



DISEÑO DE UNA LEVA BAJO CRITERIO DE IMPACTO



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO DE GRADO

DISEÑO DE UNA LEVA BAJO CRITERIO DE IMPACTO

Tutor Académico:
Ing. Edwin Peña

Autores:
Br. Báez Arturo
Br. Angel Subero

Valencia, Noviembre de 2012



DISEÑO DE UNA LEVA BAJO CRITERIO DE IMPACTO



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO DE GRADO

DISEÑO DE UNA LEVA BAJO CRITERIO DE IMPACTO

Trabajo Especial de grado presentado ante la ilustre Universidad de Carabobo

para optar por el título de Ingeniero Mecánico

Tutor Académico:

Ing. Edwin Peña

Autores:

Br. Báez Arturo

Br. Angel Subero

Valencia, Noviembre de 2012



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO DE GRADO

CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado para evaluar el Trabajo Especial de grado titulado “*Diseño de una leva bajo criterio de impacto*”, realizado por los bachilleres: **Arturo Báez, cédula de identidad: 18.781.908** y **Angel Subero, cédula de identidad: 17.176.071**, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho tema.

Prof. Edwin Peña
Tutor

Prof. Giovanni Pizzella
Jurado

Prof. Thalía San Antonio
Jurado

Valencia, Noviembre de 2012



DISEÑO DE UNA LEVA BAJO CRITERIO DE IMPACTO





DISEÑO DE UNA LEVA BAJO CRITERIO DE IMPACTO



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO DE GRADO

DISEÑO DE UNA LEVA BAJO CRITERIO DE IMPACTO

Tutor Académico:
Ing. Edwin Peña

Autores:
Br. Báez Arturo
Br. Angel Subero

Valencia, Noviembre de 2012



DISEÑO DE UNA LEVA BAJO CRITERIO DE IMPACTO



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO DE GRADO

DISEÑO DE UNA LEVA BAJO CRITERIO DE IMPACTO

Trabajo Especial de grado presentado ante la ilustre Universidad de Carabobo

para optar por el título de Ingeniero Mecánico

Tutor Académico:

Ing. Edwin Peña

Autores:

Br. Báez Arturo

Br. Angel Subero

Valencia, Noviembre de 2012



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO DE GRADO

CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado para evaluar el Trabajo Especial de grado titulado “*Diseño de una leva bajo criterio de impacto*”, realizado por los bachilleres: **Arturo Báez, cédula de identidad: 18.781.908** y **Angel Subero, cédula de identidad: 17.176.071**, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho tema.

Prof. Edwin Peña
Tutor

Prof. Giovanni Pizzella

Jurado

Prof. Thalía San Antonio

Jurado

Valencia, Noviembre de 2012



DEDICATORIA

A Dios

Por haberme permitido llegar hasta aquí y por darme fuerzas y salud durante todo el transcurso de la carrera.

A mis padres Emma y Angel

Por inculcarme valores, por su educación, tanto académica como en la vida, por siempre apoyarme y por su motivación constante para ayudarme a lograr mis metas

A mis hermanos Luis Angel y Angélica

Dos personas que admiro mucho y que además de ser mis hermanos son mis amigos, y siempre estuvieron conmigo en los buenos momentos y en aquellos no tan buenos.

A las familias Araujo-Rodríguez y Guinand –Jaen

Por ayudarme y apoyarme siempre que los necesite, y por siempre tratarme como uno más de sus familias.

A mis amigos

Edgar Gomes, Daniel Padrón, Jesús Marín, Edgardo Gómez, Carlos Guinand, Julio Araujo, Cesar Zerpa, Roberto Benejam, Ricardo Pesliakas, Rosa Camejo, Adriana Seco, Rosaura Osorio, Arturo Báez, Sergio Castillo con los cuales conviví y compartí gran parte de mi formación académica y siempre me apoyaron cuando los necesite.

Angel Subero



DEDICATORIA

A Dios

Por ser mi guía a lo largo del camino, por darme tantas bendiciones, por siempre ser el pilar que me sostiene cuando se presentan tribulaciones, por darme la sabiduría necesaria para recorrer el camino, y la fortaleza para ser constante y decidido para alcanzar cada una de las metas hasta ahora propuesta.

A mi familia

Quienes me han dado la educación y la formación para alcanzar ésta meta, y por haberme sembrado los principios y los valores necesarios para ser una persona íntegra y con temor de Dios.

Por siempre estar a mi lado y brindarme su apoyo en cada una de las situaciones de mi vida.

A mis amigos

A todos esos amigos que estuvieron a mi lado a lo largo de éste camino, apoyándome, enseñándome, y compartiendo conmigo.

A mi compañero

Por trabajar conmigo, por la paciencia que me ha tenido en éste camino que nos tocó recorrer, y por siempre estar a mi lado luchando por cumplir esta meta.

Arturo Báez



AGRADECIMIENTOS

A la facultad de Ingeniería

Por abrirnos sus puertas y permitir que nos formáramos como profesionales.

A la escuela de Ingeniería Mecánica

Por la hospitalidad que nos brindó en toda la carrera, por hacernos sentir parte de algo que es más que una institución, sino de una familia.

A los profesores

Aquellos que formaron parte de nuestra preparación académica y que nos enseñaron a formarnos como profesionales integrales.

Especial agradecimiento al Profesor Edwin Peña, por ser como un amigo, por compartir con nosotros todo su conocimiento, por apoyarnos siempre y por ser nuestro tutor en este trabajo de grado. Y al Profesor Giovanni Pizzella por tener siempre las puertas abiertas para recibirnos y brindarnos su conocimiento, y ser un tutor en nuestra formación.

A nuestros amigos y compañeros

A todos nuestros compañeros que de una forma u otra son parte de nuestra preparación y de la formación recibida. A Sergio Castillo, Armando Pinto, Francesco Chabiel, Doménico Tromba, Ángel Medina, por todo lo que nos apoyaron y por todos los momentos compartidos en el camino. A la familia Seco por abrirnos las puertas de su casa y de su corazón para tratarnos como una familia. A la familia Castillo por convertirse en otros padres, en otros hermanos, por hacernos sentir como en nuestra propia casa, y por recibirnos siempre con los brazos abiertos para compartir con nosotros todas nuestras alegrías y todas nuestras decepciones. A María Rodríguez por habernos ayudado en este trabajo de grado, al conseguir la leva utilizada y permitirnos obtener todas las características necesarias para su estudio.



RESUMEN

El presente trabajo de investigación está dirigido al diseño de una leva bajo criterio de 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. Aplicando éste diseño se disminuye el desgaste causado en la superficie de la leva generado por las cargas de impacto del seguidor; dicha situación se presenta cuando existen saltos en la superficie de la leva originados por las irregularidades en la misma.

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.

Para realizar éste trabajo, 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 de obtener los resultados de manera analítica se hizo el uso de un programa computacional para comparar resultados y se comprobó que 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, ya que éstos pueden originar los mayores daños en la superficie de la leva, como se presentó en el caso de estudio.



ÍNDICE GENERAL

Dedicatoria.....	iv
Agradecimientos	vi
Resumen	vii
Índice General.....	viii
Índice de tablas	xii
Índice de figuras	xiii
Índice de gráficas.....	xv
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.....	3
1.1 Planteamiento del problema.....	3
1.2 Objetivo general.....	4
1.3 Objetivos específicos	4
1.4 Limitaciones.....	4
1.5 Alcance.....	5
1.6 Justificación	5
1.7 Antecedentes	5
CAPÍTULO II.....	8
2.1 Levas y seguidores	8
2.2 Clasificación de las levas y de los seguidores	9
2.3 Nomenclatura de las levas	13
2.4 Síntesis gráfica de perfiles de leva de disco con seguidor pivotado	14



2.5	Diseño cinemático de las levas	15
2.5.1	Curvas de desplazamiento de las levas	15
2.5.2	Derivadas del movimiento del seguidor	24
2.5.3	Ángulo de presión	27
2.5.4	Resistencia a la superficie de la leva	28
2.6	Análisis dinámico	29
2.6.1	Fuerzas Actuantes en el sistema	29
2.6.2	Fuerza de inercia.....	30
2.6.3	Límite de diseño dinámico	31
2.6.4	Fuerzas vibratorias.....	32
2.6.5	Origen de las vibraciones	33
2.6.6	Comparación vibratoria de curvas básicas	34
2.6.7	Métodos para determinar la respuesta del seguidor	37
2.6.8	Determinación práctica de la respuesta del seguidor	38
2.6.9	Impacto en la sección transversal	40
2.6.10	Fenómeno del salto	40
2.6.11	Equilibrio	42
2.6.12	Fuerza de fricción	42
2.6.13	Resortes	42
CAPÍTULO III.....		48
3.	Metodología	48
CAPÍTULO IV		51
4.	Análisis cinemático	51
4.1	Levantamiento práctico del perfil de la leva	51



4.2 Estudio del movimiento del seguidor	52
4.3 Optimización de la curva de desplazamiento	54
4.4 Curva de desplazamiento obtenida	58
4.5 Levantamiento del perfil teórico	58
4.6 Determinación del ángulo de presión	59
4.7 Diseño del resorte	60
4.8 Cálculo de las fuerzas de contacto en el sistema leva-seguidor	65
4.8.1 Estudio de fuerzas de contacto	65
4.8.1 Aceleración centrífuga	65
4.8.3 Ecuaciones de fuerzas de contacto	66
4.9 Estudio de resonancia	68
4.10 Determinación de los esfuerzos de contacto	70
4.11 Cálculo de velocidad de impacto	76
4.12 Cálculo de la fuerza de impacto	76
4.13 Determinación de los esfuerzos de impacto	77
4.14 Determinación de los esfuerzos de impacto con la simulación de la leva en un programa computacional	78
4.15 Cálculo de fatiga por impacto	80
4.16 Cálculo de fatiga por impacto con los esfuerzos obtenidos con el uso del programa computacional	81
CAPÍTULO V	83
5.1 Análisis cinemático	83
5.2 Análisis del resorte	88
5.3 Fuerzas de contacto	89



5.4	Análisis de los esfuerzos de contacto	89
5.5	Análisis de los esfuerzos de impacto	89
5.6	Análisis de fatiga por impacto	91
CAPÍTULO VI.....		93
6.1	Conclusiones	93
6.2	Recomendaciones.....	94
BIBLIOGRAFÍA.....		95
APÉNDICES.....		97
ANEXOS		101



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1 Constantes para calcular resistencias de tensión mínimas de los aceros comunes para resortes..... 63

Tabla 4.2 Valores de fuerzas para el punto de radio máximo y mínimo de la leva.....68

Tabla 5.1 Tabla de convergencia de los esfuerzos de Von Mises 90



ÍNDICE DE FIGURAS

2.1 Leva de rotación o disco.....	9
2.2 Leva de traslación o cuña.....	9
2.3 Espacial cilíndrico.....	10
2.4 Frontal cilíndrico.....	10
2.5 Leva de rotación o de disco. Cierre de Fuerza.....	11
2.6 Leva de rotación o de disco. Cierre de Forma.....	11
2.7 Seguidor de rodillo.....	11
2.8 Seguidor puntual.....	11
2.9 Seguidor plano.....	12
2.10 Seguidor de cara curva.....	12
2.11 Caso a.....	12
2.12 Caso b.....	12
2.13 Caso c.....	13
2.14 Caso d.....	13
2.15 Nomenclatura de las levas.....	14
2.16 Diagrama de desplazamiento de una leva – seguidor.....	17
2.17 Movimiento armónico simple.....	18
2.18 Movimiento cicloidal.....	18
2.19 Características del movimiento cicloidal.....	21



2.20 Características del movimiento armónico.....	22
2.21 Características del movimiento del polinomio de octavo grado.....	24
2.22 Diagrama de cuerpo libre	30
2.23 Respuesta vibratoria de un seguidor.....	37
2.24 Notación para diámetros de resortes.....	43
2.25 Notación para longitudes y fuerzas de resortes.....	44
4.1 Perfil de la leva obtenido con la curva experimental.....	51
4.2 Perfil teórico de la leva de disco.....	58
4.3 Mayor ángulo de contacto existente entre la leva y el seguidor y los ángulos usados para el cálculo de las fuerzas de contacto.....	59
4.4 Diagrama de fuerzas en el sistema leva – seguidor.....	65
4.5 Esfuerzos de contacto.....	71
4.6 Esfuerzos equivalentes de Von Mises.....	78
5.1 Perfiles de la leva sobrepuestos.....	86
5.2 Mayor ángulo de contacto existente entre la leva y el seguidor y los ángulos usados para el cálculo de las fuerzas de contacto para la leva optimizada.....	87



ÍNDICE DE GRÁFICAS

Gráfica 4.1 Curva de desplazamiento del seguidor.....	52
Gráfica 4.2 Curva de desplazamiento práctico.....	55
Gráfica 4.3 Curva de desplazamiento del seguidor optimizada.....	58
Gráfica 4.4 Magnitud de los componentes de esfuerzo debajo de la superficie, como función de la presión máxima entre el contacto de la leva y el seguidor.	74
Gráfica 5.1 Sobreposición de curvas de desplazamiento optimizada y no optimizada.....	85
Gráfica 5.2 Variación del ángulo de presión con respecto a los ángulos de giro de la leva.....	88
Gráfica 5.3 Curva de convergencia por esfuerzos de Von Mises.....	91



INTRODUCCIÓN

El siguiente trabajo especial de grado es un aporte académico para la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo, 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 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 seis 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 impacto.

En el capítulo IV, se presentan la metodología utilizada para la realización del trabajo especial de grado, se muestra el estudio cinemático; en donde se define el movimiento del seguidor, se levanta el perfil de la leva y se determina el ángulo de presión, se diseña el resorte helicoidal de compresión y se le hace un estudio de fatiga del mismo, se realiza el cálculo de las fuerzas de contacto existentes en el sistema leva-seguidor y se verifica la resonancia. Se presenta el cálculo de los esfuerzos de contacto posteriormente se calcula la velocidad y la fuerza de impacto y finalmente se realiza un estudio de fatiga.

En el capítulo V, se muestran los resultados obtenidos en el desarrollo del marco metodológico y se realiza un análisis de los mismos, en los cuales se identifica el procedimiento para elaborar y verificar el diseño de una leva bajo criterio de impacto.

En el capítulo VI se presentan las conclusiones y recomendaciones con respecto a lo realizado en el trabajo especial de grado.



CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

Los diseños de la ingeniería mecánica son elaborados por lo general mediante modelos matemáticos y físicos, que permiten a los diseñadores elaborar, construir y ejecutar de manera satisfactoria y segura cualquier elemento mecánico.

Al diseñar una leva bajo criterio de impacto se logra la corrección de la fuerza de choque que produce el seguidor pivotado sobre el disco en cada giro. Un caso de estos se presenta en el siguiente trabajo, en donde se elabora una metodología de diseño para mejorar el funcionamiento y alargar el tiempo de vida útil del mecanismo, tomando en consideración los factores que influyen en el proceso de deterioro de la superficie del mismo.

1.1 Planteamiento del problema

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 casi-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 estos sistemas.

1.2 Objetivo general

Diseñar una leva bajo criterio de impacto.

1.3 Objetivos específicos

- Determinar las características y geometría de la leva.
- Modelar el perfil de la leva.
- Realizar estudio cinemático y dinámico a la leva.
- Analizar fuerzas de impacto.
- Simular el mecanismo de leva.
- Validar el modelo propuesto.

1.4 Limitaciones

Encontrar una máquina que presente un mecanismo de leva y que sea de fácil acceso para realizarle los estudios necesarios donde se obtengan perfiles, materiales, características de funcionamiento y cargas asociadas al mismo, para poder realizar el siguiente trabajo y la restricción en el tiempo de disposición, para el acceso a la máquina, ya que esta se encuentra operativa en jornadas continuas de trabajo.

1.5 Alcance

Este trabajo tiene como alcance, diseñar, modelar y simular un mecanismo de leva tipo disco con seguidor pivotado, que será diseñado tomando en cuentas las cargas de impacto a las cuales se encuentra sometido.



El estudio se realizará a una leva de baja velocidad.

1.6 Justificación

Con la realización de este trabajo, se buscará tomar en cuenta el criterio de impacto en el diseño de una leva, y mejorar así, el desempeño de la misma, disminuyendo las fallas producidas por estas fuerzas.

1.7 Antecedentes

W. Wunderlich en 1970 ^[12] realizó un trabajo en Washington - EE.UU. en el cual fundamentó en los mecanismos de leva de dos discos que operan rígidamente con seguidores oscilantes con perfiles en línea recta o circular. Se prestó especial atención a los mecanismos de levas de un solo disco. Para este caso se discutió el problema de las curvas planas con un círculo isóptico. Finalmente consideraron mecanismos de levas de un solo disco con dos seguidores de rodillo oscilantes.

Este trabajo sirve de referencia para la comprensión del funcionamiento de los mecanismos de levas con seguidor oscilante.

Y. Yao, C. Zhang y H. Yan en 1998 ^[15] realizaron un trabajo en Taiwán - China, en el cual se aplicó el criterio de optimización para crear un marco teórico de “Control activo de Mecanismos de Levas”. La investigación que se presentó estuvo enfocada en el control de movimiento que es la base fundamental del control activo. El problema se trató desde el punto de vista cinemático y se demostró que las características del movimiento del seguidor pueden mejorarse mediante la aplicación de un control adecuado de la velocidad de la leva y se dieron algunos ejemplos para demostrar el procedimiento.

Este trabajo sirve de referencia para realizar el estudio cinemático del presente trabajo.

L. Pérez en 2001 ^[8] Elaboró en Valencia-Venezuela una metodología para la mejora cinemática y dinámica del perfil de la leva de una máquina empacadora de



pastillas. Se abarcó dos aspectos fundamentales como lo son, un estudio cinemático y un estudio dinámico de la leva. En el estudio cinemático se hizo un levantamiento de la curva de desplazamiento que sigue el seguidor, y en el estudio dinámico, se determinaron las fuerzas que actúan en el mecanismo leva-seguidor.

Adicional a esto, se presentó un estudio resistente de la leva, en el cual se determinaron los valores de esfuerzo de contacto a los cuales estaba sometida.

Este trabajo sirve de referencia en la estructura del marco metodológico a utilizarse en el trabajo y en las bases fundamentales para el estudio cinemático y dinámico de la leva.

C. Morales en el 2006 ^[6] elaboró en Valencia-Venezuela un manual teórico práctico para la evaluación cinemática de mecanismos a través de métodos gráficos, en donde se mostraron diversas maneras para realizar la síntesis de los perfiles de las levas, además se resolvieron algunos ejercicios para el fácil entendimiento de estos métodos y dejó ejercicios propuestos para posterior resolución.

Este trabajo es referencia para el levantamiento del perfil de la leva ya que se utilizará el procedimiento descrito en el contenido del manual y servirá de aporte teórico.

C. Zhang y H. Wang en el 2007 ^[14], realizaron en Taiwán – China un trabajo en el cual presentaron una metodología para el análisis de la tolerancia y la síntesis de un disco de leva de seguidor de rodillo oscilante. Fueron considerados tanto el tamaño como las tolerancias geométricas en los componentes del sistema. El análisis dimensional se realizó en tolerancias individuales así como en el total acumulado. Con el costo más bajo de fabricación como objetivo fundamental se formuló un modelo de optimización no lineal, se propuso un modelo resuelto por un algoritmo de programación cuadrática secuencial. Además se presentó un ejemplo para ilustrar el modelo y su solución.



CAPÍTULO I



Este trabajo es una referencia para realizar el análisis dimensional en el mecanismo de leva, en el cual se determinaron las medidas del perfil y las tolerancias aceptadas para este caso de estudio.



CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

A continuación se describen los aspectos teóricos empleados para la elaboración de la metodología de diseño de levas bajo cargas de impacto. Se hace referencia a las definiciones de términos relevantes para la investigación, así como también los procedimientos y teorías básicas necesarias para concretar los métodos adecuados de diseño.

2.1 Levas y seguidores

El proceso de trabajo de muchas máquinas conduce a la necesidad de tener entre sus componentes mecanismos en los cuales el movimiento de sus eslabones finales deba ser ejecutado rigurosamente por una ley dada y coordinadamente con el movimiento de otros mecanismos. Para cumplir ésta tarea los mecanismos más sencillos, seguros y compactos resultan los de levas.

Una leva es un elemento mecánico que sirve para transmitir un movimiento y de ésta forma impulsar por contacto directo a otro elemento, llamado seguidor, para que desarrolle un movimiento especificado. ^[5]

Las levas desempeñan un papel muy importante dentro de la maquinaria moderna, en los motores de combustión interna, en las máquinas herramientas, en las computadoras mecánicas, en varios instrumentos y en muchas otras aplicaciones.

Una leva puede diseñarse considerando los siguientes factores:

1. Suponer el movimiento requerido para el seguidor y diseñar la leva que produzca dicho movimiento.
2. Suponer la forma de la leva y determinar dichas características de desplazamiento. Velocidad y aceleración que producirá dicho contorno. De hecho, el diseño de un mecanismo de la leva a partir del movimiento deseado es una aplicación de la síntesis que se puede resolver en todo momento. ^[3]

Una característica inigualable de las levas es que pueden impartir movimientos bien distintos a su seguidor, de hecho las levas pueden ser usadas para obtener movimientos inusuales o irregulares que serían muy difíciles de obtener con otros mecanismos, siendo esta su principal ventaja. ^[13]

2.2 Clasificación de las levas y de los seguidores

Las levas pueden clasificarse atendiendo a diferentes criterios. A continuación se exponen los más comunes:

Según su geometría:

- a. De rotación o de disco.
- b. De traslación o de cuña.
- c. Espacial cilíndrica.
- d. Frontal cilíndrica. ^[6]

A continuación se muestra en las siguientes figuras la clasificación de las levas según su geometría.

