N_a \leq 10$
- Extremos a escuadra y rectificadas
- Factor de Seguridad: $\eta = 1.2$
- Valor del índice del resorte: $4 \leq C \leq 12$

Para resolver este tipo de problemas se hará uso de la ecuación 5.14 y dejarla en función del diámetro de alambre.

$$\frac{\eta \tau_a}{S_e} + \frac{\eta(\tau_m - \tau_i)}{S_{su}} + \frac{\tau_i}{S_{su}} = 1$$

Pero para ello, es necesario obtener una serie de parámetros que nos permitan resolver el problema.

En primer lugar se utilizará un índice del resorte de valor 8, al igual que ocurría en el ejemplo de carga estática.

Por otro lado, se conoce que la resistencia a la cortadura es $S_{su} = 0.67 S_{ut}$.

Para calcular la resistencia última a tracción se hará uso de la tabla 4.2, de donde se obtiene que $A = 2211$ y $m = 0.145$.

Para calcular la resistencia admisible a la fatiga se usará la tabla 5.5 (pág. 50). Pero el número de ciclos del problema no aparece en esta tabla. Por lo que habrá que obtenerlo por triangulación.

$$\frac{\log 0.42 - \log 0.36}{7 - 5} = \frac{\log x - \log 0.36}{7 - \log 2 \cdot 10^6}$$

Núm. de Ciclos	10⁵	10⁶	10⁷	2 10⁶
Valor	0.42	0.39	0.36	0.38

Tabla 7.6 – Porcentaje de la resistencia última a tracción S_{ut}

Se tiene que la fuerza inicial es $F_i = 100$ N; la fuerza alternante es $F_a = 150$ N; y la fuerza media es $F_m = 450$ N.

Una vez conocidas las fuerzas se hará uso del factor de Wahl o Bergsträsser para obtener los tres tipos de esfuerzos. Y para calcular este factor se estimará un valor del índice del resorte de 8.

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} = 1.172$$

Toda la información necesaria se recoge en la tabla 7.7

S_{ut}	S_{su}	S_{se}	τ
$\frac{A}{d^m}$	$\frac{A}{d^m} \times 0.67$	$\frac{A}{d^m} \times 0.38$	$K_w \frac{8FC}{\pi d^2}$

Tabla 7.7 – Parámetros necesarios en función del diámetro del alambre

Lo que hay que hacer a continuación es dejar la ecuación 5.14 en función del diámetro del alambre utilizando los datos de la tabla 7.7, y quedaría de la siguiente manera:

$$d = \left[\frac{8CK_w}{\pi A} \left(\frac{\eta F_a}{0.38} + \frac{\eta(F_m - F_i) + F_i}{0.67} \right) \right]^{1/1.855}$$

El resultado obtenido es:

$$d = 4.08 \text{ mm}$$

Un diámetro de esta dimisión sería difícil de fabricar. Recurriendo a la tabla 3.1 (pág. 21) se escoge un tamaño estándar. La siguiente tabla recoge los valores más importantes de diseño.

d (mm)	S_{ut} (Mpa)	S_{su} (Mpa)	S_{se} (Mpa)	τ_{max} (Mpa)	η
4.5	1777.76	1191.1	675.55	707.43	1.46

Tabla 7.8 – Valores más importantes de diseño.

Se podría continuar con el diseño del resorte calculando la longitud libre, número de espiras, etc. Pero para ello se dispone de la hoja de cálculo.

A continuación se comprobará que para un $d = 4.5$ mm se cumplen los diferentes métodos expuestos en el capítulo 5.

En el capítulo 5.4.2.1 (pág. 53) se propone el método *Shigley [1]* usando los datos proporcionados por Zimmerli.

Si se cumplen los tres criterios significaría que el resorte podría trabajar para una vida infinita, por lo que se considerará correcto de ser así.

Se comprobará para el criterio de Goodman por ser el más restrictivo al tratarse de una línea.

Lo primero de todo, se definen los esfuerzos alternante y medio. Pero no el esfuerzo de precarga.

$$\tau_a = K_B \frac{8F_a C}{\pi d^2} = 176.85 \text{ Mpa} \quad \tau_m = K_B \frac{8F_m C}{\pi d^2} = 530.45 \text{ Mpa}$$

Y la razón del esfuerzo

$$R = \frac{\tau_a}{\tau_m} = 0.33$$

Utilizando la tabla 5.7 se obtiene los valores de la resistencia a la fatiga para vida infinita. Para la columna de granallado se tiene que:

$$S_{sa} = 241 \text{ Mpa}$$

$$S_{sm} = 379 \text{ Mpa}$$

Para calcular el límite de fatiga totalmente alternante se hace uso de la ecuación 5.16

$$S_{se} = \frac{S_{sa}}{1 - \frac{S_{sm}}{S_{su}}} = 353.47 \text{ Mpa}$$

Donde $S_{su} = 1191.1 \text{ Mpa}$

Y por último se calcula la componente de la amplitud de la resistencia con la ecuación 5.20

$$S_{sa} = \frac{RS_{se}S_{su}}{RS_{sa} + S_{se}} = 323.25 \text{ Mpa}$$

Y ya sólo queda comprobar el factor de seguridad

$$\eta = \frac{S_{sa}}{\tau_a} = \frac{323.25}{176.85} = 1.82$$

El diseño es correcto.

A continuación se comprobará con el método de *Hamrock* [3] (pág. 55). Aquí se dispone de un método cuando se trata de vida finita (ecuación 5.22).

$$\eta = \frac{S_{sf}}{\tau_a}$$

Lo primero de todo será calcular la resistencia para vida infinita modificada considerando un factor de confiabilidad de 0.9

$$S_{se} = S'_{se} \times K_r = 465 \times 0.9 = 418.5 \text{ Mpa}$$

Por otro lado, la resistencia a la cortadura para 1000 ciclos S_{sl} es:

$$S_{sl} = 0.52 \times S_{su} = 619.37 \text{ Mpa}$$

El siguiente paso es calcular los valores de \bar{C} y b .

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{S_{sl}}{S_{se}} \right) = -0.056$$

$$\bar{C} = \log \left(\frac{S_{sl}^2}{S_{se}} \right) = 2.962$$

Y utilizando la ecuación 5.23

$$S_{sf} = 10^c N^b = 397.63 \text{ Mpa}$$

Siendo $N = 3 \cdot 10^6$ ciclos.

