



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**ESTUDIO COMPARATIVO DEL DISEÑO
DE UNA LEVA BAJO CRITERIO DE
CONTACTO E IMPACTO**

Autores:
Méndez V. César D.
Barrios S. Esteban J.

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



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

**ESTUDIO COMPARATIVO DEL DISEÑO DE UNA LEVA BAJO
CRITERIO DE CONTACTO E IMPACTO**

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO**

Autor: Méndez V. César D.

C.I.: 24.775.354

Barrios S. Esteban J.

C.I.: 14.624.968

Tutor: Ing. Giovanni Pizzella P.

San Diego, Mayo de 2019



FI-N -004-2019-2CR (TG)

Valencia, 02 de Julio de 2019

Ciudadanos:
Cesar Méndez
C.I.:24.775.354
Esteban Barrios
C.I.:14.624.968
Presente-

Cumplo con informarle que la Comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería en su reunión N° 01-2019 de fecha 02-07-2019 aprobó el proyecto de trabajo de grado titulado **ESTUDIO COMPARATIVO DEL DISEÑO DE UNA LEVA BAJO CRITERIO DE CONTACTO E IMPACTO** presentado por usted (es) como requisitos para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Se ratifica la designación del Ing. Giovanni Pizzella, C.I.:4.455.859 y la Ing. Alicia De Pizzella, C.I: 4.598.880 como Tutores Académico y Metodológico que los asesorarán en el desarrollo de este proyecto.

Atentamente,

Prof. Luis Lira

Decano de la Facultad de Ingeniería



c.c. Coordinación de Pasantías y Trabajo de Grado (1).

L/Mc.



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

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Ingeniero Giovanni Pizzella Pierro, portador de la cédula de identidad N° V- 4.455.859, en mi carácter de tutor del Informe de Trabajo Especial de Grado presentado por los ciudadanos: Barrios Sánchez. Esteban José portador de la Cédula de Identidad N° V- 14.624.968 y Méndez Varela Cesar David, portador de la Cédula de Identidad N° V-24.775.354, titulado "ESTUDIO COMPARATIVO DEL DISEÑO DE UNA LEVA BAJO CRITERIO DE CONTACTO E IMPACTO". Presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero Mecánico, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del jurado examinador que se designe.

En San Diego, Octubre del 2019.

Ing. Giovanni Pizzella Pierro
C.I.: V- 4.455.859
Tutor Académico

ÍNDICE GENERAL.

CONTENIDO	Pp
LISTA DE FIGURAS.....	x
LISTA DE CUADROS.....	x
RESUMEN.....	xiii
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO	
I EL PROBLEMA	
1.1 Planteamiento del Problema.....	2
1.2 Formulación del problema.....	3
1.3 Objetivos de la Investigación.....	3
1.3.1 Objetivo General.....	3
1.3.2 Objetivos Específicos.....	3
1.4 Justificación de la investigación.....	3
1.5 Limitaciones.....	4
1.6 Alcance.....	4
II MARCO TEÓRICO	
2.1 Antecedentes.....	5
2.2 Bases Teóricas.....	7
2.2.1 Levas.....	7
2.2.2 Clasificación de las levas y los seguidores.....	7
2.2.3 Tipos de cierres en mecanismos de leva.....	9
2.2.4 Diagramas de desplazamiento.....	11
2.2.5 Derivadas del movimiento del seguidor.....	19
2.2.6 Construcción del perfil de la leva.....	21
2.2.7 Angulo de presión de la leva.....	22
2.2.8 Fuerzas que intervienen en los mecanismos de levas.....	23
2.2.9 Vibraciones en el sistema.....	27
2.2.10 Resortes en los sistemas de leva seguidor.....	29
2.2.11 Estudio de resonancia en el resorte.....	38
2.2.12 Tensiones de contacto.....	39
2.2.13 Tensiones de impacto.....	42
2.2.13.1 Velocidad de impacto.....	42
2.2.13.2 Calculo del esfuerzo por impacto.....	42
2.2.12 Selección del material.....	44
2.3 Definición de términos básicos.....	44
III MARCO METODOLÓGICO	
3.1 Tipo de Investigación.....	46

3.2	Diseño de la investigación.....	47
3.3	Nivel de la investigación.....	47
3.4	Población y muestra.....	48
3.5	Técnicas e instrumentos de recolección de datos.....	49
3.6	Fases de la investigación.....	50
IV RESULTADOS		
4.1	Determinar las características y geometría de la leva.....	53
4.1.1	Levantamiento del perfil de la leva.....	53
4.1.2	Estudio del movimiento del seguidor.....	54
4.1.3	Optimización de la curva de desplazamiento.....	56
4.2	Levantamiento del perfil teórico.....	59
4.2.1	Determinación del ángulo de presión máximo.....	60
4.3	Estudio cinemático y dinámico de la leva.....	61
4.3.1	Diseño del resorte.....	61
4.4	Calculo de las fuerzas de contacto en el sistema leva-seguidor.....	65
4.4.1	Estudio de las fuerzas de contacto.....	65
4.4.2	Aceleración centrífuga.....	66
4.5	Estudio de resonancia.....	66
4.6	Determinación de los esfuerzos de contacto.....	67
4.7	Determinación de las tensiones de impacto.....	70
4.7.1	Calculo de velocidad de impacto.....	70
4.7.2	Calculo de esfuerzo por impacto.....	70
4.8	Determinación de los esfuerzos de contacto e impacto con la simulación de la leva en un programa computacional.....	71
4.8.1	Determinación de los esfuerzos de contacto con la simulación de la leva en un programa computacional.....	72
4.8.2	Determinación de los esfuerzos de contacto con la simulación de la leva en un programa computacional	74
CONCLUSIONES		76
RECOMENDACIONES		77
REFERENCIAS		78

LISTA DE FIGURAS

FIGURA	Pp
1 Tipos de levas.....	8
2 Tipos de seguidores.....	9
3 Cierre por fuerza (peso o resorte).....	10
4 Cierre con dos puntos de contacto opuestos.....	10
5 Cierre con otra leva que entra en contacto con seguidor doble.....	11
6 Entrecaras con movimiento uniforme.....	12
7 Movimiento armónico simple.....	13
8 Movimiento cicloidal.....	13
9 Características del movimiento cicloidal.....	15
10 Características del movimiento cicloidal.....	16
11 Características del movimiento armónico.....	17
12 Características del movimiento armónico.....	17
13 Características del movimiento polinomial de octavo grado.....	18
14 Características del movimiento polinomial de octavo grado.....	18
15 Posición del seguidor correspondiente a los desplazamientos de 30°, 60° y 90°.....	22
16 Angulo de presión ilustrado.....	23
17 Diagrama de cuerpo libre de cuerpos acelerados. Cuerpo trasladándose...	25
18 Diagrama de cuerpo libre de cuerpos acelerados. Cuerpo rotando.....	25
19 Diagrama de cuerpo libre del sistema.....	27
20 Resorte helicoidal a compresión.....	29
21 Representación gráfica de un resorte helicoidal a compresión.....	30
22 Diagrama de cuerpo libre del resorte helicoidal de la fig 21.....	33
23 Representación de un típico sistema de carga sobre un resorte helicoidal sometido a fatiga.....	35
24 Tensiones presentes en un ensayo de resorte helicoidal a fatiga.....	36
25 Representación gráfica del criterio de Wall para el diseño de resortes helicoidales a compresión.....	36
26 Algunas relaciones entre parámetros y dimensiones geométricas en resortes helicoidales a compresión.....	37
27 Dos cilindros de diferentes diámetros en contacto lineal sobre una longitud L.....	40
28 Barra empotrada en un soporte rígido, con otra pieza rígida en un extremo.....	43
29 Perfil de la leva experimental.....	53
30 Perfil teórico de la leva de disco.....	60
31 Mayor ángulo de contacto existente entre la leva y el seguidor y los ángulos usados para el cálculo de las fuerzas de contacto.....	61
32 Constantes A y m de $S_{ut} = A/d^m$ para estimar la resistencia de tensión mínima de alambres para fabricar resortes comunes.....	65
33 Magnitud de los componentes de esfuerzos debajo de la superficie, como función de la presión máxima entre el contacto de la leva y el seguidor...	69

34	Mecanismo leva seguidor tras ser ensamblado.....	71
35	Esfuerzos de contacto obtenidos mediante la herramienta computacional Inventor.....	73
36	Esfuerzos de impacto obtenidos mediante la herramienta computacional Inventor.	74

LISTA DE GRAFICOS

1	Curva de desplazamiento del seguidor.....	54
2	Curva de desplazamiento practico.....	57
3	Curva de desplazamiento del seguidor optimizada.....	59

LISTA DE TABLAS

1	Valores de fuerza en los puntos de radio máximo y de radio mínimo de la leva.....	66
---	---	----



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

**ESTUDIO COMPARATIVO DEL DISEÑO DE UNA LEVA BAJO
CRITERIO DE CONTACTO E IMPACTO**

Autor: Méndez V. César D.

Barrios S. Esteban J.

Tutor: Ing. Giovanni Pizzella P.

Fecha: Octubre de 2019

RESUMEN

El presente trabajo de investigación está dirigido al diseño de una leva bajo criterio de contacto e impacto, con el fin de elaborar una metodología que permita realizar el diseño de cualquier leva con seguidor pivotado que pueda presentar daño por choque. Para elaborar este diseño, se realizan estudios cinemáticos y dinámicos del mecanismo, para así poder determinar su comportamiento ante las diferentes cargas a las que se encuentra sometido. Se hizo un levantamiento práctico del perfil de la leva, luego mediante métodos de aproximación, se optimizaron las curvas de desplazamiento, se determinaron los ángulos de presión, se diseñó el resorte que se utiliza en el mecanismo, posteriormente se calculan los esfuerzos por contacto, impacto y se hace el estudio de fatiga, para determinar que el sistema no presente fallas por dichos esfuerzos. Se utilizó una investigación de tipo exploratoria, debido a que hay poca o ninguna experiencia en este tópico, y de tipo descriptiva ya que se analiza a profundidad el problema, y los resultados que de allí se obtienen. Luego se hizo uso de un programa computacional para comparar resultados y se comprobó en el estudio la importancia que tiene tomar en cuenta las cargas de impacto en los mecanismos de leva de disco con seguidor de rodillo pivotado, ya que los esfuerzos originados por dichas fuerzas fueron mayor a los que se generaron por contacto, por lo que no pueden ser omitidos.

Descriptores: Leva, seguidor, contacto e impacto.

INTRODUCCIÓN

El siguiente trabajo especial de grado es un aporte académico para la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad José Antonio Páez, ya que proporciona una metodología para el diseño de un mecanismo de leva. En la industria se hace frecuente el uso de maquinarias que funcionan con este tipo de mecanismo ya que es uno de los más versátiles, esto se debe a su principal característica que es permitir transformar un movimiento rotacional en uno de traslación.

La finalidad de este trabajo es establecer una metodología para el diseño de una leva bajo criterio de contacto e impacto. Se incluye en el estudio el criterio del impacto ya que en muchos de los mecanismos de leva se presenta este suceso entre el seguidor y el disco que al no tomarse en cuenta en el transcurso del tiempo puede generar fallas en el funcionamiento de los elementos que componen el sistema. Para poder llevar a cabo este estudio es necesario tomar en cuenta los componentes principales en el sistema los cuales son: la leva de disco, el seguidor de rodillo pivotado y el resorte helicoidal de compresión. El desarrollo de este trabajo especial de grado se aborda a través de cuatro capítulos los cuales están compuestos de la siguiente manera:

En el capítulo I, se presentan el planteamiento del problema, alcance, limitación y su justificación. En el capítulo II, se presentan todos los fundamentos teóricos necesarios para hacer el estudio del mecanismo de leva, y que ayudan a la comprensión del estudio. Se especifican las distintas clasificaciones de las levas, los tipos de curvas de desplazamientos, las fuerzas existentes que afectan el sistema y los fundamentos teóricos para el estudio y diseño de resortes helicoidales. En el capítulo III, se presenta la metodología planteada para realizar el diseño de una leva bajo criterio de contacto e impacto. En el cuarto capítulo se tienen los recursos utilizados para la realización de la investigación.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del problema.

Los seres humanos desde tiempos inmemoriales han construido mecanismos para satisfacer sus necesidades, hechos solo con su ingenio y sin ningún conocimiento de la física o alguna ciencia moderna, es por esto que desde la antigüedad numerosos pensadores y científicos se ha sentido fascinados por la física, ya que siempre han tratado de explicar los fenómenos que les rodeaban. Esto genero con el paso de los años y los estudios posteriores los primeros inicios de la física y una de sus derivados, la mecánica. La cual se encarga del estudio en reposo y en movimiento de los cuerpos, su evolución en el tiempo, bajo la acción de fuerzas.

Dichos científicos y pensadores tras largos años de estudios fueron clasificando o generando diversas ramas de estudio en la mecánica, y una de las ramas mencionadas son los mecanismos. De esta forma se conocen a los dispositivos que reciben una energía de entrada los cuales a través de un sistema de transmisión y trasformando movimientos, son capaces de realizar un trabajo.

A partir de los mecanismos y largos años de investigación se desarrollaron las levas. Los mecanismos de levas tienen como objetivo el transformar un movimiento giratorio en uno alternativo lineal o circular y además pueden ser diseñados para realizar repetidamente movimientos específicos. Debido a estas características este elemento mecánico es usado ampliamente en la industria. Existen distintas clasificaciones de las levas, pero para el diseño del perfil de cualquier tipo se basa en las características geométricas tanto de la leva como el seguidor y su tipo de contacto, tipo de movimiento de desplazamiento del seguidor y la posición del seguidor en cada fase del ciclo de la leva.

En este tipo de mecanismo existe un contacto cuasi-permanente del seguidor con la leva, por lo que es importante hacer un análisis de las fuerzas de contacto que

intervienen en el sistema, cuando el seguidor se desplaza a través de la superficie de la leva pueden existir saltos debido a su geometría irregular, generándose de esta manera choques repetitivos del seguidor contra la superficie del disco, que causan pequeñas muecas en ambos elementos en contacto, afectando directamente el funcionamiento adecuado de la leva.

Con el siguiente estudio se pretende tomar en cuenta como parámetro de diseño las fuerzas de impacto existentes en los sistemas leva-seguidor para el diseño de los mismos.

1.2 Formulación del problema.

¿Cómo influyen los esfuerzos de contacto e impacto en el diseño de una leva?

1.3 Objetivos de la investigación.

1.3.1 Objetivo General.

Comparar la influencia de los esfuerzos de contacto e impacto en el diseño de una leva.

1.3.2 Objetivos Específicos.

1. Determinar las características y geometría de la leva.
2. Modelar el perfil de la leva.
3. Realizar estudio cinemático y dinámico a la leva.
4. Analizar fuerzas de contacto e impacto.
5. Simular el mecanismo de leva.
6. Validar el modelo propuesto.

1.4 Justificación de la investigación.

Con la realización de este trabajo, se busca generar beneficios tanto en lo social, económico así como también tomar en cuenta mejoras en aspectos técnicos. En el ámbito social, se desea que con un diseño satisfactorio de una leva a través de los criterios de impacto y contacto, mejorar las condiciones de trabajo y las cargas que reciben los usuarios de equipos que contengan este elemento mecánico. En cuanto a lo económico disminuir la incidencia ocurrida por fallas en equipos que contengan este elemento, ocasionadas por desgaste o mal diseño del mismo. Ya que con un diseño adecuado se vería plasmado en una mejor rentabilidad en la industria.

1.5 Limitaciones.

Una de las limitaciones principales de esta investigación es el poco acceso y conocimiento que se tiene a estudios realizados anteriormente que involucren directamente el uso de criterios similares a los que se plantean en este trabajo. Además del factor tiempo el cual es fundamental al momento de hacer estudios de este tipo, ya que normalmente se requiere de numerosos ensayos y cálculos, los cuales requieren de una mayor cantidad de tiempo del que se dispone para completar los objetivos planteados. Es importante tomar en cuenta el aspecto económico debido a que un diseño de este tipo implica altos costos para su elaboración.

1.6 Alcance.

Este trabajo tiene como alcance, diseñar, modelar y simular un mecanismo de leva tipo disco con seguidor pivotado mediante el uso del software conocido como Inventor. Dicha leva será diseñada tomando en cuentas las cargas de contacto e impacto a las cuales se encuentra sometido. El estudio se realizará a una leva de baja velocidad.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

El marco teórico es el pilar fundamental de la investigación, tiene la finalidad de aportar la información necesaria para el desarrollo del proyecto, en este caso el diseño de un manipulador de herramientas de ajuste, dando a conocer los términos y definiciones involucradas para su diseño. Según Arias (2012): “El marco teórico o marco referencial, es el producto de la revisión documental–bibliográfica, y consiste en una recopilación de ideas, posturas de autores, conceptos y definiciones, que sirven de base a la investigación por realizar”.

Dicho marco teórico generalmente se estructura en tres secciones, los antecedentes de la investigación, las bases teóricas y la definición de términos básicos. Tomando en cuenta esto, a continuación, se presentan una serie de investigaciones realizadas por otros autores que guardan relación con el tema, contribuyendo con sus logros y conocimientos como precedentes o fuente de apoyo para fundamentar la investigación.

2.1 Antecedentes.

Para la realización de cualquier investigación formal es importante la búsqueda y recopilación de estudios anteriores, relacionadas directa o indirectamente con el tema que se va a desarrollar, ya que los mismos sirven de soporte para exponer el estudio que se va a llevar a cabo. Entre los antecedentes asociados con esta investigación vale la pena destacar los siguientes:

Bajo un enfoque relacionado directamente con este trabajo se tiene la investigación realizada por Báez, A (2012). En la Universidad de Carabobo, ubicada en el estado Carabobo, Venezuela. Que esta titulada bajo el nombre de “**Diseño de una leva bajo el criterio de impacto**”, para optar al título de ingeniero mecánico cuyo objetivo fue realizar la metodología necesaria para elaborar el diseño de cualquier leva que pueda presentar daños ocasionados por choque. El estudio se basó en un tipo de investigación exploratoria y descriptiva. Tras la realización de este trabajo se logró comprobar la importancia que tiene tomar en cuenta las cargas de impacto en los mecanismos de leva

de disco con seguidor de rodillo pivotado. Resultados que son de vital importancia para esta investigación ya que se quiere estudiar un diseño de la misma leva y el mismo seguidor, además de tomar en cuenta el mismo criterio de impacto como base. Con la única diferencia que en el presente trabajo investigativo se agrega un criterio más a su diseño el cual es el de contacto.

En el trabajo realizado por Aquino, Tierra, Pozo, Escobar, Ordoñez, Choto. (2018), El cual lleva por título “**Análisis cinemático de levas de baja velocidad, con leyes combinadas en base a métodos geométricos y matemáticos**”. Publicado en Ecuador, por la revista científica “Dominio de las Ciencias”. Estudio el cual analizaba el perfil de una leva generado por métodos geométricos y por modelos matemáticos, al indagar en el modelo matemático con ayuda de MATLAB. Por ambos métodos se podían obtener las velocidades y aceleraciones del seguidor. La comparación de estos dos métodos permite observar las variaciones que sufre el perfil entre un método y otro. Lo cual resulta de gran interés para el trabajo que se plantea actualmente ya que se busca comparar de igual forma a través de dos criterios diferentes, el diseño del perfil de una leva y la evaluación posterior de ambos criterios con la finalidad de escoger el más eficaz, además de aclarar dudas e interrogantes con respecto a información teórica que surge al momento de diseñar una leva.

Además se tomó en cuenta la investigación García, J (2007) realizado en la Universidad Tecnológica de Pereira. Bajo el nombre de “**Generación de perfiles de levas de disco y levas cilíndricas en 3D en Solidworks mediante una aplicación en Visual Basic**”. En el cual se describe el proceso de diseño de un mecanismo leva seguidor mediante una aplicación creada en Visual Basic, gracias a la programación de los cálculos de desplazamiento, velocidad, aceleración y el perfil de la leva en Solidworks, además de las diversas curvas de desplazamiento, velocidad y aceleración del seguidor. Considerando que en la actual investigación se desea simular y generar el perfil de la leva en Inventor, se considera pertinente tomar en cuenta algunas consideraciones realizadas en el trabajo anterior.

2.2 Bases Teóricas.

Pérez (2002), define las bases teóricas como “el conjunto actualizado de conceptos, definiciones, nociones, principios, etc. Que explican las teorías principales del tópico a investigar” (p. 59). Según la definición anterior las bases teóricas son todas aquellas teorías, conceptos, estudios y fundamentos que buscan dar un panorama más amplio al lector sobre el tema o tópico que se busca explicar.

2.2.1 Levas.

Uiker y Shigley (1980). Definen a una leva como un “elemento mecánico que sirve para impulsar a otro elemento, llamado seguidor, para que desarrolle un movimiento especificado, por contacto directo”. También acotan que son mecanismos poco costosos y sencillos en su diseño ya que ocupan espacios reducidos y tienen piezas móviles. Debido a esto son usados en gran parte de la maquinaria moderna.

Cabe resaltar que una leva puede diseñarse de dos formas:

- a) Suponer el movimiento requerido para el seguidor y posteriormente diseñar la leva que produzca dicho movimiento. Según Mabbie y Reinholtz (1998), es una aplicación de la síntesis que se puede resolver en cualquier momento. No obstante, una vez hecha la leva su fabricación puede resultar difícil.
- b) Suponer la forma de la leva y determinar dichas características de desplazamiento, velocidad y aceleración que producirá tal contorno. Para Mabbie *et al* (1998), la dificultad de fabricación no existe en el segundo método si la leva se hace de forma simétrica y si para los contornos de la leva emplean formas que se pueden generar.