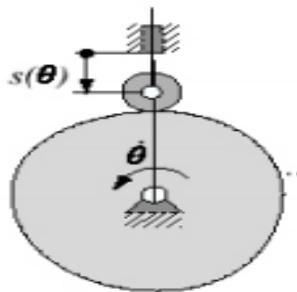


Figura 2.1 Leva de rotación o disco. ^[6]

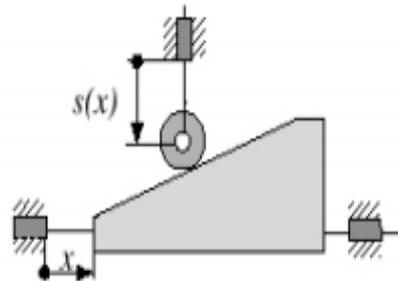


Figura 2.2. Leva de traslación o cuña. ^[6]

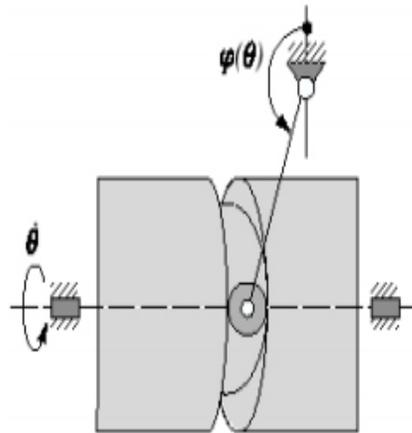


Figura 2.3: Espacial cilíndrico. ^[6]

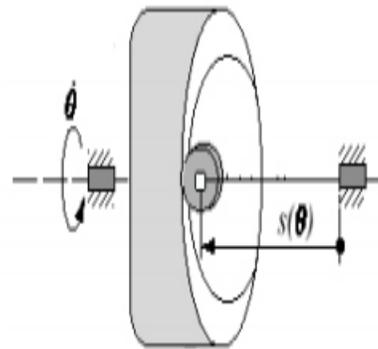


Figura 2.4: Frontal cilíndrico. ^[6]

Según el tipo de cierre: Para mantener unidos los elementos que se encuentran en movimiento, es necesario asegurar en todo momento el contacto entre ellos. De lo contrario, podría ocurrir que se perdiese el control sobre el seguidor, con lo cual éste ya no realizaría el movimiento pretendido.

Tipos de Cierre:

- Cierre de fuerza: se emplea un resorte que asegura el contacto del seguidor con la leva, como se muestra en la figura 2.5.
- Cierre de forma: en este caso el seguidor está en contacto con más de una superficie a la vez, es decir, se encuentra inmerso dentro de la propia leva en una ranura o canal por donde se mueve. El contacto está asegurado

porque se dispone de una doble superficie de leva y el seguidor se encuentra aprisionado entre ambas, como se muestra en la figura 2.6 [13]

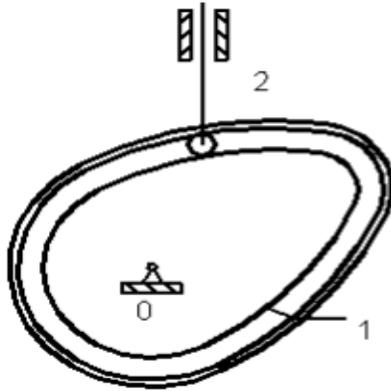


Figura 2.5: Leva de rotación o de disco. Cierre de fuerza. [13]

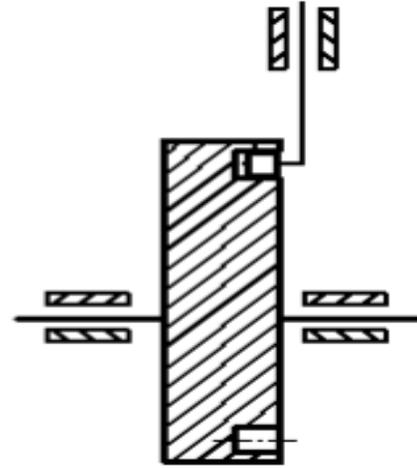


Figura 2.6: Leva de rotación o de disco. Cierre de forma. [13]

Los seguidores pueden clasificarse según su forma en:

- a) Seguidor de rodillo.
- b) Seguidor puntual.
- c) Seguidor plano.
- d) Seguidor de cara curva. [6]

En las siguientes figuras se muestra la clasificación de los seguidores según su forma:

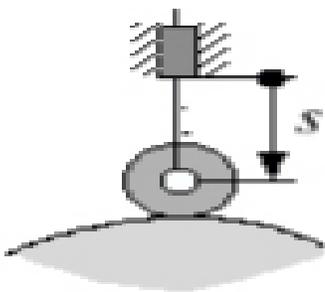


Figura 2.7: Seguidor de rodillo. [6]

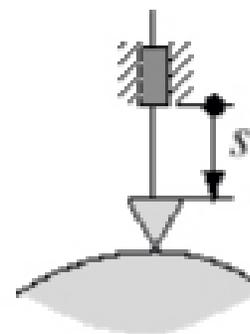


Figura 2.8: Seguidor puntual. [6]

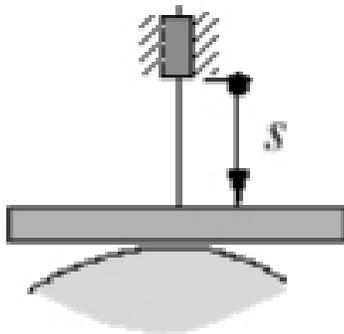


Figura 2.9: Seguidor Plano. ^[6]

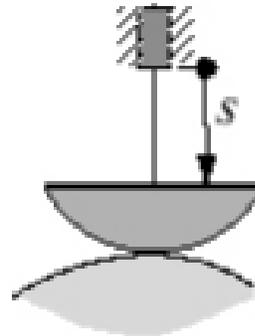


Figura 2.10: Seguidor de cara curva. ^[6]

Dependiendo del carácter del movimiento de la leva y del seguidor se presentan los siguientes casos:

- El movimiento giratorio de la leva se transforma en un movimiento rectilíneo alternativo del seguidor:
- El movimiento giratorio de la leva se transforma en un movimiento giratorio del seguidor.
- El movimiento rectilíneo alternativo de la leva se transforma en un movimiento oscilante del seguidor.
- El movimiento rectilíneo alternativo de la leva se transforma en un movimiento rectilíneo alternativo del seguidor. ^[3]

A continuación en las siguientes figuras se muestra gráficamente todos los casos nombrados anteriormente:

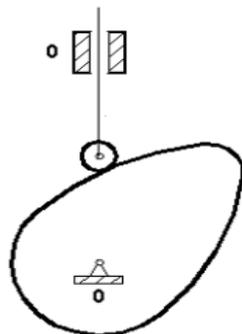


Figura 2.11: Caso a. ^[3]

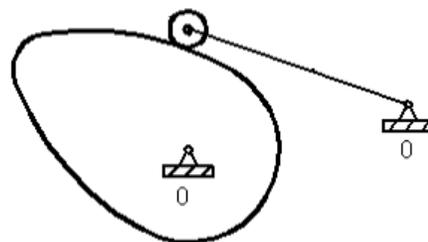


Figura 2.12: Caso b. ^[3]

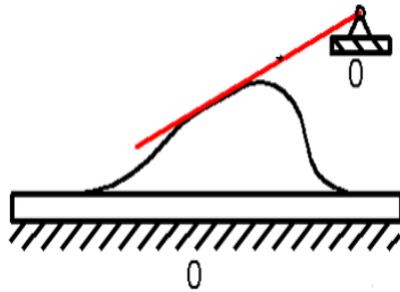


Figura 2.13: Caso c. ^[3]

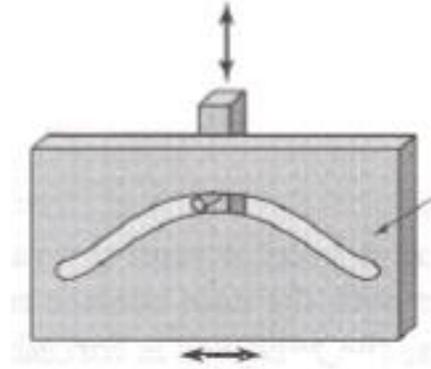


Figura 2.14: Caso d. ^[3]

2.3 Nomenclatura de las levas

- Circunferencia base: Es la circunferencia más pequeña, de radio R_b , que puede trazarse con centro en el eje de rotación de la leva y tangente a la superficie física de ésta. En el caso de un seguidor de rodillo es más pequeña que la circunferencia primaria, siendo la diferencia el radio del rodillo R_r .
- Circunferencia primaria: Es la circunferencia más pequeña, de radio R_p , que se puede trazar con centro en el eje de rotación de la leva y tangente a la curva de paso.
- Curva de paso: Es la trayectoria que describe el centro del rodillo en la referencia solidaria a la leva, al completarse una vuelta de esta.
- Punto de trazo: Es un punto del seguidor que al realizar la inversión cinemática describe la trayectoria que constituye el perfil de la leva.
- Ángulo de presión: Es el ángulo φ entre la normal común a los perfiles de la leva y del seguidor en el punto geométrico de contacto y la dirección de la velocidad de dicho punto del seguidor.
- Excentricidad: Es la distancia ε entre el eje a lo largo del cual se traslada el seguidor y el centro de rotación de la leva ^[3]

En la figura 2.15 se muestra la nomenclatura de las levas:

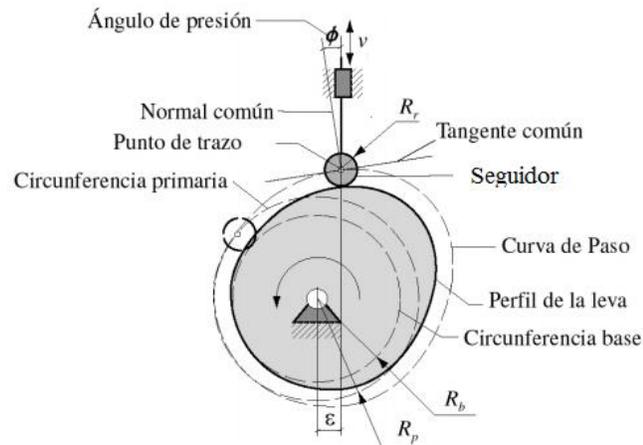


Figura 2.15: Nomenclatura de las levas. ^[3]

2.4 Síntesis gráfica de perfiles de leva de disco con seguidor pivotado

La síntesis de levas de disco consiste básicamente en representar al seguidor en cada una de las posiciones de la leva. Para sintetizar el perfil de la leva, es necesario invertir el mecanismo, de manera que la leva se mantenga estacionaria mientras que, el seguidor gira en torno a ésta en sentido opuesto a la rotación de la leva.

El procedimiento consiste en ejecutar los siguientes pasos:

1. Representar al seguidor en su posición inicial respecto al centro de rotación de la leva.
2. Identificar en el seguidor, de acuerdo al diagrama de desplazamiento, las diferentes posiciones de avance y retorno del trazador.
 - a. Rotular el diagrama de desplazamiento representando en la ordenada la carrera del seguidor y en la abscisa los movimientos del seguidor para un ciclo.
 - i. El origen del diagrama debe coincidir con la posición inicial, del trazador y el valor máximo de la ordenada con la magnitud de la carrera.



- ii. Identificar en la abscisa las fases significativas del movimiento de la leva con números correlativos (inicio y fin de los reposos y posiciones intermedios de los avances y retornos).
 - iii. Representar los reposos con segmentos cortos horizontales, indicando para el inicio y el final el correlativo correspondiente (tiempo o ángulo de rotación de la leva correspondiente).
 - iv. Dibujar la curva de desplazamiento del seguidor.
- b. Proyectar en el seguidor las diferentes posiciones del trazador, de acuerdo con la curva de desplazamiento.
- i. Se puede identificar en un lado de las líneas de desplazamiento del trazador las posiciones correspondientes al avance del seguidor, y en el otro, las del retomo.
3. Dibujar, en sentido opuesto al movimiento de la leva, la línea de acción del seguidor para cada ángulo de rotación de la leva identificado en el diagrama de desplazamiento.
 4. Marcar en cada línea de acción del seguidor las posiciones del trazador.
 5. Representar el seguidor, de acuerdo al tipo de contacto, en la ubicación del trazador de cada posición.
 6. Dibujar el perfil de la leva de manera tal que sea tangente a todas las superficies de contacto de los seguidores representados.

El perfil de la leva debe ser tangente a las superficies de todos los seguidores; y por ende, todos los seguidores deben quedar fuera del perímetro de la leva. ^[2]

2.5 Diseño cinemático de mecanismos de leva

2.5.1 Curvas de desplazamiento de las levas

El movimiento del seguidor o rodillo, al recorrer una trayectoria obligada, es prefijado por el tipo de perfil de la leva que se adopte, es decir, la Ley del Movimiento viene dada por el perfil de la leva.



El primer paso en el cálculo de una leva es especificar el movimiento de salida que debe regir al seguidor. A este movimiento se le denomina Ley de Desplazamiento o función de desplazamiento.

Lo que se tiene es una función cuya variable dependiente es una magnitud que mide el desplazamiento que realiza el seguidor, y cuya variable independiente es el ángulo girado por la leva.

$$y=f(\vartheta) \qquad \text{Ec. 2.1}$$

Dónde: y = radio de la leva; ϑ = ángulo de rotación de la leva

Al representar la Ley de Desplazamiento gráficamente en un sistema de coordenadas, colocando la variable independiente en el eje de las abscisas y la variable dependiente en el eje de las ordenadas, se obtiene el diagrama de desplazamiento.

En el diagrama de desplazamientos, como se muestra en la figura 2.16 se representa el desplazamiento angular o lineal del seguidor (eje de ordenadas) en función del desplazamiento angular o lineal de la leva (eje de abscisas).

Un ciclo de movimiento del seguidor se realiza durante una vuelta de la leva, y pueden distinguirse cuatro fases:

1. El alejamiento del seguidor, es el movimiento del seguidor alejándose del centro de la leva.
2. La parada en la posición superior, es el movimiento de la leva durante el cual el seguidor está en reposo en la posición indicada.
3. El acercamiento del seguidor es el movimiento del seguidor acercándose al centro de la leva.
4. La parada en la posición inferior es el movimiento de la leva durante el cual el seguidor está en reposo en la posición indicada. ^[6]

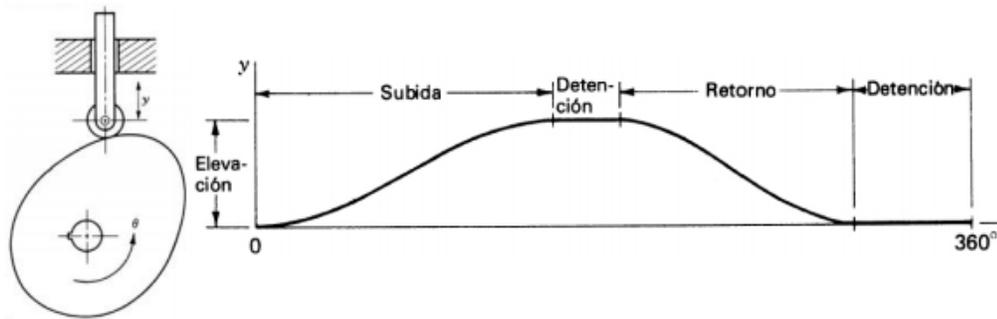


Figura 2.16: Diagrama de desplazamientos de una leva-seguidor ^[6]

Muchas de las características esenciales de un diagrama de desplazamientos, por ejemplo, la elevación total o la colocación y duración de las detenciones, por lo común son dictadas por las necesidades de la aplicación. Sin embargo, hay muchos movimientos posibles para el seguidor que se pueden usar para la subida y el retorno, y algunos son preferibles a otros, dependiendo de la situación. Uno de los pasos clave en el diseño de una leva es la elección de las formas apropiadas para estos movimientos. Una vez que se han elegido, se puede construir el diagrama de desplazamiento con precisión. Esta ecuación contiene en su expresión misma la naturaleza exacta del perfil de la leva final, la información necesaria para su trazado y fabricación, y también las características importantes que determinan la calidad de su comportamiento dinámico.

El diagrama de desplazamiento para el movimiento uniforme es una recta con pendiente constante. Por consiguiente, en el caso de una velocidad constante de entrada, la velocidad del seguidor también es constante. Este movimiento no es útil para la elevación completa debido a los vértices que se producen en los límites o fronteras con otras secciones del diagrama de desplazamiento. Con todo, se emplea a menudo entre otras secciones curvas, eliminando con ello esos vértices. ^[13]

En la figura 2.17 se muestra un diagrama de desplazamientos para el movimiento armónico simple. Para conseguir un movimiento armónico simple del seguidor, se hará la siguiente construcción de perfil: tomando la elevación del seguidor, como diámetro, se trazará una semicircunferencia, dividiéndola en un

número de partes igual, al que se ha dividido el eje de abscisas del diagrama, obteniendo así una serie de puntos a partir de los que se trazarán rectas horizontales, que cortarán a las correspondientes verticales trazadas por los puntos del eje de abscisas, en puntos de la curva del diagrama de desplazamientos. [3]

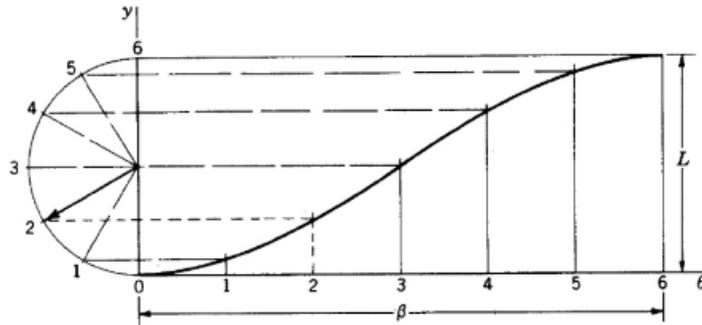


Figura 2.17: Movimiento armónico simple. [3]

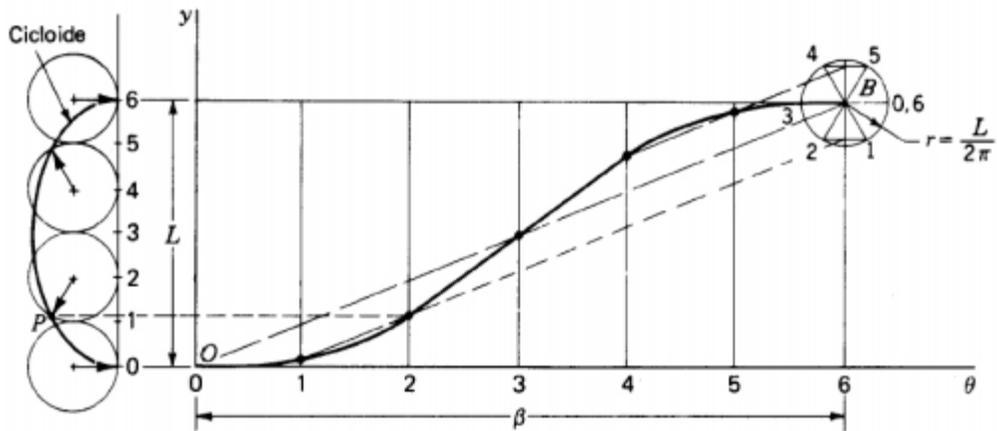


Figura 2.18: Movimiento cicloidal. [3]

El movimiento cicloidal presenta para un desplazamiento L en seis intervalos de tiempo como se muestra en la figura 2.18, y un radio del círculo de construcción de:

$$r = \frac{L}{2\pi} \tag{Ec. 2.2}$$



En donde: r =radio de círculo de construcción; L = desplazamiento

La circunferencia de este círculo está dividida en el mismo número de partes que la escala de tiempo, en este caso seis. Las seis marcas en la circunferencia se proyectan originalmente en el diámetro vertical del círculo. Posteriormente, las marcas en el diámetro vertical se proyectan paralelas a OB hasta la línea correspondiente con el eje del tiempo.

Para las levas que trabajan a altas velocidades, la selección del movimiento del seguidor de la leva debe estar basada no solamente en el desplazamiento, sino también en las fuerzas que actúan sobre la misma, como resultado del movimiento seleccionado.

La rapidez de cambio en la aceleración está determinada por la tercera derivada del desplazamiento. Ésta es una indicación de la característica del impacto de la carga.

La falta de rigidez y el juego presente en el sistema también tienden a aumentar 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 el efecto de un golpe fuerte en el sistema, lo cual puede producir vibraciones indeseables, además de provocar daño estructural. ^[3]

Kloomok y Muffly desarrollaron un sistema para el diseño de las levas, que impide la sobreaceleración infinita, sus efectos destructivos en el tren de levas, para lo cual se emplean tres funciones analíticas:

- a. Cicloide
- b. Armónica
- c. Polinomio de octavo grado.

Las Figuras 2.19, 2.20 y 2.21 muestran gráficas de las curvas de desplazamiento, velocidad y aceleración de estas funciones. Las curvas tienen derivadas continuas en todos los puntos intermedios, por lo que la aceleración cambia



y la sobre aceleración es infinita. La sobre aceleración infinita se evita en los extremos igualando las aceleraciones. Se debe notar que las velocidades también se igualan debido a que no pueden aparecer discontinuidades en la curva de desplazamiento-tiempo.

La aceleración necesaria al final de la elevación se determina por medio de la condición que se presenta a continuación:

Si inmediatamente se presenta un descenso, la elevación puede terminar en un valor relativamente alto de desaceleración, debido a esto se puede 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 de acuerdo a los siguientes criterios:

1. La cicloide proporciona aceleración cero en ambos extremos de la acción. Considerando que el ángulo de presión es relativamente grande y la aceleración retorna innecesariamente a cero, no se deben acoplar dos cicloides.
2. De las tres curvas, la armónica proporciona la aceleración pico más baja y el ángulo de presión más pequeño. Esta se prefiere cuando la aceleración, tanto al inicio como al final, se puede igualar con la aceleración inicial y final de los perfiles adyacentes.

Debido a que la aceleración en el punto medio es cero, la semi-armónica se puede usar con frecuencia en los casos en que una elevación a velocidad constante continúa con una aceleración.