Ahora sólo queda comprobar que el factor de seguridad es el deseado

$$\eta = \frac{S_{sf}}{\tau_a} = \frac{397.63}{176.85} = 2.25$$

El diseño es más que correcto según este criterio.

El siguiente método propuesto es el de *Norton* [5] (pág. 56). Se van a utilizar los cálculos para vida finita.

Lo primero de todo es definir los esfuerzos

$$\tau_a = K_w \frac{8F_a D}{\pi d^3} = 176.85 \text{ Mpa} \quad \tau_m = K_s \frac{8F_m D}{\pi d^3} = 481.71 \text{ Mpa}$$

$$\tau_i = K_s \frac{8F_i D}{\pi d^3} = 107.05 \text{ Mpa}$$

Donde la diferencia más notable es que para calcular el esfuerzo medio se utiliza el factor de corrección $K_s = 1.062$.

Se tiene que la fuerza inicial es $F_i = 100$ N; la fuerza alternante es $F_a = 150$ N; y la fuerza media es $F_m = 450$ N.

Se debe calcular la componente del esfuerzo totalmente alternante S_{fs} (Ecuación 5.24)

$$S_{fs} = \frac{S_{fw} S_{su}}{S_{su} - 0.707 S_{fw}}$$

Donde $S_{fw} = S_{se} = 675.55$ Mpa según la tabla 7.8

Se tiene entonces

$$S_{fs} = 1127.76 \text{ Mpa}$$

De acuerdo con la ecuación 5.25, se define el factor de seguridad como

$$\eta = \frac{S_{fs}(S_{su} - \tau_i)}{S_{fs}(\tau_m - \tau_i) + S_{su}\tau_a} = 1.93$$

El diseño vuelve a ser correcto.

El método que se utilizará a continuación es el propuesto por *Mott* [4] (pág. 59).

Haciendo uso de la figura 7.1

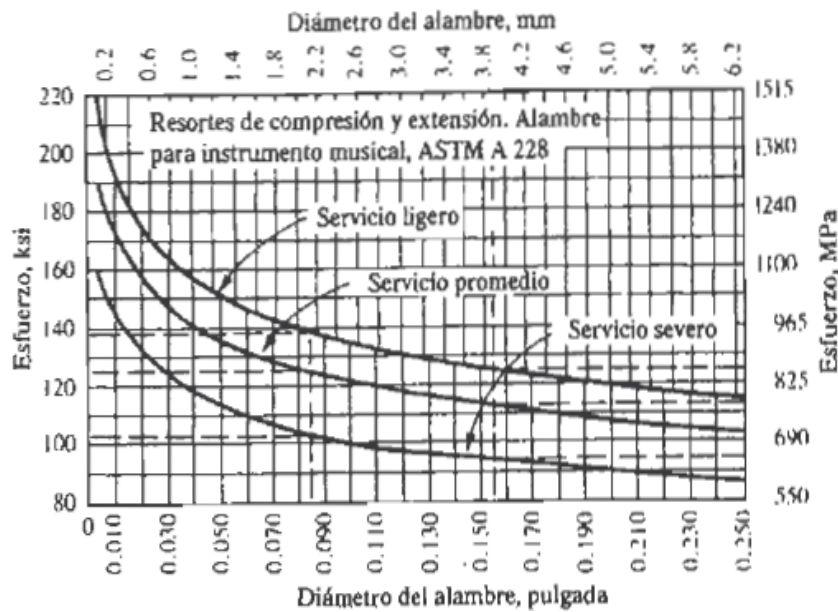


Figura 7.1 - Resistencias admisibles para alambre ASTM A228

Al tratarse de un número de ciclos de 3 millones se supone servicio severo.

Entrando a la gráfica con un diámetro de 4.5 mm se obtiene

$$\tau_{adm} \cong 620 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo máximo se produce para una fuerza de 600 N por lo que

$$\tau_o = 707.4 \text{ Mpa}$$

Y se tiene entonces

$$\eta = \frac{\tau_{adm}}{\tau_o} = 0.876$$

El resorte no podría trabajar en estas condiciones.

Sin duda es el caso que más llama la atención. Ya que con los otros métodos el factor de seguridad era elevado mientras que con este no se llega a la unidad.

Sería necesario volver a diseñar el resorte.

Y por último se comprobará que el resorte diseñado cumple el criterio propuesto por *Faires* [8] (pág. 60)

Este método no tiene en cuenta el esfuerzo inicial. Y además, el esfuerzo medio y alternante serán los calculados según el método anterior

$$S_{as} = 176.85 \text{ Mpa} \quad S_{ms} = 481.71 \text{ Mpa}$$

Es necesario obtener el valor de la resistencia a la fluencia y de la resistencia a la fatiga. Para ello se usará los valores de la tabla del Anexo 2.

Entrando para el acero ASTM A288. La columna número 5 proporciona el valor de la resistencia a la fluencia

$$S_{sy} = 0.5 \times \frac{2155.8}{d^{0.154}} = 855.03 \text{ Mpa}$$

La columna número 6 proporciona el valor de la resistencia a la fatiga

$$S_{no} = \frac{567.62}{d^{0.154}} = 450.26 \text{ Mpa}$$

Y por último se obtiene el valor del factor de seguridad utilizando la ecuación 5.30

$$\frac{1}{N} = \frac{S_{ms} - S_{as}}{S_{sy}} + \frac{2S_{as}}{S_{no}}$$

$$N = 1.142$$

En este caso el factor de seguridad es mayor que la unidad. Sin embargo la condición expuesta era que éste fuera mayor o igual a 1.2.

El diseño no sería correcto.

CAPITULO 8.

HOJA DE CÁLCULO

8.1 CONFIGURACION DE LA HOJA DE CÁLCULO

El objetivo de este proyecto es realizar un estudio de los diferentes métodos de cálculo que existen para resortes helicoidales de compresión de alambre redondo, y además, proporcionar una hoja de cálculo Excel para facilitar los cálculos.

A continuación se expone la configuración de la hoja de cálculo y todos los detalles que se deberán tener en cuenta para el correcto funcionamiento de la misma.

Esta hoja dispone de botones especiales destinados a facilitar el movimiento entre las diferentes pantallas y otros botones que “borran” la información introducida manualmente para facilitar los cálculos.