2.2.2 Clasificación de las levas y los seguidores

Para el estudio planteado es necesario conocer los diversos tipos de levas y sus seguidores, debido a que en estos componentes mecánicos o piezas está basada dicha investigación. En su libro Uicker *et al* (1980). “Teorías de máquinas y mecanismos”, señalan la necesidad de utilizar cierta terminología para distinguir los distintos tipos de

levas y sus perfiles y los clasifican según sus formas básicas, entre las cuales se pueden mencionar cuatro tipos diferentes, véase la figura 1:

- a) Leva de placa. Llamada también de disco o radial
- b) Leva de cuña
- c) Leva cilíndrica o de tambor
- d) Leva lateral o de cara

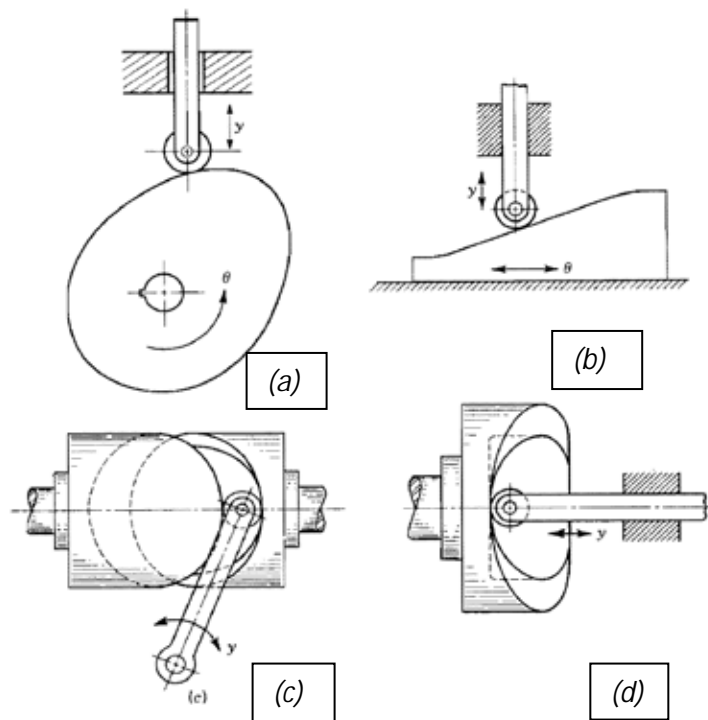


Figura 1: Tipos de levav

Fuente Uicker y Shigley (1980).

En la Figura 2 se observan diversos tipos de seguidores que pueden ser usados en las distintas levas, tales como:

- a) Seguidor de cuña.
- b) Seguidor de cara plana.
- c) Seguidor de rodillo.
- d) Seguidor de cara esférica o zapata curva.

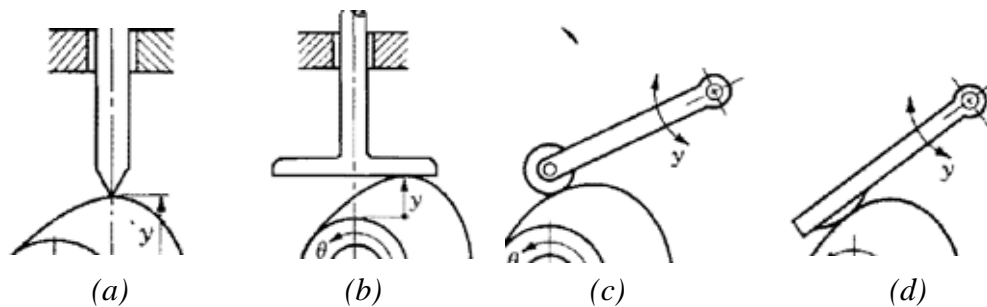


Figura 2: Tipos de seguidores

Fuente: Uicker y Shigley (1980).

Normalmente se hace que el seguidor tenga una forma simple y el movimiento se hace a través del diseño adecuado del perfil de la leva con la que constituirá el sistema. Pero no siempre pasa de esta forma, hay casos de levas inversas en las cuales el elemento de salida se hace en maquina otorgándole una forma compleja.

2.2.3 Tipos de cierres en mecanismos de leva.

Los seguidores precisan estar en contacto con la superficie de la leva para mantener el movimiento que se deseado. Este contacto se puede conseguir de dos formas:

- a) Cierre por fuerza: Requiere de la acción de una fuerza externa que actué sobre el seguidor, bien sea el peso del seguidor o a través de la fuerza de un resorte, véase figura 3.

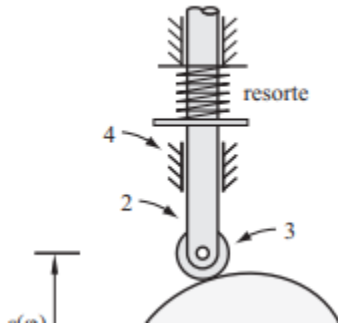


Figura 3: Cierre por fuerza (peso o resorte).

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/adriamec/files/2012/07/LECCI%C3%93N-11-MECANISMOS-DE-LEVA-Y-SEGUIDOR.pdf>

- b) Cierre por forma: Existen dos casos. Aquel en el cual leva y el seguidor tienen dos puntos de contacto opuestos y cuando existe otra leva que se pone en contacto con un seguidor doble, demostradas en las figuras 4 y 5.

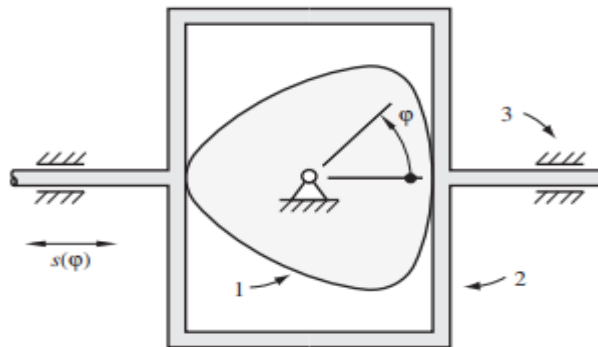


Figura 4: Cierre con dos puntos de contacto opuestos.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/adriamec/files/2012/07/LECCI%C3%93N-11-MECANISMOS-DE-LEVA-Y-SEGUIDOR.pdf>

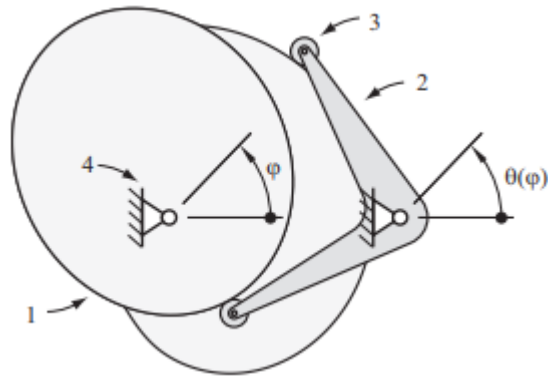


Figura 5: Cierre con otra leva que entra en contacto con seguidor doble.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/adriamec/files/2012/07/LECCI%C3%93N-11-MECANISMOS-DE-LEVA-Y-SEGUIDOR.pdf>

2.2.4 Diagramas de desplazamiento.

Comúnmente una leva es un dispositivo con un grado de libertad. La cual es impulsada por un movimiento de entrada ya conocido, normalmente el eje de un motor gira a velocidad constante, con lo que se busca generar una salida deseada para el seguidor.

Un diagrama de desplazamiento de una leva muestra gráficamente una serie de eventos que ejecuta el seguidor. En un diagrama de este tipo la abscisa representa un ciclo del movimiento de entrada es decir una revolución, la ordenada es el recorrido y del seguidor. También se puede identificar una parte de la gráfica la cual es conocida como subida, esta ocurre cuando el movimiento del seguidor es hacia afuera del centro de la leva. La máxima subida se denomina elevación. Aquellos momentos en los cuales el seguidor está en reposo se definen como detenciones y el retorno se da cuando el periodo en el que el movimiento del seguidor es hacia el centro de la leva.

Existen diversos métodos gráficos de construcción de diagramas de desplazamiento para varios movimientos de subida y retorno. Entre los que se pueden mencionar los siguientes:

- a) Movimiento uniforme: Se da con un movimiento a velocidad constante. Se representa como una recta con una pendiente constante, referenciada en la figura 6.

Figura 6: Entrecaras con movimiento uniforme.

Fuente: Uicker y Shigley (1980).

En este diagrama la porción central del diagrama, subtendida por el ángulo de la leva β_2 y la elevación L_2 , es un movimiento uniforme. En sus extremos

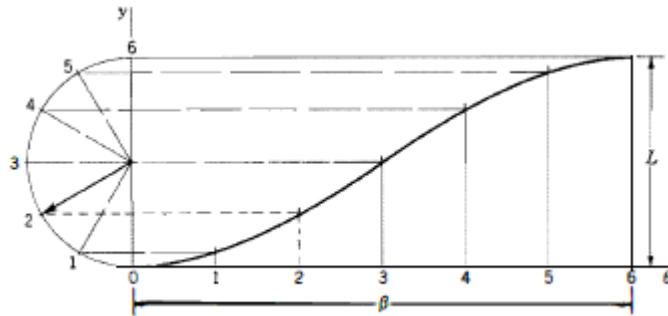


Figura 7: Movimiento armónico simple.

Fuente: Uicker y Shigley (1980).

- c) Movimiento cicloidal: Su nombre proviene de la curva llamada cicloide. Se hace un círculo de radio r siendo L la elevación total, dará una revolución al rodar a lo largo de la ordenada, desde el origen hasta un $y=L$. Para obtener el diagrama se dibuja el círculo una sola vez, usando el punto B como centro. Luego se divide el círculo y la abscisa en un mismo número de partes iguales, se procede a proyectar cada punto del círculo de forma horizontal hasta que se corte con la ordenada., empezando de esta última, se proyecta paralelo a la diagonal OB y se consigue el punto correspondiente sobre el diagrama de desplazamientos

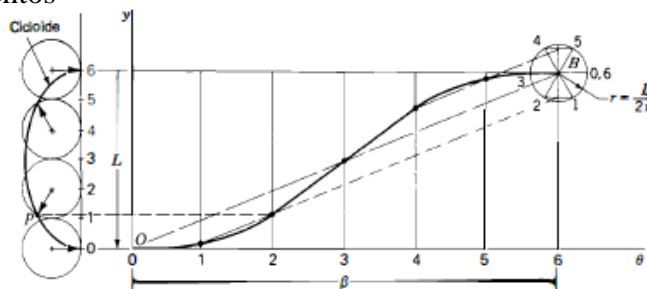


Figura 8: Movimiento cicloidal.

Fuente: Uicker y Shigley (1980).

Mabbie *et al* (1998). Señalan en su trabajo que para la selección del movimiento del seguidor de levas que trabajen a altas velocidades hay que basarse no solo en el desplazamiento, sino en las fuerzas que actúan sobre la misma, como producto del movimiento que se elige.

La rapidez de cambio de aceleración está definida por la tercera derivada del desplazamiento, la cual indica un impacto en la carga. La falta de rigidez y el juego que se encuentra presente aumentan el efecto de la carga de impacto. En el movimiento parabólico en el que la sobre aceleración es infinita, este impacto ocurre dos veces durante el ciclo y tiene un efecto de un golpe fuerte en el sistema, produciendo vibraciones y daño estructural.

Kloomok y Muffley desarrollaron un sistema de diseño de levas que impide la sobre aceleración infinita y sus efectos destructivos en el tren de levas, en el cual se usan tres funciones analíticas:

Cicloide.

Armónica.

Polinomio de octavo grado.

En la figura 9, 10, 11, 12, 13 y 14 se observan las gráficas de las curvas de desplazamiento, velocidad y aceleración de estas funciones. Estas curvas contienen derivadas continuas en todos los puntos intermedios, lo cual genera que la aceleración cambie y la sobre aceleración es infinita. Dicha aceleración infinita se impide en los extremos igualando las aceleraciones. La aceleración necesaria para el fin de la elevación se determina a través de la siguiente condición:

Si inmediatamente se produce un descenso, la elevación puede finalizar en un valor relativamente alto de desaceleración, por esto se pueden igualar mediante una curva que tenga la misma desaceleración para el inicio del descenso.

La selección de los perfiles que se adapten a los requerimientos especiales se hace por medio de los siguientes criterios:

- a) La cicloide suministra aceleración cero en ambos extremos de la acción. Tomando en cuenta que el ángulo de presión es relativamente grande y la aceleración retorna innecesariamente a cero, no se deben acoplar dos cicloides.

- b) Al comparar las tres curvas, la armónica aporta la aceleración pico más baja y el ángulo de presión más pequeño. Se opta por esta cuando la aceleración, tanto al inicio como al final, se puede igualar con la aceleración inicial y final de los perfiles adyacentes.
- c) En vista que la aceleración en el punto medio es cero, la semi-armónica se puede usar con regularidad en los casos en que una elevación a velocidad constante continúa con una aceleración.

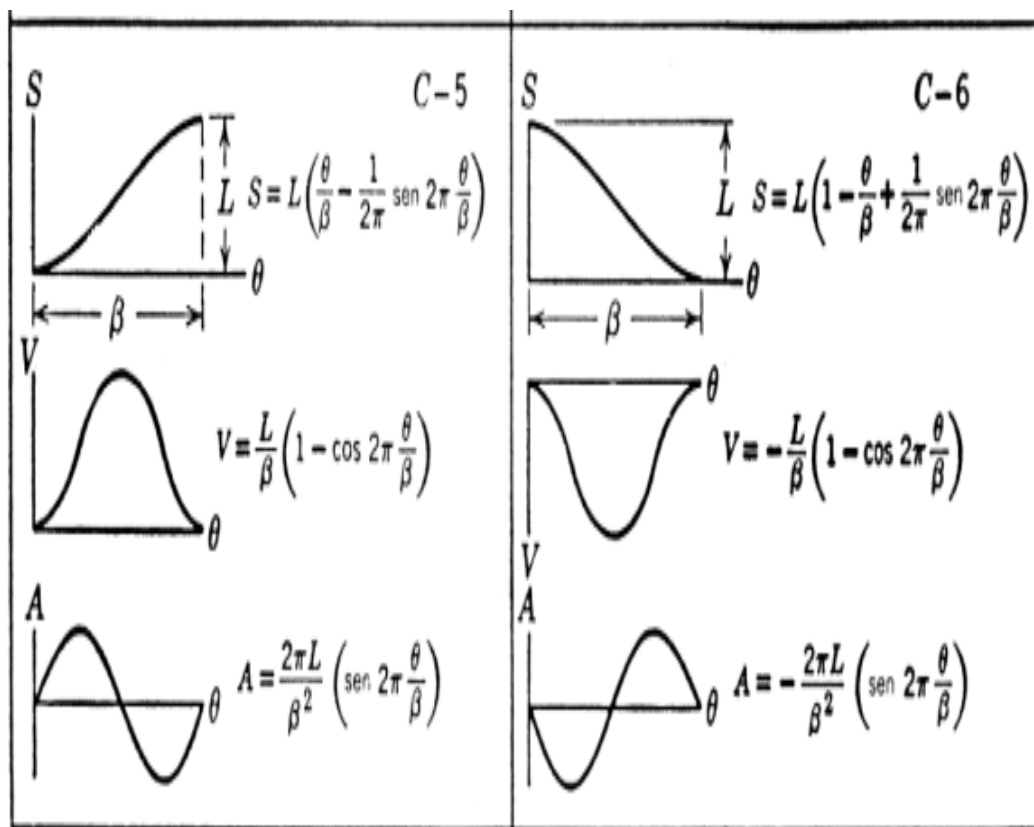


Figura 9: Características del movimiento cicloidal.

Fuente: Mabbie et al (1998).

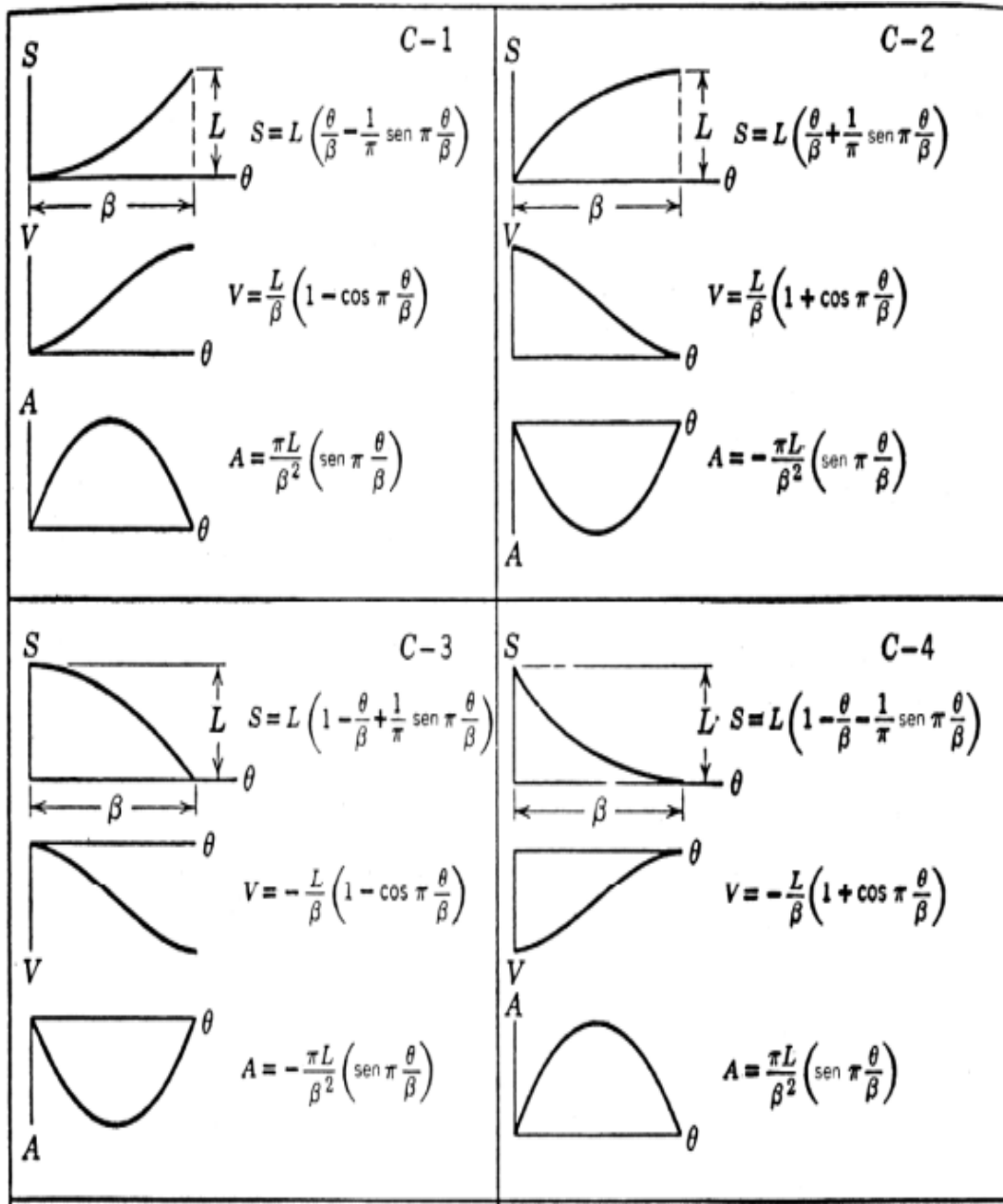


Figura 10: Características del movimiento cicloidal.

Fuente: Mabbie et al (1998)

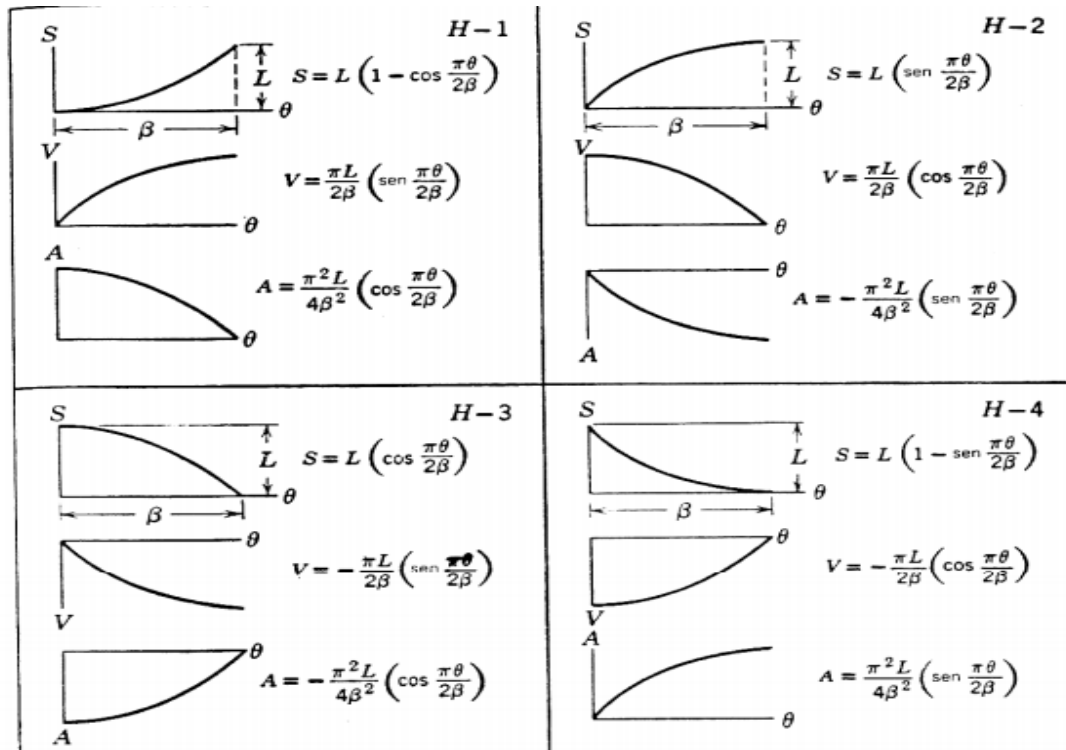


Figura 11: Características del movimiento armónico.