3. La polinomial de octavo grado tiene una curva de aceleración no simétrica y proporciona una aceleración pico y un ángulo de presión intermedios entre la armónica y la cicloide. ^[3]

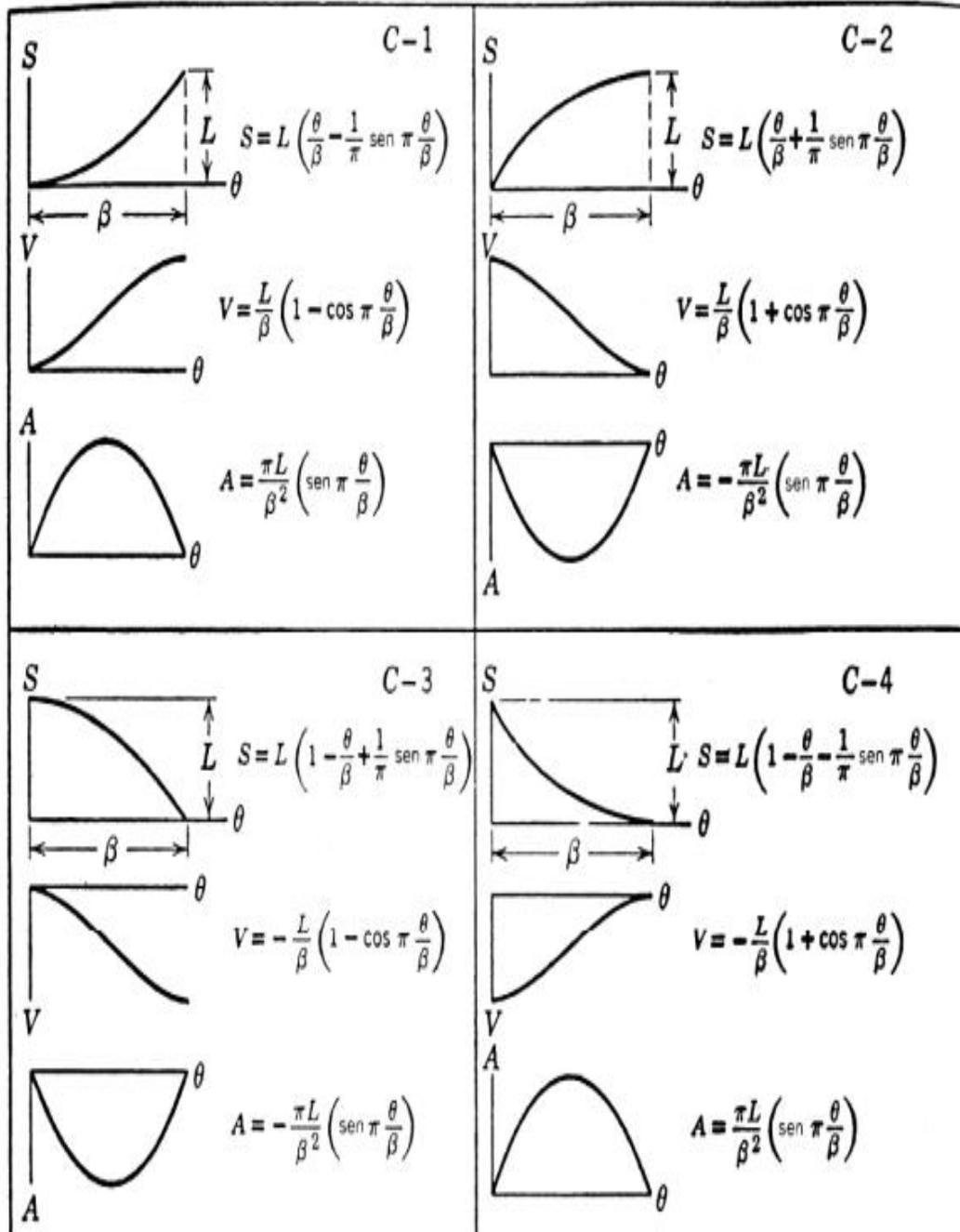


Figura 2.19: Características del movimiento cicloidal. ^[3]

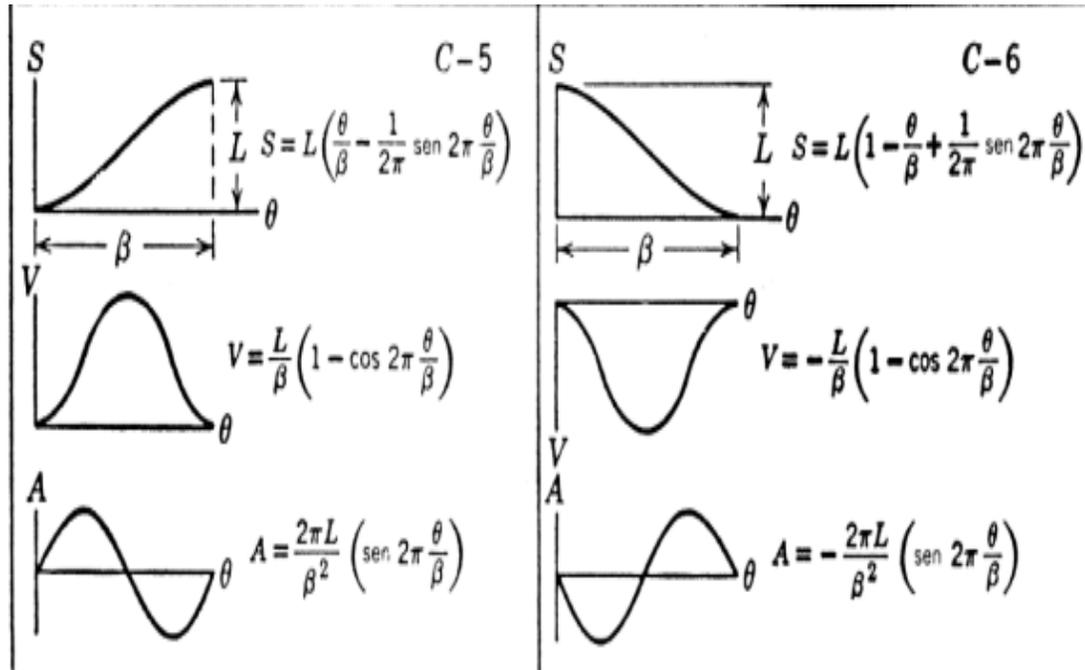


Figura 2.19: Continuación de las características del movimiento cicloidal. [3]

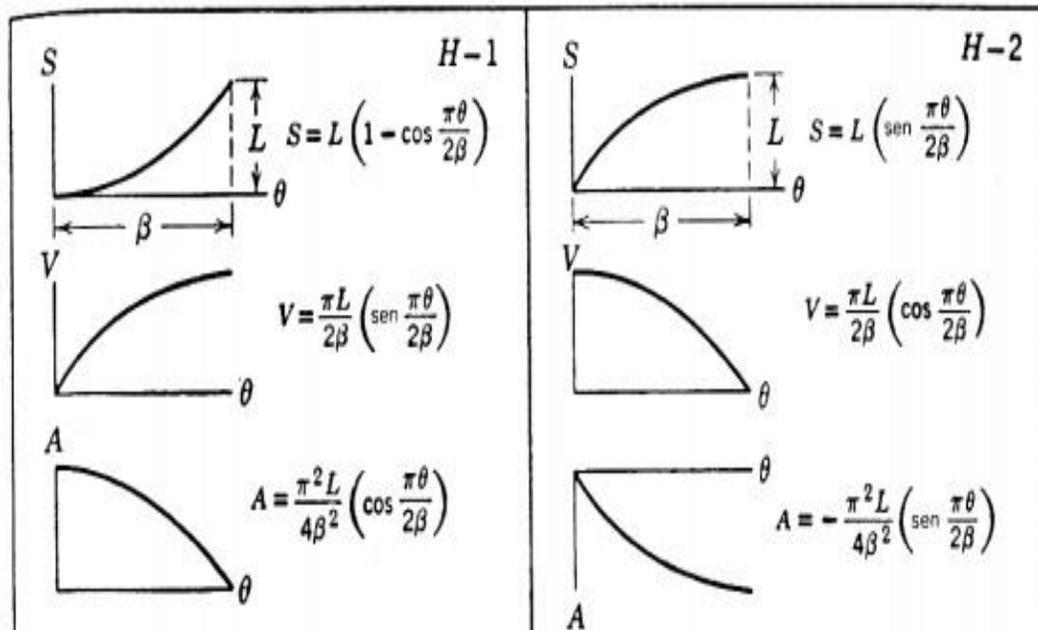


Figura 2.20: Características del movimiento armónico. [3]

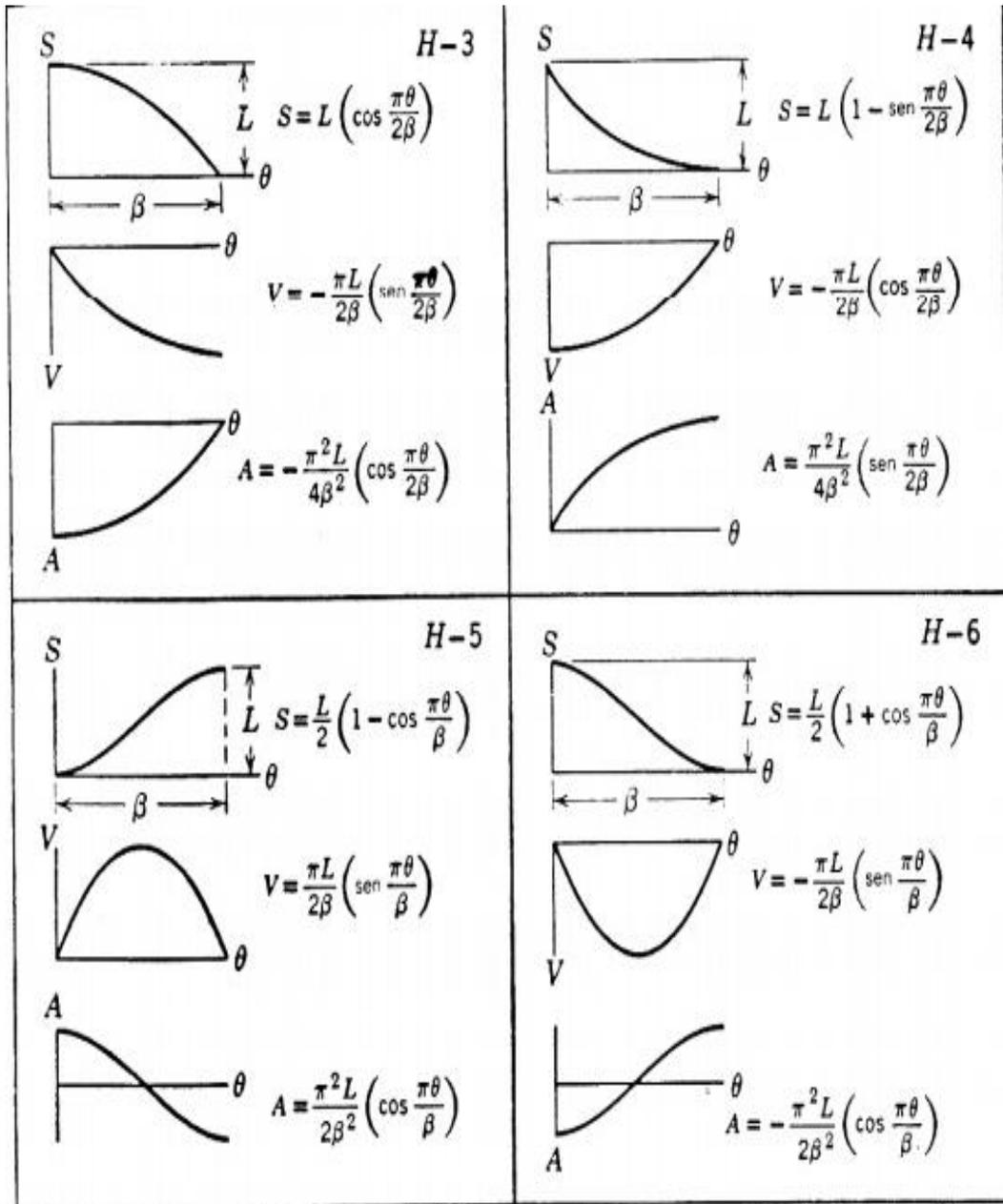


Figura 2.20: Continuación de las características del movimiento armónico. ^[3]

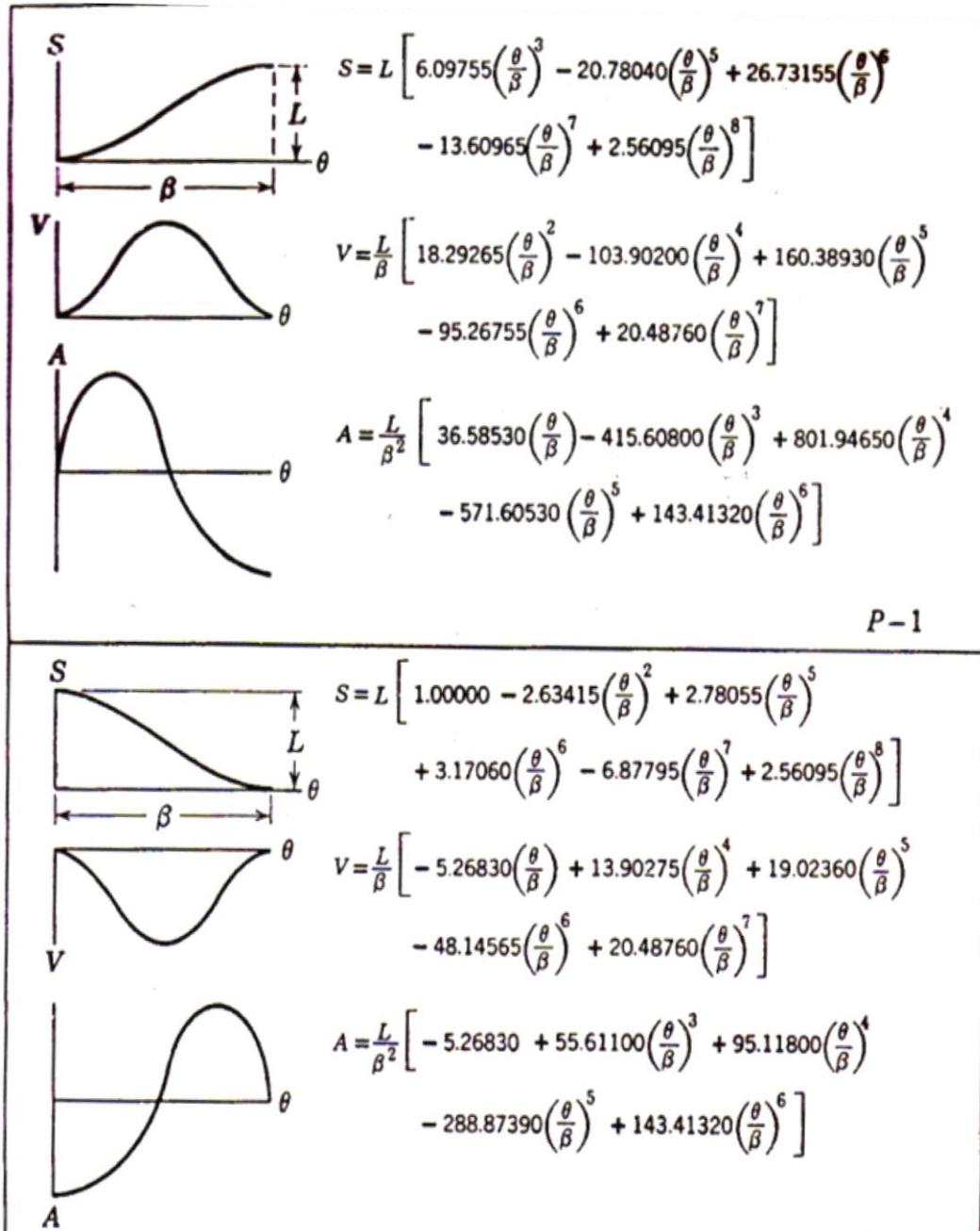


Figura 2.21: Características del movimiento del polinomio de octavo grado. ^[3]

2.5.2 Derivadas del movimiento del seguidor

El diagrama de desplazamiento se representa gráficamente con el movimiento del seguidor S como la ordenada y el ángulo de rotación de la leva θ como la abscisa, sea cual fuere el tipo de leva o seguidor de que se trate. El diagrama de desplazamiento es, por ende, una gráfica que representa alguna función matemática



que relaciona los movimientos de entrada y de salida del sistema de leva. En términos generales, esta relación es:

$$S=S(\theta) \quad \text{Ec. 2.3}$$

En donde: S= movimiento del seguidor y θ = ángulo de rotación de la leva.

Se podrán trazar gráficas adicionales que representen las derivadas de S con respecto a θ . La primera derivada se denotará como S'

$$S'(\theta)=\frac{dS}{d\theta} \quad \text{Ec. 2.4}$$

Esta expresión representa la pendiente del diagrama de desplazamiento en cada ángulo θ . Esta derivada, aunque ahora parece tener poco valor práctico, es una medida de lo “empinado” del diagrama de desplazamiento. Posteriormente se descubrirá que está íntimamente relacionada con la ventaja dinámica del sistema de leva y se manifiesta en aspecto tales como el ángulo de presión.

La segunda de S respecto a θ también es significativa. Se representa aquí como S''

$$S''(\theta)=\frac{d^2S}{d\theta^2} \quad \text{Ec. 2.5}$$

Aunque no tan fácil de imaginar, esta derivada está íntimamente relacionada con el radio de curvatura de la leva en varios puntos a lo largo de su perfil. Puesto que existe una relación inversa, conforme S'' se hace muy grande, el radio de curvatura se hace muy pequeño; si S'' se hace infinita, el perfil de la leva se hace puntiaguda en esa posición, lo que constituye una condición no satisfactoria en extremo desde el punto de vista de los esfuerzos de contacto entre las superficies de la leva y el seguidor.

La siguiente derivada también se puede representar gráficamente, si así se desea.



$$S'''(\theta) = \frac{d^3S}{d\theta^3} \quad \text{Ec. 2.6}$$

Aunque no es fácil describirla geoméricamente, es la rapidez de cambio de S'' , y más adelante se verá que esta derivada también se debe controlar al elegir la forma detallada del diagrama de desplazamientos.

Consideremos las derivadas de los movimientos del seguidor con respecto al tiempo. En primer lugar se supondrá que se conoce la historia respecto al tiempo del movimiento de entrada $\theta(t)$. También se supone que se conoce la velocidad:

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad \text{Ec. 2.7}$$

En donde: ω = velocidad angular

Su aceleración:

$$a = \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad \text{Ec. 2.8}$$

Y su siguiente derivada, llamada con frecuencia Jerk o segunda aceleración:

$$a' = \frac{d^3\theta}{dt^3} \quad \text{Ec. 2.9}$$

Por lo común, la leva de placa es impulsada por un eje a velocidad constante. En este caso, ω es una constante conocida y $\theta = \omega t$. Sin embargo, durante el arranque del sistema de leva este no es el caso, y primero se considerará la situación más general.

Partiendo de la ecuación 2.3 general del diagrama de desplazamientos;

$$S = S(\theta)$$

$$\theta = \theta(t) \quad \text{Ec. 2.10}$$

Por lo tanto, se puede derivar para encontrar las derivadas respecto al tiempo del movimiento del seguidor. Por ejemplo, la velocidad del seguidor está dada por:

$$\dot{S} = \frac{dS}{dt} = \frac{dS \times d\theta}{d\theta \times dt} \quad \text{Ec. 2.11}$$



$$\dot{S} = S' \times \omega$$

Ec. 2.12

Del mismo modo, la aceleración y el tirón del seguidor (Jerk) están dados por:

$$\ddot{S} = \frac{d^2 S}{dt^2} = S'' \times \omega^2 + S' \times a$$

Ec. 2.13

$$\dddot{S} = \frac{d^3 S}{dt^3} = S''' \times \omega^3 + 3 \times S'' \times \omega \times a + S' \times \dot{a}$$

Ec. 2.14

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

$$\dot{S} = S' \times \omega$$

$$\ddot{S} = S'' \times \omega^2$$

Ec. 2.15

$$\dddot{S} = S''' \times \omega^3$$

Ec. 2.16

Por esta razón se ha hecho costumbre común referirse a las gráficas de las derivadas cinemáticas S' , S'' , S''' , como las curvas de “velocidad”, “aceleración” y “Jerk” para un movimiento dado. ^[1]

2.5.3 Ángulo de Presión

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.

El ángulo de presión puede tomar signo positivo o negativo. Para una leva plana de rotación con seguidor de traslación, lo que importa es que su valor absoluto



no exceda de los 30° para evitar el fenómeno de auto detención de la leva. Cuando esto ocurre, se deben realizar modificaciones en la leva para disminuirlo. [10]

2.5.4 Resistencia a la superficie de la leva

Algunos sistemas de seguidores son algo elásticos y considerando las velocidades de funcionamiento el seguidor no siempre traza el mismo movimiento que manda la leva.

Si no se supone que la leva y el seguidor son completamente rígidos, las fuerzas de contacto serán algo más grandes que las calculadas si se supone esto.

El fallo o desgaste de las levas ocurre siempre por acción de fatiga superficial. Para este tipo de falla tenemos:

- K_j = Coeficiente de tensión por carga (son valores tabulados)
- F = Fuerza de contacto correspondiente al punto que se estudia en la superficie de la leva (kg).
- L = Anchura del lado de la leva, o del rodillo, según cual sea el más estrecho (mm)
- R_r = Radio del rodillo (mm)
- R_c = Curvatura de la leva en el punto considerado (mm)

$$\frac{F}{L} = \frac{K_j}{\left(\frac{1}{R_r}\right) \pm \left(\frac{1}{R_c}\right)} \quad \text{Ec. 2.17}$$

(+) Curvatura de la zona convexa.

(-)..... Curvatura de la zona cóncava.

$R_r: \rightarrow \infty$ Seguidor de cara plana.

En los seguidores de cara plana existe mayor cantidad de deslizamiento, por lo tanto, debe aplicarse un coeficiente de seguridad al coeficiente de tensión por carga del proyecto. La magnitud mostrada en la ecuación 2.17 es el valor límite de la carga normal en Kg/mm. La carga de servicio deberá ser un poco menor, con objeto de permitir variaciones en el acabado superficial, o en la lubricación y deslizamiento. [10]



2.6 Análisis dinámico

A altas velocidades de las levas la fuerza transmitida en el contacto de la leva y el seguidor es alta y puede ser la causa de desgaste severo de las superficies de contacto. A continuación se discutirán las fuerzas, cargas, torques, fricción e inercia, información necesaria para determinar el tamaño de los elementos, vida de los materiales, el tamaño del resorte, velocidades últimas, y el consumo de potencia de los mecanismos de leva-seguidor. Las levas son diseñadas para cumplir cualquiera de los siguientes requerimientos: El primero es dar la localización exacta de un evento controlado en un sistema baja-masa, bajo-torque. El segundo requerimiento es mover a veces una gran masa a altas velocidades. Aquí, el control del evento es usualmente de segunda consideración, y el sistema requiere altos torques. De esta manera, es necesario determinar el consumo de potencia y el tamaño de la fuente principal (usualmente un motor). Los mecanismos indicadores en impresión o la maquinaria de fabricación de papel, son un ejemplo de este tipo.