Por otro lado, este programa dispone de casillas desplegables para escoger el dato deseado. Estas casillas estarán destacadas con una flecha azul a la derecha. Pero poder abrirlas será necesario hacer clic en el centro de la casilla y no en la flecha.

Es importante conocer la configuración de colores contenida en el programa.

Aquellas casillas donde será necesario introducir cualquier tipo de dato, ya sea manual o mediante una lista desplegable, serán de color blanco dentro de un cajetín con los bordes oscuros. Mientras que las casillas donde aparecerán los cálculos y resultados finales serán de un color gris.

El programa está configurado para destacar aquellas acciones incorrectas como puede ser la introducción de datos erróneos. (Se explicará en cada momento).

Hoja 1. Inicio

La primera hoja que aparece en el programa llevará el título de “INICIO”. En esta pantalla y con la ayuda de los botones mencionados anteriormente, el usuario será capaz de desplazarse hasta la pantalla deseada. Pudiendo elegir entre Diseño, Comprobación y Estabilidad.

Hoja 2. Diseño

Cuando la elección del usuario sea la de diseño, el programa se desplazará hasta la hoja siguiente la cual está destinada a la introducción de los datos más importantes para el diseño como son: Material, Espiras Activas, Constante del resorte, Diámetro exterior y Tipo de extremos.

En primer lugar, será necesario indicar el material deseado para el resorte.

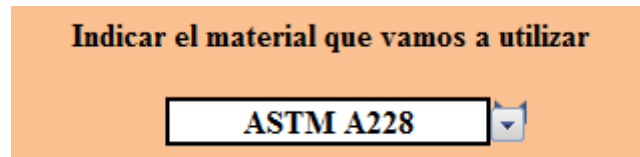


Imagen 8.1 - Material

Con la ayuda de la lista desplegable el usuario podrá elegir entre los materiales más utilizados en la industria los cuales se han estudiado en este proyecto. Una vez seleccionado el material, a la derecha de la pantalla aparecerán las características principales de éste así como una breve descripción de sus usos.

El siguiente paso será indicar el dato inicial del cual se inicia el diseño. Se deberá indicar si el dato de partida es el número de espiras activas (N_a) o por el contrario, la constante elástica del resorte (k). Este paso será muy importante, ya que de ello dependerá unas características geométricas u otras. En el caso del número de espiras, no se aceptaran valores por debajo de 3 y tampoco mayores de 15. Mientras que para la constante elástica el intervalo óptimo estará entre 5 y 40 (N/mm).

El siguiente dato a introducir será el índice del resorte. Este valor deberá ser estimado dependiendo de los deseos del diseñador y estará comprendido entre 4 y 12. La elección de este intervalo se explicó en el capítulo 5 de este proyecto. Si el valor introducido difiere de este intervalo, el programa mandará un mensaje informando de ello.

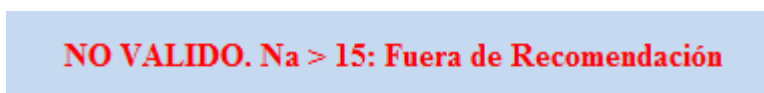


Imagen 8.2 – Valor erróneo del núm. de espiras activas

Una vez introducido el valor del índice del resorte, el programa calcula automáticamente los factores de corrección para el cálculo (Bergträsser y el del cortante).

En algunos casos, es necesario partir de un diámetro exterior específico. Cuando este sea el caso se indicará en la casilla correspondiente. Sin embargo, el índice del resorte final puede variar con el estimado en un principio.

Y por último se indicará el tipo de extremo deseado para el resorte haciendo uso de la lista desplegable. La hoja incluye imágenes de las diferentes opciones.



Imagen 8.3 – Tipo de extremos

Una vez se han introducido todos los datos necesarios, haciendo clic sobre el botón “SEGURIDAD” el programa se desplazará hasta la siguiente hoja.

Hoja 3. Seguridad.

El objetivo de esta hoja es proporcionar al programa los valores necesarios para poder calcular el diámetro óptimo necesario.

Lo primero que se debe realizar es indicar el tipo de trabajo al que va a estar sometido el resorte, pudiendo elegir entre carga estática o cargas de fatiga.

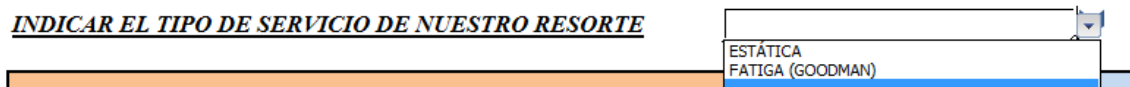


Imagen 8.4 – Tipo de Carga

Si la elección es “ESTÁTICA” será necesario indicar únicamente la fuerza máxima de trabajo. Cuanto mayor sea esta fuerza mayor será el diámetro necesario. El programa está configurado para indicar un mensaje de error cuando se introduzca un valor erróneo de la carga, como podría ser un valor negativo o nulo.

Como ya se indicó en el capítulo 5, el valor que se utiliza para diseñar un resorte a carga estática es 1.2 veces del valor de esta fuerza, es decir, la fuerza de cierre (F_s).

El siguiente paso es indicar en el cuadro de color azul de la derecha si el resorte va a estar sometido a un proceso de preesforzado o no.

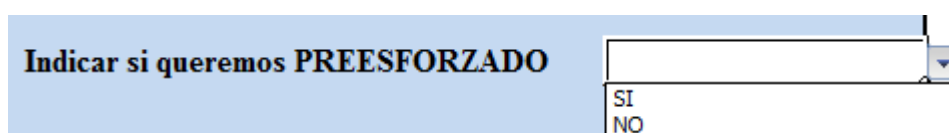


Imagen 8.5 – Indicar Preeforzado

Si por el contrario esta casilla se deja en blanco, el programa considerará que no se desea preesforzado para el resorte y realizará los cálculos pertinentes.

El programa proporcionará por pantalla el valor proporcional que tendrá la resistencia admisible a estática con respecto a la resistencia última a la tracción.

Resistencia Adm. Estática, Ssy = % Sut

%

Imagen 8.6 – Valor proporcional del Esf. Adm. a Estática

Por último se indicará manualmente el valor del factor de seguridad para el diseño. No se aceptarán valores por debajo de 1.2.