Fuente: Mabbie et al (1998).

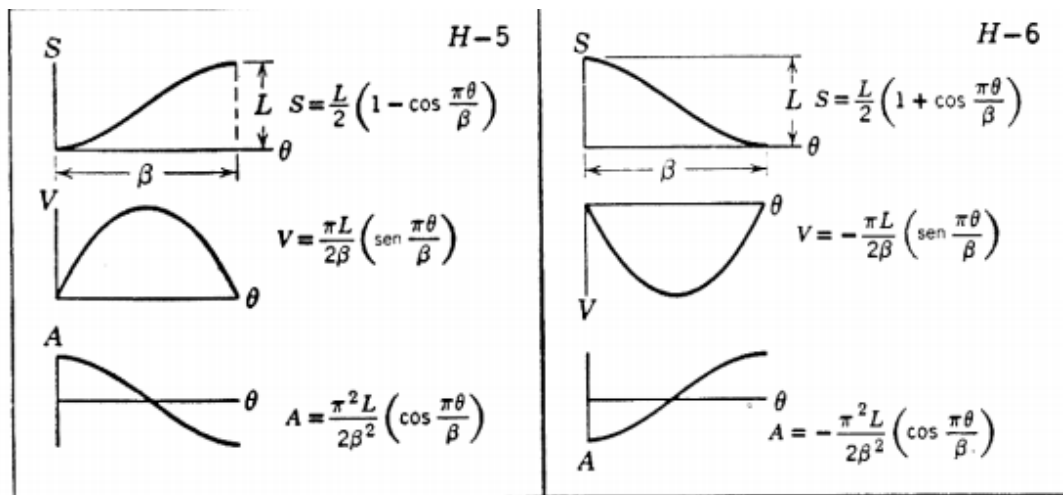


Figura 12: Características del movimiento armónico.

Fuente: Mabbie et al (1998).

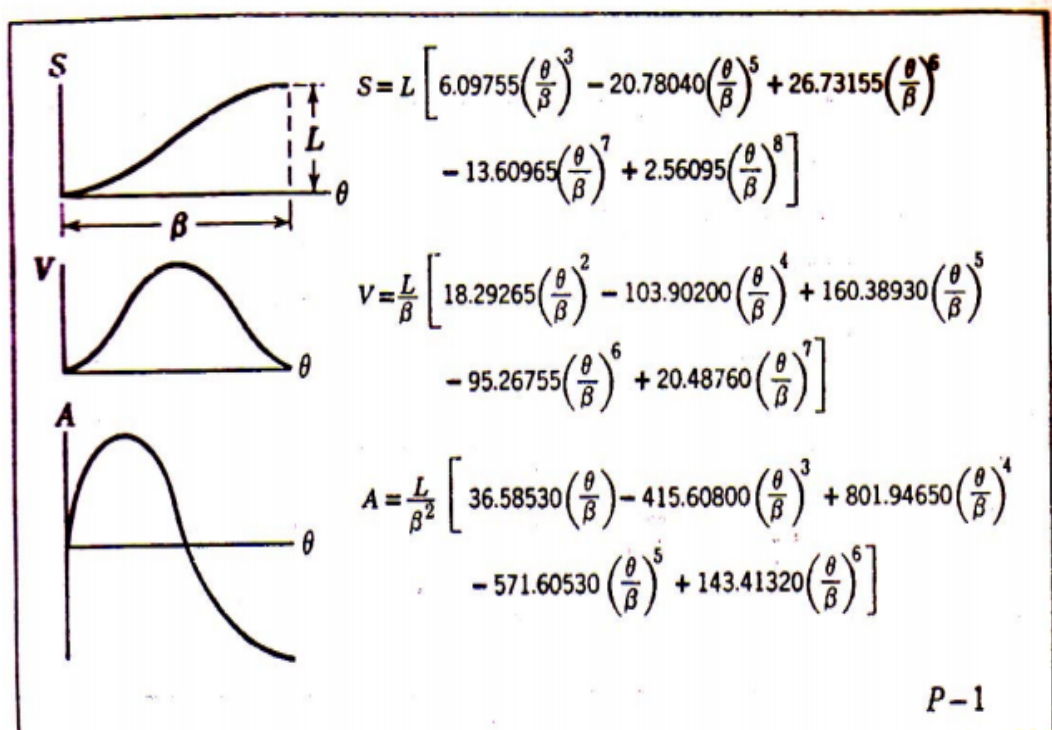


Figura 13: Características del movimiento polinomial de octavo grado.

Fuente: Mabbie et al (1998).

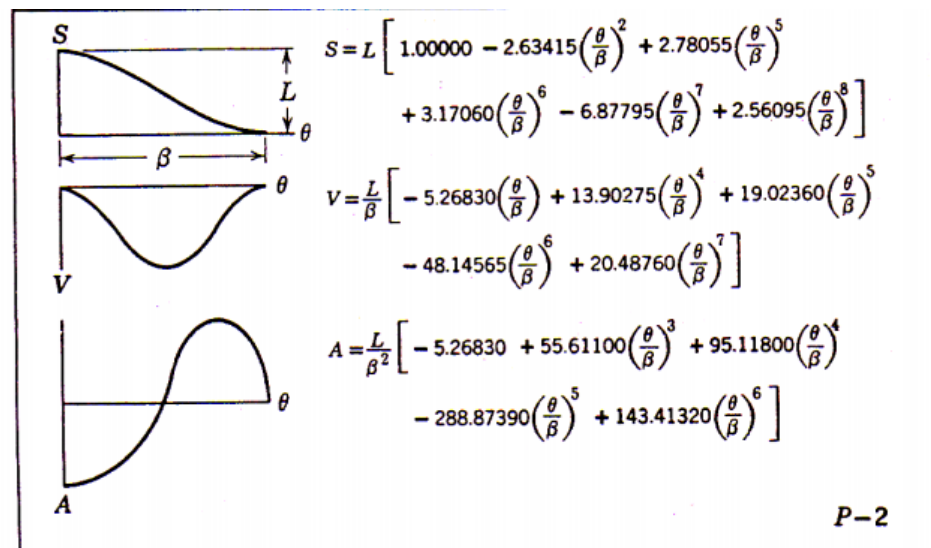


Figura 14: Características del movimiento polinomial de octavo grado.

Fuente: Mabbie et al (1998).

2.2.5 Derivadas del movimiento del seguidor.

Durante sus trabajos de investigación y su publicación “Teoría de máquinas y mecanismos” Uicker et al (1980). Se menciona que en el diagrama de desplazamiento la representación gráfica del movimiento del seguidor y es la ordenada, mientras que el ángulo de rotación de

de desplazamiento es una gráfica que representa alguna función matemática que relaciona los movimientos de entrada y salida del sistema de leva. La relación es:

$$y \quad \text{Ec. 1}$$

Se pueden generar graficas que representen las derivadas de y primera derivada se va a indicar como y' y quedara expresada de esta manera.

$$y'(\theta) = \frac{dy}{d\theta} \quad \text{Ec. 2}$$

Esta derivada representa la pendiente del diagrama de desplazamiento para cada y y está relacionada con la ventaja mecánica del sistema de leva, se manifiesta en aspectos como el ángulo de presión.

La segunda derivada de y y''

$$y \quad \frac{d^2y}{d\theta^2} \quad \text{Ec. 3}$$

Esta derivada está relacionada con el radio de curvatura que presenta la leva en varios puntos a lo largo de su perfil. Debido a que hay una relación inversa, cuando y'' se hace muy grande, el radio de curvatura disminuye; si y'' es infinita, el perfil de la leva se vuelve puntiagudo en esa posición, lo que genera una situación no grata en el extremo desde el punto de vista de los esfuerzos de contacto entre la superficie de la leva y el seguidor.

La tercera derivada es la rapidez de cambio de y'' , se representa de la siguiente forma:

$$y''' \quad \frac{d^3y}{d\theta^3} \quad \text{Ec. 4}$$

Tomando en cuenta las derivadas de los movimientos del seguidor con respecto al

t .

Además de suponer que se conoce su velocidad angular, aceleración y su siguiente derivada denominada tirón o segunda aceleración. Representadas de la siguiente manera:

Velocidad angular: $w = \frac{d\theta}{dt}$ Ec. 5

Aceleración: $\frac{d^2 \theta}{dt^2}$ Ec. 6

$\frac{d^3 \theta}{dt^3}$ Ec. 7

Normalmente la leva se impulsa a través de un eje a velocidad constante, es este caso w es una constante ya conocida, $\alpha=0$. Pero durante el sistema de leva este no es el caso por lo que se considera la situación más general.

Empezando a partir de la ecuación general del diafragma de desplazamientos:

Ec. 8

) Ec. 9

Por ende, es posible derivar para encontrar las derivadas con respecto al tiempo del movimiento del seguidor. Tomando la velocidad del seguidor que está dada por:

$y = \frac{dy}{dt} = \frac{dy}{d\theta} \frac{d\theta}{dt}$ Ec. 10

$y = y' w$ Ec. 11

La aceleración y el tirón o segunda aceleración se representan por las ecuaciones:

$y = \frac{d^2 y}{dt^2} = y'' w^2 + y'$ Ec. 12

$y = \frac{d^3 y}{dt^3} = y''' w^3 + 3y'' w \alpha$ Ec. 13

Cuando la velocidad del eje de la leva es constante, dichas expresiones se reducen a:

$y = y' w$

$y = y'' w^2$ Ec. 14

$y = y''' w^3$ Ec. 15

Por esta razón es común referirse a las gráficas de las derivadas cinemática y' , curvas de velocidad, aceleración y tirón o segunda velocidad para un movimiento dado.

2.2.6 Construcción del perfil de la leva.

Una de los primeros factores a tomar en cuenta al momento de construir una leva son los métodos mencionados para dibujar el diagrama de desplazamiento de los movimientos que se requieren en el seguidor. Posteriormente se procederá a encontrar los perfiles de levas necesarios para producir estos movimientos. Se puede esbozar un método general aplicable a todos los casos requeridos y comprende los siguientes pasos los cuales son explicados con detenimiento en los apuntes de Castillo A (2005).

La leva se considera como el eslabón fijo en vez de la bancada que soporta la flecha de excéntricos y guie la varilla. Esto es, tratamos con la inversión del mecanismo actual. Como quedo anotado, el movimiento relativo de cualquier parte de los eslabones queda sin alterarse cuando el mecanismo se invierte, por esto, la leva y la varilla tendrán el mismo movimiento relativo, no importando si es la bancada o la leva que se considera como miembro fijo.

La parte de varilla que actúa sobre la leva, se traza en las varias posiciones que ocupara en diferentes instantes durante su movimiento cíclico relativo a la leva estacionaria. La superficie de una rodaja, un punzón, una cara plana, convexa o cóncava en deslizamiento; etc. (p. 143)

En la figura 15 con las líneas punteadas se muestra la posición del seguidor correspondiente a los desplazamientos de 30° , 60° y 90° etc., desde un radio arbitrario cero.

Asimismo menciona que “el perfil se localiza dibujando una curva uniformemente a las superficies de contacto de la varilla en sus diferentes posiciones”. (Castillo, 2005; 143)

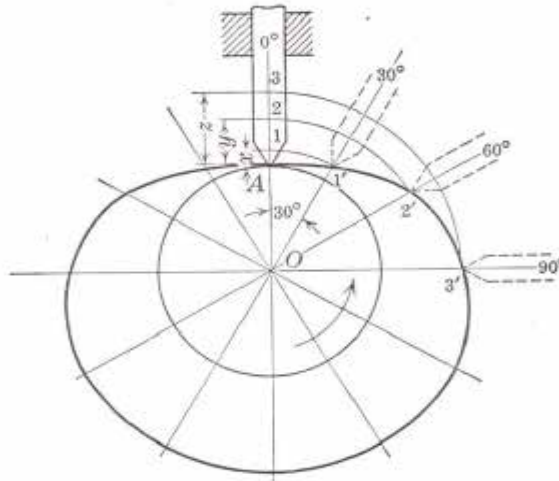


Figura 15: Posición del seguidor correspondiente a los desplazamientos de 30° , 60° y 90° .

Fuente: Castillo A (2005).

La superficie del seguidor se encuentra como se menciona anteriormente localizando primero la posición de algún punto seleccionado sobre el seguidor. El punto escogido se puede denominar “punto de referencia” debe ser uno que se pueda ubicar fácilmente a partir de los datos obtenidos de la curva de desplazamiento y además uno desde el cual se trazan la superficie de trabajo del seguidor.

2.2.7 Ángulo de presión de la leva.

En su trabajo de grado Titulado “diseño de una leva bajo el criterio de impacto Báez (2012) señala que el ángulo de presión es:

El que forma la dirección de aplicación de la fuerza entre la leva y el seguidor con la dirección del movimiento de este, es decir, es el ángulo formado por la normal común a ambas superficies y el movimiento del seguidor. En los seguidores de rodillo el punto que se toma para determinar la dirección de su movimiento es su centro. En ellos, el ángulo de presión ofrece una idea de la facilidad con la que la leva transmite el movimiento al seguidor: si es muy elevado el seguidor puede atascarse o moverse con dificultad. (p. 27)

Desde el punto de vista de Castillo (2005) la leva al estar girando acciona su seguidor, el cual realiza una fuerza sobre el seguidor “a través de un punto de contacto

y normal a la superficie de la leva. Esta fuerza se descompone en dos componentes, una normal al movimiento de la varilla y la otra en dirección al movimiento de esta”. (p. 152)

También se indica que esta componente perpendicular no es recomendable, ya que no realiza un trabajo satisfactorio y tiende a separarse o brincarse del vástago del seguidor, lo que provoca un desgaste en las guías y soportes de las mismas.

El ángulo de presión no debe ser muy grande, si es posible se deba intentar que sea el menor posible y en general no superar los 30° , para evitar el fenómeno de auto detención. Ya que si ocurre se deben hacer modificaciones a la leva para disminuirlo. A continuación se representa en la figura 16.

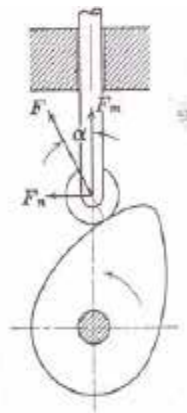


Figura 16: Ángulo de presión ilustrado.

Fuente: Báez (2012) y Castillo (2005).

2.2.8 Fuerzas que intervienen en los mecanismos de levas.

En su libro “Cam design handbook” Roothbart (2004), menciona que las fuerzas que intervienen en el mecanismo leva-seguidor es de suma importancia para establecer los tamaños estructurales de las piezas móviles de la máquina para lograr mayores resistencias y rigidez, así como escoger adecuadamente los materiales con una buena vida útil, tamaño de los rodamientos, rendimiento del sistema y el consumo de energía entre otros factores. Algunas de las fuerzas que se pueden mencionar son las siguientes:

a) Cargas de trabajo: Estas cargas representan el trabajo útil realizado por la máquina. Se pueden clasificar en las siguientes categorías: aplicadas gradualmente, aplicadas repentinamente y fuerzas de impacto.

Cabe destacar que dichas categorías pueden no estar directamente relacionadas con la velocidad de la leva. La aplicación de cargas de trabajo un seguidor de leva de accionamiento positivo puede aumentar o reducir las otras fuerzas que actúan en el sistema. Si se aplican durante el movimiento inicial de la leva, estas se suman a las fuerzas de inercia durante el periodo de aceleración positiva. Por otro lado si se emplean durante el periodo de aceleración negativa, tienden a reducir la carga al absorber parte de la energía guardada en el mecanismo del seguidor.

b) Fuerzas de impacto: En los sistemas de levas seguidor, las fuerzas de impacto no se conocen con precisión. El diseño de para estas fuerzas requiere una aproximación de las funciones idealizadas con respecto a los cambios de velocidad en el impacto. Como se ha mencionado la información acerca de los cálculos por impacto no se encuentran disponibles directamente, requiriendo un mayor factor de seguridad de diseño al considerar sus efectos.

c) Fuerzas de inercia: En la mayoría de los sistemas de leva seguidor son las más importantes de analizar, especialmente a alta velocidad. La inercia es causada por la necesidad de mover la masa del seguidor de manera lineal o rotacional. La fuerza de inercia en un seguidor lineal es representada por la siguiente ecuación:

$$F_{a=\frac{w}{g}A} \quad \text{Ec. 16}$$

Siendo A= aceleración y W= peso equivalente del seguidor.

La fuerza de inercia que pasa por el centro de gravedad del cuerpo tiene una dirección opuesta a la de la aceleración. Según el principio de D'Alembert se puede hacer un diagrama de cuerpo libre de todas las fuerzas y se analizan el estado dinámico

como un problema estático como se puede representar a continuación en las figuras 17 y 18.

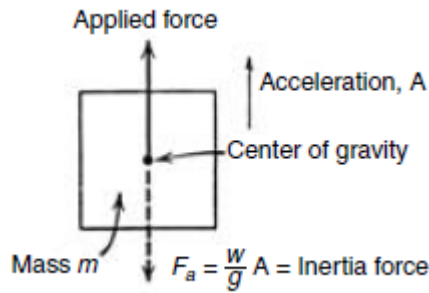


Figura 17: Diagrama de cuerpo libre de cuerpos acelerados. Cuerpo trasladándose.

Fuente: Cam design handbook. Roothbart (2004).

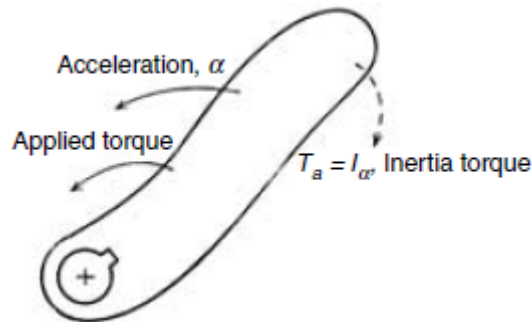


Figura 18: Diagrama de cuerpo libre de cuerpos acelerados. Cuerpo rotando.

Fuente: Cam design handbook. Roothbart (2004).

Para cuerpos que se encuentra girando, el análisis es similar. Si el cuerpo tiene un torque no balanceado, tendrá una aceleración irregular la cual será resistida por una reacción de torque. Esta dirección de dicho toque será opuesta a la trayectoria de la aceleración. El toque se ilustra con la ecuación que se muestra a continuación:

$$T_{a=l\alpha} \tag{Ec.17}$$

Donde L es el momento de inercia del cuerpo con respecto al centro de rotación.

- d) Fuerzas Vibratorias: Las vibraciones normalmente son causadas por fuerzas cuyas magnitudes y direcciones o punto de aplicación cambia con el tiempo.

Estas fuerzas producen variaciones en deformaciones elásticas y a su vez producen tensiones y fuerzas que se superponen a la inercia y otras fuerzas que se generan en los sistemas de seguidores.

- e) Fuerzas de fricción: Este es un fenómeno que ocurre en los sistemas leva seguidor. En estos sistemas se tiene tanto fricción deslizante como rodante. La mejor forma de incluir resistencia a la fricción en el diseño es midiéndolo en la maquina o prototipo. Los manuales mencionan dichas resistencias para algunas combinaciones de materiales. Pero las condiciones en la que estos valores son obtenidos rara vez se ajustan a las condiciones específicas que se deseen.

Existen tres categorías de fricción en los mecanismos de leva seguidor y son:

Deslizamiento puro que se produce entre la leva y los seguidores de cara plana y esféricos.

Rodando y algo de deslizamiento en seguidores de elemento rodante y levas.

Mecanismo de guiado lineal con cojinetes de bolas que soportan la translación de los seguidores.

- f) Fuerzas de Operación: Son aquellas fuerzas ejercidas en el sistema de leva seguidor que como su nombre lo indica ocurren durante la operación del mecanismo. Como lo son las paradas y arranques del sistema. Dichas fuerzas deben ser tomadas en cuenta al momento de diseñar y escoger una leva.

Según Báez (2012), en las levas de disco que cuentan con un seguidor pivotado, se encuentran fuerzas estáticas F_x y F_y , las cuales son generadas en el perno del pivote que es el que lo mantiene fijo al sistema.

El peso del brazo del seguidor ejerce una fuerza F sobre el disco de la leva que varia presente una fuerza F_r la cual es producida por el resorte. Este resorte es el que ejerce una fuerza necesaria para mantener en contacto el seguidor con la leva. (p.29)

Además de haber una fuerza F_N que es la reacción de la fuerza producida por el seguidor en la leva.

Estas fuerzas se calculan haciendo un diagrama de fuerzas al sistema y usando las ecuaciones de equilibrio.

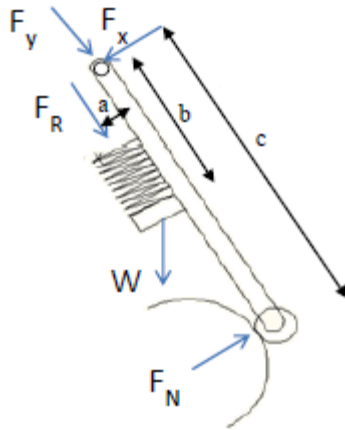


Figura 19: Diagrama de cuerpo libre del sistema.