Las fuerzas más importantes en los sistemas de leva-seguidor son: la fuerza estática debido a la carga externa de la leva, la fuerza de inercia debido a la aceleración del seguidor, la fuerza de aceleración, la cual produce vibraciones, la fuerza del resorte y las fuerzas de fricción. ^[4]

2.6.1 Fuerzas actuantes en el sistema

En las levas de discos con seguidor pivotado tenemos presentes fuerzas estáticas F_x y F_y , las cuales son las reacciones producidas 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 varía según el ángulo de presión ϕ . También se encuentra presente una fuerza F_r la cual es producida por el resorte. Este resorte es el que ejerce la fuerza necesaria para mantener en contacto el seguidor con la leva.

Por último se presenta una fuerza F_N , esta fuerza es la reacción de la fuerza producida por el seguidor sobre la leva.

El valor de estas fuerzas se puede calcular aplicando diagrama de fuerzas al sistema y planteándonos las ecuaciones de equilibrio. ^[13]

En la figura 2.22 se muestra el diagrama de cuerpo libre del sistema.

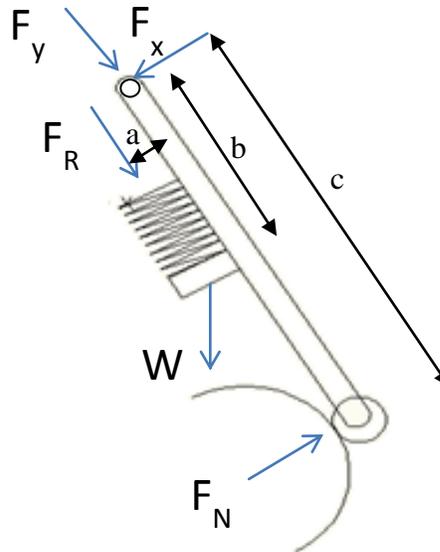


Figura 2.22: Diagrama de cuerpo libre.

$$\rightarrow \sum F_x := F_x - W \times \sin \varphi + F_N = m \times a \quad \text{Ec. 2.18}$$

$$\sum F_y := F_y + F_R + W \times \cos \varphi = 0 \quad \text{Ec. 2.19}$$

$$\sum M_o := W \times \sin \varphi \times a - F_R \times b - F_N \times c = 0 \quad \text{Ec. 2.20}$$

2.6.2 Fuerza de inercia

Aunque en las levas de baja velocidad las fuerzas de inercia pueden despreciarse y un análisis estático es suficiente, en las levas de gran velocidad se hace preciso introducir las fuerzas de inercia, las cuales, como es lógico, son función directa del movimiento del seguidor.



Cualquier cuerpo con una fuerza externa desbalanceada actuando sobre su masa será acelerado. Un cuerpo en traslación se resistirá a esta aceleración con una reacción o fuerza de inercia.

$$J = \frac{W}{g} a \quad \text{Ec. 2.21}$$

Donde: J= fuerza de inercia; a= aceleración; W= peso equivalente.

La fuerza de inercia, la cual pasa a través del centro de gravedad del cuerpo, tiene una dirección contraria a la de aceleración en cuestión. Por el principio de D'Alembert, se podría hacer un diagrama de cuerpo libre de todas las fuerzas y analizar la condición dinámica como un problema estático.

Para cuerpos en rotación, el análisis es similar. Si el cuerpo tiene un torque externo desbalanceado, este poseerá una aceleración angular la cual se resistirá al torque en cuestión. La dirección de este torque será contraria a la dirección de aceleración. ^[4]

Límite de diseño dinámico

La fuerza de inercia en un gran número de máquinas de alta velocidad está en un rango de valores, es decir, existe una fuerza de inercia (J) o un límite dinámico aproximado para todo tipo de máquinas de 230 Kg a 900 Kg.

La ecuación 2.22 es el producto de altos estándares de selección de material, precios de fabricación y diseño teórico que las limitaciones de costo permiten.

Por lo tanto:

$$230 \text{ Kg} < V_o G < 900 \text{ Kg} \quad \longrightarrow \quad V_o G = J \quad \text{Ec. 2.22}$$

Donde: G= máxima aceleración del seguidor ; V_o = masa del sistema leva-seguidor



Generalmente, los números más bajos se aplican a sistemas de alta velocidad y baja masa (hasta donde V_0 sea igual a 2,5 Kg) con el número superior para sistemas de baja velocidad y gran masa hasta donde V_0 sea igual a 450 Kg.

Es de hacer notar que la aceleración es proporcional a la raíz cuadrada de la velocidad de la leva. Por ello, para una misma máquina, el doble de la velocidad de la leva significa cuatro veces el límite dinámico, $V_0 G$. Por supuesto, requerimientos funcionales de una máquina específica puede requerir más reducción en la velocidad y el límite dinámico. Por ejemplo, cierta fabrica de maquinarias de zapatos y telas que tienen requerimientos particulares usan un valor de 230 para su equipo de alta velocidad.

Hay algunas máquinas en operación que tienen los valores de $V_0 G$ tan bajos como 115 Kg y otras tan altas como 1.360 Kg. Debido a los rangos y calificaciones indicadas, esta relación dinámica debería probar una excelente guía para el diseñador.^[4]

2.6.3 Fuerzas vibratorias

Cuando las velocidades del funcionamiento de los mecanismos de las levas son altas, existen factores críticos como lo son la precisión de fabricación del contorno de la leva y de la elección de la leva más adecuada.

Muchos ingenieros tienen la falsa concepción de que la aceleración es el único factor que afecta la reacción dinámica bajo operaciones de alta velocidad. Se demostrará que existen otros factores, que la forma y continuidad de la curva de aceleración tiene una tremenda significación en mantener suave la acción del seguidor de la leva y que serias fuerzas vibratorias ocurren en puntos donde la curva de aceleración presente una discontinuidad.

El diseño convencional de la leva es inadecuado si se asume una total rigidez de la leva y las conexiones y si no se consideran los efectos de vibración y deflexión de



las partes durante la alta velocidad. De hecho, debido a la elasticidad y a la masa del seguidor, este no se mueve exactamente como se dicta la forma de la leva.

Cuando se encuentran altas velocidades, baja resistencia a la flexión, masas grandes o resonancia, la condición de “NO RIGIDEZ” que todos los sistemas tienen, se vuelve más importante. ^[4]

2.6.4 Origen de las vibraciones

En los sistemas de leva y seguidor, algunos tipos de vibraciones son siempre ocasionados a bajas velocidades, estas casi no son tomadas en cuenta, pero cuando se habla de altas velocidades las vibraciones se convierten en un factor significativo.

Existen varios tipos de vibraciones:

- Vibraciones debido a la forma de la curva de aceleración del seguidor. Un impulso infinito trae como consecuencia un “salto” si el seguidor es accionado por un resorte de compresión. Las vibraciones transitorias que resultan son más serias en las conexiones altamente flexibles.
- Vibraciones que resultan de la separación de la leva y el seguidor. Con levas de transmisión directa (por ejes y engranajes) se produce un impacto del rodillo en la leva, el cual se llama “sobreimpacto cruzado”. Con el seguidor accionado por resorte, esto se debe a la condición de “salto”.
- Vibraciones debido a irregularidades en la superficie.
- Vibraciones debidas al coeficiente de aplicación de la carga externa. Por ejemplo, cuando un mecanismo indicativo de punzonamiento dirigido de leva ha aplicado rápidamente su carga al mismo tiempo que comienza el punzonamiento en la pieza de trabajo. Esta aplicación rápida de la carga no puede ser eliminada, y, por lo tanto, el diseño final debe incluir este efecto. Algunas veces la aplicación de la carga durante el periodo de menor aceleración tiende a reducir y hasta podría eliminar los cambios de la acción de la fuerza en la superficie de la leva.



- Orígenes misceláneos: Vibraciones debido a desequilibrios en la leva. Un diseño práctico e inteligente del cuerpo y de la estructura de la leva, podría contrarrestar la masa y mantendría esa vibración al mínimo.
- Las vibraciones pueden ser transmitidas desde el mecanismo motor a la superficie de la leva a través de la armadura desde orígenes tales como: motores eléctricos, engranajes y cadenas. Las vibraciones pueden ser transmitidas desde una fuente externa a través de la fundación de una máquina base.

Para reducir las vibraciones en los sistemas de leva seguidor, se sugiere que los miembros, desde el motor al seguidor, estén hechos tan rígidos como sea posible. Los mecanismos o dispositivos de amortiguamiento, no se sugieren para la reducción de las vibraciones. ^[4]

2.6.5 Comparación vibratoria de curvas básicas

Se discutirán algunas curvas básicas en un intento de establecer una base propia para las aplicaciones de alta velocidad. Desde que la curva parabólica da el valor más pequeño de aceleración y de fuerza de inercia, esta ha sido escogida por años como la mejor posible. Teóricamente la curva parabólica sería mejor si el seguidor tuviera menos masa o fuese perfectamente rígido y sin un desajuste mecánico en el sistema. Sin embargo, bajo operaciones a altas velocidades esta curva es una mala elección, ya que se ha determinado que esta curva presenta una destrucción rápida de la superficie, desgaste, ruido, vibraciones y choques cuando se usa para altas velocidades.

Hrones analizó matemáticamente y Mitchell probó las vibraciones resultantes de las tres curvas básicas (armónica simple, parabólica y cicloidal) con sistemas de seguidor altamente rígidos. Ellos investigaron el factor de ampliación o aumento dinámico transitorio, factor “D”, suministrando la medida del efecto de acoplamiento de amortiguador accionado por resorte en el seguidor. Este factor nos da la proporción instantánea de la fuerza actual F con la fuerza de inercia J (es la razón entre estas dos fuerzas).



La curva parabólica muestra la oscilación del sistema de seguidor a su frecuencia natural desde el primer instante de acción, con su impulso infinito o discontinuidades existentes al final del punto medio del recorrido.

El factor de ampliación dinámica “D”, es, inicialmente, igual a 2 en todos los puntos del impulso infinito. La magnitud de onda “D” pudiese crecer, teóricamente, a un valor de 3 en el punto de transición sin amortiguamiento y con resonancia.

Con la curva de movimiento armónico simple, las oscilaciones ocurren a la misma razón de 2 a 1 como la curva de movimiento parabólico, debido a que nuevamente se tienen pulsaciones infinitas (discontinuidades) en los puntos de reposo. Sin embargo, la curva cicloidal con su impulso infinito en todo el trayecto, tiene vibraciones de pequeña amplitud a una relación máxima de 1,06 a 1. De nuevo las vibraciones están en la frecuencia natural del sistema.

De esta manera el impulso infinito significa una repentina o transitoria aplicación de la carga de inercia J, el cual produce un impacto (dos veces el valor de la carga de inercia) en los sistemas de leva seguidor. Este fenómeno es, en diseño, generalmente llamado “una carga aplicada repentinamente”.

Se sabe que esas vibraciones se hacen más importantes mientras la frecuencia de esa fuerza aplicada se aproxima a sub-múltiplos enteros impares de la frecuencia natural del sistema. Se mostró que la condición de resonancia es mucho menos afectada en la curva cicloidal que en cualquier otra curva básica. Se debe recordar que las tolerancias de fabricación de la leva cicloidal son críticas al principio y al final del recorrido y que las magnitudes de 0,00762 mm (0,0003 pulg) son necesarias para un buen funcionamiento.

Algunas veces la pregunta que se hace es ¿Cual es el valor de impulso que se debe usar para un mínimo efecto vibratorio?. Neklutin demuestra analíticamente que la curva de aceleración trapezoidal modificada y la curva cicloidal muestran excelentes características. Los efectos vibratorios son muy similares con el valor de



aceleración máxima de la curva trapezoidal modificada, ligeramente más pequeños que los de la curva cicloidal.

Las conclusiones que se pueden ofrecer para cualquier curva de la leva en operaciones de alta velocidad son:

- Los valores máximos de aceleración se deberán mantener lo más pequeños posibles.
- Debe ser mantenido un impulso finito todo el tiempo, nunca excediendo el máximo del de la curva cicloidal.
- La curva cicloidal es, en la mayoría de los casos, una elección razonable, dando fuerza de picos más bajos, amplitudes vibratorias, ruidos y esfuerzos, en general una mejor calidad funcional.

En fin, una onda o impulso largo produce o induce vibraciones indeseables, las cuales ocurren en la frecuencia natural de cualquier sistema. Estas vibraciones producen esfuerzos y fuerzas las cuales son impuestas en la fuerza de inercia J .

El radio de máxima fuerza o de esfuerzo actual, respectivamente, comparado a la fuerza o esfuerzo de inercia como se dijo anteriormente es llamado Factor de ampliación dinámica D .

Los siguientes valores de seguridad deberán ser utilizados en el diseño de levas a alta velocidad. Para cualquier curva que tenga un impulso infinito, en miembros de seguidores relativamente rígidos se debe utilizar $D=2$, y para seguidores muy flexibles $D<2$. Estos valores están basados en que el desgaste, errores e imprecisiones en la fabricación producen vibraciones a pesar de la exactitud del diseño matemático. Sin embargo, una pequeña cantidad de ondulaciones o errores en la superficie, o reacciones violentas en las uniones pueden producir altas fuerzas vibratorias y dinámicas.

Estás podran exceder todas las demás fuerzas. Se sugiere utilizar un perfil de leva liso y exacto para ganar ventaja total de las cualidades matemáticas de la curva.

En general las fuerzas vibratorias para miembros rígidos y de baja velocidad con uniones limitadas, serán insignificantes.

Es importante recordar que una leva no debe trabajar en resonancia o debe poseer un mínimo de uniones para proporcionar choques de unión reducidos. Nótese que la resultante de las fuerzas y esfuerzos vibratorios son super impuestos sobre todos los demás cálculos. Es más, la curva de torque de una leva a alta velocidad no incluye estas fuerzas vibratorias porque estas fuerzas tienen un valor nulo significativo transmitido al torque de entrada del seguidor. [4]

2.6.6 Métodos para determinar la respuesta del seguidor

Se indicarán tres métodos para establecer la respuesta vibratoria de un seguidor de cualquier rigidez.

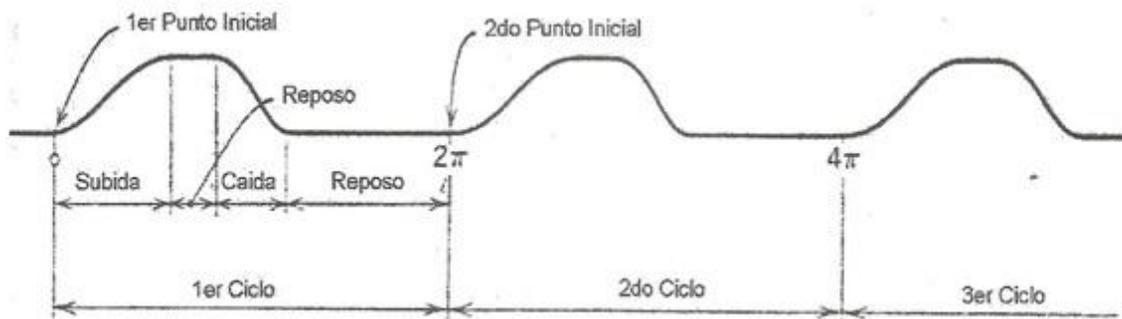


Figura 2.23: Respuesta vibratoria de un seguidor. [4]

El primer método para determinar la respuesta del seguidor es analítico, y puede ser convenientemente aplicado cuando el perfil de la leva se dé en forma matemática. Esta aproximación da una respuesta transitoria comenzando en cada punto inicial de cada ciclo. Esto no asume algún efecto vibratorio de algún ciclo previo. El amortiguamiento, de las etapas previas son factores predominantes en la eliminación de las vibraciones que ocurren antes que el ciclo en consideración, este efecto amortiguador se mejora en la medida en que la frecuencia natural del sistema sea más alta.



Lo básico de este método analítico es que la respuesta puede ser encontrada convenientemente solo por el periodo de la expresión analítica.

La tercera aproximación es la solución de la condición de estado estacionario que emplea la serie de Fourier o análisis armónicos. Se pueden sobreponer los efectos de cada armónica o hacer una comparación entre las altas amplitudes de las armónicas más bajas y la frecuencia natural del sistema.

Este método desprecia la condición transitoria inicial. El método asume que vibraciones libres del sistema generadas usualmente en el comienzo del movimiento han sido reducidas o amortiguadas por fricción, y solo las vibraciones forzadas son consideradas. Esta aplicación se sugiere cuando el período de elevación de la leva (ver figura 2.23) y el de caída de la leva (2π) en el cual las ondas vibratorias de cada ciclo, 2π , 4π , 6π , etc; se refuerzan cada una. Hay que familiarizarse con el ciclo o el efecto repetido de las fuerzas dinámicas y las vibraciones restantes luego del impacto, ya que estas tienen una influencia en las magnitudes de las vibraciones en el próximo impacto. La transformada de Laplace puede ser aplicada en algunos casos para dar solución a los estados transitorios y estacionarios de la respuesta del seguidor. En todas las instalaciones debido a que la amortiguación no puede ser incrementada fácilmente, se sugiere que la frecuencia natural de las conexiones sea lo más alta posible para reducir el período vibratorio por el mismo porcentaje de amortiguación. Luego de esto debe ser mencionado que la respuesta del seguidor debe ser determinada experimentalmente mediante el empleo de fotografías de alta velocidad y mediciones de oscilación. El método conformador es aplicable a sistemas altamente elásticos. ^[7]

2.6.7 Determinación práctica de la respuesta del seguidor

Algunos factores prácticos que pueden predominar sobre los análisis matemáticos previamente presentados son:

Primero, el sistema es considerado en la base de un simple grado de libertad, en el cual la estructura de la máquina es perfectamente rígida. En general, las armaduras



(estructuras, marcos, etc) son lo suficientemente rígidos para limitar las deformaciones de amplitudes despreciables. Sin embargo, en el rango de resonancias, los valores pueden tener magnitudes que requieran investigación cuando la velocidad de leva coincide con el modo vibratorio natural.

También todas las irregularidades de la superficie de la leva afectarán la leva, en lo que frecuentemente existe una diferencia grande entre las curvas actuales y teóricas de aceleración de levas. Esto afecta la aceleración del seguidor y el movimiento. En los perfiles de leva, casi siempre son necesarias precisiones de $\pm 0,0127$ mm (0,0005 pulg).

Las irregularidades de la superficie presentan un valor significativo en cualquier discusión acerca de vibraciones en seguidores de leva. No obstante se ha hecho un esfuerzo para producir curvas de elevación y contornos de leva los cuales facilitarán primeramente precisión en la manufacturación.

Existen dos factores tales como la velocidad de la leva y la frecuencia natural del seguidor de la leva, que pueden variar durante la operación. Primero varían ligeramente las vibraciones forzadas con el motor primario, las cuales dependen de la velocidad de la leva. Por ejemplo, los equipos eléctricos son afectados por las variaciones en el voltaje bajo condiciones industriales. Secundariamente, la frecuencia natural de una máquina no es exacta pues es afectada por despegue radial, resistencia a la fricción de metales en contacto y lubricantes, cambios en el manejo de carga por la máquina, efecto dinámico de la película de aceite. Es así como esto puede variar ligeramente durante la operación.

Se debe mencionar que los cálculos por frecuencia natural pueden tener un error tan alto como el 20%.

En la mayoría de los ensamblajes de leva y seguidor, las amortiguaciones están entre 10 y 25 por ciento de la amortiguación crítica. Un intento para reducir las amplitudes vibratorias incrementando la acción de amortiguación, debe ser usado con



discreción cuando las fuerzas de amortiguamiento se vuelven altas y excedan las fuerzas dinámicas.^[7]

2.6.8 Impacto en la sección transversal

Anteriormente se discutía la respuesta vibratoria de la masa del seguidor en los sistemas de leva a altas velocidades. Ahora se considerará un fenómeno llamado sobreimpacto cruzado, el cual existe en levas de transmisión directa (por ejes y engranajes) cuando el contacto del seguidor se desvía de un lado al otro. De esta forma el despegue o desajuste mecánico entre el seguidor y la leva se asocian con un impacto resultante.

Sabemos que el sobreimpacto existe en todos los sistemas de transmisión directa así el seguidor sea rígido o flexible. Esto ocurre en un punto donde la aceleración del seguidor cambia de positiva a negativa y viceversa. Este también es el punto de máxima velocidad del seguidor, mientras menor sea la velocidad, menor será el impacto de la sección transversal.

El impacto en la sección transversal o sobreimpacto se hace menor a medida que el seguidor sea más rígido, es decir, este sobreimpacto puede ser mantenido al mínimo usando un sistema rígido de seguidor o teniendo una frecuencia natural alta. La precarga del seguidor utilizando rodillos dobles es una medida práctica para aliviar esta condición perjudicial.

Además, se puede demostrar mediante un análisis matemático que algunas curvas de leva (tal como la cicloidal) que no tienen impulso infinito son mejores. Ellas proveen bajo impacto en la sección transversal debido a las amplitudes vibratorias pequeñas producidas. La curva parabólica es pobre y, en consecuencia, éste impacto en la sección transversal produce serias vibraciones adicionales.^[4]

2.6.9 Fenómeno del salto

Con un seguidor accionado por resorte de compresión se puede tener un tipo similar de vibración llamado “salto” o “rebote”. Esta es una condición transitoria que



ocurre solo en sistema de leva y seguidor a altas velocidades y altamente flexibles. Con el “salto”, la leva y el seguidor se separan debido a las fuerzas excesivamente desbalanceadas (desequilibradas) excediendo la fuerza del resorte durante el período de aceleración negativa.

Este fenómeno es indeseable debido a que no existe un movimiento constante en el seguidor de la leva, es decir, el movimiento del seguidor no es mantenido. También se relaciona con esto, la corta vida de la superficie de contacto de la leva, mucho ruido, vibraciones, pobre acción.

La curva de respuesta de aceleración (curva de transmisión) está relacionada con el número de ciclos completos de las vibraciones naturales del seguidor ocurridas durante el intervalo de tiempo de aceleración positiva en la velocidad de operación particular.

$$\lambda = \left(\frac{\beta_1}{2\pi} \right) \times n \quad \text{Ec. 2.23}$$

Donde: β_1 es el ángulo de período de aceleración positiva dado en radianes; λ como el número de vibraciones libres por período de aceleración positiva.

En la figura 2.23, se observa una curva de aceleración de leva asimétrica a alta velocidad con un período de aceleración positivo.

La curva de respuesta de aceleración actual (incluyendo amortiguación), está superpuesta. También se muestra la curva de resorte a compresión debajo de los valores de aceleración negativa para mantener coaccionado el seguidor sobre la leva.

El salto ocurre cuando la curva de respuesta cae debajo de la curva del resorte. El salto se hace más predominante con valores más pequeños de λ , en otras palabras, con sistemas más flexibles.