Introducir valor de η

Necesitamos un Factor de Seguridad Mayor

Imagen 8.7 – Valor no válido del factor de seguridad

Ahora bien, si la elección es la de diseño para cargas a fatiga el criterio utilizado será el propuesto en el capítulo 5. Donde se hará uso del criterio de fallo de Goodman y de la ecuación 5.14

$$\frac{\eta\tau_a}{S_e} + \frac{\eta(\tau_m - \tau_i)}{S_{su}} + \frac{\tau_i}{S_{su}} = 1$$

Para calcular las componentes del esfuerzo será necesario indicar la fuerza máxima, la fuerza mínima, y en el caso de que existiera, la fuerza de precarga o inicial. No se aceptarán valores de la fuerza mínima o de la inicial que sean superiores a la fuerza máxima y tampoco valores negativos.

Automáticamente se calcularán los valores de la componente de la fuerza media y la alternante.

A continuación se deberá indicar el número de ciclos que se desean para el diseño. Como ya se explicó en capítulos anteriores, no se consideran esfuerzos de fatiga cuando el número de ciclos es inferior a 10^3 o cuando sea superior a 10^7 por lo que el programa mandará un mensaje cuando esto ocurra.

Fuerza Máxima	-10	NO VALIDO NO VALIDO NO VALIDO NO ES NECESARIO COMPROBAR A FATIGA	<input type="button" value="BORRAR"/>
Fuerza Mínima	4		
Fuerza Inicial	10		
Núm. De Ciclos	200		

Imagen 8.8 – Valores erróneos de las fuerzas y del núm. de ciclos

El siguiente paso será indicar si el resorte estará sometido a un proceso de granallado. Al igual que ocurría con “ESTATICA”, si no se indica nada el programa considerará que no se desea granallado. En función del material y del número de ciclos, el programa proporcionará por pantalla el valor proporcional de la resistencia admisible a la fatiga con respecto a la resistencia última a la tracción.

Resistencia a la Fatiga, Sse = % Sut

%

%	CICLOS
0,42	100.000
0,36	10.000.000

Imagen 8.9 – Valor proporcional del Esf. Adm. a Fatiga

El último paso será introducir el valor del factor de seguridad de diseño. Se utilizará la misma recomendación que para carga estática.

Si se han introducido todos los datos correctamente, el programa calculará el valor del diámetro necesario.

Diámetro de alambre necesario:

d = mm

Una vez obtenido el diámetro óptimo, seleccionamos uno estandarizado.

Imagen 8.10 – Valor del diámetro de alambre necesario.

Con la ayuda del botón “DIAMETROS” el programa se desplazará hasta la siguiente hoja.

Hoja 4. Diámetros.

Esta hoja es bastante simple. Lo único que se debe hacer en esta hoja es introducir el valor estandarizado del diámetro del alambre calculado anteriormente con la ayuda de la tabla 3.1. Es importante que el valor introducir sea superior al necesario. De no ser así el valor del nuevo factor de seguridad sería inferior que el de diseño.

INTRODUCIR DIAMETRO ESTANDAR	4,5
DIAMETRO MEDIO NECESARIO	40,5
NUEVO FACTOR SEG.	1,53

Imagen 8.11 – Selección del diámetro estándar

Con la ayuda del botón “RESULTADOS” el programa se desplazará hasta la siguiente hoja.

Hoja 5. Resultados.

En esta hoja se expondrán los valores más característicos para el diseño del resorte: diámetro del alambre, diámetro medio, longitud libre, paso, fuerza de cierre... etc.

Y también los valores de las resistencias más importantes y por supuesto de los esfuerzos a los que el resorte estará sometido.

Hoja 6. Estabilidad.

El objetivo de esta hoja es comprobar si un resorte cualquiera o el que se acaba de diseñar cumple las condiciones de estabilidad y por lo tanto si sufrirá o no el fenómeno de pandeo.

Lo primero que se hará será indicar lo que se acaba de comentar, es decir, si el resorte es el diseñado anteriormente o se trata de uno nuevo.

¿Utilizar datos anteriores o introducir nuevos?

Imagen 8.12 – Datos del resorte

Si se escoge la opción de calculados el programa utilizará los valores de la hoja anterior. En la mayoría de los casos, si el resorte que se acaba de diseñar está dentro de la normalidad, se cumplirá la condición de estabilidad absoluta.

Para comprobar si se cumple la condición de estabilidad absoluta el programa hace uso de la ecuación 6.8

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

En donde el término α se debe introducir manualmente haciendo uso de la lista desplegable de la casilla correspondiente.

Imagen 8.13 – Condición de extremo

Imagen 8.14 – Condición de estabilidad absoluta

Cuando sea necesario comprobar la estabilidad de un resorte ya fabricado, el programa necesita conocer los siguientes datos: diámetro del alambre, diámetro medio, longitud libre, Fuerza máxima de trabajo y espiras activas.

Se indica la condición de extremos y se comprueba si se cumple la estabilidad absoluta.

Imagen 8.15 – No se cumple la condición de estabilidad absoluta

Con la ayuda de la ecuación 6.5 se obtiene el valor de la deflexión crítica que provoca el fenómeno de pandeo.

$$\delta_{crit} = L_0 C_1' \left[1 - \left(1 - \frac{C_2'}{\lambda_{ef}^2} \right)^{1/2} \right]$$

En función de las características del resorte y de la fuerza de trabajo máxima que actúa, se producirá una deflexión en el resorte. Esta deflexión deberá ser menor que la crítica.

Deflexión Crítica =	41,82	mm
Deflexión de Trabajo =	24,00	mm
No superamos la deflexión crítica. Tenemos estabilidad		

Imagen 8.16 – Deflexión Crítica superior

Deflexión Crítica =	41,82	mm
Deflexión de Trabajo =	48,00	mm
SUPERAMOS LA DEFLEXION ADMISIBLE. EL RESORTE ES INESTABLE		

Imagen 8.17 – Resorte Inestable

Hoja 7. Comprobación

Si lo que se busca es comprobar si un resorte ya fabricado cumplirá para una determinada carga, en ese caso se hará uso de esta hoja.

En primer lugar el usuario se encontrará con lo siguiente

Indicar si queremos utilizar datos del diseño o introducir nuevos

NUEVOS
 CALCULADOS

Imagen 8.18 – Datos iniciales

El programa está diseñado para que se puedan utilizar datos nuevos, es decir, los datos de un resorte que ya ha sido fabricado con anterioridad y se está en disposición de conseguir los datos necesarios. En este caso la opción elegida será la de “NUEVOS”.