Fuente: Barrios E. y Méndez C. (2.019)

$$F_x = F_x \quad W \cdot \text{Sen}\phi + F_N = m \cdot a \quad \text{Ec. 18}$$

$$F_y = F_y + F_R + W \cdot \text{Cos}\phi = 0 \quad \text{Ec. 19}$$

$$M_0 = W \cdot \text{Sen}\phi \cdot a \cdot F_R \cdot b \quad F_N \cdot c = 0 \quad \text{Ec. 20}$$

2.2.9 Vibraciones en el sistema.

Ya que las vibraciones son un efecto secundario indeseable, raramente se controla el diseño primario del sistema de máquina leva seguidor. Según Roothbart (2004), estos sistemas están hechos para cumplir su principal función y luego son analizados desde el punto de vista de las vibraciones, posiblemente para daños o mal funcionamiento del equipo, ruido entre otros factores de menor importancia.

Los efectos más severos de la vibración normalmente ocurren cuando hay resonancia. Por lo general se ocupa primero de la determinación de las frecuencias de resonancia para luego proceder a realizar el diseño preliminar. Las vibraciones pueden ocurrir en los mecanismos leva seguidor por las siguientes razones:

Vibraciones que ocurren producto de la instalación de piezas impropias, desgastada y desalineadas.

Vibraciones que provienen de la separación de la leva y el seguidor con retroceso. En levas de pista cerrada, el impacto del rodillo en la leva es producido y es llamado “choque cruzado”. En levas de pista abierta las vibraciones se producen debido la condición de “salto” del seguidor dejando la superficie de la leva.

Vibraciones por irregularidades en la superficie. Las cuales pueden afectar el rendimiento de la maquina dependiendo de las velocidades o las cargas.

Vibraciones debido al coeficiente de aplicación de una carga externa.

Vibraciones ocasionadas por el desequilibrio de la leva.

Vibraciones que son transmitidas desde el mecanismo del motor a la superficie de la leva por medio de la armadura desde motores eléctricos, engranes o cadenas.

Vibraciones como resultado de sistemas en la maquina antiguos o viejos. Comúnmente mientras más vieja es la máquina, tiende a producir más vibraciones, ruido y falta de suavidad en su funcionamiento.

Vibraciones generadas por la inclusión de correas o cadenas en el accionamiento del sistema. Esto puede producir un retroceso y alta compatibilidad en el sistema, reduciendo significativamente la efectividad en el funcionamiento.

Se debe tener en cuenta que en casos donde las vibraciones no se pueden modificar satisfactoriamente, se puede evitar los efectos de la resonancia al no operar la maquina a frecuencias de excitación. Esto se puede lograr a través de control de velocidades en la maquina o estableciendo limitaciones en el uso del sistema.

2.2.10 Resortes en los sistemas de leva seguidor.

Apoyado en el trabajo investigativo de Báez (2012) en el cual se acota que:

El seguidor debe mantenerse en contacto con la leva en todo momento. Esto es realizado por un conductor positivo o un resorte de compresión. El resorte es generalmente de un diseño helicoidal. La función principal de la fuerza de resorte es contrarrestar la inercia del seguidor a altas velocidades y para prevenir que el seguidor se separe de la leva. (p.42)

Los resortes son elementos de máquinas que realizan una fuerza y al mismo tiempo guardan energía. Son hechos normalmente de alambre redondo, que se enrolla de forma cilíndrica recta y cuenta con un espaciado constante. La notación que se usa generalmente en estos elementos es la que se puede ver en las figura 20 y 21:

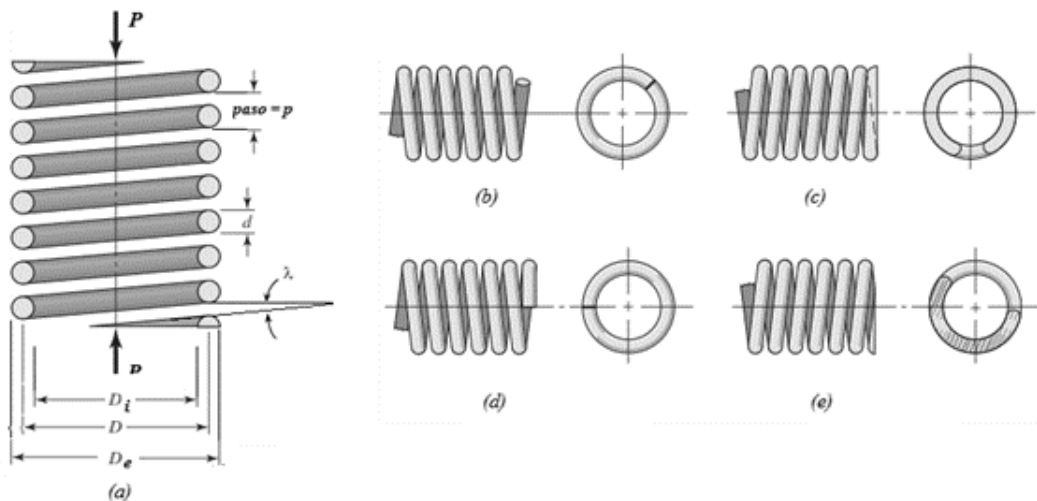


Figura 20: Resorte helicoidal a compresión; (a) vista lateral; (b) con extremos abiertos; (c) con extremos abiertos y desbastados; (d) con extremos doblados; y (e) con extremos doblados y desbastados.

Fuente: Tassoni D. (2.006)

En la figura 20, se tiene que: d = diámetro del alambre del resorte; D_i = diámetro interno del resorte; D_e = diámetro externo del resorte; D = diámetro medio del resorte; h = paso del resorte o espaciado y λ = ángulo de la hélice de la espira o ángulo de espaciado.

Siendo que:

$$D = D_e - d \quad \text{y} \quad D = \frac{D_i + D_e}{2}$$

Ec. 21

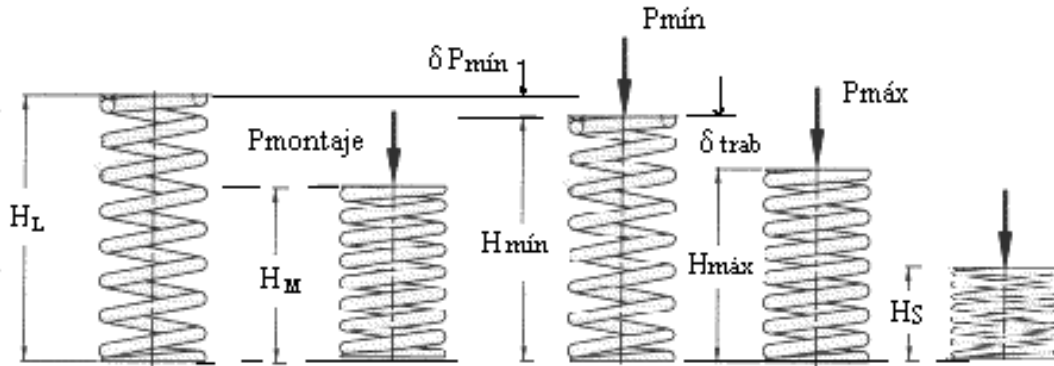


Figura 21: Representación gráfica de un resorte helicoidal a compresión como el utilizado por las válvulas de admisión y escape de un motor de combustión interna de 4 tiempos

Fuente: Tassoni D. (2.006)

El significado de los términos empleados en la figura 21 es:

H_L = Altura libre, longitud del resorte sin comprimir, tal y como se fabrica (carga cero).

H_M = Altura de montaje, es la longitud que adopta el resorte cuando se monta en la válvula, en este caso, hay que comprimir más el resorte (con una prensa manual...) para dejar descubierta la parte superior del vástago de la válvula e introducir la arandela y los retenes (uñas) de retención para que luego el resorte cierre la válvula. Al soltar la prensa, después de colocar las uñas, el resorte alcanza la altura de trabajo H_{trab} (H_{min}) manteniendo la válvula cerrada con una carga mínima igual a P_{min} .

$P_{montaje}$ = carga necesaria para montar el resorte, y poder retenerlo a la altura de trabajo. Mayor que la carga mínima, P_{min} .

δp_{min} = Lo que hay que comprimir el resorte desde la altura libre H_L para que genere P_{min} .

δ_{trab} = Lo que hay que comprimir el resorte desde la altura de trabajo H_{trab} para que genere P_{max} . También es igual, por supuesto, a lo que debe abrirse la válvula durante el funcionamiento del motor.

H_s = Altura sólida. Longitud del resorte cuando todas las espiras han sido obligadas a estar en contacto unas con otras (físicamente es imposible comprimir más el resorte, pues se deformaría).

Se explica que “el punto crítico para el diseño del resorte es donde la reacción de la inercia del seguidor es un máximo y tiende a eliminar el contacto con la leva”. (Báez, 2012; 44). Y afirma que en este punto se encuentra el punto máximo de aceleración negativa. Por lo tanto es necesario que el resorte sea capaz de exceder la suma de todas o algunas de las fuerzas, como la inercia, el peso, la amortiguación dinámica, carga externa y la fricción. Como es de saber la fuerza de inercia es dependiente de la velocidad, y por eso, a mayor velocidad se requerirá un resorte más grande que soporte estas características. En caso de que el resorte sea demasiado débil como para mantener el contacto a altas velocidades, se producirá una acción denominada “rebote”. Se debe tomar en cuenta que “una cierta cantidad de pérdida en la carga de resorte ocurrirá, luego de un periodo de uso de la máquina. Esta pérdida es el resultado de la fluencia plástica causado por altos esfuerzos repetitivos, especialmente a altas temperaturas”. (Báez, 2012; 44).

La pulsación del resorte es un fenómeno que se genera a altas velocidades y puede reducir la fuerza efectiva del resorte, ocasionando que el seguidor abandone la leva. La forma de evitar que esto ocurra sigue la siguiente regla: a menor número armónico, mayor son las amplitudes vibratorias. Por lo que la frecuencia natural del resorte tiene que ser lo suficientemente alta, ya que si hay resonancia, se da con números más altos de resonancia generando que las amplitudes vibratorias se mantengan al mínimo.

Al momento de diseñar resortes es importante destacar la constante del resorte la cual es la relación entre la fuerza que este ejerce y su deformación. Conociendo la constante del resorte es posible la fuerza a cualquier deflexión. Se representa de la siguiente forma:

$$K = \frac{P}{\delta} = \frac{P}{\delta} \quad \text{Ec. 22}$$

El esfuerzo permisible que es usado en los resortes obedece al tamaño del alambre, material y tipo de carga. Existe una clasificación frecuente para estos tipos de carga:

Servicio ligero: Son cargas estáticas o hasta 10.000 ciclos de carga, con baja rapidez de carga.

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

Servicios severo: Ciclos rápidos, con más de un millón de ciclos; posibilidad de choques o impactos.

Para iniciar el estudio de las tensiones presentes en un resorte helicoidal sometido a una carga de compresión, se tomará una sección de corte, en vista lateral, en el elemento estará presente una carga , según lo señalado en la figura 22-a; la misma se verá, en planta, según lo representado en la figura 22-b. Sobre la sección transversal de la figura 22-a se tiene que las tensiones son:

- i) Tensión de corte por la acción directa de la carga , dada por:

$$\tau_P = \frac{P}{A} = \frac{4P}{\pi d^2} = 1,27 \frac{P}{\pi d^2}$$

- ii) Tensión de corte por la acción de un momento torsor M_T , producto de la acción secundaria de la carga P , que viene dado por:

$$M_T = P \frac{D}{2} \quad (2)$$

La tensión de corte, producto del momento torsor dado por la expresión (2), viene dada por:

$$\tau_{M_T} = \frac{M_T d/2}{J} = \frac{16M_T}{\pi d^3} \quad (3)$$

Sustituyendo la expresión (2) en la (3), se tiene:

$$\tau_{M_T} = \frac{8PD}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 23}$$

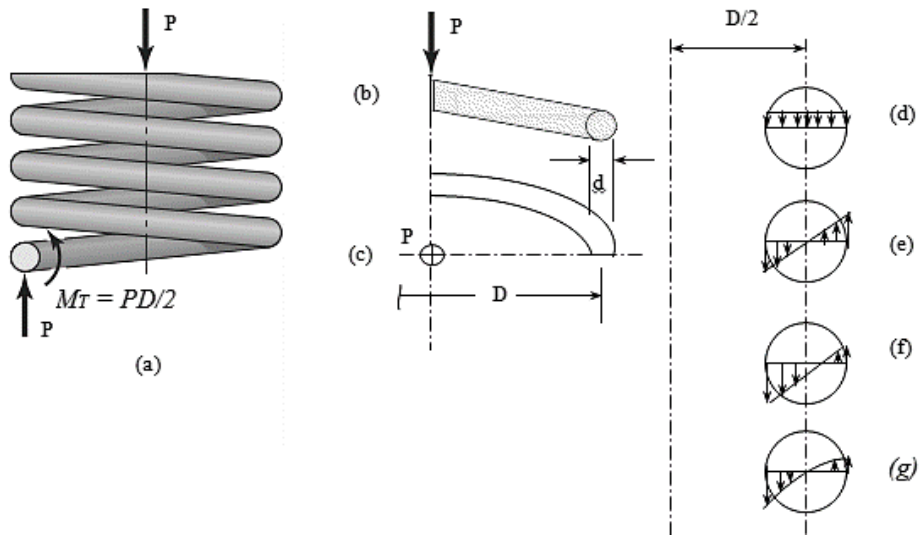


Figura 22: (a) Diagrama de cuerpo libre del resorte helicoidal de la Fig. 21, donde se muestra que el alambre está sometido a corte directo y corte por torsión; (b) cortes de un resorte helicoidal sobre el cual actúa la carga axial P vista lateral, (c) Vista en planta; y representación gráfica de las tensiones presentes; (d) Expresión (1); (e) expresión (4); (f) Ec.22 y (g) Ec.22 más el efecto de la curvatura.

Fuente: Tassoni D. (2.006).

Ahora, se podría decir que, en el punto en el cual la tensión de corte es máxima (este es, en el diámetro interno del hilo o espira que conforma el resorte), esta tensión viene dada por la superposición de las tensiones dadas por (1) y por (Ec. 22), de la siguiente manera:

$$\tau_{RES(i)} = \tau_P + \tau_{Mt} = 1,27 \frac{P}{d^2} + \frac{8PD}{d^3} + \frac{4P}{d^2} + \frac{8PD}{d^3} + \frac{8PD}{d^3} \left(1 - 0,5 \frac{d}{D}\right) \quad (4)$$

Pero, en la Ec.23 y en (4), aún no se ha considerado el efecto de la curvatura del alambre sobre la tensión que realmente se produce, y, en consecuencia si se utiliza cualquiera de ellas para determinar dicha tensión, se estaría cometiendo un error, por una formula inexacta.

A.M. Wahl, en Cleveland, USA, en el año de 1.944 fue el primero en hacer una

propuesta, con extraordinarios resultados prácticos, con medios muy sencillos. Por medio de sus trabajos, Wahl encontró que para el punto de máxima tensión de corte por efecto de M_T (acción secundaria de \mathbf{P}), la acción directa de la carga produce una tensión de corte un poco menor que la señalada por la expresión (1), y esta disminución se debe a la curvatura misma de la hélice del resorte.

Para corregir este defecto, Wahl, en primer lugar, introduce un factor nuevo, conocido como índice del resorte, que es:

$$C = \frac{D}{d} = \frac{\text{Diámetro medio del resorte}}{\text{Diámetro del alambre}} \quad \text{Ec.24}$$

En segundo lugar, y cuando solo se toma en cuenta los efectos del corte directo por la acción de la carga \mathbf{P} , propone un factor de concentración de tensiones K_{wcorte} , cuyo valor es

$$K_{wcorte} = 1 + \frac{0,5}{C} \quad \text{Ec.25}$$

En tercer lugar, tomando en cuenta los efectos de la doble curvatura de la hélice del resorte, propone un factor de concentración de tensiones para alambres de sección circular (para alambres de sección diferente, no existe información, y por lo tanto no es recomendable diseñar los resortes con una sección distinta a la circular)

$$K_w = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} \quad \text{Ec.26}$$

Un resorte helicoidal a compresión, trabaja normalmente con cargas variables, es decir, sometido a fatiga, la figura 23 recuerda lo que ocurre.

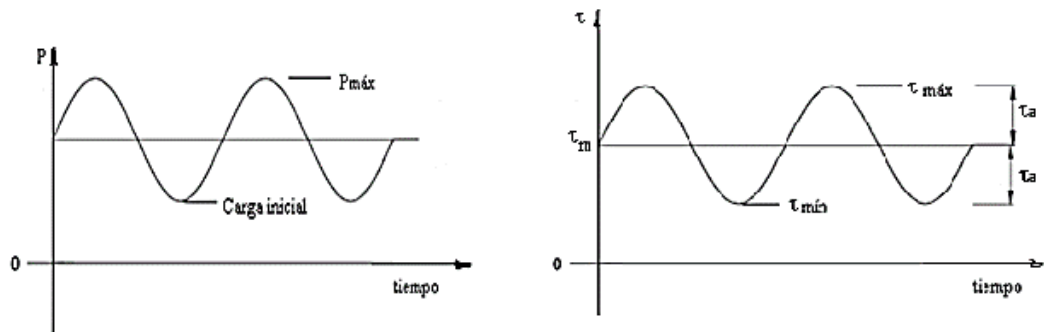


Figura 23: a) Representación de un típico sistema de carga sobre un resorte helicoidal sometido a fatiga; (b) tensiones asociadas a ese mismo sistema de carga.
Fuente: Tassoni D. (2.006)

Así como se habla de un límite de fatiga S_n para materiales ferrosos; para resortes (considerando que casi la totalidad de estos se fabrican con materiales ferrosos), se obtiene experimentalmente, un equivalente, que se denomina S_{n_0} , este valor del límite de fatiga se obtiene del fabricante, que ha ensayado con esfuerzos repetidos con el material del alambre de fabricación de los resortes (ver figura 24); pero si no se tiene información del fabricante se puede emplear lo siguiente

$$S_{n_0} = 0,3 S_u \quad y \quad S_{y_{corte}} = 0,6 S_u \quad \text{Ec.27}$$

El criterio de diseño, propuesto por Wall, es similar al de Soderberg, y es representado en la figura 25

$$\frac{S_{y_{corte}}}{N} \left(m \quad a \right) 2 \quad a \left(\frac{S_{y_{corte}}}{S_{n_0}} \right) \quad m \quad a \left(1 \quad 2 \frac{S_{y_{corte}}}{S_{n_0}} \right) \quad \text{Ec.28}$$

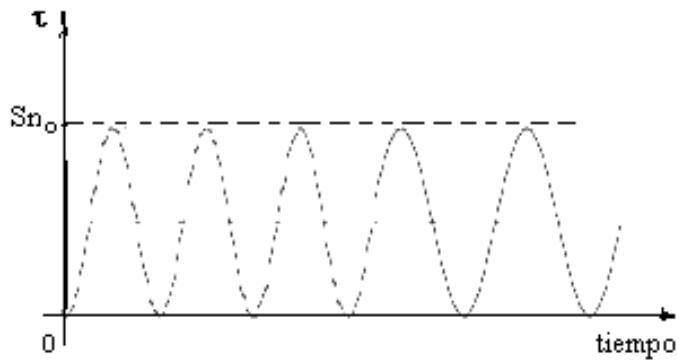


Figura 24: Tensiones presentes en un ensayo de resorte helicoidal a fatiga, para determinar el límite de fatiga S_{n0} del material utilizado en su fabricación.

Fuente: Tassoni D. (2.006).

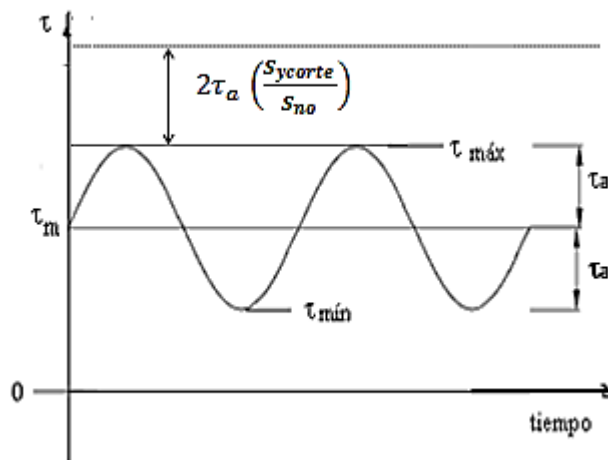


Figura 25: Representación gráfica del criterio de Wall para el diseño de resortes helicoidales a compresión.

Fuente: Tassoni D. (2.006)

Wahl sugiere hacerlo así, con las cargas variables aplicadas al resorte, obtener

$$P_m = \frac{P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n}}{2} \quad y \quad P_a = \frac{P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{Ec.29}$$

Empleando las Ecuaciones 25, 26 y 29 calcular τ_m y τ_a para trabajar con la Ec. 23.

$$m = \frac{8P_mD}{d^3} K_w \quad y \quad a = \frac{8P_aD}{d^3} K_{w_{corte}} \quad \text{Ec.30}$$

La deformación δ que ha sufrido el resorte, según el sentido y dirección de aplicación de esa carga **P**, la cual es

$$\frac{8PC^3n}{Gd} \quad \text{Ec.31}$$

Donde:

G es el módulo elástico a torsión del material de fabricación de la pieza a diseñar; **L** es la longitud total del elemento. Para el caso de resortes, **L** viene expresada en función del número de espiras activas, designado por **n**, y que se relaciona con el número total de espiras, y con el tipo de extremos que presenta el resorte, según lo indicado en la Figura 26.