Es una excelente elección una leva que tenga una curva de aceleración parabólica, ya que los valores de λ son permitidos. Valores adecuados de la forma de



la curva de aceleración teniendo valores de impulso finitos pueden mantener el “salto” a un mínimo.

El incremento de la carga del resorte da pocas posibilidades de eliminar el salto, debido a que resultan mayores tensiones de superficie y la vida se acorta. ^[4]

2.6.10 Equilibrio

Una de las dificultades de la acción de levas de alta velocidad es el desequilibrio o desbalance de la masa de leva con respecto al centro de rotación. En donde se producen fuertes vibraciones, que si no se pueden eliminar completamente, se pueden mantener al mínimo usando una estructura bien reforzada de poca masa, se puede mencionar que la leva de disco radial es el tipo de leva más equilibrado. ^[8]

2.6.11 Fuerza de fricción

La resistencia de fricción oponiéndose al movimiento relativo de partes en contacto siempre existirá en una máquina. En el análisis de fricción, se puede considerar ambos valores estáticos y cinéticos de la fricción. La forma más precisa de incluir la fricción en el diseño, es medirla directo desde la máquina actual o desde el prototipo. La segunda aproximación es usar valores que vengan de datos generales de pruebas que se encuentran en los manuales. Una tercera aproximación es empírica y toma la fricción como un porcentaje del torque de inercia. ^[4]

2.6.12 Resortes

En un sistema de leva-seguidor, 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. ^[4]

Un resorte es un elemento activo que se puede utilizar para ejercer una fuerza y al mismo tiempo almacenar energía. Los resortes helicoidales a compresión se fabrican, por lo regular, de alambre redondo, enrollado en forma cilíndrica recta con

espaciamiento constante entre bobinas adyacentes. La figura 2.24, muestra la notación que se utiliza para hacer mención a los diámetros característicos de resortes helicoidales de compresión. El diámetro exterior DE (OD, por las siglas en inglés Outside diameter), el diámetro interior DI (ID, por las siglas en inglés Inside Diameter) y el diámetro del alambre (D_w) son obvios y pueden medirse con instrumentos de medición estándar. Al calcular la tensión o esfuerzo y la deflexión de un resorte, se utiliza el diámetro medio, D_m . Observe que:

$$OD = D_m + D_w \quad \text{Ec. 2.24}$$

$$ID = D_m - D_w \quad \text{Ec. 2.25}$$

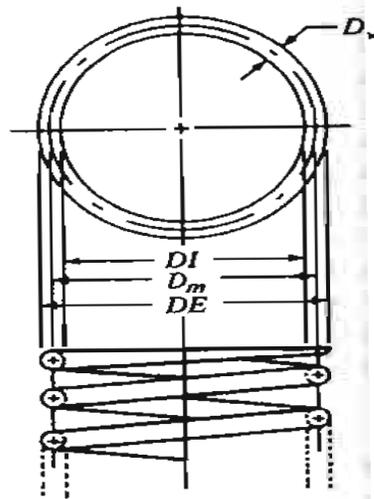


Figura 2.24: Notación para diámetros de resortes. ^[7]

Es importante comprender la relación entre la longitud del resorte y la fuerza que este ejerce, ver figura 2.25. La longitud libre, L_f , es la longitud que asume el resorte cuando no ejerce fuerza alguna. La longitud ensamblada, L_a , se encuentra cuando el resorte está con una precarga. Existe una longitud más reducida que puede presentar el resorte. Por lo general, el resorte no está comprimido totalmente cuando está en operación. La longitud más corta del resorte durante su funcionamiento normal se denomina longitud de operación o mínima de trabajo, L_m . A veces el resorte se diseña para que opere entre límites de deflexión.

Para indicar las fuerzas de un resorte se utilizará el símbolo F , se utilizarán varios subíndices para especificar que nivel de fuerzas se está considerando.

Los subíndices corresponden a los que se utilizan para las longitudes, como de detalla a continuación:

- F_a : fuerza en longitud ensamblada, L_a : la fuerza que se observa en el resorte ensamblado.
- F_m : fuerza en longitud de operación, L_m : la fuerza máxima que observa el resorte en operación normal.

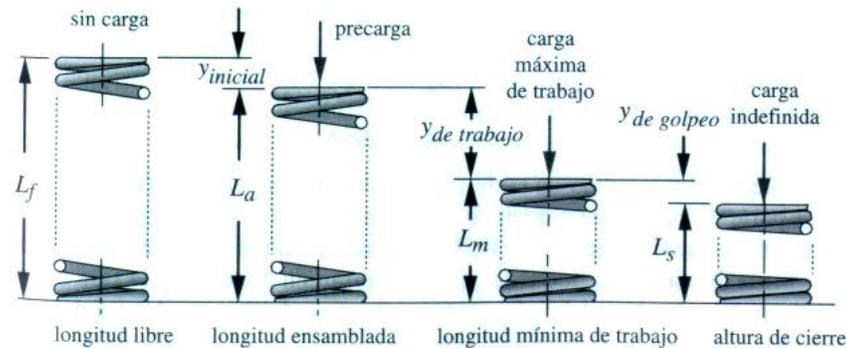


Figura 2.25: Notación para longitudes y fuerzas en resortes. [7]

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. Este punto ocurre en, o muy cerca de, el punto máximo de aceleración negativa. El resorte debe estar adecuado a exceder la suma de todas o algunas de las siguientes fuerzas: inercia, peso, amortiguación dinámicas, carga externa y fricción. La fuerza de inercia depende de la velocidad, y por esto, a mayor velocidad más grande será el resorte que se necesita. Si el resorte es muy débil como para mantener el contacto a altas velocidades, una acción de “rebote” ocurrirá. Nótese 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. [7]



A altas velocidades, ocurre un fenómeno que puede reducir seriamente la fuerza efectiva del resorte y permitir que el seguidor abandone la leva. Esto se conoce como pulsación del resorte. Esto es una onda torsional transmitida a través de un alambre arriba y abajo del resorte. La prevención del impulso del resorte es simple, en general, a menor número armónico, mayor son las amplitudes vibratorias. Por lo tanto la frecuencia natural del resorte debería ser suficientemente alta de modo que si ocurre resonancia, será con números armónicos más altos y las amplitudes vibratorias se mantendrán al mínimo. El número armónico debería ser 11 o mayor. Sin embargo, una relación tan baja como 9 puede ser usada, lo que trae como consecuencia buenos seguidores dinámicos y una curva de aceleración suave. Cuando se habla de números armónicos, se refiere a la relación de la frecuencia natural con la velocidad de operación de la leva. ^[4]

El principal factor de diseño en resortes es el índice del resorte o escala del resorte.

$$K = \frac{\Delta S}{\Delta \delta} \quad \text{Ec 2.26}$$

Una representación gráfica de estos parámetros se aproximan muy bien a una línea recta.

La máxima carga del resorte ocurre en el punto máximo de altura de la curva de desplazamiento. Por lo tanto, se debe proveer de un margen de carga en el punto de diseño, para permitir excedentes por fricción, sobrecargas del resorte, vibraciones y variaciones en la fabricación del resorte. La fuerza del resorte debe exceder el total neto de las fuerzas externas por, no menos de 30% a 50% por ciento, con márgenes usados algunas veces tan grandes como el 100 %. Es importante señalar que la mitad de los márgenes inferiores citados anteriormente, pueden ser debido a variaciones de fabricación del resorte. Además, no se recomiendan cargas del resorte excesivas por dos razones principales. La primera es que incrementa el desgaste y acorta la vida de



los materiales. La segunda es que se producirán serios choques y gran ruido. Los impactos en las uniones se adicionarán a esta condición perjudicial.

Los pasos necesarios para el diseño de resortes son:

- Conseguir la masa de los elementos acelerados.
- Dibujar la curva de aceleración del seguidor.
- Convertir esta curva a fuerzas inerciales.
- Superponer en esta curva todas las otras cargas (ej: externas, fricción, peso).
- Dibujar una curva característica del resorte más adecuado con un mínimo margen de seguridad para larga vida contra el desgaste.
- Diseñar el resorte.

Tipos de cargas y tensiones o esfuerzos permisibles: La tensión permisible que puede utilizarse en un resorte depende del tipo de carga, del material con que se fabrique y del diámetro del alambre. Por lo regular, la carga se clasifica en tres tipos:

- Servicio ligero: Cargas estáticas hasta de 10.000 ciclos de carga con una tasa de baja carga (sin impacto).
- Servicio promedio: situaciones de diseño típicas para maquinarias, tasa de carga moderada y hasta un millón de ciclos.
- Servicio Severo: Ciclaje rápido para más de un millón de ciclos, posibilidad de carga por impacto o choque.

Conforme un resorte se comprime bajo una carga axial, el alambre se tuerce. Por consiguiente el esfuerzo que se desarrolla en el alambre es esfuerzo de torsión por torsión, y puede derivarse de la ecuación clásica:

$$T = \frac{T_c}{J} \quad \text{Ec. 2.27}$$

Donde: T ; T_c ; J .



Cuando se aplica en particular a un resorte helicoidal de compresión, se requieren algunos factores a los cuales se atribuirá la curvatura del alambre y la tensión por esfuerzo de corte directo que se genera a medida que las bobinas oponen resistencia a la carga vertical. Asimismo, conviene expresar la tensión por esfuerzo de corte en términos de las variables de diseño que se encuentran en los resortes, La tensión máxima por esfuerzo de corte, que se presentará en la superficie interna del alambre es:

$$\tau = \frac{8ZFD_m}{\pi D_w^3} = \frac{8ZFC}{\pi D_w^2} \quad \text{Ec. 2.28}$$

Como lo demuestra la definición de:

$$C = \frac{D_m}{D_w} \quad \text{Ec 2.29}$$

Estas son dos formas de la misma ecuación. Puede calcularse la tensión por esfuerzo de corte para cualquier fuerza aplicada, F . En condiciones normales, resultaría de interés la tensión o esfuerzo cuando el resorte se comprime hasta su longitud comprimido bajo la influencia de F_s y cuando el resorte está operando a su carga máxima normal, F_o . Observe que la tensión es igual al diámetro del alambre elevado al cubo. Estos ilustran el impacto significativo que sufre el tamaño del alambre en el rendimiento del resorte. ^[7]

El factor de Wáhl, Z , en la ecuación 2.30 es el término a que se atribuye la curvatura del alambre y la tensión por esfuerzo de corte directo. En términos analíticos Z está relacionada con C :

$$Z = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad \text{Ec. 2.30}$$



CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

En este capítulo se presenta la metodología planteada para realizar el diseño de una leva bajo criterio de impacto.

1. Levantamiento práctico del perfil de la leva:

Si se dispone de la leva, se recogen las medidas necesarias para construir el contorno de la misma. Y luego, de forma manual o con el uso de una herramienta computacional, se procede a hacer el levantamiento del perfil de la leva.

2. Curva de desplazamiento del seguidor:

Con el perfil de la leva, se procede a obtener la curva de desplazamiento de la misma, tomando en cuenta que la curva obtenida representa el movimiento que sigue el seguidor si estuviese siempre en contacto con la leva. Ésta se realiza, aplicando el procedimiento explicado en el marco teórico en el punto 2.4, Síntesis gráfica de perfiles de leva de disco con seguidor pivotado.

3. Optimización de la curva de desplazamiento:

Utilizando el método que Klopmok y Muffly desarrollaron, se procede a optimizar la curva, y se obtiene así, una curva de desplazamiento obtenida de forma analítica.

4. Levantamiento del perfil teórico:

Con la curva de desplazamiento obtenida de forma analítica, se realiza el levantamiento del nuevo perfil de la leva, el cual presenta mejoras y actúa de forma más eficiente.

5. Determinación del ángulo de presión:



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 en el punto de contacto entre la leva y el seguidor. Se debe verificar que el ángulo de presión no exceda los valores máximos permitidos para el mismo.

6. Diseñar el 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.

7. Estudio de las fuerzas de contacto:

Se realiza un diagrama de cuerpo libre, donde se ubican todas las fuerzas de contacto presentes en el sistema y se determina el valor de las mismas.

8. Estudio de resonancia:

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.

9. Fuerza de inercia:

Aunque en las levas de baja velocidad las fuerzas de inercia pueden despreciarse y un análisis estático es suficiente, en las levas de gran velocidad se hace preciso introducir las fuerzas de inercia, las cuales, como es lógico, son función directa del movimiento del seguidor.

10. Determinación de los esfuerzos de contacto:

Es necesario conocer el valor de los esfuerzos de contacto que se producen en la superficie de la leva y del seguidor.

11. Cálculo de la fuerza de impacto:

Se determina el valor de la fuerza de impacto existente entre el seguidor y la leva.

12. Esfuerzo por impacto:



Se calcula el valor del esfuerzo por la carga de impacto y se compara con los valores de la dureza superficial de ambos materiales, para determinar si existe deformación en estos.

13. Cálculo de la fatiga por impacto:

Se debe comprobar si el sistema falla por fatiga o no, utilizando el criterio de Goodman para tensiones de corte.

CAPÍTULO IV

CASO DE ESTUDIO

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 anterior, 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. Análisis cinemático

4.1 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 SolidWorks™. Obteniendo como resultado la figura 4.1 mostrada a continuación:

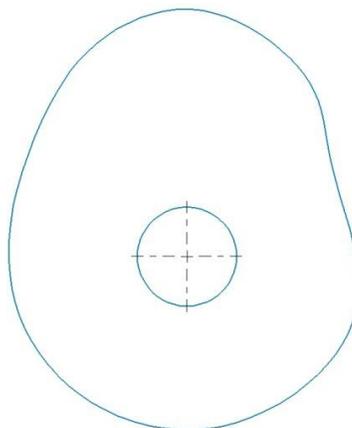


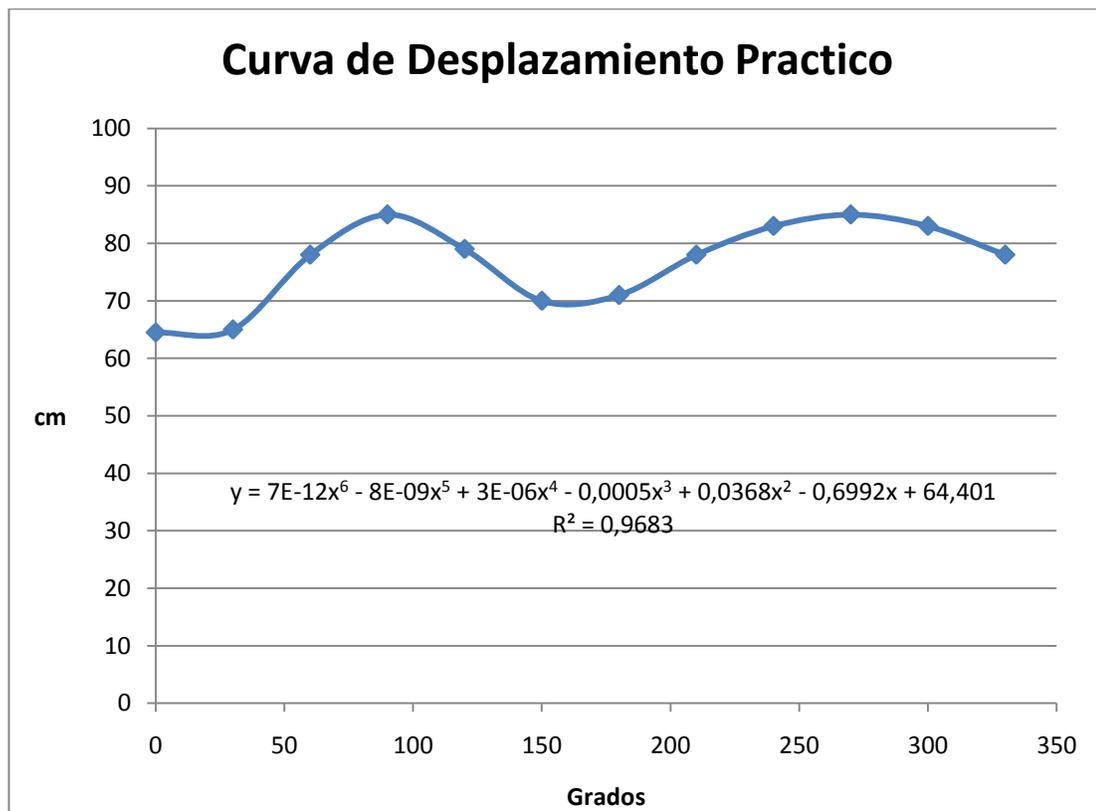
Figura 4.1: Perfil de la leva experimental.

4.2 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™, debido que ésta era la herramienta de la cual se tenía licencia.



Gráfica 4.1: Curva de desplazamiento del seguidor.



Las características dinámicas más importantes son:

Aceleración

$$\frac{d^2s}{dt^2} \quad \text{Ec. 4.1}$$

y Jerk

$$\frac{d^3s}{dt^3} \quad \text{Ec. 4.2}$$

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 4.1 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:

$$S = 7 \times 10^{-12} \theta^6 - 8 \times 10^{-9} \theta^5 + 3 \times 10^{-6} \theta^4 - 0,0005 \theta^3 + 0,0368 \theta^2 - 0,6992 \theta + 64,4010$$

La ecuación que representa la velocidad del diagrama de desplazamiento en cada θ es:



$$S' = 42 \times 10^{-12} \theta^5 - 40 \times 10^{-9} \theta^4 + 12 \times 10^{-6} \theta^3 - 1,5 \times 10^{-3} \theta^2 + 73,6 \times 10^{-3} \theta - 699,2 \times 10^{-3}$$

La expresión de la segunda derivada de S respecto a θ viene dada por:

$$S'' = 210 \times 10^{-12} \theta^4 - 160 \times 10^{-9} \theta^3 + 36 \times 10^{-6} \theta^2 - 3 \times 10^{-3} \theta + 73,6 \times 10^{-3}$$

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

$$S''' = 840 \times 10^{-12} \theta^3 - 480 \times 10^{-9} \theta^2 + 72 \times 10^{-6} \theta - 3 \times 10^{-3}$$

Para determinar cuál es el mayor valor de Jerk se hace un estudio de máximos y mínimos en la ecuación $S'''(\theta)$.

El valor de θ que hace que la primera derivada de $S'''(\theta)$ sea igual a cero es:
 $\theta = 278,28$

Lo que indica que en este punto existe un valor máximo.

Al evaluar $S'''(\theta)$ en:

$$\theta = \theta_{\text{máx.}} \quad \text{Ec. 4.3}$$

Se obtiene que el valor máximo del Jerk es:

$$-2,66 \times 10^{-3} \frac{\text{rad}}{\text{t}^3}$$

Lo que indica que la leva no presentará cambios bruscos en la aceleración.

4.3 Optimización de la curva de desplazamiento

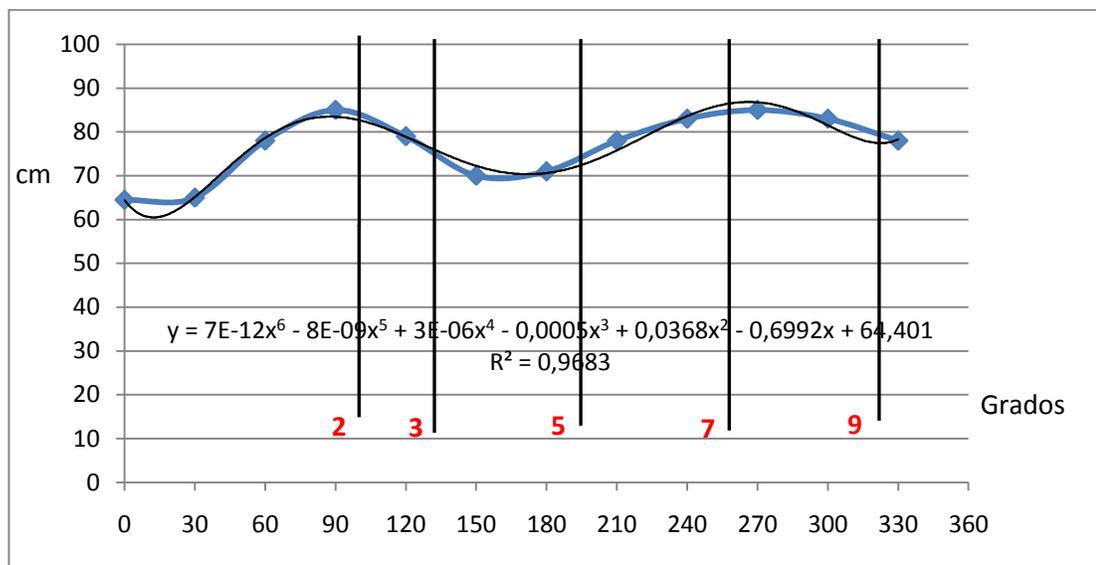
Existe un número de tipos estándar de curvas de desplazamiento que son factibles para resolver requisitos de movimientos de alta velocidad, para lo cual se emplean analíticas:

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

- d) Armónico H1.
- e) Polinomio de octavo grado P1.
- f) Polinomio de octavo grado P2.

En las figuras 2.19, 2.20 y 2.21 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 4.1 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 4.1 en seis tramos como se muestra en la gráfica 4.2



Gráfica 4.2: Curva de desplazamiento práctico.

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

$$S = L \times \left(1 - \cos \frac{\pi \times \theta}{2 \times \beta}\right) \tag{Ec. 4.4}$$

Dónde: S: desplazamiento del radio de la leva, L: Variación de los radios de la leva;
 θ : ángulo de rotación de la leva; β : ángulo de giro de la leva.