Por el contrario, también es posible comprobar el resorte que se acaba de diseñar con el programa con la elección de “CALCULADOS”. Póngase por ejemplo un resorte diseñado para cargas a fatiga pero se quiere comprobar si aguantará para una determinada carga puntual superior a la máxima de diseño. Se introducirán automáticamente los datos calculados en hojas anteriores.

Una vez seleccionado los datos iniciales de partida, el siguiente paso será indicar el tipo de servicio para el que se desea comprobar. Pudiendo elegir entre carga estática o carga a fatiga (Goodman).

A continuación se introducen los datos característicos del resorte. Para poder comprobar un resorte se necesitará: diámetro del alambre, diámetro medio de la espira, espiras activas y longitud libre. No se permitirán valores iguales a ceros o negativos y tampoco valores demasiado elevados (Ej: No se aceptarán valores para el diámetro del alambre superiores a 15mm e inferiores a 1mm).

Si se utilizan datos ya calculados, estos aparecerán automáticamente en pantalla.

Es necesario indicar el material con el que se va a trabajar. Para ello se indicará haciendo uso de la lista desplegable correspondiente. Al mismo tiempo se indicará si el resorte ha sido preesforzado o granallado dependiendo del tipo de trabajo sometido.

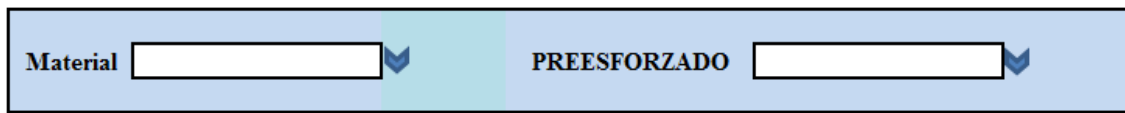


Imagen 8.18 – Material y tratamiento inicial

El siguiente paso es indicar las fuerzas de trabajo y el número de ciclos cuando se trabaje con fatiga y el factor de seguridad. En el caso de que se esté trabajando con carga estática solamente será necesario indicar la fuerza máxima y el factor de seguridad. Mientras que si se trabaja con cargas de fatiga será necesario indicar la fuerza máxima, mínima e inicial (en el caso de que exista), el número de ciclos, y el factor de seguridad.

Se utilizarán las mismas condiciones que en la Hoja 3.

Una vez se han introducido todos los datos, el programa calculará todos aquellos valores importantes.

En el cuadro de color salmón de la derecha se indican todos los esfuerzos a los que estará sometido el resorte y también el valor proporcional de la resistencia admisible dependiendo del tipo de material, con o sin preesforzado, y en caso de fatiga con o sin granallado.

Mientras que en la parte de debajo de la pantalla se indicarán las resistencias más importantes así como el nuevo factor de seguridad.

Cuando se trabaje con cargas a fatiga, el programa ilustra la línea de Goodman y la línea de carga correspondiente.

Dependiendo de si este factor calculado es superior o igual al introducido anteriormente, el programa decidirá si el resorte podrá cumplir para un determinado servicio.

8.2 PROBLEMA EJEMPLO

A continuación se resolverá los ejemplos planteados en el capítulo 7 pero haciendo uso de la hoja de cálculo.

Para el ejemplo de Cargas a Fatiga, en primer lugar se introducirán las características del resorte.

Indicar el material que vamos a utilizar	El mejor y mas tenaz. Diámetros de 0,12 a 3 mm Mayor resistencia a la tension. Puede soportar cargas variables mas altas que el resto	A (mm2) 2211 m 0,145 E (Mpa) 200000 G (Mpa) 81000 Costo Relativ 2,6
<input type="text" value="ASTM A228"/>		

El ejercicio indica que debe ser un acero ASTM A228 con una deflexión de 40 milímetros cuando actúa la mayor fuerza de trabajo, por lo que el dato inicial será la constante del resorte y ésta tendrá un valor de 15 N/mm. Por otro lado, el valor del índice del resorte es de 8.

DATO INICIAL	<input type="text" value="Constante del Resorte, K"/>	Valor	Unidades
Condición que debe cumplirse:	$4 < C < 12$ $3 < Na < 15$	<input type="text" value="15,00"/>	N/mm
		Constante del Resorte, K	
		<input type="text" value="8,00"/>	
		Índice del Resorte, C	
		<input type="text" value="1,17"/>	
		Factor de Bergstraster, Kb	
		<input type="text" value="1,06"/>	
		Factor de corrección, Ks	
		<input type="text" value=""/>	
		Diámetro Exterior, DE	mm

Por último se indicará que los extremos del resorte deben ser a escuadra y rectificadas (o esmerilados).

Seleccionar el tipo de Extremo del Resorte

En la hoja de “Seguridad”, se indica el tipo carga que actuará sobre el resorte

INDICAR EL TIPO DE SERVICIO DE NUESTRO RESORTE

Y a continuación se introducen los datos necesarios: fuerza máxima, fuerza mínima, fuerza inicial, el número de ciclos necesario y por último si el resorte va a tener un tratamiento de granallado.

De manera automática se calcularán los valores de la fuerza alternante y media así como el porcentaje de la resistencia última a tracción correspondiente a la resistencia admisible a fatiga.

Fuerza Máxima	600		Indicar si queremos GRANALLADO	SI
Fuerza Mínima	300			
Fuerza Inicial	100			
Núm. De Ciclos	3,00E+06			
Fuerza Alternante	150	$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2}$	Resistencia a la Fatiga, Sse = % Sut	
Fuerza Media	450	$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}$	%	0,37

El valor del diámetro necesario es de 4.08 mm. Este valor coincide con el calculado en el ejemplo del capítulo 7, por lo que los cálculos son correctos.

Diámetro de alambre necesario:

d = mm

De acuerdo con la tabla de diámetros estándar de la página “Diámetros”, el valor más cercano por encima de nuestro diámetro optimo es el de $d = 4,5$ mm.