Extremos del Resorte	Número de Espiras Activas (n)	Altura Libre (H _L)	Altura Sólida (H _S)
Extremos abiertos	$n_t - 0,5$	$(p n) + d$	$(n + 1) d$
Extremos abiertos y desbastados	$n_t - 0,5$	$p n$	$n d$
Extremos doblados	$n_t - 1$	$(p n) + 2d$	$(n + 2) d$
Extremos doblados y desbastados	$n_t - 2$	$(p n) + 1,75d$	$(n + 1,75) d$

Figura 26: Algunas relaciones entre parámetros y dimensiones geométricas, en Resortes Helicoidales a compresión; n_t = número total de espiras; p = paso de la hélice del resorte; d = diámetro del alambre.

Fuente: Tassoni D. (2.006)

En la Ec. 30, si se sustituye el valor de la constante elástica dado en la Ec. 22, se tiene que ese valor de la constante **K** es:

$$K = \frac{Gd}{8nC^3} \quad \text{Ec.32}$$

Con el valor de la constante elástica “K”, se pueden calcular diversas magnitudes asociadas con la elongación del resorte, como se puede ver en:

$$K = \frac{P_{\min}}{P_{\min}} \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \frac{P_{\min}}{H_L} \frac{P_{\min}}{H_{\min}} \frac{P_{\max}}{H_L} \frac{P_{\max}}{H_{\max}} \quad \text{Ec.33}$$

2.2.11 Estudio de resonancia en el resorte

Cuando se utilizan resortes helicoidales en aplicaciones que requieren un rápido movimiento alternativo, se debe tener en cuenta que las dimensiones reales del resorte no den lugar a una frecuencia vibratoria natural cercana a la de la fuerza aplicada, ya que podría dar origen a esfuerzos perjudiciales, debido a que en los materiales para la fabricación de resortes es muy baja la amortiguación interna, por lo tanto, se debe estudiar la frecuencia crítica de dicho resorte y compararla con la frecuencia de oscilación de la leva, para descartar la posibilidad de que exista resonancia.

La ecuación de onda que gobierna el funcionamiento de un resorte es:

$$\frac{\delta^2 U}{\delta y^2} = \frac{W}{kgL^2} \frac{\delta^2 U}{\delta t^2} \quad \text{Ec.34}$$

Donde K: constante del resorte; g: aceleración debida a la gravedad; L: longitud del resorte entre placas; W: Peso del resorte; Y: coordenada medida a lo largo del resorte; U: movimiento de una partícula y la distancia y.

Utilizando métodos de derivación conocidos se puede solucionar esta ecuación. Aquí solo interesan frecuencias naturales expresadas en radianes por segundos, que son:

$$\omega = m\pi \sqrt{\frac{Kg}{W}} \quad \text{Ec.35}$$

Con la Ec. 35 se halla la frecuencia fundamental para $m = 1$, la segunda armónica para $m = 2$, y así sucesivamente. Por lo general, se está interesado en la frecuencia en s:

$$f = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{Kg}{W}} \quad \text{Ec.36}$$

El peso de la parte activa del resorte helicoidal es:

$$W = A \times L \times \rho = \frac{\pi^2 d^2 D n \rho}{4} \quad \text{Ec.37}$$

Donde ρ es la masa por unidad de volumen; d es el diámetro del alambre; D es el diámetro medio del resorte y n es el número de espiras activas.

La frecuencia crítica fundamental debe ser igual a 15 ó 20 veces la fuerza o movimiento del resorte, para así evitar resonancia con las armónicas.

2.2.12 Tensiones de contacto.

Es necesario conocer el valor de los esfuerzos de contacto que se producen en la superficie de la leva y del seguidor. Cuando dos cuerpos con superficies curvas se presionan entre sí se producen unos estados de esfuerzos triaxial, esto se debe a que el contacto en punto o en línea se transforma en contacto de área y el esfuerzo desarrollado en ambos cuerpos es tridimensional.

En un sistema leva-seguidor, el contacto existente entre el seguidor de rodillo y la leva plana es de tipo lineal, ya que cuando se aplica una carga, el área de contacto que inicialmente era una línea de longitud L se transforma en un rectángulo angosto de ancho $2b$ y longitud L , y la distribución de la presión es elíptica (como se indica en la figura 27-b).

La solución de este planteamiento se debe a H.Hertz, posteriormente profundizado por H.R,Thomas y V.A. Hoersch. Véase J.E. Shigley El Proyecto en Ingeniería Mecánica, McGraw-Hill-Ediciones del Castillo, S.A. Madrid, 1.965.

El semiancho b lo se obtiene de la ecuación:

$$b = 1,6 \sqrt{\frac{P}{L \left(\frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2} \right)} \frac{1}{\frac{1}{E_1} \left(\frac{1}{m_1} \right)^2 + \frac{1}{E_2} \left(\frac{1}{m_2} \right)^2}} \quad \text{Ec.38}$$

Donde: b es semiancho de contacto; P es la carga aplicada; D_i son los diámetros de la curvatura de los cuerpos en contacto; E_i son los módulos de elasticidad del material de fabricación de cada cuerpo en contacto y $\frac{1}{m_i}$ son los números de Poisson de cada material.

La presión máxima de compresión se obtiene usando la ecuación:

$$P_0 = \frac{4P}{\pi b L} \quad S_{Y_{comp}} P_0 = \frac{4P}{\pi b L} \quad S_{Y_{comp}} \quad \text{Ec.39}$$

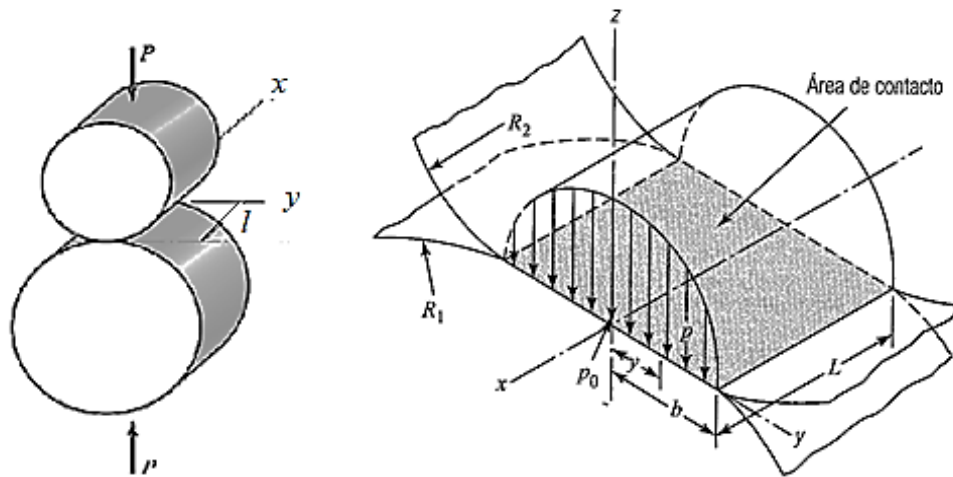


Figura 27: (a) Dos cilindros de diferentes diámetros, en contacto lineal sobre una longitud L (que es la longitud del cilindro más corto, o la de ambos si son de igual longitud); (b) forma y dimensiones del área de contacto lineal de los cilindros de la figura 27-a, además la distribución de presiones que se generan bajo la acción de la carga P ; presión máxima P_0 .

Fuente: Tassoni D. (2.006)

Siguiendo la nomenclatura utilizada en la figura 27 se puede decir que el esfuerzo de compresión máximo es:

$$\sigma_{m\acute{a}x(Comp)} = P_0 \quad \text{Ec.40}$$

La máxima tensión de compresión, como ya se indicó, se presenta en el centro del área de contacto y es igual a $\sigma_{m\acute{a}x(Comp)} = P_0$, simultáneamente, a una profundidad igual a $0,3 b$ en el material de cada uno de los cuerpos, se obtiene una tensión de corte máxima igual a

$$\tau_{m\acute{a}x} = 0,3P_0 \quad \text{Ec.41}$$

Al producirse las tensiones expresadas en la Ec. 40 y en la Ec. 41 se hace presente una tensión máxima a tracción, en la superficie de contacto entre los dos elementos

$$\sigma_{m\acute{a}x(tracc)} = 0,133P_0 \quad \text{Ec.42}$$

Los esfuerzos máximos se tienen en el eje Z y son esfuerzos principales.

$$\sigma_x = (-2 \times \mu P_{m\acute{a}x}) \left(\sqrt{1 + \frac{Z^2}{b^2}} - \frac{Z}{b} \right) \quad \text{Ec. 43}$$

$$\sigma_y = (-P_{m\acute{a}x}) \left[\left(\sqrt{2 - \frac{1}{1 + \frac{Z^2}{b^2}}} \right) \sqrt{1 + \frac{Z^2}{b^2}} - \frac{2 \times Z}{b} \right] \quad \text{Ec. 44}$$

$$\sigma_z = \frac{-P_{m\acute{a}x}}{\sqrt{1 + \frac{Z^2}{b^2}}} \quad \text{Ec.45}$$

Donde Z representa el avance de la grieta en dirección vertical.

2.2.13 Tensiones de impacto

2.2.13.1 Velocidad de impacto

Para el cálculo de la velocidad de impacto se aplica un balance de energía en el sistema leva-seguidor en el momento donde el pivote cae desde el punto más alto e impacta con la superficie de la leva y de esta forma obtenemos:

$$E_{pot}(i) + E_{cin}(i) + E_{elast}(i) = E_{pot}(F) + E_{cin}(F) + E_{elast}(F) \quad \text{Ec.46}$$

Donde: E_{pot} : Energía potencial; E_{cin} : Energía cinética; E_{elas} : Energía elástica.

Sustituyendo en la ecuación se obtiene:

$$m g_i + KX_i^2 + \frac{1}{2}mV_i^2 = m g_f + KX_f^2 + \frac{1}{2}mV_f^2$$

En donde: m = masa; g = aceleración de gravedad; h_i = altura inicial; X_i = compresión inicial del resorte; V_i = velocidad inicial; h_f = altura final; X_f = compresión final del resorte; V_f = velocidad final.

2.2.13.2 Cálculo del esfuerzo por impacto.

El estudio se inicia para el caso presentado en la figura 28, en la cual se indica una barra de sección circular constante, empotrada a un soporte rígido, la cual posee en su extremo una pieza, también rígida, que será impactada por la carga representada por **P**, al ser dejada caer libremente desde la altura h , señalada en la figura 28. Al indicar que tanto el soporte, como la pieza en el extremo de la barra son rígidos, se refiere a que únicamente se considerará el efecto del impacto sobre la barra misma.

Así, la expresión que permite calcular el esfuerzo debido al impacto será:

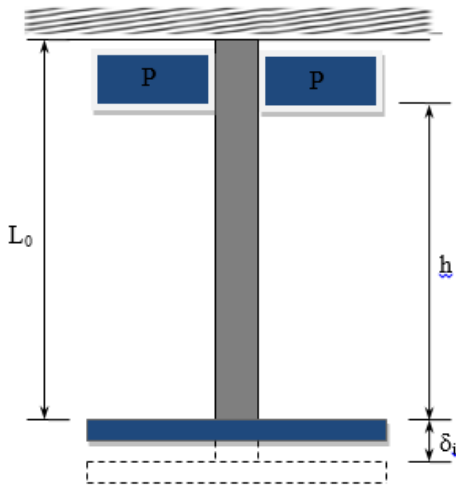


Figura 28: Barra empotrada en un soporte rígido, con otra pieza rígida en un extremo, sometida a impacto axial por caída de la carga **P**, desde una altura **h**; **L₀** = longitud inicial de la barra;
 δ_i = deformación producida por el impacto.

Fuente: Tassoni D. (2.006)

$$\sigma_i = \frac{P}{A} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_e}} \right) \quad \text{Ec.47}$$

Donde: L es la longitud en m , indicada en la Figura 28; A es el área del seguidor en m^2 y E es el módulo de elasticidad del acero, δ_e es la deformación estática del seguidor y viene dada por:

$$\delta_e = \frac{W_s L}{A E} \quad \text{Ec.48}$$

Donde: L es la longitud del seguidor en m ; A es el del seguidor en m^2 y E es el módulo de elasticidad del acero.

Si el impacto no se produce por la caída libre de una carga **P**, sino mas bien porque el choque es producto de que la carga se desplaza a una velocidad determinada **V**, se estará considerando un impacto en cualquiera de las direcciones, vertical (ascendente o descendente) u horizontal, si se recuerda la relación entre la altura de caída libre y la velocidad dada por

$$v^2 = \frac{2gh}{1} \quad \text{Ec.49}$$

En la Ec. 49 g es la aceleración de la gravedad, sustituyendo la Ec. 49 en en la EC. 48 y recordando que $\frac{P}{A} = \sigma_e$, se tiene:

$$\sigma_i = \sigma_e \left(1 + \sqrt{1 + \frac{V^2}{g\delta_e}} \right) \quad \text{Ec. 50}$$

2.2.14 Selección del material.

Cuando se diseña es necesario tomar en cuenta los requerimientos que dicha leva necesite. Estos requerimientos de diseño pueden depender desde la precisión, carga, velocidad, materiales, o hasta limitaciones de ruido. Cuantos más requerimientos se necesiten más caro será la realización de dicha leva.

Al momento de diseñar una leva existen números materiales que pueden ser usados como lo son el platico, bronce, hierro fundido gris, hierro nodular y maleable, aleaciones de acero con rangos desde bajo, medio hasta alto, aceros inoxidable y otros.

Entre las consideraciones al momento de seleccionar el material son: resistencia al desgaste, fuerza de impacto, resistencia a la corrosión, costo de manufactura, tamaño, peso, confiabilidad y requerimientos de lubricación.

Con un tratamiento correcto los metales cumplen la mayoría de las características necesarias en los seguidores de rodillo, mientras que el hierro fundido es excelente para el deslizamiento de seguidores deslizantes.

2.3 Definición de términos básicos.

Tamayo y Tamayo (1993), en su estudio titulado: “El proceso de la investigación científica”, señalan la definición de términos básicos como “la aclaración del sentido en que se utilizan las palabras o conceptos empleados en la identificación y formulación del problema” (p. 78). Basado en la consideración anterior se procede con la definición de algunos términos, esto a fin de esclarecer interrogantes surgidas durante el proceso

de lectura del proyecto investigativo, y hacer de este, uno correctamente entendible y fluido.

Curva de paso: es el círculo más pequeño con centro sobre el eje de rotación de la leva y tangente a la superficie de esta. En el caso de un seguidor de rodillo, es más pequeño que el círculo primario, siendo la diferencia en el radio del rodillo, y en el caso de un seguidor de cara plana, es idéntico al círculo primario.

Círculo de paso: es el lugar geométrico generado por el punto de trazo conforme el seguidor se mueve en relación con la leva. Para un seguidor de cuña, la curva de paso y la superficie de la leva son idénticas. En el caso de un seguidor de rodillo, están separadas por el radio del rodillo.

Círculo Primario: es el más pequeño que se puede trazar con centro en el eje de rotación de la leva y tangente a la curva de paso.

Punto de trazo: es un punto teórico del seguidor; corresponde al punto de un seguidor de cuña ficticio. Se elige en el centro de un seguidor de rodillo o sobre la superficie de un seguidor de cara plana.

Angulo de presión: es el comprendido entre el eje del vástago del seguidor y la línea de acción de la fuerza ejercida por la leva sobre el seguidor de rodillo, la normal a la curva de paso que pasa por el punto de trazo.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

Arias (2006), señala que “la metodología del proyecto incluye el tipo o tipos de investigación, las técnicas y los procedimientos que serán utilizados para llevar a cabo la indagación” (p. 19). Con base en lo anterior planteado, se puede señalar, que en todo proyecto de investigación, así como en su hecho investigativo, se requiere que el(los) investigador(es) delimiten en orden, la metodología utilizada para la realización del mismo, pues esto presenta los procedimientos, métodos y técnicas utilizados en la estructura de la investigación en forma organizada, clara y precisa para lograr así los objetivos propuestos. La metodología debe reflejar la estructura lógica y el rigor científico del proceso de investigación desde la elección de un enfoque metodológico específico hasta la forma como se van a analizar, interpretar y presentar los resultados.

3.1 Tipo de Investigación.

Para Tamayo y Tamayo, (2003) “cuando se va a resolver un problema en forma científica, es muy conveniente tener un conocimiento detallado de los posibles tipos de investigación que se pueden seguir. Este conocimiento hace posible evitar equivocaciones en la elección del método adecuado para un procedimiento específico.” Además acotan que la investigación experimental “se presenta mediante la manipulación de una variable experimental no comprobada, en condiciones rigurosamente controladas, con el fin de describir de qué modo o por qué causa se produce una situación o acontecimiento particular”

Por otro lado, Arias (2006), señala que un proyecto factible “se trata de una propuesta de acción para resolver un problema práctico o satisfacer una necesidad. Es indispensable que dicha propuesta se acompañe de una investigación que demuestre su factibilidad o posibilidad de realización”. Tomando en cuenta las teorías propuestas por dichos autores se afirma que la investigación es de tipo proyecto factible y experimental. Ya que se busca a realización de una leva de disco, con un seguidor pivotado a través de dos métodos mencionados como los son el impacto y el contacto.

Cumpliendo los requerimientos para ser una investigación de tipo experimental ya que se va a probar por ambos métodos cual da mejores resultado en cuanto al diseño de la misma. Y a su vez siendo de tipo proyecto factible, porque busca satisfacer la necesidad de probar que ambos métodos son útiles e importantes para el diseño de levas.

3.2 Diseño de la investigación.

Se afirma que “el diseño de investigación es la estrategia general que adopta el investigador para responder al problema planteado. En atención al diseño, la investigación se clasifica en: documental, de campo y experimental.” (Arias, 2006; 27).

Tomando esta forma de clasificar el diseño de la investigación, Arias (2006) acota que:

La investigación documental es un proceso basado en la búsqueda, recuperación, análisis, crítica e interpretación de datos secundarios, es decir, los obtenidos y registrados por otros investigadores en fuentes documentales: impresas, audiovisuales o electrónicas. Como en toda investigación, el propósito de este diseño es el aporte de nuevos conocimientos. (p.27)

La investigación experimental es un proceso que consiste en someter a un objeto o grupo de individuos, a determinadas condiciones, estímulos o tratamiento (variable independiente), para observar los efectos o reacciones que se producen (variable dependiente). (p.34)

Después de analizar y tomar en cuenta las consideraciones anteriores, se afirma que este proyecto está enmarcado bajo la modalidad de diseño de campo y de diseño experimental. Debido a que se recopiló información necesaria para el estudio de dicho elemento mecánico y las diversas variaciones que puede tener en cuando a su diseño. Además, presenta las características de un diseño experimental, ya que al momento de diseñar se podrán manipular las variables con el fin de obtener lograr el mejor diseño posible.

3.3 Nivel de la investigación.

Para Arias (2006) el nivel de la investigación “se refiere al grado de profundidad con que se aborda un fenómeno u objeto de estudio”. Este autor clasifica los niveles de investigación en: exploratoria, descriptiva y explicativa.

En este sentido, se señala que “la investigación exploratoria es aquella que se efectúa sobre un tema u objeto desconocido o poco estudiado, por lo que sus resultados constituyen una visión aproximada de dicho objeto, es decir, un nivel superficial de conocimientos” (Arias, 2006; 23). En el mismo orden de ideas también se acota que “la investigación descriptiva consiste en la caracterización de un hecho, fenómeno, individuo o grupo, con el fin de establecer su estructura o comportamiento.” (Arias, 2006; 24). En comparación con dichas teorías se puede afirmar que la metodología del presente trabajo de investigación, es de tipo exploratoria y descriptiva, ya que aborda un tópico no muy estudiado como lo es el diseño de levas y se analiza el problema y los resultados obtenidos de una manera profunda.

3.4 Población y muestra

Arias (2006) asegura que la población “es un conjunto finito o infinito de elementos con características comunes para los cuales serán extensivas las conclusiones de la investigación. Ésta queda delimitada por el problema y por los objetivos del estudio”. Así mismo desglosa este concepto y lo divide en:

Población finita: “agrupación en la que se conoce la cantidad de unidades que la integran. Además, existe un registro documental de dichas unidades”.

Población infinita: “es aquella en la que se desconoce el total de elementos que la conforman, por cuanto no existe un registro documental de éstos debido a que su elaboración sería prácticamente imposible”.

Población accesible: “también denominada población muestreada, es la porción finita de la población objetivo a la que realmente se tiene acceso y de la cual se extrae una muestra representativa”.

Bajo el mismo orden de ideas Tamayo y Tamayo (2003) definen a la población como “la totalidad del fenómeno a estudiar donde las unidades de población poseen una característica común la cual se estudia y da origen a los datos de la investigación”. Por ende se especifica que la población en esta investigación es la misma leva que se

desea diseñar y podría definirse como una población finita y accesible tomando en consideración a los autores nombrados anterior mente.

En cuanto a la muestra Arias (2006) señala que “es un subconjunto representativo y finito que se extrae de la población accesible”. Siguiendo en la misma línea Tamayo y Tamayo (2003) consideran a la muestra como “el grupo de individuos que se toma de la población, para estudiar un fenómeno estadístico”. Por lo tanto para esta investigación la muestra será la leva a diseñar. Por tal motivo se puede afirmar que la población y la muestra en dicho trabajo investigativo son iguales.

3.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Citando a Arias (2006) “las técnicas de recolección de datos son las distintas formas de obtener información”. Al aplicar una técnica de recolección de datos o información, dicha información debe ser guardada de forma que estos puedan ser analizados e interpretados luego. Este soporte se conoce con el nombre de instrumento. Para Arias (2006) “un instrumento de recolección de datos es cualquier recurso, dispositivo o formato (en papel o digital), que se utiliza para obtener, registrar o almacenar información.

Para Méndez (1999, p.143) las fuentes y técnicas para recolección de la información son los hechos o documentos a los que acude el investigador y que le permiten tener información”. Otros investigadores como Fernández C y Baptista P (2014, p.252) definen que la utilización de datos secundarios “implica la revisión de documentos, registros públicos y archivos físicos o electrónicos”. Al ser estos los métodos más utilizado para la recolección de datos en la presente investigación ya que por medio de estos se identificó la información necesaria para la realización de la misma.

