



Análisis de la síntesis del mecanismo para obtener el funcionamiento adecuado del mecanismo biela manivela del motor a gasolina de tres cilindros utilizando programas computacionales

Chancusi Almachi, Marco Alexander

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Automotriz

Trabajo de Unidad de Integración Curricular, previo a la obtención del título de
Ingeniero Automotriz

Ing. Lara Núñez Mario Alcides, Mg.

06 de marzo del 2022

Latacunga



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de Unidad de Integración Curricular, “**Análisis de la síntesis del mecanismo para obtener el funcionamiento adecuado del mecanismo biela manivela del motor a gasolina de tres cilindros utilizando programas computacionales**” fue realizado por el señor **Chancusi Almachi, Marco Alexander**, el mismo que ha sido revisado en su totalidad, analizado por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto, cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Latacunga, 06 de marzo del 2022

MARIO
ALCIDES
LARA
NUNEZ

Firmado digitalmente por
MARIO ALCIDES
LARA NUNEZ
Fecha: 2022.03.05
17:41:50 -05'00'

Ing. Lara Núñez, Mario Alcides, Mg

C.C.: 1801751981

REPORTE DE VERIFICACIÓN DE CONTENIDO



CHANCUSI MARCO.pdf

Scanned on: 22:26 March 5, 2022 UTC



Overall Similarity Score



Results Found



Total Words in Text

Identical Words	69
Words with Minor Changes	69
Paraphrased Words	125
Omitted Words	0

MARIO
ALCIDES
LARA
NUNEZFirmado
digitalmente por
MARIO ALCIDES
LARA NUNEZ
Fecha: 2022.03.05
17:41:50 -05'00'



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERIA AUTOMOTRIZ

RESPONSABILIDAD DE AUTORÍA

Yo, **Chancusi Almachi, Marco Alexander** con cédula de ciudadanía N° 0550007926 declaro que el análisis, ideas y argumentos del trabajo de Unidad de Integración Curricular: **“Análisis de la síntesis del mecanismo para obtener el funcionamiento adecuado del mecanismo biela manivela del motor a gasolina de tres cilindros utilizando programas computacionales”** es de mi autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Latacunga, 06 de marzo del 2022

Chancusi Almachi, Marco Alexander

C.C.: 0550007926



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN

Yo **Chancusi Almachi, Marco Alexander** con cédula de ciudadanía N° 0550007926 autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de unidad de integración curricular: **“Análisis de la síntesis del mecanismo para obtener el funcionamiento adecuado del mecanismo biela manivela del motor a gasolina de tres cilindros utilizando programas computacionales”** en el Repositorio de la Universidad.

Latacunga, 06 de marzo del 2022

A handwritten signature in blue ink is positioned above a horizontal line. The signature is stylized and appears to be the name 'Chancusi Almachi, Marco Alexander'.

Chancusi Almachi, Marco Alexander

C.C.: 0550007926

Dedicatoria

El presente trabajo dedico primeramente a Dios por brindarme salud y fuerza de voluntad ya que sin el no seria capas de lograrlo.

A mis padres principalmente por brindarme el amor y motivación suficiente para no desmayar en el camino, además que supieron educarme con valores para forjarme como buena persona y por apoyarme en las decisiones que tomé durante esta etapa de mi vida.

A mis hermanas, que son el pilar fundamental de cumplir este objetivo de vida, por los momentos que compartimos y principalmente para que mis acciones llegen a ser un ejemplo a seguir.

A mi tio Danilo que se encuentra en el cielo y por ser el vocero con Dios cuando sentia que no podia mas en toda la travesia de la carrera, la promesa esta cumplida.

Marco Alexander

Agradecimiento

Agradezco a Dios, por cuidar de mí durante toda mi carrera, guiándome en momentos de dificultad, dandome la sabiduria y el entendimiento, manteniendo en mi la fé siempre alta para continuar y finalizar la carrera.

Agradezco a mis padres, Marco y Magdalena, que cuidaron de mí y supieron aconsejarme siempre para tomar las decisiones correctas, además de brindarme el amor, el apoyo economica y moralmente por hacerme sentir que soy capas de conseguir lo que me propongo

Le agradezco a mis hermanas, Lisbeth y Camila por brindarme su apoyo cuando necesite de su ayuda y alivianarme en mis actividades dentro de casa, esto es por ellas siempre las amare con todo mi corazón.