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

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

$$S = L \left[6,09 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 20,78 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 26,73 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 13,60 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^7 + 2,56 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^8 \right] \text{ Ec. 4.5}$$

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

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

$$S = L \times \left[1 - 2,63 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 2,78 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 3,17 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 6,87 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^7 + 2,56 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^8 \right] \text{ Ec. 4.6}$$

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

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

c) De (5-7) Se usará un Armónico H1.

$$S = L \times \left(1 - \cos \frac{\pi \times \theta}{2 \times \beta} \right) \text{ Ec. 4.7}$$

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

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

$$S_5 = L \left[6,09 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 20,78 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 26,73 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 13,60 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^7 + 2,56 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^8 \right] \quad \text{Ec. 4.8}$$

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

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

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

$$S_6 = L \left[1,0 - 2,63 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 2,78 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 3,17 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 6,87 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^7 + 2,56 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^8 \right] \quad \text{Ec. 4.9}$$

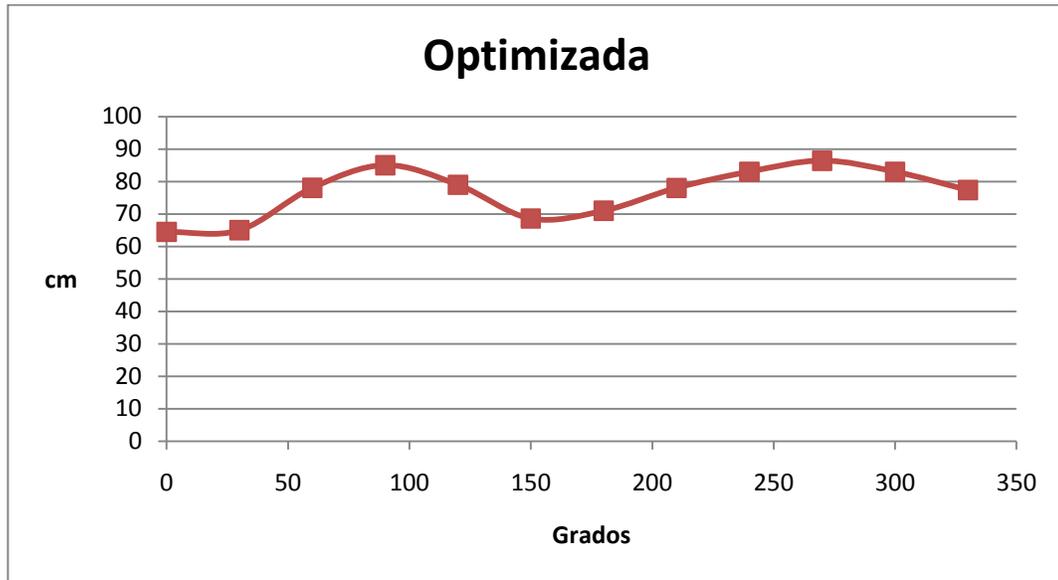
$$S_6 = -0,7 \times \left[1 - 2,63 \left(\frac{\frac{\pi}{3}}{2\pi} \right)^2 + 2,78 \left(\frac{\frac{\pi}{3}}{2\pi} \right)^5 + 3,17 \left(\frac{\frac{\pi}{3}}{2\pi} \right)^6 - 6,87 \left(\frac{\frac{\pi}{3}}{2\pi} \right)^7 + 2,56 \left(\frac{\frac{\pi}{3}}{2\pi} \right)^8 \right]$$

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

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 4.3.

4.4 Curva de desplazamiento obtenida



Gráfica 4.3: Curva de desplazamiento del seguidor optimizada.

4.5 Levantamiento del perfil teórico

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 4.2. 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.

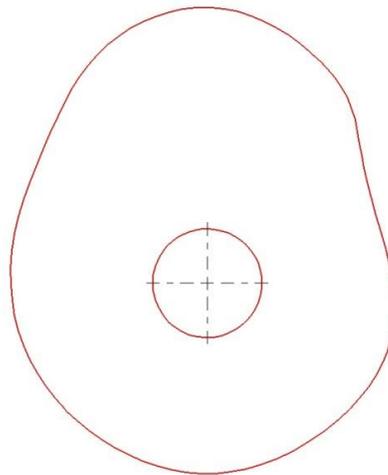


Figura 4.2: Perfil teórico de la leva de disco

4.6 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 4.3.

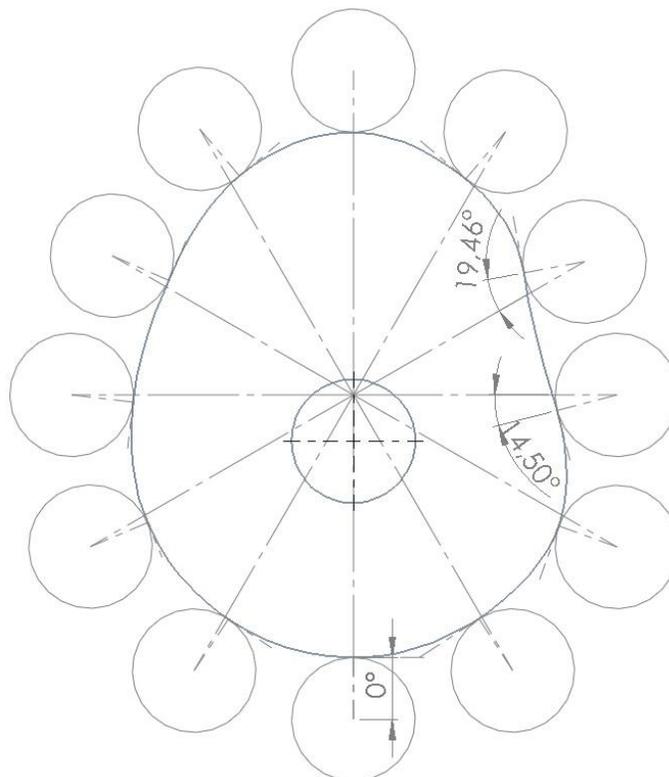


Figura 4.3: Mayor ángulo de contacto existente entre la leva y el seguidor y los ángulos usados para el cálculo de las fuerzas de contacto.

4.7 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 4.10 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.

$$K = \frac{Dw^4 \times G}{8 \times D^3 \times N} \quad \text{Ec. 4.10}$$

Dónde:

K: Constante del resorte; D: Diámetro medio de la espira; Dw: Diámetro del alambre; N: Número de espiras; G: Módulo de elasticidad.

$$K = \frac{Dw^4 \times G}{8 \times D^3 \times N} = \frac{0,0017^4 \times 81.700.000.000}{8 \times 0,022^3 \times 10} = 801,05 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Para determinar la fuerza del resorte se utiliza la ecuación 4.11 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 4.11:

$$F_{R_{\text{máx}}} = K \times X_{\text{máx}} \quad \text{Ec. 4.11}$$

Dónde: F_R : Fuerza del Resorte; $X_{\text{máx}}$: Compresión máxima del resorte.

$$F_{R_{\text{máx}}} = K \times X_{\text{máx}} = 801,05 \frac{\text{N}}{\text{m}} \times (0,0595 - 0,029) \text{ m} = 24,43 \text{ N}$$

La fuerza mínima del resorte ocurre en el mínimo punto de la curva de desplazamiento de la gráfica 4.2 pero hay que resaltar que para el cálculo utilizamos es el valor de la longitud de ensamblaje del resorte en el sistema, en este caso es 50 mm y de esta manera obtenemos:

$$F_{R_{\min}} = K \times X_{\min} \quad \text{Ec. 4.12}$$

Dónde: F_R : Fuerza del Resorte; X_{\min} : Compresión mínima del resorte.

$$F_{R_{\min}} = K \times X_{\min} = 801,05 \times 9,5 \times 10^{-3} \times 10 = 7,61 \text{ N}$$

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 Apéndice A). Según esta tabla el material a utilizar para nuestro 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:

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \quad \text{Ec. 4.13}$$

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = \frac{24,4320 + 7,61}{2} = 16,02 \text{ N}$$

Dónde: F_m : Fuerza media.

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \quad \text{Ec. 4.14}$$

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = \frac{24,43 - 7,61}{2} = 8,41 \text{ N}$$

Dónde: F_a : Fuerza alterna.



El efecto directo de la carga sobre el resorte o el alambre del cual está elaborado el resorte es corte, el cual viene expresado por la ecuación:

$$\tau_{adm} = \tau_f + \tau_{mt} = \frac{4 \times F}{\pi \times D_w^2} + \frac{8 \times F \times D_m}{\pi \times D_w^3} \quad \text{Ec. 4.15}$$

Dónde: τ_{adm} : Esfuerzo admisible; τ_f : Esfuerzo flector; τ_{mt} : Esfuerzo por momento flector; F: Fuerza.

Simplificando la ecuación anterior se puede decir que los valores de esfuerzo en el resorte helicoidal de compresión que se esperan bajo una carga de operación vienen expresados por la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{8 \times F \times D_m}{\pi \times D_w^3} \times Z_w \quad \text{Ec. 4.16}$$

Se tiene que:

- $K = 801,05 \text{ N}$.
- $L_f = 0,06 \text{ m}$.
- Diámetro medio = $0,02 \text{ m}$
- Diámetro alambre = $D_w = 0,0017 \text{ m}$

a) Cálculo del índice del resorte:

$$C = \frac{D_m}{D_w} = \frac{0,022}{0,0017} = 12,94$$

Dónde: C: Índice del resorte; D_m : Diámetro medio; D_w : Diámetro del alambre.

b) Factor de Wáhl:

$$Z_{w_{corte}} = 1 + \frac{0,5}{C} \quad \text{Ec. 4.17}$$

$$Z_{w_{corte}} = 1 + \frac{0,5}{15,46} = 1 + \frac{0,5}{15,46} = 1,03$$

$$Z_w = \frac{4 \times C - 1}{4 \times C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad \text{Ec. 4.18}$$

$$Z_w = \frac{4 \times C - 1}{4 \times C - 4} + \frac{0,61}{C} = \frac{(4 \times 15,46) - 1}{(4 \times 15,46) - 4} + \frac{0,61}{15,46} = 1,11$$

c) Cálculo de Esfuerzos:

$$\tau_a = \frac{8 \times F_a \times D_m}{\pi \times D_w^3} \times Z_w \quad \text{Ec. 4.19}$$

$$\tau_a = \frac{8 \times F_a \times D_m}{\pi \times D_w^3} \times Z_w = \frac{8 \times 8,4140 \times 0,022}{\pi \times 0,0017^3} \times 1,11 = 106.492.091,1 \text{ Pa}$$

$$\tau_m = \frac{8 \times F_m \times D_m}{\pi \times D_w^3} \times Z_{w_{\text{Corte}}}$$

$$\tau_m = \frac{8 \times F_m \times D_m}{\pi \times D_w^3} \times Z_{w_{\text{corte}}} = \frac{8 \times 16,02 \times 0,022}{\pi \times 0,0017^3} \times 1,0386 = 189.744.529,1 \text{ Pa}$$

Por tabla 4.1 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} .

$$A = 186 \text{ KPsi} \quad m = 0,173$$

Tabla 4.1: Constantes para calcular resistencias de tensión mínimas de los aceros comunes para resortes.

MATERIAL	ASTM NÚM.	EXPONENTE (m)	A (KPSI)
Alambre para cuerda musical	A228	0,173	186
Alambre Revenido en aceite	A229	0,193	146
Alambre estirado duro	A227	0,201	137



MATERIAL	ASTM NÚM.	EXPONENTE (m)	A (KPSI)
Alambre cromo-vanadio	A232	0,155	173
Alambre cromo-silicio	A401	0,091	218

El valor de la resistencia a la tensión es:

$$S_{ut} = \frac{A}{D_w^m} \quad \text{Ec. 4.20}$$

$$S_{ut} = \frac{186.000 \text{ psi}}{0,0669^{0,173}} = 296.948,75 \text{ Psi}$$

El valor del módulo torsional de ruptura es:

$$S_{su} = 0,67 \times S_{ut} \quad \text{Ec. 4.21}$$

$$S_{su} = 0,67 \times 296.948,75 \text{ Psi} = 198.955,66 \text{ Psi}$$

$$198.955,66 \text{ Psi} \cong 1.371.751.025 \text{ Pa}$$

$$S_{su} = 1.371 \text{ MPa}$$

Dónde: S_{ut} : Esfuerzo último; S_{su} : Módulo torsional de ruptura.

El límite de fatiga es $S_{se} = 45 \text{ kpsi}$ (para resortes no graneados, este valor ya está corregido por acabado superficial, tamaño y cargas).

Por criterio de Goodman para esfuerzo cortante:

$$\frac{\tau_a}{S_{se}} + \frac{\tau_m}{S_{su}} = \frac{1}{N} \quad \text{Ec 4.22}$$

Despejando el factor de seguridad obtenemos:

$$N = \frac{S_{se} \times S_{su}}{\tau_a \times S_{su} + \tau_m \times S_{se}}$$

$$N = \frac{310,26 \text{ MPa} \times 1.371 \text{ MPa}}{106,49 \text{ MPa} \times 1.371 \text{ MPa} + 189,74 \text{ MPa} \times 310,264 \text{ MPa}} = 2,07$$

N: Factor de seguridad.

$N > 2$ No falla por fatiga

Como el valor obtenido de factor de seguridad es mayor a dos se garantiza que el resorte no fallará por fatiga, tal como se indica en los estándares para factores de diseño de materiales dúctiles Apéndice B

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

4.8.1 Estudio de Fuerzas de Contacto

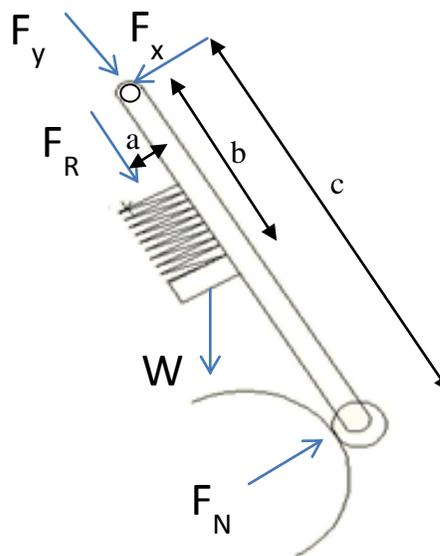


Figura 4.4: Diagrama de fuerzas en el sistema leva-seguidor.

4.8.2 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.

$$a_{cen} = \omega^2 \times r \quad \text{Ec. 4.23}$$

Dónde: a_{cen} : Aceleración centrífuga de la leva; ω : velocidad de rotación de la leva;
 r : radio de la leva.

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

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

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

4.8.3 Ecuaciones de fuerzas de contacto

Para plantear las ecuaciones para el cálculo de las fuerzas de contacto se observa en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.4. De esta forma se obtiene:

$$\rightarrow \sum F_x: F_X - W \times \sin \alpha + F_N = m \times a$$

$$\rightarrow \sum F_x: F_X - 1,5 \times 9,81 \times \sin 14^\circ + F_N = 1,5 \times 9,35 \quad \text{Ec. 4.24}$$

$$\sum F_y: F_Y + F_R + W \times \cos \alpha = 0$$

$$\sum F_y: F_Y + 7,61 + 1,5 \times 9,81 \times \cos 14^\circ = 0 \quad \text{Ec. 4.25}$$

$$\sum M_o: W \times \sin \alpha \times a - F_R \times b - F_N \times c = 0 \quad \text{Ec. 4.26}$$

$$\sum M_o: 1,5 \times 9,81 \times \sin 14^\circ \times 0,17 - 7,61 \times 0,05 - F_N \times 0,34$$

Para Ángulo de Presión= 14° y $F_{R_{\min}}=7,61$ N

$$F_N = 0,66 \text{ N}$$

$$F_X = 26,80 \text{ N}$$

$$F_Y = -21,88 \text{ N}$$

$$\rightarrow \sum F_x: F_X - W \times \sin \alpha + F_N = m \times a$$

$$\rightarrow \sum F_x: F_X - 1,5 \times 9,81 \times \sin 0^\circ + F_N = 1,5 \times 12,52$$

$$\sum F_y: F_Y + F_R + W \times \cos \alpha = 0$$

$$\sum F_y: F_Y + 24,43 + 1,5 \times 9,81 \times \cos 0^\circ = 0$$

$$\sum M_o: W \times \sin \alpha \times a - F_R \times b - F_N \times c = 0$$

$$\sum M_o: 1,5 \times 9,81 \times \sin 0^\circ \times 0,17 - 24,43 \times 0,05 - F_N \times 0,34 = 0$$

Para Ángulo de Presión= 0° y $F_{R_{\max}}=24,43$ N

$$F_N = - 3,59 \text{ N}$$

$$F_X = 22,38 \text{ N}$$

$$F_Y = - 39,14 \text{ N}$$

Comparando los valores obtenidos de F_N en los diferentes puntos en estudio, procedemos a compararlos con la fuerza producida por el resorte, y de esta manera comprobamos 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 4.2: Valores de fuerzas para el punto de radio máximo y mínimo de la leva

RESORTE	LEVA
24,43 N	3,59 N
7,60 N	0,66 N

4.9 Estudio de resonancia

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:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{W}{kg l^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad \text{Ec. 4.27}$$

Dónde: 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:

$$\omega = m\pi \sqrt{\frac{Kg}{W}} \quad \text{Ec. 4.28}$$

Donde 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 ciclos por segundo; puesto que $\omega = 2\pi f$, se tiene, para la frecuencia fundamental:

$$f = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{Kg}{W}} \quad \text{Ec. 4.29}$$

El peso de la parte activa del resorte helicoidal es:

$$W = A \times l \times \rho = \frac{\pi D_w^2}{4} (\pi D_m N_a) (\rho) \quad \text{Ec. 4.30}$$

$$W = \frac{\pi^2 D_w^2 D_m N_a \rho}{4}$$

Dónde: ρ es la masa por unidad de volumen.

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.

Sabiendo que

$$\rho = 0,283 \frac{\text{lb}}{\text{in}^3}$$

Y de la ecuación 4.30 se determina el peso de la parte activa del resorte:

$$W = \frac{\pi^2 D_w^2 D_m N_a \rho}{4}$$



De esta forma:

$$W = \frac{\pi^2 D_w^2 D_m N_a \rho}{4} = \frac{\pi^2 (0,0669)^2 (0,8661) (10) (0,283)}{4} = 0,027 \text{ lb}$$

La frecuencia crítica la calculamos con la ecuación;

$$f = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{Kg}{W}} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{(4,5741 \frac{\text{lb}}{\text{in}}) (386,22 \frac{\text{in}}{\text{s}^2})}{0,02709}} = 127,67 \text{ Hz}$$

De esta forma si la frecuencia de operación es mucho mayor que 6,38 Hz, el resorte puede necesitar ser rediseñado.

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:

$$m = \frac{f}{1f} \tag{Ec. 4.31}$$

$$m = \frac{127,67}{2\text{Hz}} = 63,83$$

Siendo la frecuencia de operación (2 Hz) mucho menor que la frecuencia crítica (6,3839 Hz), comprobamos que no hay resonancia en el sistema.

4.10 Determinación de los esfuerzos 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 le aplica una carga al 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 4.5)

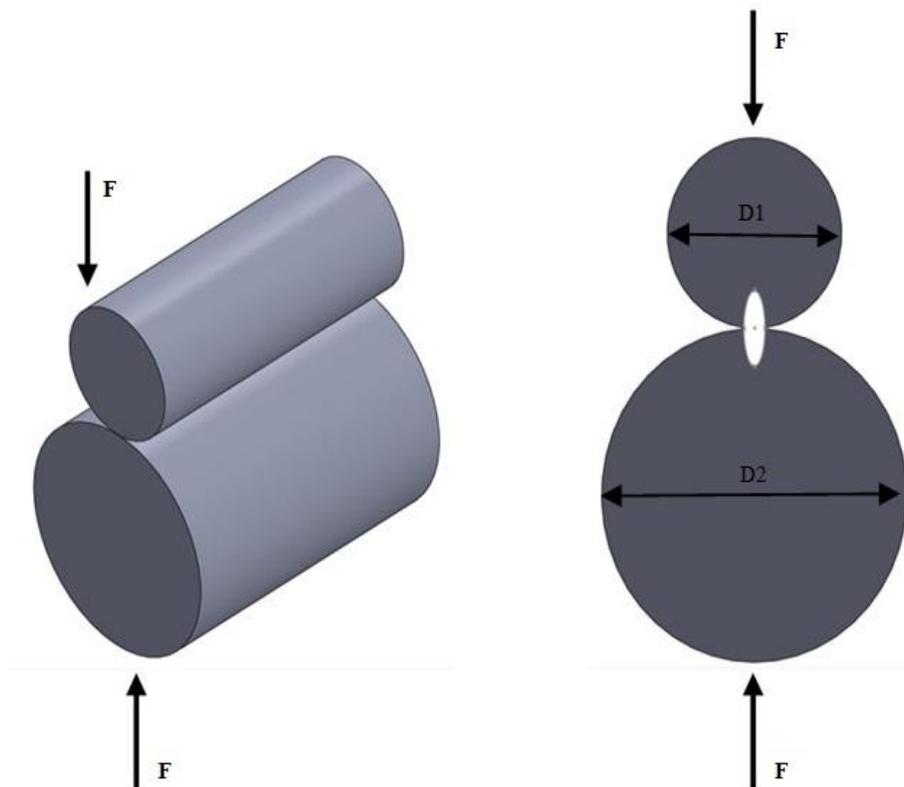


Figura 4.5: Esfuerzos de contacto: a) Dos cilindros puestos en contacto por aplicación de una fuerza F distribuida uniformemente a lo largo de la longitud l de los cilindros; b) Esfuerzo de contacto de distribución elíptica.

El semiancho b lo obtenemos de la ecuación:

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi l} \frac{\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \quad \text{Ec. 4.32}$$

Dónde: b: semiancho de contacto; ν : Número de Poisson.

La presión máxima de compresión se obtiene usando la ecuación:

$$P_{\text{máx}} = \frac{2F}{\pi b L} \quad \text{Ec. 4.33}$$

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 207 GPa y su relación de Poisson de 0,292.