Se utilizaron distintas bibliografías y artículos publicados como lo son: trabajos de grado, páginas web, entre otros. Además de diversos tutoriales y artículos para el uso de programas de simulación como lo es Inventor, el cual es de vital importancia al momento de probar el diseño de la leva que se desea realizar.

3.6 Fases de la investigación.

Al ejecutar cualquier proyecto de investigación es necesario seguir un camino pautado el cual hará posible la ejecución de dicho proyecto. En el mismo orden de ideas el camino pautado en esta investigación se denomina “fases de la investigación”, y se encuentran estrictamente relacionadas con los objetivos que se plantean cumplir, pudiendo de esta forma avanzar paulatinamente a través de dichos objetivos y cumplir o acercarse lo más posible al objetivo principal de la investigación.

Fase I: Determinar las características y geometría de la leva.

Durante la primera fase se debe realizar la búsqueda de información para determinar las características del tipo de leva que se desea estudiar, esta información que se busca encontrar puede estar disponible en los distintos medios bibliográficos con los que se cuentan, o en diversas páginas web.

Para poder buscar la información necesaria se hace uso de una de las herramientas mencionadas en este capítulo, siendo esta la investigación bibliográfica. Ya que en numerosas bibliografías se puede conseguir información fundamental para determinar dichas características y geometría necesaria. Y una vez obtenida la información requerida se procede a la siguiente fase.

Fase II: Modelar el perfil de la leva.

En la segunda fase se buscara modelar virtualmente la leva en cuestión, con los datos obtenidos previamente en la fase anterior. Por ello es de suma importancia la recolección de información acerca de las características y geometría de la leva de estudio.

La modelación virtual del elemento se llevara a cabo a través de un software CAD, cuyas siglas en ingles significan, Computer-Aided Desing traducido al español como Diseño Asistido por Computadora. Al momento de modelar existen numerosos programas o softwares que pueden ser usados. Sin embargo se escogió Inventor, el cual es útil para realizar modelados mecánicos en 2D y en 3D. Se toma la decisión de usar este programa debido a su gran fama, adquirida por llevar años dentro del mercado y

lo comercial del mismo. Permitiendo a los autores del trabajo obtenerlo de una manera sencilla y obtener el modelado requerido sin inconvenientes.

Fase III: Realizar estudio cinemático y dinámico a la leva.

Para llevar a cabo esta fase es necesario haber finalizado el modelado, ya que teniendo este, se puede empezar a generar los diversos diagramas que permiten analizar el movimiento del seguidor y de la leva. Dichos diagramas estudian el comportamiento del seguidor o del conjunto leva seguidor como se menciona anteriormente. Ya que permiten evaluar o determinar en qué parte se generan movimientos, velocidades o comportamientos no deseados. Permitiendo realizar las medidas correctivas que se requieran para obtener el diseño que se busque lograr.

Fase IV: Analizar fuerzas de contacto e impacto.

Durante la fase IV se procede a estudiar y analizar las fuerzas que se generan entre el seguidor y la leva. La fuerza de contacto se puede encontrar mediante la realización de un diagrama de cuerpo libre, ubicando todas las fuerzas que actúan en el sistema y determinando el valor de las mismas.

Bajo el mismo orden de ideas se encuentran las fuerzas de impacto que actúan en el sistema. Tras haber obtenido dichas fuerzas se procede a tomar las medidas correctivas necesarias con los criterios de diseño ubicados en las diversas bibliografías de las cuales se disponen. Los criterios a utilizar serán el de impacto y el de contacto. Con los que se busca conocer bajo que cargas el sistema a realizar falla y a su vez evitarlo.

Fase V: Simular el mecanismo de leva.

En la presente fase se busca realizar la simulación del sistema leva seguidor que se eligió como tema de estudio a través del software mencionado anteriormente (Inventor). Dicha simulación es posible luego de determinar las fuerzas que intervienen en el sistema ya que permite tomar las prevenciones necesarias al momento de diseñar. Con la finalidad que el elemento de estudio sea confiable y funcione sin mayores sobresaltos.

Fase VI: validar el modelo propuesto.

Luego de cumplir con todas las fases anteriores las cuales son de vital importancia para poder cumplir con el objetivo de este estudio investigativo. Se procede a validar y a generar el diseño final. Llegando a una conclusión que permita determinar el porqué del uso de los criterios utilizados durante la investigación, y cuál sería el más adecuado al momento de diseñar una leva de disco y seguidor pivotado, o si es necesario considerar ambos criterios al momento de diseñar. Todo esto a través de una presentación clara y concisa de los resultados obtenidos.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

En el siguiente capítulo se presenta un caso específico de estudio de una leva, a la cual se le aplicará la metodología propuesta en el capítulo III, con el fin de demostrar el procedimiento. Adicionalmente se hizo la simulación de la leva en una herramienta computacional para comparar los resultados obtenidos analíticamente con los arrojados por la herramienta computacional.

4.1 Determinar las características y geometría de la leva.

4.1.1 Levantamiento del perfil de la leva

Para obtener el perfil de la leva en estudio, fue necesario utilizar un vernier como instrumento de medición, para recolectar los datos de los diferentes radios de la leva, una vez obtenidos estos puntos, se procedió a construir el perfil de la misma utilizando una herramienta computacional especializada en el diseño de piezas mecánicas como lo es Inventor. Obteniendo como resultado la figura 29 mostrada a continuación:

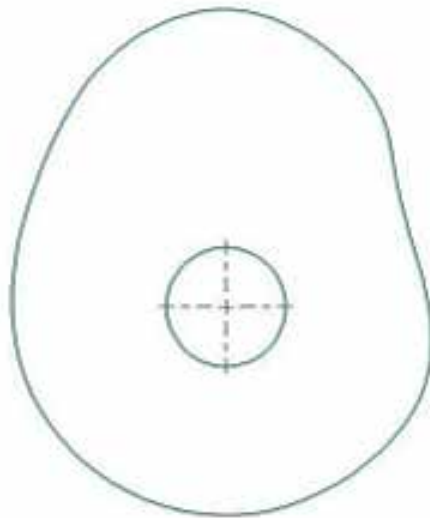
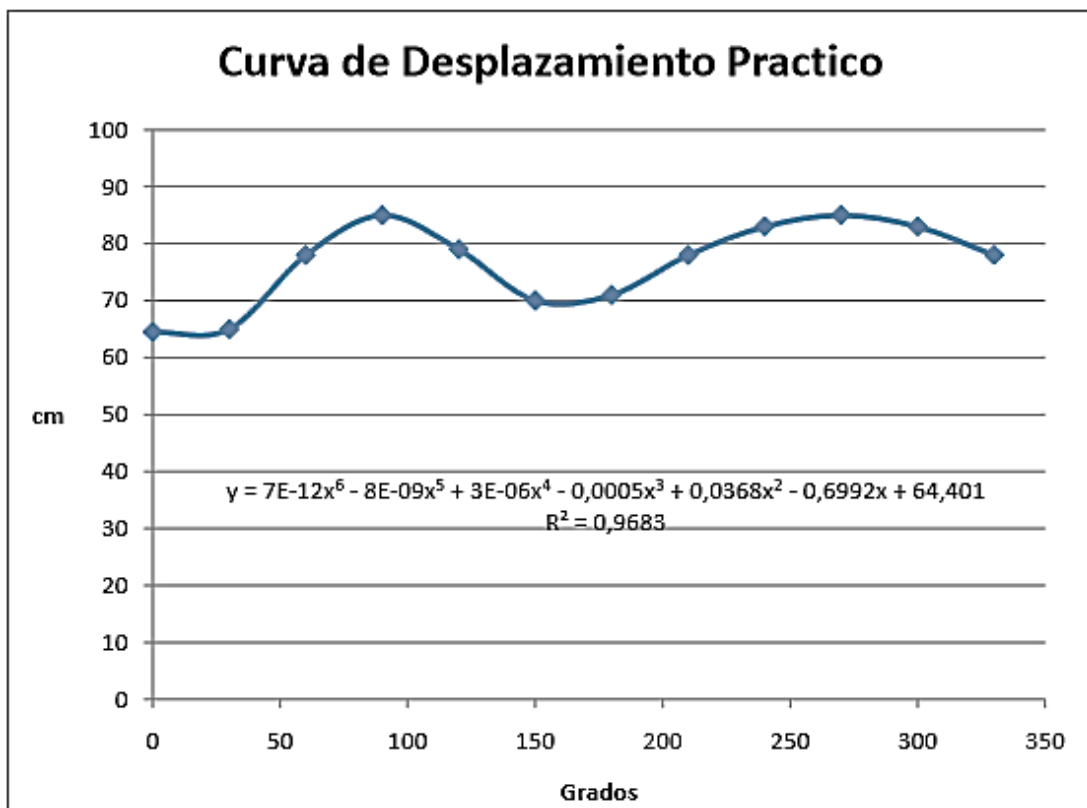


Figura 29: Perfil de la leva experimental.

Fuente: Barrios E. y Méndez C. (2.019)

4.1.2 Estudio del movimiento del seguidor.

Para la optimización del perfil de la leva se debe tomar en cuenta el estudio del movimiento del seguidor, ya que se parte de este movimiento teórico para luego optimizar el perfil de la leva que describe el movimiento. Utilizando el perfil de la leva en estudio se pudo obtener la curva de desplazamiento de la misma, tomando en cuenta que la curva obtenida representa el movimiento que mantiene el seguidor si estuviese siempre en contacto con la leva. El gráfico que se muestra a continuación representa la curva aproximada que se obtuvo utilizando la herramienta computacional Microsoft Office Excel TM, debido que ésta era la herramienta de la cual se tenía licencia.



Gráfica 1: Curva de desplazamiento del seguidor.

Fuente: Barrios E. y Méndez C. (2.019)

Las características dinámicas más importantes son Aceleración y Jerk, según las ecuaciones 12 y 13 tomadas del Capítulo II, esto es:

$$\frac{d^2s}{dt^2} \quad \text{Ec. 12}$$

$$\frac{d^3s}{dt^3} \quad \text{Ec. 13}$$

Si la aceleración o desaceleración calculada es alta, la velocidad de giro de la leva no debe ser muy alta. De ser así pudiera haber desgaste en el perfil de la leva (por la segunda Ley de Newton).

Si hay un cambio brusco de aceleración, significa que habrá un valor alto de Jerk, y como resultado se obtendrá un cambio brusco en la fuerza de contacto de la leva y el seguidor, por lo que una leva bien diseñada debe tener un valor de Jerk lo más cercano a cero.

Utilizando la herramienta Microsoft Excel TM 2010 y sus métodos de aproximación se logró la obtención de la ecuación que describe el movimiento del seguidor de la leva. En este caso en particular, se obtuvo una ecuación polinómica de sexto orden que es la mejor aproximación a la curva de desplazamiento que se muestra en la gráfica 1. Es importante resaltar que existen muchas herramientas computacionales disponibles para la obtención de las curvas dadas sus coordenadas, pero se utilizó ésta porque se tenía dominio de la herramienta y sus métodos de aproximación son bastante aceptables. La ecuación que describe el movimiento del seguidor de la leva viene expresada por:

$$S = 7x10^{-12}\theta^6 - 8x10^{-9}\theta^5 + 3x10^{-6}\theta^4 - 0,0005\theta^3 + 0,036\theta^2 - 0,69920 + 64,4010$$

La ecuación que representa la velocidad del diagrama de es:

$$S' = 42x10^{-12}\theta^5 \quad 40x10^{-9}\theta^4 + 12x10^{-6}\theta^3 \quad 1,5x10^{-3}\theta^2 + 73,6x10^{-3}\theta \\ 699,2x10^{-3}$$

$$S'' = 210x10^{-12}\theta^4 \quad 160x10^{-9}\theta^3 + 36x10^{-6}\theta^2 \quad 3x10^{-3}\theta + 73,6x10^{-3}$$

La rapidez de cambio de S'' viene expresada por la ecuación:

$$S''' = 840x10^{-12}\theta^3 \quad 480x10^{-9}\theta^2 + 72x10^{-6}\theta \quad 3x10^{-3}$$

Para determinar cuál es el mayor valor de Jerk se hace un estudio de máximos y mínimos en la ecuación S'''

278,28. Lo que indica que en este punto existe un valor máximo.

Al evaluar S''' se obtiene que el valor máximo del Jerk es:

$$2,66x10^{-3} \frac{rad}{t^3}$$

Este valor de $S'''(278,28) = 2,66x10^{-3} \frac{rad}{t^3}$ indica que la leva no presentará cambios bruscos en la aceleración.

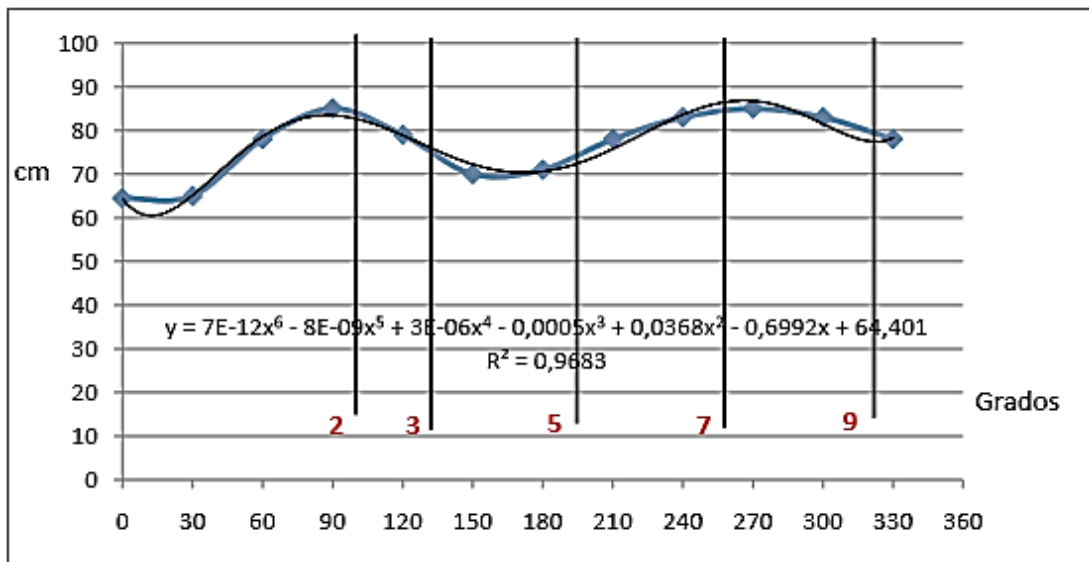
4.1.3 Optimización de la curva de desplazamiento

Existe un número de tipos estándar de curvas de desplazamiento que son factibles para resolver requisitos de movimientos de alta velocidad, para lo cual se emplean analíticas:

- a) Armónico H1.
- b) Polinomio de octavo grado P1.
- c) Polinomio de octavo grado P2.

En las figuras 11, 13 y 14 se muestran las gráficas de las curvas de desplazamiento, velocidad y aceleración de estas funciones. Estas curvas se denominan curvas patrón.

A partir de la curva mostrada en la gráfica 1 se procede a determinar las curvas de movimiento teórico que describen un comportamiento similar a la curva de desplazamiento a la curva experimental, para lograr esto se divide la curva de la gráfica 1 en seis tramos como se muestra en la gráfica 2.



Gráfica 2: Curva de desplazamiento práctico.
Fuente: Barrios E. y Méndez C. (2.019)

El comportamiento de cada tramo se compara con las curvas patrón (haciendo uso de apreciación subjetiva) y se obtienen los siguientes resultados:

a) De (0 a 2): se usará un Armónico H1

$$S = L x \left(1 - \cos \frac{\pi \theta}{2 \beta} \right)$$

Dónde:

S: desplazamiento del radio de la leva;

L: Variación de los radios de la leva;

Sustituyendo valores se tiene:

$$S_1 = 1,35 x \left(1 - \cos \frac{\pi \frac{\theta}{3}}{2 \cdot 2\pi} \right) = 4,06 x 10^{-2} \text{ cm}$$

De (2 a 3) se usará un Polinomio de octavo grado P1

$$S = L \left[6,09 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 20,78 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 26,73 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 13,60 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^7 + 2,56 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^8 \right]$$

$$S_2 = 0,7 \left[6,09 \left(\frac{\frac{\pi}{6}}{2\pi} \right)^3 - 20,78 \left(\frac{\frac{\pi}{6}}{2\pi} \right)^5 + 26,73 \left(\frac{\frac{\pi}{6}}{2\pi} \right)^6 - 13,60 \left(\frac{\frac{\pi}{6}}{2\pi} \right)^7 + 2,56 \left(\frac{\frac{\pi}{6}}{2\pi} \right)^8 \right]$$

$$S_2 = 2,48 x 10^{-3} \text{ cm}$$

b) De (3a 5) se usará un Polinomio de octavo grado P2.

$$S = L \left[1 - 2,63 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 2,78 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 3,17 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 6,87 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^7 + 2,56 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^8 \right]$$

$$S_3 = 1,5 \left[1 - 2,63 \left(\frac{\frac{\pi}{3}}{2\pi} \right)^2 + 2,78 \left(\frac{\frac{\pi}{3}}{2\pi} \right)^5 + 3,17 \left(\frac{\frac{\pi}{3}}{2\pi} \right)^6 - 6,87 \left(\frac{\frac{\pi}{3}}{2\pi} \right)^7 + 2,56 \left(\frac{\frac{\pi}{3}}{2\pi} \right)^8 \right]$$

$$S_3 = 1,39 \text{ cm}$$

c) De (5-7) Se usará un Armónico H1.

$$S = L x \left(1 - \cos \frac{\pi \theta}{2 \beta} \right)$$

$$S_4 = 0,8 x \left(1 - \cos \frac{\pi \frac{\theta}{3}}{2 \cdot 2\pi} \right) = 2,72 \text{ cm.}$$

d) De (7-9) Se usará un Polinomio de octavo grado P1.

$$S_5 = 0,7 \left[6,09 \left(\frac{\frac{\pi}{3}}{2\pi} \right)^3 - 20,78 \left(\frac{\frac{\pi}{3}}{2\pi} \right)^5 + 26,73 \left(\frac{\frac{\pi}{3}}{2\pi} \right)^6 - 13,60 \left(\frac{\frac{\pi}{3}}{2\pi} \right)^7 + 2,56 \left(\frac{\frac{\pi}{3}}{2\pi} \right)^8 \right]$$

$$S_5 = 1,39 \text{ cm.}$$

e) De (9-11) Se usará Polinomio de octavo grado P2.

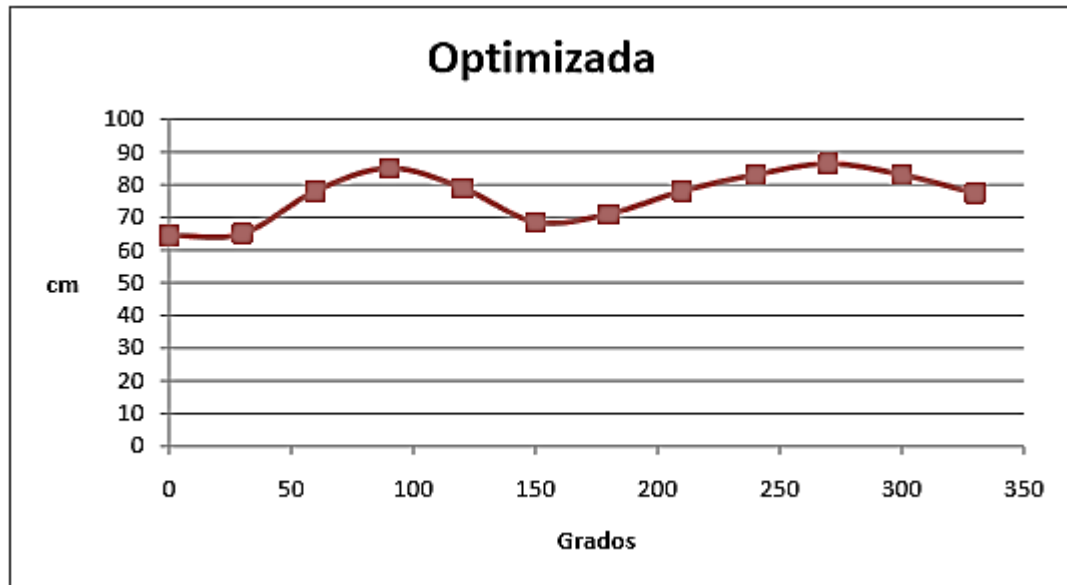
$$S = L \left[1 - 2,63 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 2,78 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 3,17 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 6,87 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^7 + 2,56 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^8 \right]$$

$$S_6 = 07 \left[1 + 2,63 \left(\frac{\pi}{3} \right)^2 + 2,78 \left(\frac{\pi}{3} \right)^5 + 3,17 \left(\frac{\pi}{3} \right)^6 + 6,87 \left(\frac{\pi}{3} \right)^7 + 2,56 \left(\frac{\pi}{3} \right)^8 \right]$$

$$S_6 = 0,65 \text{ cm.}$$

Es importante resaltar que al utilizar las curvas mencionadas en cada tramo seleccionado se producen puntos de discontinuidades en los extremos de ésta, por lo tanto para evitar esto se realiza una aproximación geométrica entre el extremo último de una curva y el extremo inicial de la próxima.

La curva de desplazamiento teórica obtenida se muestra en la gráfica 3.



Gráfica 3: Curva de desplazamiento del seguidor optimizada.