INTRODUCIR DIAMETRO ESTANDAR	4,5
DIAMETRO MEDIO NECESARIO	36
NUEVO FACTOR SEG.	1,46

DIÁMETRO VÁLIDO

El diámetro medio correspondiente tendría un valor de 36 mm, mientras que el nuevo factor de seguridad seria de $\eta = 1.46$ que es superior que el factor de diseño inicial ($\eta = 1.2$).

La hoja de “Resultados” proporcionará toda la información necesaria para el diseño del resorte, así como los valores de las resistencias y esfuerzos que sufrirá durante el trabajo.

Diametro alambre, d:	4,5 mm	Indice del Resorte, C	8,00
Diametro Medio, Dm:	36 mm	Factor de Curvatura, KB	1,17
Diametro Exterior, DE:	40,5 mm	Constante Elástica, K	15,00 N/mm
Diametro Interior; DI:	31,5 mm	Paso, p	12,59 mm
Longitud Libre, Lo	83,70 mm	Fuerza Máx de Trabajo, Fo	600 N
Longitud Solida, Ls	35,70 mm	Deflexión de Trabajo	40,00 mm
Espiras Activas, Na	5,93 espiras	Fuerza de Cierre, Fs	720 N
Espiras Totales, Nt	7,93 espiras	Deflexión de Cierre, δ_s	48,00 mm

Esfuerzo Máx. de Trabajo	707,70 Mpa	Material	ASTM A228
Esfuerzo Admisible a fatiga, Sse	666,31 Mpa	Límite Elástico, E	200000 Mpa
Esfuerzo Alternante	176,93 Mpa	Resist. a Cortadura, Ssu	1191,10 Mpa
Esfuerzo Medio	530,78 Mpa	Resistencia Última, Sut	1777,76 Mpa
Esfuerzo Inicial	100,60 Mpa	Factor de seguridad de Trabajo:	1,46

No se observa ningún valor fuera de lo normal: el número de espiras activas está dentro de la recomendación; la resistencia última a tracción es dos veces superior al esfuerzo máximo de trabajo, por lo que no existirá ningún problema de fallo por carga estática.

CAPITULO 9

BIBLIOGRAFIA

Este capítulo está destina a destacar la bibliografía más relevante a la hora de desarrollar este proyecto, así como páginas webs que han sido de gran ayuda.

A lo largo de este proyecto, cuando ha sido necesario hacer referencia a un autor determinado se ha usado un número (Ej: Shigley [1]). Este número es una referencia para conocer el título del libro y la edición correspondiente.

A continuación se expone una lista con las referencias y toda la información necesaria:

- [1] Diseño en Ingeniería Mecánica – Joseph E. Shigley – 8º Edición.
- [2] Aaron Deutschman – Diseño de Máquinas.
- [3] Elementos de Maquinas – Bernard J. Hamrock, Bo Jacobson.
- [4] Diseño de Elementos de Máquinas – Robert L. Mott – 4º Edición.
- [5] Diseño de Maquinas – Robert L. Norton.
- [6] Elementos de Máquinas – G. Niemann
- [7] Fundamental of Mechanical Component Design – Kenneth S. Edwards, Robert B. McKee.
- [8] Diseño de Elementos de Máquinas – Virgil M. Faires.

Norma UNE-EN ISO 2162

www.bgespana.com

www.surisa.es

www.resortesmas.com

www.newcombspring.com

www.efunda.com

<http://www.tribology-abc.com/>

ANEXO 1

En este anexo se incluyen las gráficas diámetro-esfuerzo para los materiales más comunes en la fabricación de resortes helicoidales de compresión con alambre redondo.

Todas las figuras han sido obtenidas de Mott [4].

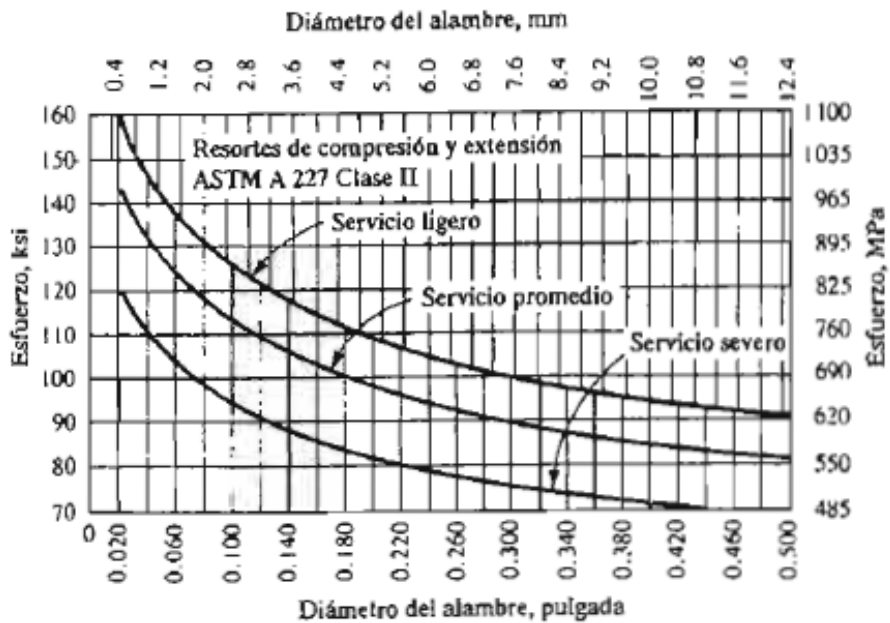


Figura 1. Esfuerzo cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A227 estirado en frío.