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

- $F = 24,4320 \text{ N}$
- $E = 205 \text{ GPa}$
- $L = 2 \times 10^{-2} \text{ m}$
- $\mu_0 = 0,292$
- $2R_r = \text{diámetro del seguidor} = 4 \times 10^{-2} \text{ m}$
- $2R_c = 1,70 \times 10^{-1} \text{ m}$

Sustituyendo los valores en la ecuación obtenemos:

$$b = \sqrt{\left(\frac{2 \times 24,43}{\pi \times 2 \times 10^{-2}}\right) \left(\frac{\frac{(1-0,292^2)}{205 \times 10^9} + \frac{(1-0,292^2)}{205 \times 10^9}}{\frac{1}{4 \times 10^{-2}} + \frac{1}{1,70 \times 10^{-2}}}\right)} = 1,5 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene:

$$P_{\text{máx}} = \frac{2 \times (24,4320 \text{ N})}{\pi \times (1,5 \times 10^{-5} \text{ m}) \times (2 \times 10^{-2} \text{ m})} = 51,50 \text{ MPa}$$

El valor de esfuerzo de contacto determinado es:

$$P_{\text{máx}} = 51,50 \text{ MPa}$$

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

$$\sigma_x = (-2 \times \mu P_{\text{máx}}) \left(\sqrt{1 + \frac{Z^2}{b^2}} - \frac{Z}{b} \right) \quad \text{Ec. 4.34}$$

$$\sigma_y = (-P_{\text{máx}}) \left[\left(\sqrt{2 - \frac{1}{1 + \frac{Z^2}{b^2}}} \right) \sqrt{1 + \frac{Z^2}{b^2}} - \frac{2 \times Z}{b} \right] \quad \text{Ec. 4.35}$$

$$\sigma_z = \frac{-P_{\text{máx}}}{\sqrt{1 + \frac{Z^2}{b^2}}} \quad \text{Ec. 4.36}$$

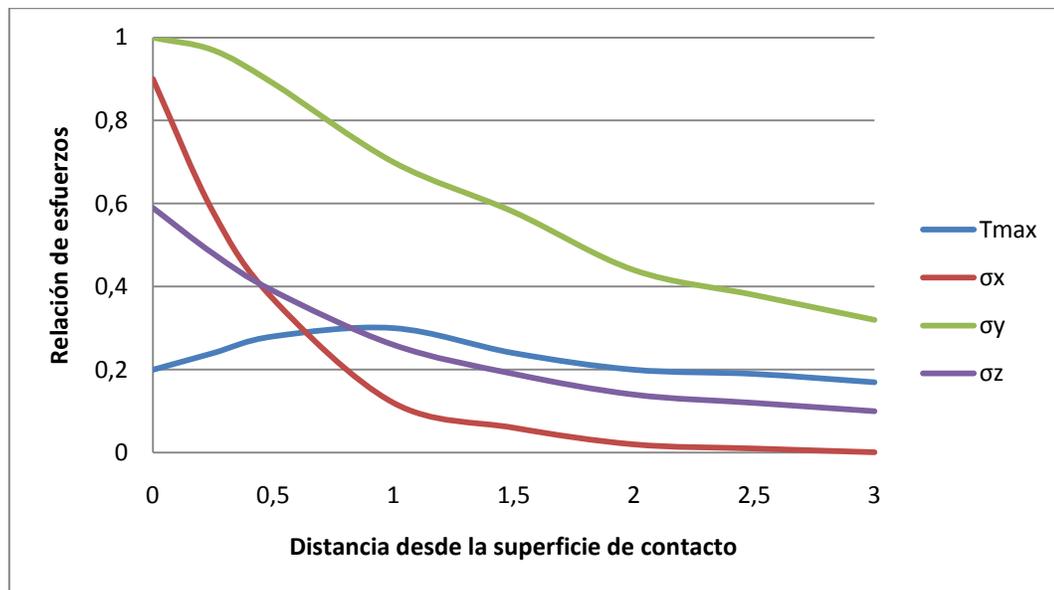
Si se han de determinar los esfuerzos ubicados fuera del eje z las ecuaciones se complicarían aún más, ya que se deben tomar en cuenta las coordenadas de x e y. Sin embargo, tales coordenadas no se requieren para fines de diseño, pues los esfuerzos máximos se presentan en el eje z.

La gráfica 4.4 representa a las ecuaciones 4.34, 4.35 y 4.36 para una distancia de 3b hacia abajo de la superficie. En esta gráfica podemos notar que τ_{zy} no es el mayor de los tres esfuerzos cortantes para todos los valores de Z/b , es máximo en:

$$\frac{Z}{b} = 0,75$$

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 $0,30 P_{\text{máx}}$.

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.



Gráfica 4.4: 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.

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

$$\tau_{zy} = R.E. \times P_{\text{máx}} \quad \text{Ec. 4.37}$$

Dónde: R.E.: Relación de esfuerzos.

$$\tau_{zy} = 0,3 \times (5,18 \times 10^7) \text{ Pa} = 15,60 \text{ MPa}$$

Este valor ocurre en $Z/b = 0,75$ Ec 4.38

$$Z = 0,75 \times (1,5 \times 10^{-5} \text{ m}) = 1,125 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Debemos determinar también el valor de los esfuerzos de contacto en el menor diámetro de curvatura de la leva, para hacer este cálculo usamos:

$$2R_c = 12,90 \text{ cm} \quad \text{y} \quad F = K \times \delta$$

$$F = 801,0502 \text{ N/m} \times 9,5 \times 10^{-3} \text{ m} = 7,61 \text{ N}$$

Sustituyendo en la ecuación 3.32

$$b = \sqrt{\left(\frac{2 \times 7,61}{\pi \times 2 \times 10^{-2}}\right) \left(\frac{\frac{(1-0,292^2)}{205 \times 10^9} + \frac{(1-0,292^2)}{205 \times 10^9}}{\frac{1}{4 \times 10^{-2}} + \frac{1}{1,29 \times 10^{-2}}}\right)} = 8,13 \times 10^{-6} \text{ m}$$

Sustituyendo en la ecuación 3.33 se obtiene que:

$$P_{\text{máx}} = \frac{2 \times (7,61 \text{ N})}{\pi \times (8,13 \times 10^{-6} \text{ m}) \times (2 \times 10^{-2} \text{ m})} = 29,8 \text{ MPa}$$

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 (627 MPa) que son las propiedades de fabricación de la leva y con los valores de esfuerzo de fluencia de un acero 1.040 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 Apéndice C), 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 Apéndice D), una carga de 29,8 MPa, no representa un daño superficial para ninguno de los elementos.

4.11 Cálculo de 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:

$$E_{PotI} + E_{CinI} + E_{ElastI} = E_{PotF} + E_{CinF} + E_{ElastF} \quad \text{Ec. 4.39}$$

Dónde: E_{pot} : Energía potencial; E_{cin} : Energía cinética; E_{Elas} : Energía elástica.

Sustituyendo en la ecuación obtenemos:

$$m \times g \times h_i + K \times X_i^2 + \frac{1}{2} \times m \times V_i^2 = m \times g \times h_f + K \times X_f^2 + \frac{1}{2} \times m \times V_f^2$$

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.

Sustituyendo los valores obtenemos:

$$1,5 \text{ Kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 4 \times 10^{-2} \text{ m} + 801,05 \text{ N} \times (22,67 \times 10^{-3} \text{ m})^2 = 801,05 \text{ N} \times (29,5 \times 10^{-3} \text{ m})^2 + \frac{1}{2} \times V_f^2$$

$$V_f = 0,77 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.12 Cálculo de la fuerza de impacto

Se calcula la constante elástica de la barra con la siguiente ecuación:

$$k = \frac{W_s}{W_s + W_L} \quad \text{Ec. 4.40}$$

$$k = \frac{14,715}{14,715 + 39,24} = 0,27$$

Se calcula la deformación estática con la siguiente ecuación:

$$A_T = \text{Ancho} \times \text{Profundidad} = 0,002 \times 0,2 = 0,00004 \text{ m}^2$$

$$\delta_o = \frac{W_s \times L}{A \times E} \quad \text{Ec. 4.41}$$

$$\delta_o = \frac{14,71 \times 0,34}{0,00004 \times 205 \times 10^9} = 6,10 \times 10^{-7} \text{ m}$$

Con la ecuación de la fuerza de impacto y sustituyendo los valores se obtiene:

$$F_i = 1 + \sqrt{1 + \frac{V^2 \times K}{g \times \delta_o}} \quad \text{Ec. 4.42}$$

$$F_i = 1 + \sqrt{1 + \frac{0,7787^2 \times 0,27}{9,81 \times 6,10 \times 10^{-7}}} = 167,22 \text{ N}$$

4.13 Determinación de los esfuerzos de impacto

Para el cálculo del esfuerzo de impacto hacemos uso de nuevo de la ecuación 4.32 y de ésta manera obtenemos:

$$b = \sqrt{\frac{2F \frac{(1-v_1^2)}{E_1} + \frac{(1-v_2^2)}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} = \sqrt{\left(\frac{2 \times 204,857}{\pi \times 2 \times 10^{-2}}\right) \left(\frac{\frac{(1-0,29^2)}{205 \times 10^9} + \frac{(1-0,29^2)}{205 \times 10^9}}{\frac{1}{4 \times 10^{-2}} + \frac{1}{1,70 \times 10^{-2}}}\right)} = 3,92 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$P_{\text{máx}} = \frac{2F}{\pi b L} = \frac{2 \times (167,22 \text{ N})}{\pi \times (3,92 \times 10^{-5} \text{ m}) \times (2 \times 10^{-2} \text{ m})} = 136 \text{ MPa}$$

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

$$\tau_{zy} = 0,3 \times P_{\text{máx}} = 0,3 (13,6 \times 10^7) \text{ Pa} = 40,80 \text{ MPa}$$

Este valor ocurre en:

$$Z/b = 0,75 \quad Z = 0,75 (3,92 \times 10^{-5} \text{ m}) = 2,94 \times 10^{-5} \text{ m} .$$

Al comparar los dos valores obtenidos con los valores de esfuerzo de fluencia de un acero 1.045 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 1.040 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 APÉNDICE C), 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 APÉNDICE D), una carga de 136 MPa, no representa un daño superficial para ninguno de los elementos.

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

Para realizar la simulación en la herramienta computacional SolidWorks™ se realizó la partición del área de contacto existente entre la leva y el seguidor, en la cual se encontraba la carga aplicada de forma distribuida, y se utilizó una sujeción sobre caras cilíndricas.

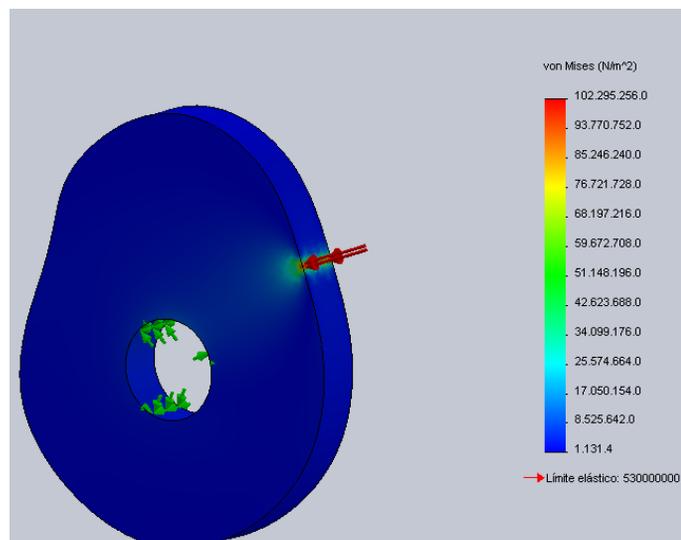


Figura 4.6: Esfuerzos equivalentes de Von Mises.



El valor de $P_{m\acute{a}x}$ después de hacer un estudio estático fue:

$$P_{m\acute{a}x}=102,295296 \times 10^6 \text{ Pa,}$$

A través del programa computacional SolidWorks™, ya que es una excelente herramienta para el modelado de sólidos paramétrico.

Despejando “b” de la ecuación 3.34 obtenemos:

$$b = \frac{2F}{\pi \times L \times P_{m\acute{a}x}} = 5,20 \times 10^{-5} \text{ m}$$

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

$$\tau_{zy} = 0,3 \times P_{m\acute{a}x} = 0,3(102,30 \times 10^6) \text{ Pa} = 30,688589 \text{ MPa}$$

Este valor ocurre en

$$Z/b = 0,75$$

$$Z = 0,75(5,20 \times 10^{-5} \text{ m}) = 3,90 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Al comparar el dos valores obtenidos con los valores de esfuerzo de fluencia de un acero 1.045 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 1.040 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 Apéndice C), 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 Apéndice D), para un valor de resistencia a la tracción de 255 MPa, tiene una dureza Brinell equivalente de 76 HB, mientras que los materiales utilizados tanto en el seguidor como en la leva, un acero 1.040 templado y revenido a 1.200 °F y un acero 1.045



laminado en frío, respectivamente, presentan una dureza Brinell de 170 HB y 179 HB, por lo tanto, una carga de 102,30 MPa, no representa un daño superficial para ninguno de los 2 elementos.

4.15 Cálculo de fatiga por impacto

Para comprobar si el sistema falla por fatiga hacemos de nuevo uso de la ecuación 4.22 para calcular el factor de seguridad, de esta manera:

a) Cálculo de esfuerzo medio:

$$\begin{aligned}\tau_{\text{máx}} &= 40,80 \text{ MPa} \\ \tau_{\text{mín}} &= 0 \text{ N} \\ \tau_m &= \frac{\tau_{\text{máx}} + \tau_{\text{mín}}}{2} = \frac{40,80 \text{ MPa} + 0}{2} = 20,4 \text{ Mpa}\end{aligned}\quad \text{Ec. 4.43}$$

τ_m : esfuerzo medio.

b) Cálculo de esfuerzo alterno:

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\tau_{\text{máx}} - \tau_{\text{mín}}}{2} \\ \tau_a &= \frac{\tau_{\text{máx}} - \tau_{\text{mín}}}{2} = \frac{40,80 \text{ MPa} - 0 \text{ MPa}}{2} = 20,40 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Criterio de Goodman para tensiones de corte

$$\frac{S_{u\text{corte}}}{N} = \tau_m + \tau_a \times \frac{S_{u\text{corte}}}{S_{n\text{corte}}}\quad \text{Ec. 4.44}$$

$$S_{u\text{corte}} = 0,8 \times S_u = 0,8 \times 625 \text{ MPa} = 500 \text{ MPa}$$

$$S_{n\text{corte}} = 0,8 \times S_n = 0,8 \times 312,5 \text{ MPa} = 250 \text{ MPa}$$

$$\text{Siendo } S_n = 0,5 \times S_u = 0,5 \times 625 \text{ MPa} = 312,5 \text{ MPa}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación obtenemos:

$$\frac{500 \text{ MPa}}{N} = 20,4 \text{ MPa} + 20,4 \text{ MPa} \times \frac{500 \text{ MPa}}{250 \text{ MPa}}$$

Despejando el factor de seguridad N obtenemos:

$$N = 8,17$$

$N > 2$ por lo que no falla por fatiga. Según el criterio de Goodman

4.16 Cálculo de fatiga por impacto con los esfuerzos obtenidos con el uso del programa computacional

Para comprobar si el sistema falla por fatiga hacemos de nuevo uso de la ecuación 4.22 para calcular el factor de seguridad, de esta manera:

a) Cálculo de esfuerzo medio:

$$\tau_{\text{máx}} = 30,68 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\text{mín}} = 0 \text{ N}$$

$$\tau_{\text{m}} = \frac{\tau_{\text{máx}} + \tau_{\text{mín}}}{2}$$

$$\tau_{\text{m}} = \frac{30,68 \text{ Mpa} + 0}{2} = 15,34 \text{ MPa}$$

τ_{m} : esfuerzo medio.

b) Cálculo de esfuerzo alterno:

$$\tau_{\text{a}} = \frac{\tau_{\text{máx}} - \tau_{\text{mín}}}{2}$$

$$\tau_{\text{a}} = \frac{30,68 \text{ MPa} - 0 \text{ MPa}}{2} = 15,34 \text{ MPa}$$



Criterio de Goodman para tensiones de corte

$$\frac{S_{u_{corte}}}{N} = \tau_m + \tau_a \times \frac{S_{u_{corte}}}{S_{n_{corte}}}$$

$$S_{u_{corte}} = 0,8 \times S_u = 0,8 \times 625 \text{ MPa} = 500 \text{ MPa}$$

$S_{n_{corte}} = 205 \text{ MPa}$ (Valor utilizado por el programa computacional SolidWorks™ para el cálculo de fatiga)

Sustituyendo los valores en la ecuación obtenemos:

$$\frac{500 \text{ MPa}}{N} = 15,3442 \text{ MPa} + 15,3442 \text{ MPa} \times \frac{500 \text{ MPa}}{205 \text{ MPa}}$$

Despejando el factor de seguridad N obtenemos:

$$N = 9,47$$

$N > 2$ por lo que no falla por fatiga. Según criterio de Goodman



CAPÍTULO V

ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el siguiente capítulo se realiza el análisis de los resultados obtenidos de forma analítica utilizando la metodología planteada, y se efectúa el estudio cinemático para comparar la curva obtenida del perfil de la leva, con la curva optimizada, se aprecian los valores obtenidos para los esfuerzos de contacto y de impacto y como éstos afectan la superficie de la leva.

5.1 Análisis cinemático

El diseño cinemático en una leva juega un papel importante, ya que a través de él, se proporciona el perfil adecuado para lograr transformar un movimiento de rotación conocido por uno de traslación deseado.

Primero se obtuvo el perfil de la leva de forma práctica mediante la obtención de la curva de desplazamiento del seguidor, luego, se procedió a optimizar el perfil. Esto se logró aplicando curvas estándares de desplazamiento a lo largo del perfil.

Las curvas estándares de desplazamiento se aplicaron apreciativamente, comparando con las curvas teóricas, para ello se dividió la curva de desplazamiento en diferentes tramos y se le aplicó la ecuación conveniente para cada caso. Esto se debe, a que no existe una sola ecuación para describir el movimiento óptimo del seguidor, es importante resaltar que la curva obtenida producirá el mismo movimiento al seguidor, que proporcionaba la curva original, pero será más eficiente.

El procedimiento anterior fue aplicado a la curva de desplazamiento experimental, dando como resultado una curva de desplazamiento optimizada, la cual se muestra en la figura 4.3.

Las curvas utilizadas fueron las siguientes:

a) Armónico H1

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

b) Polinomio de octavo grado P1

$$S=L \times \left[6,09755 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 20,78040 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 26,73155 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 13,60965 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^7 + 2,56095 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^8 \right]$$

c) Polinomio de octavo grado P2.

$$S = L \times \left[1,00000 - 2,63415 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 2,78055 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 3,17060 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 6,87795 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^7 + 2,56095 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^8 \right]$$

d) Armónico H1.

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

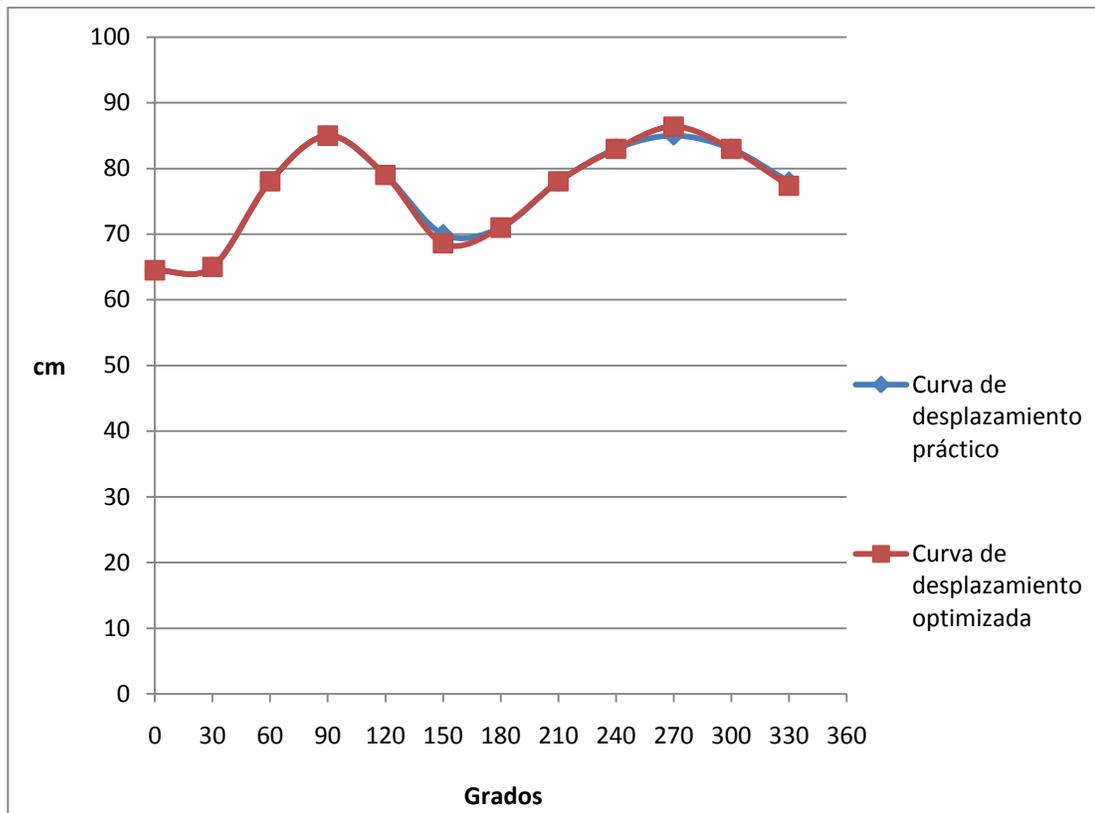
e) Polinomio P1.

$$S_5=L \times \left[6,09755 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 20,78040 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 26,73155 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 13,60965 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^7 + 2,56095 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^8 \right]$$

f) Polinomio P2

$$S_6=L \times \left[1,00000 - 2,63415 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 2,78055 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 3,17060 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 6,87795 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^7 + 2,56095 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^8 \right]$$

Al superponer las dos curvas de desplazamiento (figura 4.1) se observa que no existen grandes diferencia entre las dos curvas en lo que se refiere al trazado. (a excepción de algunos puntos que no coinciden y esto es debido a que ya existe un movimiento predeterminado que es necesario que la leva transmite al seguidor, solo que en la curva optimizada, se suaviza el recorrido del seguidor en la superficie de la leva y se evitan así, grandes saltos.



Gráfica 5.1: Sobreposición de curvas de desplazamiento optimizada y no optimizada.

El perfil de la leva obtenido a partir de la curva de desplazamiento optimizada se indica en la figura 4.3.

Al superponer el perfil de la leva práctica y optimizada como se indica en la figura 5.2 se pueden observar ligeros cambios en el contorno, en algunos puntos disminuyo el radio y en otros aumento.

Se puede asegurar que esta leva proporcionará el mismo movimiento de traslación en el seguidor, pero con cambios en su recorrido, con la ventaja de que este perfil fue diseñado a partir de curvas estándares de desplazamiento que proporcionarían mejores condiciones de operación para una leva de baja velocidad.