Agradezco al Ing. Mario Lara quien me guio en el desarrollo de la tesis, impartiendo consejos, enseñanzas y conocimiento, para finalizar el proyecto de integración curricular, en general, agradezco a los docentes de la facultad de Ingeniería Automotriz, por las enseñanzas impartidas durante toda la carrera.

A mis compañeros con los que compartí proyectos, que ahora le considero amigos, con los mismos que compartimos derrotas y preocupaciones, pero siempre con la buena vibra para tomar las cosas de la mejor manera.

Marco Alexander

Tabla de contenido

Carátula	1
Certificación	2
Reporte de verificación de contenido	3
Responsabilidad de autoría.....	4
Autorización de publicación.....	5
Dedicatoria.....	6
Agradecimiento.....	7
Tabla de contenido	8
Índice de figuras	12
Índice de tablas	14
Resumen	15
Abstrac.....	16
Introducción	17
Antecedentes.....	17
Justificación e importancia.....	18
Planteamiento del problema	19
Objetivos	19
<i>Objetivo general</i>	19
<i>Objetivos específicos.</i>	19
Hipótesis	20

VARIABLES DE INVESTIGACIÓN.....	20
<i>Variable independiente</i>	20
<i>Variable dependiente</i>	20
Fundamento Teórico	21
Introducción.....	21
<i>Mecanismo Manivela Corredera</i>	22
<i>Tipo centrado</i>	23
<i>Tipo descentrado</i>	23
Grados de libertad	24
Tipos de movimiento	25
<i>Rotación pura</i>	25
<i>Traslación pura</i>	25
<i>Movimiento complejo</i>	25
Eslabones, Juntas y Cadenas cinemáticas	26
<i>Eslabones</i>	26
<i>Juntas</i>	27
Condición de Grashof.....	29
Condiciones límites	30
<i>Condición de agarrotamiento</i>	31
Síntesis de mecanismos	32
<i>Síntesis de tipo</i>	32

<i>Síntesis de numero</i>	33
<i>Síntesis dimensional</i>	34
Tipos de síntesis de mecanismos	34
<i>Síntesis generación de funciones</i>	34
<i>Coordinación de un ángulo dado θ de oscilación del seguidor con un medio giro del impulsor</i>	35
<i>Síntesis generación de trayectorias</i>	35
<i>Síntesis generación de movimiento</i>	36
Síntesis grafica de eslabonamientos	36
<i>Síntesis dimensional</i>	37
<i>Síntesis de dos posiciones</i>	37
<i>Síntesis de tres posiciones con pivotes móviles especificados</i>	38
<i>Síntesis de tres posiciones con pivotes móviles alternos</i>	38
<i>Síntesis de tres posiciones con pivotes fijos especificados</i>	39
<i>Síntesis analítica de eslabonamientos</i>	39
<i>Ecuación de Freudenstein</i>	39
Programas computacionales	41
<i>Programa computacional 1</i>	41
<i>Programa computacional 2</i>	42
Metodología de desarrollo del proyecto	43
Identificación del mecanismo	43
Consideraciones para el estudio	44

Parámetros del mecanismo biela manivela del Motor Suzuki G10 (3 cilindros)	44
Mediciones de la Biela del mecanismo	45
Mediciones del Cigüeñal	46
Resultados de la investigación	50
Verificación de los grados de libertad (GDL)	50
Verificación de la condición de Grashof	51
Síntesis gráfica del mecanismo biela manivela corredera por generación de funciones.....	53
<i>Procedimiento.....</i>	54
Síntesis del mecanismo biela – manivela método analítica	60
<i>Aplicación de las condiciones límites o posiciones límites</i>	61
<i>Solución mediante softwares computacionales.....</i>	66
Conclusiones y recomendaciones	79
Conclusiones.....	79
Recomendaciones	81
Bibliografía	82
Anexos	84