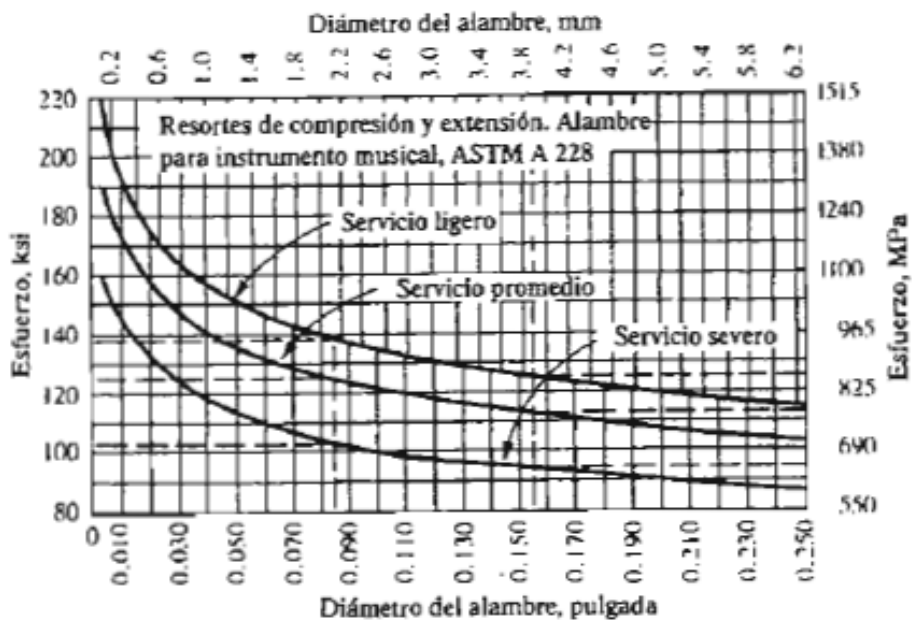


Figura 2. Esfuerzo cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A228.

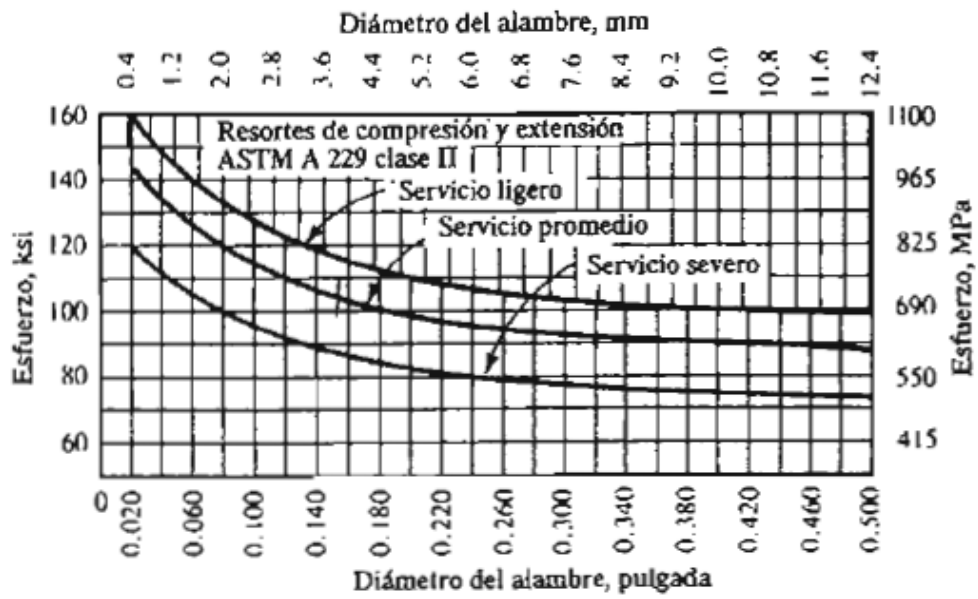


Figura 3. Esfuerzo cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A229, templado en aceite.

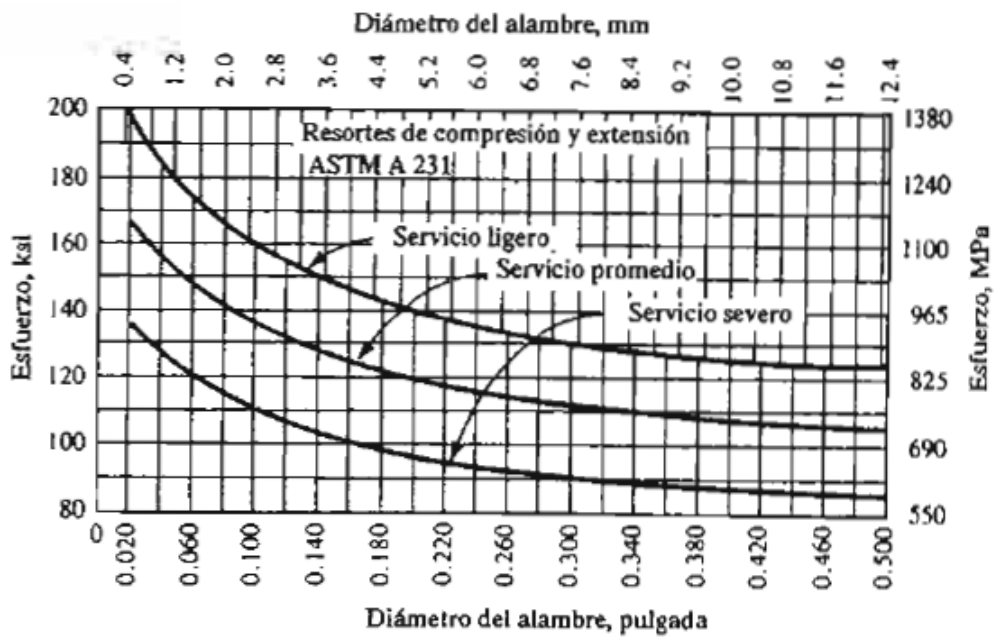


Figura 4. Esfuerzo cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A232. Aleación de cromo y vanadio.