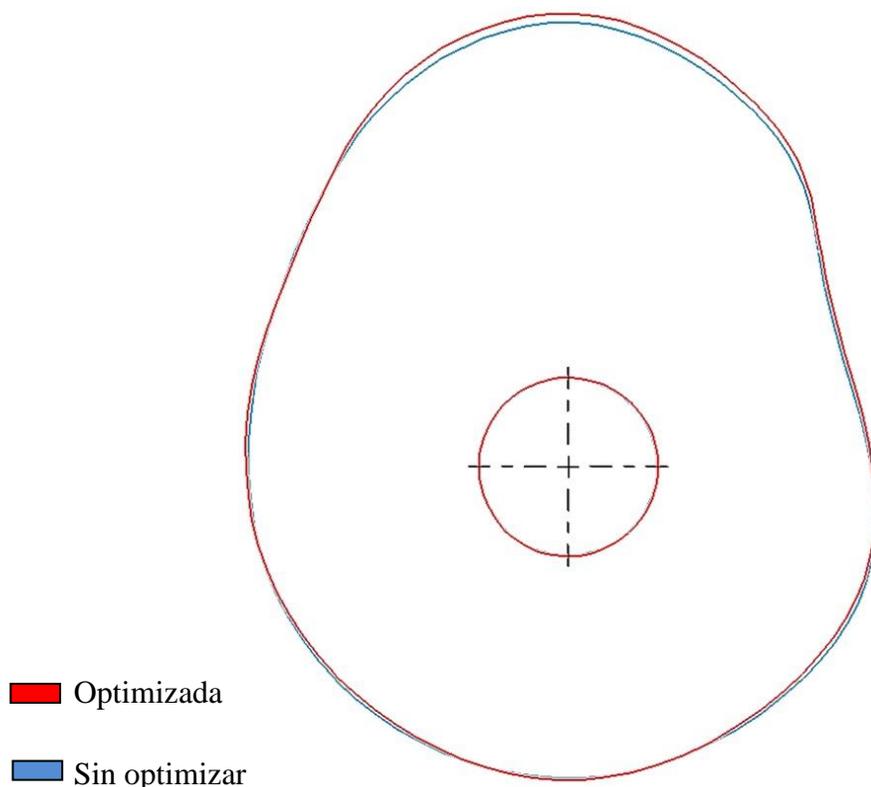


Figura 5.1: Perfiles de las levas sobrepuestos.

Con respecto a las limitaciones del diseño cinemático por ángulo de presión, se puede decir que la leva de estudio tenía como ángulo máximo aproximado $19,46^\circ$, como se indica en la figura 4.7, lo que nos indica que la leva no presenta autorretenciones, es decir, no va a existir interferencia, ya que según la bibliografía no debe ser mayor a 30° , si esto ocurriera sería necesario rediseñar la leva cinemáticamente para evitar interferencias en el sistema leva-seguidor.

Al estudiar el ángulo de presión en el perfil optimizado de la leva se puede observar que el máximo valor del ángulo de presión (en el mismo punto de estudio) es de $19,45^\circ$, lo cual indica que cumple con las condiciones de cinemática requeridas.

A pesar de no existir una gran variación con respecto a ese punto, se pudo observar que a lo largo de la superficie de la leva en otros puntos de contacto, si se presentaron variaciones mayores en los ángulos de presión, como por ejemplo en la

posición de 0° y de 60° , se cuantificaron variaciones de $4,89^\circ$ y $3,95^\circ$ respectivamente..

En la figura 5.2 se reflejó el ángulo de presión existente en los puntos de fuerza máxima del resorte y fuerza mínima del mismo, observándose en el punto de la fuerza máxima del resorte no hubo cambio en el ángulo y permaneció en 0° , en cuanto al punto donde se halla la fuerza mínima del resorte, hubo una variación de $0,54^\circ$, lo cual representa una mejora en dicho punto, disminuyendo así, las fuerzas normales entre la leva y el seguidor, garantizando así un recorrido más suave del seguidor en el contorno de la leva.

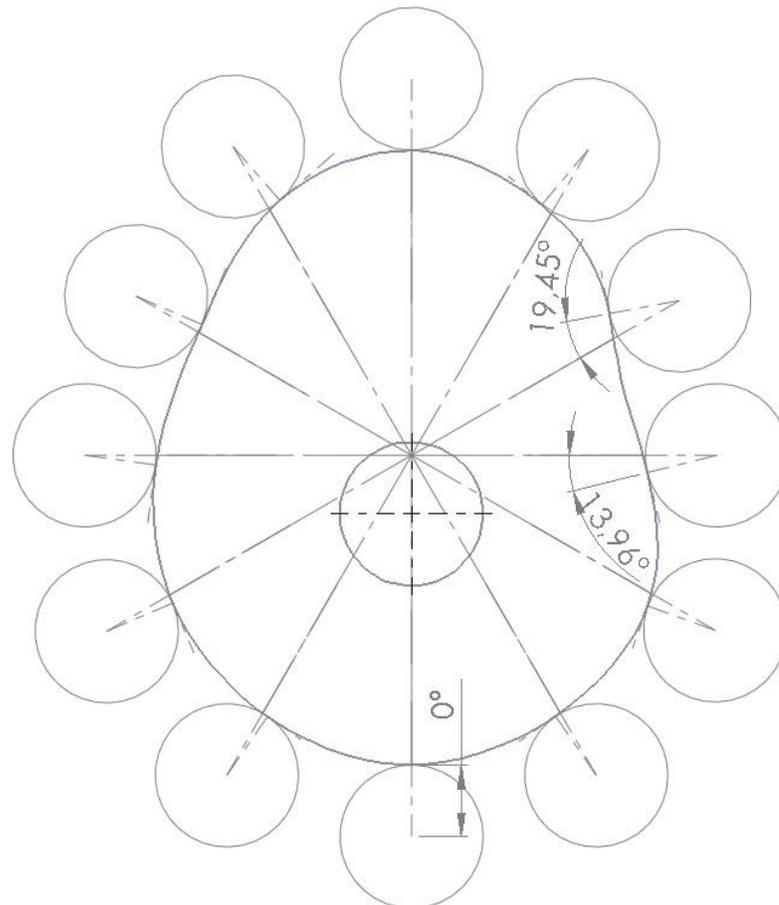
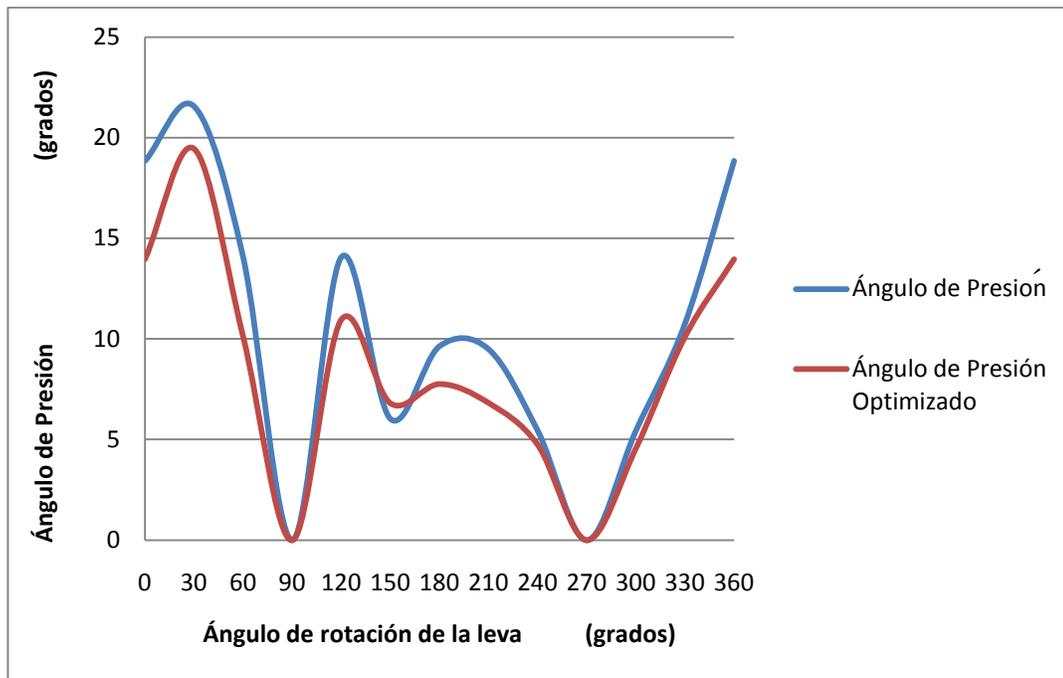


Figura 5.2: Mayor ángulo de contacto existente entre la leva y el seguidor y los ángulos usados para el cálculo de las fuerzas de contacto para la leva optimizada.



Gráfica 5.2. Variación del ángulo de presión con respecto a los ángulos de giro de la leva.

5.2 Análisis del resorte.

En un sistema leva-seguidor el resorte helicoidal es uno de los elementos más importantes a analizar, ya que éste puede causar problemas en el mismo y provocar una operación ineficiente.

Utilizando la Ley de Hooke (conociendo el valor de la constante $k=801,05$ N y las longitudes del resorte para los distintos radios de la leva) se obtuvo como fuerza máxima del resorte 24,43 N en la posición de 270° y como fuerza mínima 7,61 N en la posición de 0° ; las cuales son las posiciones de máxima y mínima compresión del resorte respectivamente.

Como en el sistema leva-seguidor el resorte se encuentra sometido a esfuerzos de fatiga se determinó la fuerza media y la fuerza de alterna, y con ellas se procedió a calcular los esfuerzos a los cuales está sometido el mismo, obteniendo como resultados:

- $\tau_a = 106.492.091,1$ Pa
- $\tau_m = 189.744.529,1$ Pa

Aplicando el criterio de Goodman, con los valores de esfuerzos calculados anteriormente se calculó el valor del factor de seguridad, el cual fue $N = 2,0766$. Lo cual nos asegura al ser mayor a dos, que el resorte no fallará por fatiga. Adicionalmente se hizo el cálculo de resonancia y como resultado se obtuvo, que en el sistema no existirá este problema, ya que el valor de la frecuencia de operación (2 Hz) es mucho menor que la frecuencia crítica calculada (6,3839 Hz).

5.3 Fuerzas de contacto

Se hizo el estudio, para verificar que las fuerzas del resorte fuesen mayores a las fuerzas de contacto de la leva, los cálculos obtenidos se muestran en la tabla 4.2 en el capítulo anterior y se puede comprobar que existe una buena transmisión del movimiento de la leva hacia el seguidor.

5.4 Análisis de los esfuerzos de contacto

La presión máxima de contacto a la cual está sometida la leva debido a contacto del seguidor con la misma es de $P_{m\acute{a}x} = 51,80$ MPa.

El esfuerzo cortante máximo se presenta en el eje Z y es de $\tau_{zy} = 15,60$ MPa, esto ocurre para un valor de $Z = 1,125 \times 10^{-2}$ mm, medido desde el punto de contacto de la leva con el seguidor, hacia el centro de rotación de la leva.

Al comparar el valor de presión máxima con los esfuerzos admisibles del material utilizado para la construcción de la leva (ver Apéndice C), se puede decir que la leva soporta los valores de esfuerzo de operación, lo que indica que ni la leva ni el seguidor presentarán deformación elástica.

5.5 Análisis de los esfuerzos de Impacto

La presión máxima a la cual está sometida la leva debido al impacto del seguidor con la misma es de $P_{m\acute{a}x} = 136$ MPa.



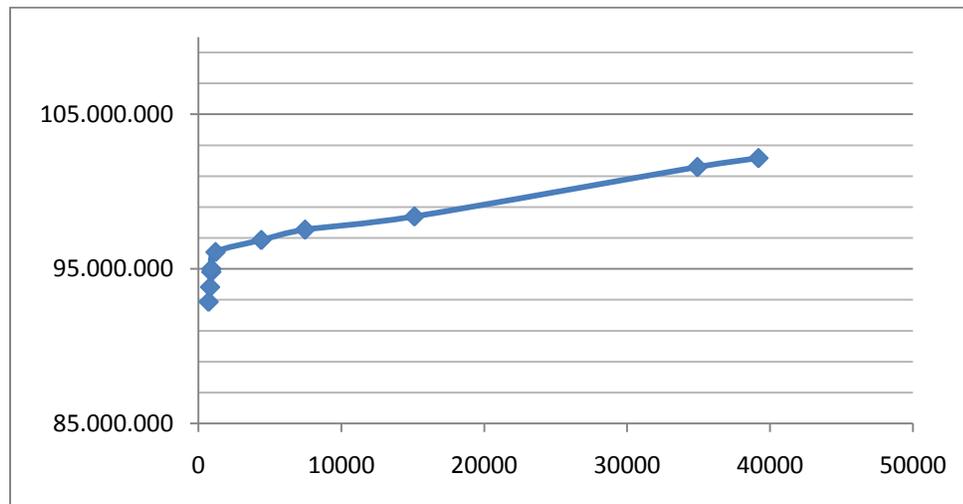
El esfuerzo cortante máximo se presenta en el eje Z y es de $\tau_{zy}=40,80$ Mpa, esto ocurre para un valor de $Z=2,943 \times 10^{-5}$ mm, medido desde el punto de contacto de la leva con el seguidor, hacia el centro de rotación de la leva.

Con los resultados de $P_{\text{máx}}$ obtenidos, se comprueba que no existe deformación elástica en los elementos del sistema (ver Apéndice C)

Para el valor $P_{\text{máx}}=102.168.128$ Pa obtenido a través de la simulación se buscó la convergencia de los resultados, para así obtener el valor de esfuerzo definitivo, en la siguiente tabla se muestra los valores obtenidos para la convergencia.

Tabla 5.1 Tabla de Convergencia de esfuerzos de Von Mises

Esfuerzos Equivalentes (Pa)	Número de Elementos	% Error
92.874.000	709	9,096896
93.828.712	810	8,162444
94.810.520	897	7,201471
95.001.408	906	7,014634
96.088.864	1192	5,950255
96.870.280	4396	5,185421
97.543.384	7459	4,526601
98.395.224	15112	3,692839
101.589.528	34912	0,566321
102.168.128	39185	-----



Gráfica 5.3. Curva de convergencia por esfuerzo de Von Mises.

El esfuerzo cortante máximo se presenta en el eje Z y es de $\tau_{zy}=30,65$ Mpa, esto ocurre para un valor de $Z=3,90 \times 10^{-5}$ m, medido desde el punto de contacto de la leva con el seguidor, hacia el centro de rotación de la leva.

Al comparar el dos valores obtenidos con los valores de esfuerzo de fluencia de un acero 1.045 laminado al frío 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.

5.6 Análisis de fatiga por impacto

Aplicando el criterio de Goodman se obtuvo un factor de seguridad de $N=8,17$ al ser esta valor mayor que dos se puede asegurar que la leva no fallará por fatiga.

Además haciendo uso de la simulación estática en el programa computacional, se extrajeron los valores de esfuerzos y a estos se les hizo el cálculo de fatiga por criterio de Goodman y se obtuvo un factor de seguridad de $N=9,4752$ siendo este valor también mayor a dos, por lo que se comprueba que no fallará por fatiga, el resultado obtenido en la simulación es obtenido a través del estudio de los elementos finitos, el cual hace un análisis discreto de la leva con el uso de un mallado, y luego



DISEÑO DE UNA LEVA BAJO CRITERIO DE IMPACTO



de buscar convergencia en los resultados obtenidos se puede extraer una solución para los esfuerzos soportados por la pieza.



CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En el presente capítulo, se hará énfasis a las conclusiones más importantes de los logros obtenidos a lo largo de este trabajo, así como recomendaciones para el desarrollo de próximos trabajos de investigación; brindando avances tecnológicos en el área de ingeniería específicamente en el campo de diseño mecánico.

6.1 Conclusiones.

- Se utilizó el sistema diseñado por Klootnick y Muffly en 1955, para suavizar las curvas de desplazamiento, de ésta forma se lograron variaciones milimétricas en los radios de curvatura de la leva, y así, disminuir la rapidez de cambio en la aceleración, la cual está determinada por el Jerk, y obtener una ventaja dinámica en el sistema al mejorar los ángulos de presión en los puntos críticos del mismo, como en el punto donde la fuerza del resorte es mínima, en el cual existió una variación de $0,54^\circ$, con lo que se obtuvieron menores esfuerzos de contacto y reducción en el efecto de las cargas de impacto.
- En el estudio se comprobó 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, ya que éstos pueden originar los mayores daños en la superficie de la leva, como se presentó en el caso de estudio.
- Al comparar los resultados obtenidos de manera analítica, con los que fueron proporcionados por la herramienta computacional SolidWorks™, se encontraron aproximaciones en las soluciones, por lo que se puede concluir que éste instrumento es de utilidad para hacer cálculos de esfuerzos en las levas de disco.
- Se realizó un estudio de las vibraciones y de la resonancia, en donde se comprobó que en nuestro caso, el efecto que aplican estas en el sistema no afectan el funcionamiento del mismo.



6.2 Recomendaciones.

- Realizar éste estudio para una leva de alta velocidad, donde se tomarían en cuenta, las fuerzas de inercia presentes en la misma, con la finalidad de estudiar el sistema, cuando éste se encuentra sometido a mayores cargas.
- Aplicar el estudio de impacto, a otros tipos de levas, para comprobar que el modelo aplicado sea válido para los diferentes mecanismos leva-seguidor existentes.
- Hacer ensayos en un banco de prueba, donde se pueda variar las cargas aplicadas por el resorte, y las condiciones de operación del sistema, con el fin de estudiar las variaciones en las cargas de impacto, a medida que el resorte varía su longitud de compresión, de ésta forma, se obtienen datos más precisos del comportamiento del mecanismo.



BIBLIOGRAFÍA

[1] CAJUN LOPEZ, Angeles. “*Optimization of cam Mechanisms*” (Solid Mechanics and its applications). Editorial Chapman & Hall. Vol. 9. Londres, año 1991.

[2] CASTILLO, Arturo “*Cinemática de las máquinas*” Editorial Universidad autónoma de San Luis Potosí. Año 2005.

[3] GONZÁLEZ, Orestes “*Cinemática de los mecanismos de levas*”, Editorial Universidad de Matanzas, año 2004.

[4] KOSTER, M.P. “*Vibration of cam mechanism*” Editorial Macmillan, Londres año 1974.

[5] MABIE, REINHOLTZ “*Mecanismos y dinámica de maquinaria*”, Editorial Limusa S.A. de C.V., 2^{da} Edición. México. Año 1998.

[6] MORALES, Carlos “*Manual teórico práctico para la evaluación cinemática de mecanismos a través de métodos gráficos*”, Editorial Universidad de Carabobo, Venezuela. Año 2006.

[7] MOTT, Robert L. “*Diseño de elementos de máquinas*” Editorial Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. 4ta Edición. México. Año 2006.

[8] PÉREZ, M. (2001). “*Metodología para la mejora cinemática y dinámica del perfil de la leva de una maquina empacadora de pastillas*”. Tesis de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, Valencia, Venezuela.

[9] NORTON, Robert L. “*Diseño de Máquinas. Editoria*”l Prentice Hall-Pearson. 1era Edición. Año 1.999.



- [10] ROTHBART, Harold A. “*CAMS Design, Dynamics and Accuracy*” Editorial Jhon Wiley & Sons, INC. 2da Edición. New York. 1956.
- [11] SHIGLEY, Joseph Edward. “*Teoría de máquinas y mecanismos*” Editorial Mc-Graw Hill, 8va Edición. Mexico. 2008.
- [12] WUNDERLICH, W. (1970). “*Contribución a la geometría de los mecanismos de leva con seguidores oscilantes*”. Journal of mechanism.
- [13] ZABALZA, Isidro “*Síntesis cinemática y dinámica de mecanismos*”, Editorial Universidad pública de Navarra, año 1999.
- [14] ZHANG, C y WANG H. (2007). “*Análisis de tolerancia y síntesis para mecanismos de leva*”. International journal of production research, 1.229-1.245.
- [15] ZHANG, C. YAO, Y. y YAN, H. (1.998). “*Control activo de mecanismos de levas*”. Mechanism and Machine Theory.



APÉNDICES

APÉNDICE A

Características de los Resortes Helicoidales de Compresión.

Aceros de alto carbono y aleación para resortes. [10]

NOMBRE DEL MATERIAL	ESPECIFICACIONES SIMILARES	DESCRIPCIÓN
Alambre para cuerda musical 0.80-0.95C	UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51	Es el mejor material, el más tenaz y el más utilizado para resortes pequeños. Tiene la mayor resistencia a la tensión y puede soportar mayores esfuerzos bajo cargas repetidas que cualquier otro material de resorte. Se fabrica con diámetro de 0.12 a 3 mm (0.005 a 0.125 in). No se emplee a más de 120°C (250°F) o a temperaturas bajo cero.
Alambre revenido en aceite 0.60-0.70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM 229-41	Este acero para resortes de uso general se emplea en muchos tipos de resortes helicoidales, cuando el costo del alambre para cuerda musical es prohibitivo o se requieren tamaños mayores que los de éste. No se emplee con cargas de choque o impacto. Se fabrica en diámetros de 3 a 12 mm (0.125 o 0.5000 in), pero es posible obtener tamaños mayores o menores. No se use a más de 180°C (350°F) ni a temperaturas bajo cero.
Alambre estirado duro 0.60-0.70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM A227-47	Éste es el acero para resorte de uso general de menor costo, y debe utilizarse sólo donde la duración (o vida), la exactitud y la deformación no son muy importantes. Se fabrica en diámetro de 0.8 a 12 mm (0.31 a 0.500 in). No se emplee a más de 120°C (250°F) ni a temperaturas bajo cero.
Al cromo-vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM 231-41	Éste es el acero aleado de uso más extenso en aplicaciones que implican esfuerzos más elevados de los que pueden emplearse con aceros al alto carbono, y donde son necesarias resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque o impacto. Es ampliamente utilizado en válvulas de motores de aviación y para temperaturas hasta de 220°C (425°F). Se surte en clases de recocido y prerrevenido, con 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 in) de diámetro.
Al cromo-silicio	UNS G92540 AISI 9254	Esta aleación es un material excelente para resortes altamente esforzados que requieren larga vida y trabajan sometidos a cargas de choque. Usualmente su dureza Rockwell está entre C50 y C53, y el material puede emplearse hasta con temperaturas de 250°C (475°F). Se fabrica en diámetro de 0.8 a 12 mm (0.31 a 0.500 in).



APÉNDICE B

Factores utilizados para determinar un factor de seguridad
para materiales dúctiles[10]

Factores utilizados para determinar un factor de seguridad para materiales dúctiles		
Información	Calidad de la información	Factor
Datos del material disponibles de pruebas	El material realmente utilizado fue probado	1.3
	Datos representativos del material disponibles a partir de pruebas	2
	Datos suficientemente representativos del material disponibles a partir de pruebas.	3
	Datos poco representativos del material disponibles a partir de pruebas.	5+
Condiciones del entorno en el cual se utilizará	Idénticas a las condiciones de prueba del material	1.3
	Esencialmente en un entorno de ambiente de habitación	2
	Entorno moderadamente agresivo	3
	Entorno extremadamente agresivo	5+
Modelos analíticos para carga y esfuerzos	Los modelos han sido probados contra experimentos	1.3
	Los modelos representan al sistema con precisión	2
	Los modelos representan al sistema aproximadamente	3
	Los modelos son una burda aproximación	5+

APÉNDICE C

Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono. [9]

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.



APÉNDICE D

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



ANEXOS



ANEXOS