Fuente: Barrios E. y Méndez C. (2.019)

4.2 Levantamiento del perfil teórico de la leva.

A partir de la curva de desplazamiento mejorada se construye un perfil más favorable de la leva de disco, como se muestra en la figura 30. El levantamiento se hizo

de forma manual, fueron seleccionados doce puntos a 30° de separación cada uno, hasta completar todo el recorrido de la leva.

4.2.1 Determinación del ángulo de presión máximo.

El ángulo de presión o de contacto se puede determinar de manera práctica, es decir, el ángulo medido desde la línea de acción del seguidor y la normal a una recta tangente al perfil de la leva.

Trazando tangente a la curva que describe el perfil de la leva en diferentes puntos medidos y midiendo los ángulos formados entre las perpendiculares a éstas la línea de acción del seguidor, se puede decir que el mayor ángulo de contacto que se presenta en la leva práctica es de $19,46^\circ$.

Para obtener los valores del ángulo de presión, se trabajaron con los mismos puntos con los cuales se había realizado el levantamiento del perfil de la leva, como se puede observar en la figura 30.

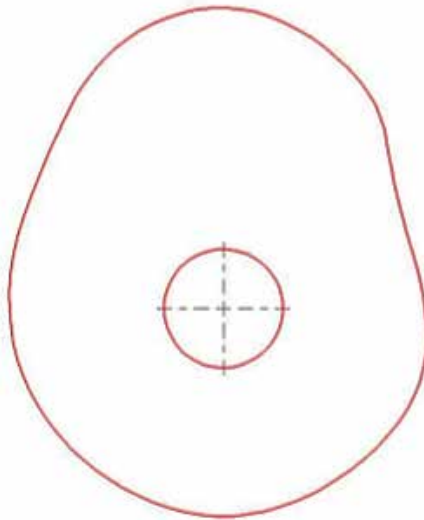


Figura 30: Perfil teórico de la leva de disco.
Fuente: Barrios E. y Méndez C. (2.019)

4.3 Estudio cinemático y dinámico a la leva.

4.3.1 Diseño del resorte

El diseño del resorte helicoidal juega un papel muy importante en el sistema leva seguidor, ya que es el elemento que previene que el seguidor se separe de la leva.

Con el uso de la ecuación número 32 y proponiendo las dimensiones del resorte se procede a hacer el cálculo de la constante “K” del resorte, la cual es un parámetro importante para el posterior cálculo de las fuerzas del resorte, además de que es un dato necesario para el posterior cálculo de fatiga del mismo.

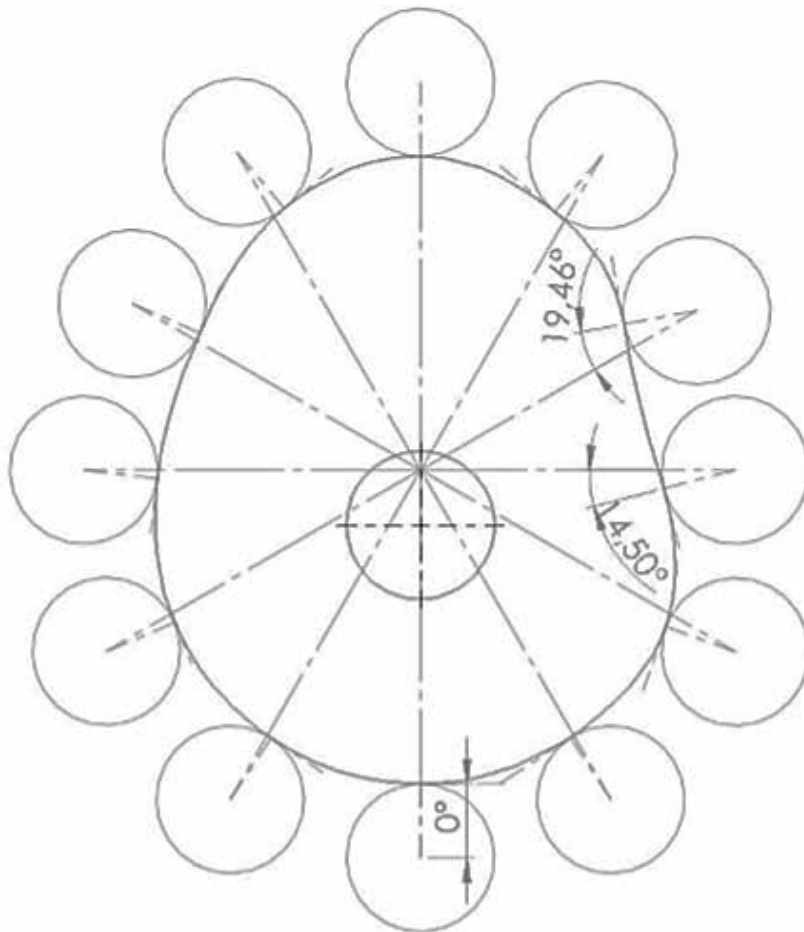


Figura 31: Mayor ángulo de contacto existente entre la leva y el seguidor y los ángulos usados para el cálculo de las fuerzas de contacto

Fuente: Barrios E. y Méndez C. (2.019)

$$K = \frac{d^4 G}{8nD^3} \quad \text{Ec. 32}$$

$$K = \frac{(0,0017)^4 \times 81,7 \times 10^9}{8(10)(0,022)^3} = 801,05 \frac{N}{m}$$

Para determinar la fuerza del resorte se utiliza la ecuación de la Ley de Hooke, en la cual K es la constante del resorte calculada anteriormente y el desplazamiento del resorte viene dado por la máxima carga del resorte que ocurre en el máximo punto de la curva de desplazamiento, es decir, cuando el seguidor está en contacto con el máximo radio de la leva. Para esta condición, la longitud del resorte es 29 mm la cual es su longitud para carga máxima. (La longitud del resorte es 59,5 mm). De esta manera el valor de la fuerza máxima viene dado por la ecuación 33:

$$Fr_{m\acute{a}x} = K \ x_{m\acute{a}x} \quad \text{Ec. 33}$$

$$Fr_{m\acute{a}x} = 801,05 (0,595 - 0,029) = 24,43 \text{ N}$$

La fuerza mínima del resorte ocurre en el mínimo punto de la curva de desplazamiento de la gráfica 2 pero hay que resaltar que para el cálculo se utiliza el valor de la longitud de ensamblaje del resorte en el sistema, en este caso es 50 mm y de esta manera se obtiene:

$$Fr_{m\acute{i}n} = K \ x_{m\acute{i}n} \quad \text{Ec. 33}$$

$$Fr_{m\acute{i}n} = 801,05(9,5 \times 10^{-3})(10) = 7,61 \text{ N.}$$

Se deben analizar las características del resorte, para esto es necesario saber cuál es el material propuesto para la fabricación del mismo. Con la utilización de tablas que muestran materiales con los cuales se elaboran los resortes dependiendo de sus dimensiones geométricas y de su aplicación (Ver Fig. 32). Según esta tabla el material a utilizar para este resorte será el alambre para cuerda musical (ASTM A228-51), el cual tiene un diámetro de 1,7 mm. (0,066 pulg.), un diámetro exterior de 22 mm. (0,866 pulg.), números de espiras activas igual a 10 y una longitud libre de 59,5 mm. Los resortes helicoidales de compresión que formen parte de un mecanismo leva-seguidor están sometidos a fatiga, por lo tanto, se deben determinar los valores de la fuerza media y la fuerza de alterna empleando la Ec. 29

$$P_m = \frac{1}{2}(P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n}) \quad y \quad P_a = \frac{1}{2}(P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n}) \quad \text{Ec.29}$$

$$P_m = \frac{1}{2}(24,43 + 7,61) = 16,02 \text{ N} \quad y \quad P_a = \frac{1}{2}(24,43 - 7,61) = 8,41 \text{ N}.$$

El criterio de diseño, propuesto por Wall, es similar al de Soderberg, según la Ec.28 vista en el capítulo II:

$$\frac{S_{ycorte}}{N} \left(m + a \right) \leq 2 a \left(\frac{S_{ycorte}}{S_{no}} \right) + m + a \left(1 - 2 \frac{S_{ycorte}}{S_{no}} \right) \quad \text{Ec. 28}$$

Con

$$\tau_m = \frac{8F_m D}{\pi d^3} K_w \quad \tau_a = \frac{8F_a D}{\pi d^3} K_{wcorte} \quad \text{Ec. 30}$$

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C + 4} = \frac{0,615}{C} \quad K_{wcorte} = 1 - \frac{0,5}{C} \quad \text{Ec. 25 y 26}$$

Primero se determina el índice del resorte $C = \frac{D}{d} = \frac{0,022}{0,0017} = 12,94$. Según Ec.24

Los factores de Wall, son:

$$K_w = \frac{4(12,94)}{4(12,94)} \frac{1}{4} + \frac{0,615}{12,94} = 1,11 \quad y \quad K_{wcorte} = 1 + \frac{0,5}{12,94} = 1,04$$

Luego los esfuerzos de corte en el resorte están dados por

$$\tau_m = \frac{8(16,02)(0,022)}{\pi(0,0017)^3} (1,11) = 202,77 \text{ MPa} \quad y$$

$$\tau_a = \frac{8(8,41)(0,022)}{\pi(0,0017)^3} (1,04) = 99,73 \text{ MPa}$$

Según la Fig.32 de constantes para calcular resistencias de tensión mínimas de los aceros se halla el valor de A y el de m para así luego calcular el valor de resistencia a la tensión S_{ut} .

$$A = 2211 \text{ MPa} \quad m = 0,145$$

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{2211}{1,7^{0,145}} = 2.047,26 \text{ MPa}$$

$$S_{ycorte} = 0,6S_{ut} \quad y \quad S_{no} = 0,3 S_{ut}$$

Ec. 27

El cálculo correspondiente del esfuerzo de fluencia al corte con base en la teoría de la energía de distorsión es $S_{ycorte} = S_{ycorte} = 0,6S_{ut} \quad y \quad S_{no} = 0,3 S_{ut}$.

Luego,

$$S_{ycorte} = 0,6(2.047,26) = 1.228,36 \text{ MPa} \quad y$$

$$S_{no} = 0,3 (2.047,26) = 614,18 \text{ MPa}.$$

Material	ASTM núm.	Exponente m	Diámetro, pulg	A, kpsi · pulg ^m	Diámetro, mm	A, MPa · mm ^m
Alambre de piano*	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211
Alambre T y R en aceite [†]	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855
Alambre estirado duro [‡]	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783
Alambre al cromo vanadio [§]	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005
Alambre al cromo silicio [¶]	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974
Alambre inoxidable 302*	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867
		0.263	0.100-2.0	128	2.5-5	2 065
		0.478	0.200-0.40	90	5-10	2 911
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.1-0.6	1 000
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913
		0.064	0.075-0.30	110	2-7.5	932

Figura 32: Constantes A y m de $S_{ut} = A/d^m$ para estimar la resistencia de tensión mínima de alambres para fabricar resortes comunes.

Fuente: Budynas, R. y Nisbett, J. (2.008).

Sustituyendo valores en la ecuación de Wall, se tiene

$$\frac{1.228,36}{N} = 202,77 + 99,73 \left(1 + 2 \frac{1.228,36}{614,18} \right) \quad N = 1,75$$

Según el criterio de Tassoni D. (2.006) un valor práctico para el factor de seguridad para resortes a compresión está entre 1,5 y 2.

4.4 Cálculo de las fuerzas de contacto en el sistema leva-seguidor

4.4.1 Estudio de las Fuerzas de Contacto.

Las ecuaciones para el cálculo de las fuerzas de contacto se observan en el diagrama de cuerpo libre de la figura 19. De esta forma se obtiene:

$$\sum F_x = 0 \quad F_x \quad W \text{sen} \alpha + F_N \quad m \quad a = 0$$

$$F_x \quad 1,5(9,81) \text{sen} 14^\circ + F_N = 1,5(9,35)$$

$$F_y = 0 \quad F_y + F_R + W \text{cos} \alpha + F_N = 0$$

$$F_y + 7,61 + 1,5(9,81) \text{cos} 14^\circ = 0$$

$$M_o = 0 \quad W \text{sen} \alpha (a) \quad F_R (b) \quad F_N (c) = 0$$

$$1,5(9,81) \text{sen} 14^\circ (0,17) \quad 7,61 (0,05) \quad F_N (0,34) = 0$$

Para Ángulo de Presión $\alpha=14^\circ$ y $F_{Rmin}= 7,61$ N

$$F_N = 0,66 \text{ N}; F_x = 26,80 \text{ N y } F_y = 21,88 \text{ N}$$

Para Ángulo de Presión $\alpha=0^\circ$ y $F_{Rmáx}= 24,43$ N

$$F_N = 3,59 \text{ N}; F_x = 22,38 \text{ N y } F_y = 39,14 \text{ N}$$

Comparando los valores obtenidos de F_N en los diferentes puntos en estudio, se procede a compararlos con la fuerza producida por el resorte, y de esta manera se comprueba que en los dos casos la fuerza del resorte es mayor a la fuerza producida por la leva, lo cual indica que el sistema leva-seguidor tiene un buen funcionamiento y no debería presentar ningún problema con la transmisión del movimiento de la leva hacia el seguidor.

Tabla 1: Valores de fuerza en los puntos de radio máximo y de radio mínimo de la leva

Fuerza Resorte (N)	Fuerza Leva (N)
24,43	3,59
7,60	0,66

Fuente: Barrios E. y Méndez C. (2.019)

4.4.2 Aceleración centrífuga

La aceleración centrífuga es un parámetro necesario a calcular para cuando se planteen las ecuaciones de Newton para la determinación de las fuerzas de contacto en el sistema. Es importante resaltar que en este caso se amerita saber dos valores de aceleración, uno para el radio máximo de la leva y otro para el radio mínimo.

Aceleración para radio mínimo de la leva, fuerza del resorte mínima:

$$a_{cen} = \omega^2 \times r = (12,04)^2(64,5 \times 10^{-3}) = 9,35 \text{ m/s}$$

Aceleración para radio máximo de la leva, fuerza máxima del resorte:

$$a_{cen} = \omega^2 \times r = (12,04)^2(86,39 \times 10^{-3}) = 12,52 \text{ m/s}$$

4.5 Estudio de resonancia

Sabiendo que la masa por unidad de volumen del resorte es: lb/pulg³ y

haciendo uso de la Ec.37 se determina el peso de la parte activa del resorte:

$$W = \frac{\pi^2 (0,0669)^2 (0,8661) (10) (0,283)}{4} \quad W = 0,02708 \text{ lbf.}$$

$$\text{Con } K = 801,05 \frac{N}{m} = 801,05 \frac{N}{m} \frac{1 \text{ m}}{39,73 \text{ pulg}} \frac{1 \text{ lbf}}{4,4482 \text{ N}} = 4,5327 \text{ lbf/pulg}$$

La frecuencia crítica según la Ec. 36 es:

$$f = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{(4,5327 \text{ lbf/pulg})(386,22 \text{ pulg/s}^2)}{0,02708}} = 127,13 \text{ Hz}$$

Debe calcularse también el número armónico, el cual es la relación entre la frecuencia natural y la velocidad de operación de la leva, ya que este debe ser lo suficientemente alto para que las amplitudes vibratorias se mantengan al mínimo. Por lo tanto el número armónico (m) viene expresado por:

$$m = \frac{f}{lf} = \frac{127,13}{2} = 63,565 \text{ Hz}$$

Siendo la frecuencia de operación (2 Hz) mucho menor que la frecuencia crítica 63,565 Hz, se comprueba que no hay resonancia en el sistema.

4.6 Determinación de los esfuerzos de contacto.

Utilizando las Ecs. 38 y 39 se determinan los esfuerzos de contacto que se producen en la superficie de la leva y del seguidor. Para realizar estos cálculos es necesario conocer los materiales de fabricación tanto de la leva como el seguidor, para así conocer las propiedades mecánicas de los mismos. El material es acero al carbono por lo que su módulo de elasticidad es de 206,8 GPa y su relación de Poisson de 0,292. (Ver Anexo 1)

Se tomarán en cuenta estos valores para realizar los cálculos, tomando en cuenta que P es la fuerza máxima ejercida por el resorte sobre la leva, L el ancho del seguidor y 2Rc es el diámetro de curvatura de la leva donde se produce esta fuerza.

También se tienen los valores de la carga, la longitud de contacto y los diámetros de curvatura de los cuerpos en contacto:

$$P = 24,4320 \text{ N};$$

$$L = 2 \times 10^{-2} \text{ m};$$

$$2Rr = \text{diámetro del seguidor} = D_1 = 4 \times 10^{-2} \text{ m y}$$

$$2Rc = D_2 = 1,70 \times 10^{-2} \text{ m.}$$

Sustituyendo valores en la EC. 38, se tiene:

$$b = 1,6 \sqrt{\frac{24,4320}{2 \times 10^{-2} \left(\frac{1}{4 \times 10^{-2}} + \frac{1}{1,7 \times 10^{-2}} \right)} \left[\frac{1 - (0,28)^2}{206,8 \times 10^9} + \frac{1 - (0,28)^2}{206,8 \times 10^9} \right]} = 1,8235 \times 10^{-5} \text{ m.}$$

Sustituyendo b en la ecuación 38 se obtiene:

$$P_0 = \frac{4(24,4320)}{\pi(1,8235 \times 10^{-5})(2 \times 10^{-2})} = 85,3 \text{ MPa.}$$

El valor de esfuerzo de contacto determinado es:

$$P_{m\acute{a}x} = 85,3 \text{ MPa.}$$

La gráfica de la Figura 33 representa a las ecuaciones 43, 44 y 45 para una distancia de $3b$ hacia abajo de la superficie. En esta gráfica podemos notar que $\tau_{m\acute{a}x}$ no es el mayor de los tres esfuerzos cortantes para todos los valores de Z/b , es máximo en:

$$Z/b = 0,75$$

Y resulta mayor en ese punto que en cualquiera de los otros dos esfuerzos cortantes para un valor de Z/b , tomando en cuenta que para éste valor el máximo esfuerzo es $0,30 P_0$.

Para muchos autores, este esfuerzo es la causa de las fallas por fatiga en la superficie de elementos en contacto. La explicación es que una grieta se origina en el punto de esfuerzo cortante máximo bajo la superficie y avanza subiendo hasta esta última y que la presión del lubricante, al hacerlo fluir hacia la grieta, afloja y desprende partículas.

De esta manera el valor máximo de los esfuerzos cortantes es:

$$\tau_{m\acute{a}x} = R.E. \times P_0 = 0,3(85,3) = 25,29 \text{ MPa}$$

Este valor ocurre en $Z/b = 0,75$.

$$Z = 0,75 \times 1,8235 \times 10^{-5} \text{ m} = 1,3676 \times 10^{-5} \text{ m}$$

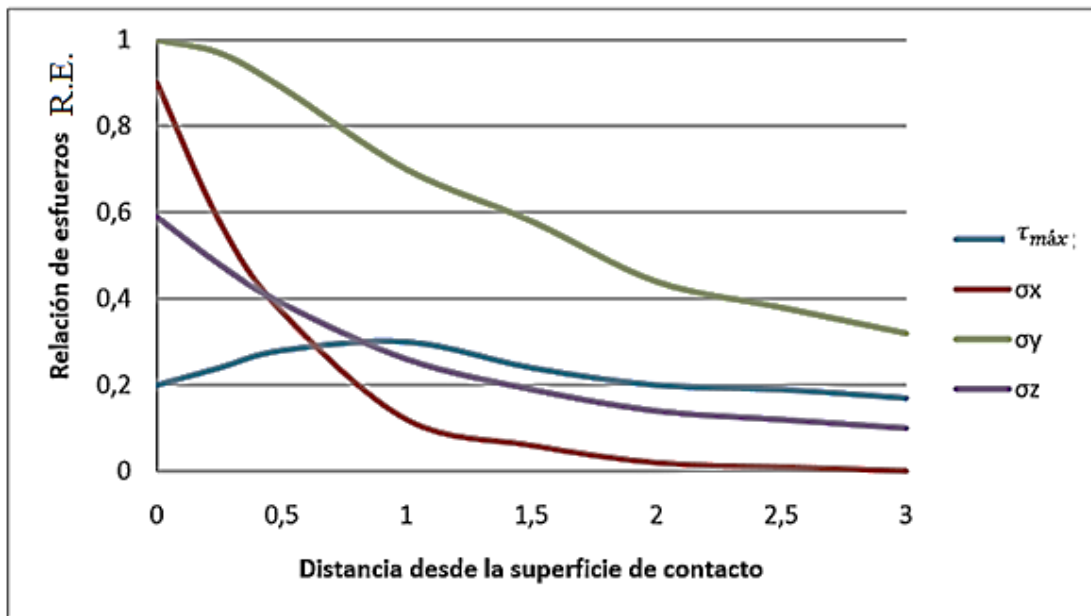


Figura 33: Magnitud de los componentes de esfuerzos debajo de la superficie, como función de la presión máxima entre el contacto de la leva y el seguidor.

Fuente: Barrios E. y Méndez C. (2.019)

Se debe determinar también el valor de los esfuerzos de contacto en el menor diámetro de curvatura de la leva, para hacer este cálculo se usa:

$$2Rc = 1,29 \text{ cm} \quad \text{y} \quad P = 7,60 \text{ N}$$

$$b = 1,6 \sqrt{\frac{7,60}{2 \times 10^{-2} \left(\frac{1}{4 \times 10^{-2}} + \frac{1}{1,29 \times 10^{-2}} \right)} \left[\frac{1 - (0,28)^2}{206,8 \times 10^9} + \frac{1 - (0,28)^2}{206,8 \times 10^9} \right]} = 9,1964 \times 10^{-6} \text{ m.}$$

Sustituyendo b y de P en la ecuación 38 se obtiene:

$$P_0 = \frac{4(7,6)}{\pi(9,1964 \times 10^{-6})(2 \times 10^{-2})} = 52,61 \text{ MPa.}$$

El valor de esfuerzo de contacto determinado es:

$$P_{m\acute{a}x} = 52,61 \text{ MPa.}$$

Al comparar los dos valores obtenidos con los valores de esfuerzo de fluencia de un acero 1045 laminado al frío (531 MPa) y de resistencia a la tensión (627MPa) que son las propiedades de fabricación de la leva y con los valores de esfuerzo de fluencia de un acero 1040 templado y revenido a 1.200 °F (434 MPa) y de resistencia a la tensión

(634MPa) que son las propiedades de fabricación del seguidor de rodillo (ver Anexo 2), se puede observar que ni la leva, ni el seguidor sufren deformación alguna, ya que los valores de esfuerzos calculados son menores que los esfuerzos admisibles del material.