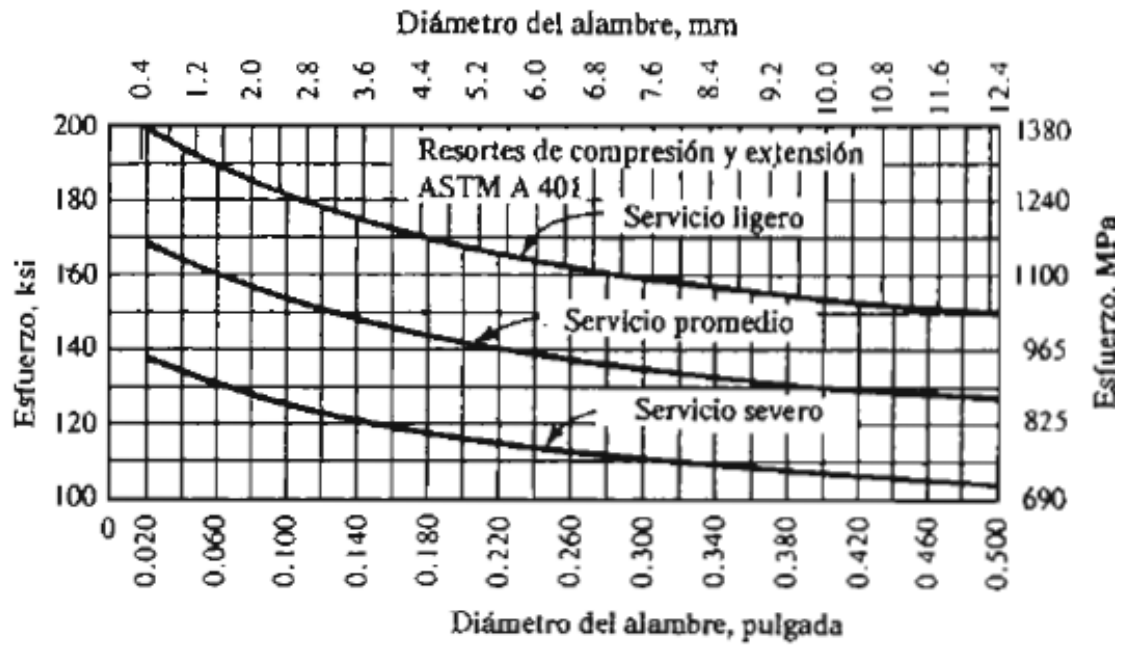


Figura 4. Esfuerzo cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A401. Aleación de cromo y silicio, templado en aceite.

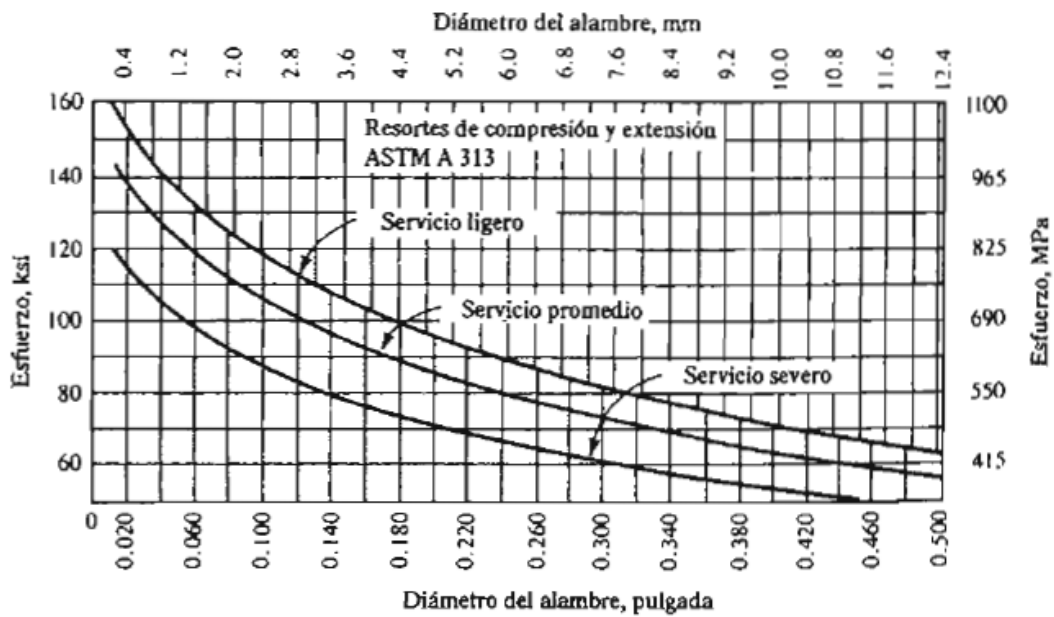


Figura 5. Esfuerzo cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A313. Resistente a la corrosión.

ANEXO 2

Este anexo contiene los datos necesarios para cálculo de resortes de compresión con *Faires* [8]. Para un mejor entendimiento utilizar las notas del capítulo 5.3.2.5 (pág. 60)

MATERIAL	$E \times 10^{-4}$ kg/cm ²	$G \times 10^{-4}$ kg/cm ²	ESFUERZO DE CÁLCULO s_{ca} kg/cm ² Carga ligera	TRACCIÓN MÍNIMA s_u kg/cm ² (No bobinado)	MÁXIMO «ESFUERZO COMPRIMIDO A CIERRE» s_e (s_{ye} , aproximado)	RESISTENCIA A LA FATIGA s_{no} kg/cm ² ($R = 0$)
Número columna →	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
Revenido en aceite ASTM A229	2,038	0,8085	(a)	$\frac{12\ 250}{D_w^{3,19}}$ (b) [0,081 < D_w < 1,270]	0,6 s_u (c) [$Q = 7350$; $x = 0,19$]	$\frac{3625}{D_w^{0,1}}$ (d)(e) [0,104 < D_w < 0,381]
Estirado en frío ASTM A227	2,038	0,8085	Utilizar las constantes de la nota (a) multi- plicadas por 0,85	$\frac{11\ 750}{D_w^{3,19}}$ (b) [0,071 < D_w < 1,587]	0,5 s_u (c) [$Q = 5875$; $x = 0,19$]	$\frac{2895}{D_w^{0,34}}$ (d)(e) [0,381 < D_w < 1,587]
Alambre cuerda piano ASTM A228	2,109	0,8437	(a)	$\frac{15\ 420}{D_w^{0,154}}$ (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.]	$\frac{4060}{D_w^{0,154}}$ (d) [0,045 < D_w < 0,457; 6468 kg/cm ² máx.]
Acero al carbono VSQ(s); ASTM A230	2,109	0,8085	(a)	$\frac{14\ 040}{D_w^{0,11}}$ (b) [0,236 < D_w < 0,635]	0,5 s_u (c) [$Q = 7020$; $x = 0,1$] [0,236 < D_w < 0,635]	$\frac{3962}{D_w^{0,11}}$ (d)(f) [0,236 < D_w < 0,635]
Acero Cr-V VSQ(s); ASTM A232	2,109	0,8085	(a)	$\frac{13\ 790}{D_w^{3,166}}$ (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]
Acero Cr-Si ASTM A401	2,038	0,8085	(a)	$\frac{15\ 690}{D_w^{0,177}}$ (b) [0,081 < D_w < 0,952]	0,6 s_u [$Q = 9414$; $x = 0,107$]	Lo mismo que para A230 (g) [0,081 < D_w < 0,952]