Según la tabla de equivalencias entre la resistencia y la dureza, (ver Anexo 3), una carga de 52,61 MPa, no representa un daño superficial para ninguno de los elementos.

4.7 Determinación de las Tensiones de impacto.

4.7.1 Cálculo de velocidad de impacto

Para el cálculo de la velocidad de impacto se aplica la Ec. 46.

$$m g_i + KX_i^2 + \frac{1}{2}mV_i^2 = m g_f + KX_f^2 + \frac{1}{2}mV_f^2$$

$$1,5(9,81)(4x10^{-2}) + 801,05(22,67x10^{-3})^2 = 801,05(29,5x10^{-3})^2 + \frac{1}{2}V_f^2$$

$$V_f = 0,7787 \text{ m/s}$$

4.7.2. Cálculo del esfuerzo por impacto.

Se calcula la deformación estática con la Ec. 48:

$$\delta_e = \frac{W_s L}{A E} = \frac{14,715(0,34)}{(0,002 \times 0,2)(206,8 \times 10^9)} = 6,0482 \times 10^{-8} \text{ m.}$$

Con la Ec. 50 y sustituyendo los valores se obtiene:

$$\sigma_i = \frac{24,4320}{(0,002 \times 0,2)} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{(0,7787)^2}{(9,81)(6,0482 \times 10^{-8})}} \right) = 61,81 \text{ MPa.}$$

De esta manera el valor máximo de los esfuerzos cortantes es:

$$\tau_{m\acute{a}x} = 0,3 \times 61,81 = 18,54 \text{ MPa}$$

Al comparar los valores obtenidos con los valores de esfuerzo de fluencia de un acero 1045 laminado al frío (531 MPa) y de resistencia a la tensión (627 MPa) que son las propiedades de fabricación de la leva y con los valores de esfuerzo de fluencia de un acero 1040 templado y revenido a 1.200 °F (434 MPa) y de resistencia a la tensión (634 MPa) que son las propiedades de fabricación del seguidor de rodillo (ver Anexo 2), se puede observar que ni la leva, ni el seguidor sufren deformación alguna, ya que los valores de esfuerzos calculados son menores que los esfuerzos admisibles del material.

Según la tabla de equivalencia entre la resistencia y la dureza, (ver Anexo 3), una carga de 18,54 MPa, no representa un daño superficial para ninguno de los elementos.

4.8 Determinación de los esfuerzos de contacto e impacto con la simulación de la leva en un programa computacional.

Para realizar la simulación en la herramienta computacional Inventor se procedió a modelar cada una de las piezas que conformaban el sistema seguidor leva. Tras dicho modelado se efectuó el ensamble del mismo como se puede observar en a figura 34.



Figura 34: Mecanismo leva seguidor tras ser ensamblado
Fuente: Barrios E. y Mendez C. (2019).

4.8.1 Determinación de los esfuerzos de contacto con la simulación de la leva en un programa computacional.

Como se mencionó previamente para la simulación con un programa computacional se seleccionó el programa inventor por su gran popularidad en el mundo de la ingeniería y sus numerosas funciones. Se procedió a realizar una simulación dinámica del mecanismo seguidor leva. Como se muestra en la figura 35 durante la simulación se obtuvieron las siguientes capturas de pantalla las cuales detallan cuanto es el valor de esfuerzo de contacto que se genera entre el rodillo y la cara de la leva. Obteniéndose un valor de 0.01578 MPa. Se procede a sustituir ese valor en la Ec. 38 y se tiene:

$$1,578 \times 10^4 \text{ Pa} = \frac{4(24,4320)}{\pi(b)(2 \times 10^{-2})}$$

Se despeja b y se obtiene como resultado un valor de $b = 9,856 \times 10^{-5} \text{ m}$.

De esta manera el valor máximo de los esfuerzos cortantes es:

$$\tau_{\text{máx}} = \text{R.E.} \times P_0 = 0,3(1,578 \times 10^4) = 4734 \text{ Pa.} = 4734 \times 10^6 \text{ MPa.}$$

Tras encontrar el valor máximo de los esfuerzos cortantes se busca el valor Z que es la llamada huella. Esto ocurre en $Z/b = 0,75$.

$$Z = 0,75 \times 9,856 \times 10^{-5} \text{ m} = 7,393 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Por otra parte se ve como el mayor esfuerzo que se aprecia en la leva se presenta en donde se encuentra el pasador que la hace rodar, esto es debido a las restricciones que se le dieron al momento de realizar la simulación, pero para efectos del estudio que se está evaluando el cual es el contacto entre la leva y el seguidor no se tomaron en cuenta al momento de realizar los cálculos.

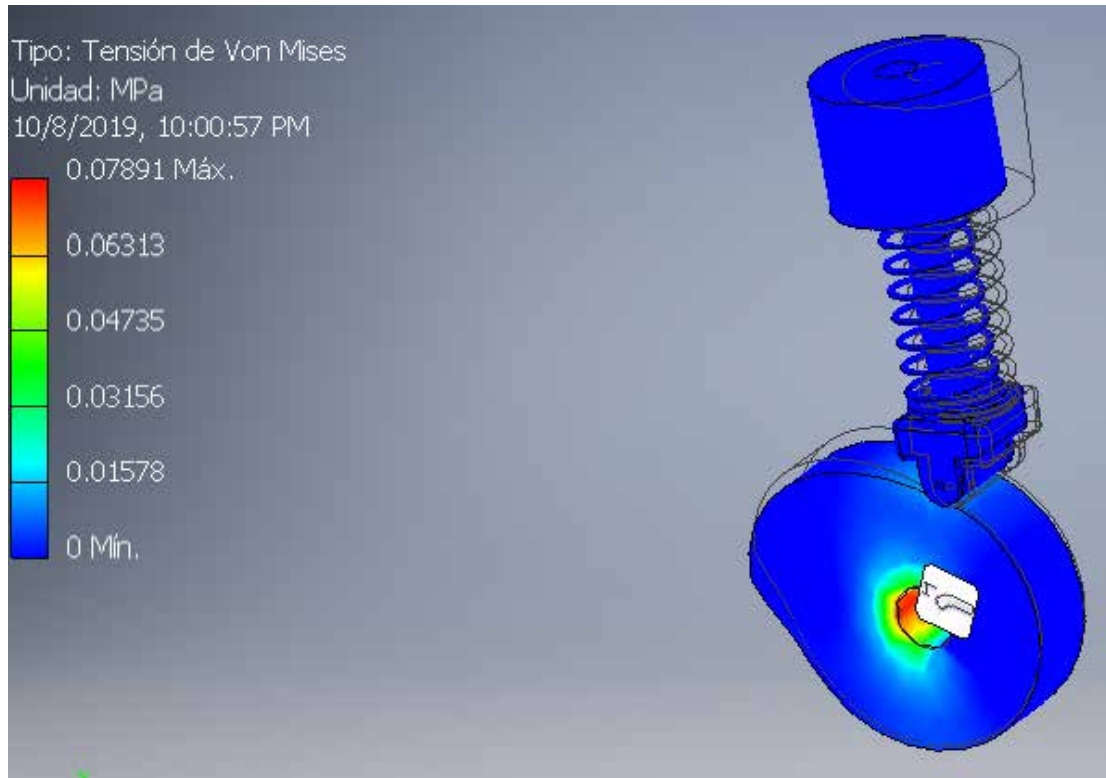


Figura 35: Esfuerzos de contacto obtenidos mediante la herramienta computacional Inventor.

Fuente: Barrios E. y Mendez C. (2019).

Posteriormente se compara el valor obtenido con los valores de esfuerzo de fluencia de un acero 1045 laminado al frío (531 MPa) y de resistencia a la tensión (627MPa) que son las propiedades de fabricación de la leva y con los valores de esfuerzo de fluencia de un acero 1040 templado y revenido a 1.200 F (434 MPa) y de resistencia a la tensión (634Mpa) que son las propiedades de fabricación del seguidor de rodillo (ver Anexo 2), se puede observar que ni la leva, ni el seguidor sufren deformación alguna, ya que el valor del esfuerzo calculado es menores que los esfuerzos admisibles del material.

Según la tabla de equivalencias entre la resistencia y la dureza, (ver Anexo 3), una carga de 0,01578 MPa, no representa un daño superficial para ninguno de los elementos.

4.8.2 Determinación de los esfuerzos de impacto con la simulación de la leva en un programa computacional.

Para determinar los esfuerzos de impacto que ocurren en el mecanismo leva seguidor se realizó una simulación en el mismo programa computacional utilizado anteriormente y hacer la simulación dinámica del mecanismo como se muestra en la figura 36, procedente de las capturas de pantalla. Lográndose apreciar un esfuerzo máximo en la cara de la leva tras el impacto con un valor de 0.085 MPa. Usando la Ec.41 se tiene:

$$\tau_{m\acute{a}x} = 0,3(0.085\text{MPa}) = 0.0255\text{MPa}.$$

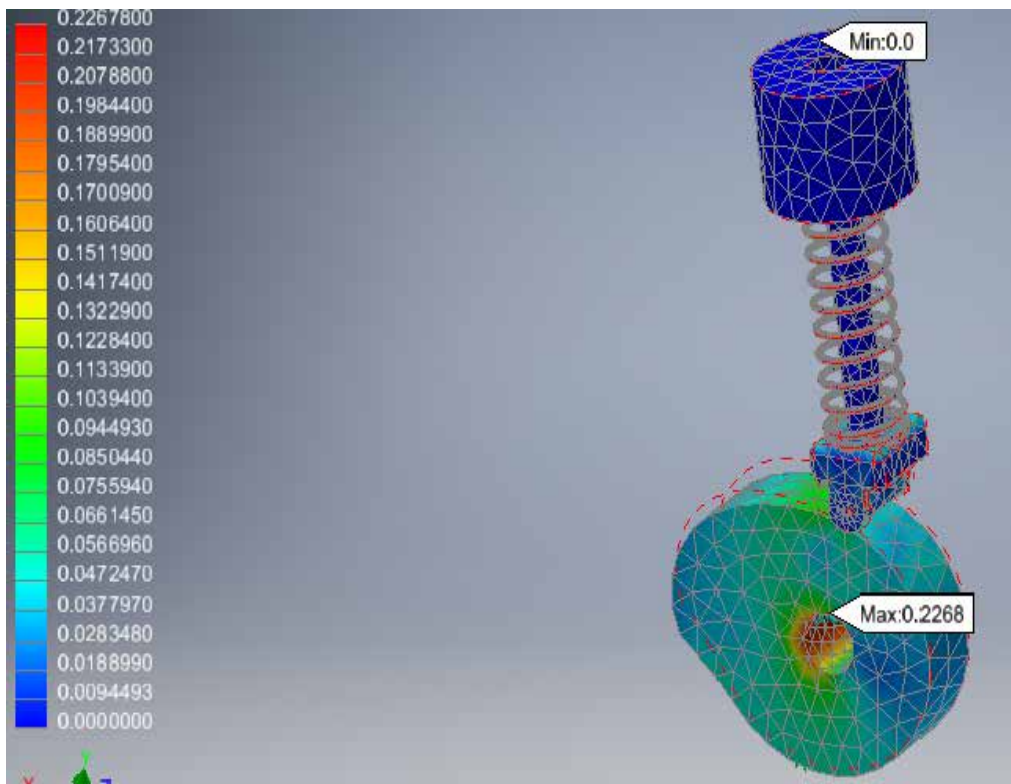


Figura 36: Esfuerzos de impacto obtenidos mediante la herramienta computacional Inventor.

Fuente: Barrios E. y Mendez C. (2019).

Al comparar los valores obtenidos con los valores de esfuerzo de fluencia de un acero 1045 laminado al frío (531 MPa) y de resistencia a la tensión (627 MPa) que son las propiedades de fabricación de la leva y con los valores de esfuerzo de fluencia de un acero 1040 templado y revenido a 1.200 °F (434 MPa) y de resistencia a la tensión (634 MPa) que son las propiedades de fabricación del seguidor de rodillo (ver Anexo 2), se puede observar que ni la leva, ni el seguidor sufren deformación alguna, ya que los valores de esfuerzos calculados son menores que los esfuerzos admisibles del material.

Según la tabla de equivalencia entre la resistencia y la dureza, (ver Anexo 3), una carga de 0.085 MPa, no representa un daño superficial para ninguno de los elementos. Por otra parte se puede apreciar que al generarse el impacto en la cara de la leva todo el cuerpo de la misma sufre un esfuerzo pero de mucho menor magnitud que el de la superficie donde ocurre el impacto. Además se aprecia que hay un esfuerzo grande en donde se encuentra el pasador que hace girar la leva, de la misma forma que en el estudio del contacto. Esto es debido al tipo de restricciones usadas al momento de simular en el programa computacional.

CONCLUSIONES

Aquí se presentan las conclusiones más importantes a las que se llegaron tras proceder a realizar el estudio comparativo del presente trabajo de investigación con el fin de presentar los logros y los conocimientos obtenidos.

Se buscaron numerosos autores para el diseño de los diferentes elementos que se encuentran en el mecanismo leva seguidor diseñado y tras analizar las diferentes ecuaciones y métodos que utilizan al momento del diseño, se procedió a utilizar en su gran mayoría aquellas ecuaciones y métodos planteados por Tassoni D. y Pizezlla G. Debido a la accesibilidad del contenido y la fácil interpretación de los métodos y explicaciones que allí se encuentran.

Tras realizar todo el estudio comparativo que se tenía planificado, se observó la importancia de tomar en consideración las cargas de impacto en el diseño de un mecanismo de leva de disco con seguidor de rodillo pivotado, ya que estas generan un esfuerzo mayor al de contacto, por lo que se hace evidente que estos esfuerzos no pueden ser omitidos ya que estos son los que pueden generar mayores daños a la superficie de la cara de la leva.

Al evaluar las resonancias obtenidas en el mecanismo se puede decir que no afectan en ninguna forma el mismo ya que la frecuencia de operación es mucho menor que la frecuencia crítica por lo que no se producirá ningún efecto debido esto.

Verificando los resultados obtenidos de manera analítica se observa que los resultados obtenidos con el programa computacional Inventor tampoco generan alguna falla en los elementos de estudio por lo que se puede decir que ambos métodos son bastante confiables al momento de hacer cálculos de esfuerzos en levas de disco con seguidor de rodillo pivotado, el cual fue el objeto de estudio este trabajo de investigación.

RECOMENDACIONES

Al realizar el este trabajo investigativo se llegó a conocer la importancia del impacto en el diseño de levas de disco, pero se recomienda realizar el mismo estudio a otros tipos de levas u otros tipos de seguidores para ver cómo afectan estos esfuerzos al momento de diseñar otros modelos.

Hacer ensayos físicos, como lo sería un ensayo de impacto para evaluar de manera real este modelo propuesto.

Hacer estudios con variaciones de velocidades más altas, para valorar el efecto que estas tienen sobre el mecanismo leva seguidor.

REFERENCIAS

- Arias, F. (2006). El Proyecto de Investigación. Introducción a la metodología científica. (5ª. ed.). Caracas, Venezuela: Episteme.
- Báez, A. (2002). “Diseño de una leva bajo criterio de impacto”. Trabajo de grado. Universidad de Carabobo. Valencia, Venezuela.
- Budynas, R. y Nisbett, J. (2008), “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”. (8ava. Ed.) México: McGraw-Hill.
- Carmelo, M; Ramírez M; Ramírez M. (.2008) “Calculo de levas para la manufactura de piezas en tornos de alta producción”. Trabajo de grado. Instituto Politécnico Nacional. México.
- Castillo, A. (2005). “Cinemática de las máquinas”. Editorial Universidad autónoma de San Luis Potosí.
- Fernández, C; Baptista, P. (2014). Metodología de la Investigación. (6ta. ed.). Editorial Mcgraw-Hill. México.
- García, J (2007). “Generación de perfiles de levas de disco y leva cilíndricas en Solidworks mediante una aplicación en Visual Basic”. Universidad tecnológica de Pereira. Colombia.
- Gonzalez, O. (2004) “Cinemática de los mecanismos de levas”. Editorial Universidad de Matanzas. Cuba.
- Koster, M. (1974). “Vibration of cam mechanism”. Editorial Macmillan, Londres.
- Loachamín, R. (2013). “Leccion 11. Mecanismos de leva y seguidor”. [Documento en línea]. Disponible: <https://es.scribd.com/document/144940797/LECCION-11-MECANISMOS-DE-LEVA-Y-SEGUIDOR>.
- Mabie, H; Reinholtz, C. (1998). “Mecanismos y dinámica de maquinaria”, Editorial Limusa S.A. de C.V., 2da Edición. México.
- Méndez, Carlos (1999). Metodología. Diseño y Desarrollo del Proceso de Investigación. (3ª. ed.). Bogotá, Colombia: McGraw-Hill.

- Mott, R. (2006). "Diseño de elementos de máquinas" .Editorial Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. 4ta Edición. México.
- Norton, R. (1999). "Diseño de Máquinas". Editorial Prentice Hall-Pearson. 1era Edición. México.
- Pérez, A. (2002), "Guía metodológica para anteproyectos de investigación". (3ra.ed. Fondo editorial de la universidad pedagógica experimental libertador. Caracas, Venezuela.
- Rothbart, H. (1956). "CAMS Design, Dynamics and Accuracy". Editorial Jhon Wiley & Sons, INC. 2da Edición. New York.
- Tamayo y Tamayo, M (2003). El Proceso de la Investigación Científica. (4^a. ed.). México: Limusa.
- Tassoni, D. y Pizzella, G. (2006), "Elementos de Máquina". Ediciones Facultad de Ingeniería. Universidad de Carabobo. Venezuela.
- Tierra, L; Aquino, S; Pozo, E; Escobar, M; Ordoñez, M; Choto, L. (2018). "Análisis cinemático de levas de baja velocidad, con leyes combinadas en base a métodos geométricos y matemáticos". Revista científica "Dominio de las Ciencias". Ecuador.
- Zabalsa, I. (1999). "Síntesis cinemática y dinámica de mecanismos". Editorial Universidad pública de Navarra. España.

ANEXOS

ANEXO 1

TABLA C-1 Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería

Datos provenientes de varias fuentes.* Estas propiedades son esencialmente similares para todas las aleaciones del material específico

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Razón de Poisson ν	Peso específico γ lb/in ³	Densidad de masa ρ Mg/m ³	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aleación de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

* *Properties of Some Metals and Alloys*, International Nickel Co., N.Y., *Metals Handbook*, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

ANEXO 2

TABLA C-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono

Datos de varias fuentes.* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	laminado en frío	77	531	91	627	12	179
1050	laminado en caliente	50	345	90	621	15	179
	normalizado @ 1 650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado en frío	84	579	100	689	10	197
	templado y revenido @ 1 200°F	78	538	104	717	28	235
	templado y revenido @ 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	templado y revenido @ 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	laminado en caliente	54	372	98	676	12	200
	normalizado @ 1 650°F	61	421	112	772	18	229
	templado y revenido @ 1 200°F	76	524	116	800	23	229
	templado y revenido @ 1 000°F	97	669	140	965	17	277
	templado y revenido @ 800°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	laminado en caliente	66	455	120	827	10	248
	normalizado @ 1 650°F	72	496	147	1 014	9	13
	templado y revenido @ 1 200°F	80	552	130	896	21	269
	templado y revenido @ 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	templado y revenido @ 600°F	118	814	183	1 262	10	375

* SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale Pa.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

ANEXO 3

Equivalencias entre la resistencia a la tracción y la dureza Brinell. [10]

Resistencia a la tracción N/mm ²	Dureza Vickers (F _{≥98} N)	Dureza Brinell 2) (0,102F/D ² = 30N/mm ²)	DUREZA ROCKWELL							
			HRB	HRF	HRC	HRA	HR D 1)	HR 15N	HR 30N	HR 45N
255	80	76,0								
270	85	80,7	41,0							
285	90	85,5	48,0	82,6						
305	95	90,2	52,0							
320	100	95,0	56,2	87,0						
335	105	99,8	62,3	90,5						
350	110	105								
370	115	109	66,7	93,6						
385	120	114								
400	125	119								
415	130	124	71,2	96,4						
430	135	128								
450	140	133	75,0	99,0						
465	145	138								
480	150	143	78,7	101,4						
495	155	147	81,7	103,6						
510	160	152								
530	165	156	85,0	105,5						
545	170	162								
560	175	166								
575	180	171	87,1	107,2						
595	185	176								
610	190	181	89,5	108,7						
625	195	185								
640	200	190	91,5	110,1						
660	205	195	92,5	111,3						
675	210	199	93,5							
690	215	204	94,0	112,4						
705	220	209	95,0							
720	225	214	96,0							
740	230	219	96,7	113,4						
755	235	223								
770	240	228	98,1	114,3	20,3	60,7	40,3	69,6	41,7	19,9
785	245	233			21,3	61,2	41,1	70,1	42,5	21,1
800	250	238	99,5	115,1	22,2	61,6	41,7	70,6	43,4	22,2