Índice de figuras

Figura 1. <i>Motor de combustión interna</i>	22
Figura 2. <i>Mecanismo manivela corredera centrado</i>	23
Figura 3. <i>Mecanismo manivela corredera centrado</i>	24
Figura 4. <i>Tipos de eslabones según el número de nodos</i>	26
Figura 5. <i>Pares inferiores</i>	28
Figura 6. <i>Posiciones de agarrotamiento de un triple balancín que no es Grashof</i>	30
Figura 7. <i>Configuraciones estacionarias de una manivela balancín de Grashof</i>	31
Figura 8. <i>Puerta lateral de un Food truck (camión de comida) con agarrotamiento</i>	32
Figura 9. <i>Mecanismo de oscilación simple</i>	35
Figura 10. <i>Síntesis de movimiento en tres posiciones</i>	38
Figura 11. <i>Ecuación de cierre de un mecanismo de cuatro barras</i>	39
Figura 12. <i>Programa computacional 1</i>	42
Figura 13. <i>Programa computacional 2</i>	42
Figura 14. <i>Mecanismo manivela corredera en línea</i>	43
Figura 15. <i>Datos generales del motor Suzuki G10 de tres cilindros</i>	45
Figura 16. <i>Medición de la longitud del eslabón 3 o brazo de biela</i>	46
Figura 17. <i>Mediciones del cigüeñal</i>	47
Figura 18. <i>Mediciones del cigüeñal 2</i>	47
Figura 19. <i>Distancia entre mecanismo biela manivela de un cigüeñal de 3 manivelas</i> .	48
Figura 20. <i>Desface entre manivelas de un cigüeñal de 3 manivelas</i>	49
Figura 21. <i>Representación de eslabones y juntas</i>	50
Figura 22. <i>Eslabones del mecanismo manivela biela pistón</i>	52
Figura 23. <i>Trazado del eslabón de salida B1 B2</i>	54
Figura 24. <i>Selección del punto 02</i>	55

Figura 25. <i>Bisección del eslabón B1B2</i>	55
Figura 26. <i>Circunferencia en el punto O2, siendo el radio la dimensión de la manivela</i> 56	
Figura 27. <i>Determinación de la longitud del eslabón 3</i>	56
Figura 28. <i>Extrucción del eslabón 3 en SolidWork</i>	57
Figura 29. <i>Extrucción de la corredera esquemático en SolidWorks</i>	58
Figura 30. <i>Extrucción del eslabón 1 en SolidWork</i>	59
Figura 31. <i>Mecanismo Biela manivela mediante la síntesis generación de funciones</i> ..	59
Figura 32. <i>Mecanismo Biela manivela corredera vectorialmente</i>	60
Figura 33. <i>Mecanismo Biela manivela corredera con un ángulo de transmisión</i>	61
Figura 34. <i>Mecanismo Biela manivela posición limite máxima</i>	62
Figura 35. <i>Mecanismo Biela manivela posición limite mínima</i>	62
Figura 36. <i>Ingreso de parámetros en el programa computacional</i>	67
Figura 37. <i>Ingreso de ecuaciones en el programa computacional</i>	68
Figura 38. <i>Resultados obtenidos de la síntesis: eslabón 2, relación manivela biela</i>	69
Figura 39. <i>Resultados obtenidos de la síntesis: aceleración máxima de la biela</i>	70
Figura 40. <i>Curva de la aceleración de la corredera vs la longitud de la biela</i>	78

Índice de tablas

Tabla 1. <i>Tipos de eslabones según el número de nodos</i>	28
Tabla 2. <i>Eslabones del mecanismo manivela biela pistón</i>	53
Tabla 3. <i>Características y condiciones para la síntesis</i>	66
Tabla 4. <i>Resultados obtenidos por síntesis analítica</i>	71

Resumen

El presente trabajo está enfocado en el análisis de síntesis del mecanismo biela - manivela de un motor a gasolina de tres cilindros, con el objetivo de demostrar su movilidad basándose en criterios de grados de libertad, ley de Grashof, criterios de síntesis de mecanismo, criterios cinemáticos y entre otras consideraciones importantes que se van detallando en el desarrollo del trabajo. Inicialmente el estudio inicia buscando información de fuentes bibliográficas confiables, estableciendo criterios sólidos para la práctica. En la fase siguiente se toma medidas del mecanismo biela-manivela correspondientes al motor Suzuki Forsa 1, para determinar las longitudes de los eslabones que conforman dicho mecanismo, para la solución del análisis mediante síntesis se toman parámetros de la ficha técnica del motor por lo que se toma datos como el rango de revoluciones en el que opera el motor, la carrera del pistón son datos suficientes para iniciar con el análisis de síntesis por el método gráfico generación de funciones por la cual se establece pasos detallados de cómo se obtiene las longitudes de los eslabones esto se realiza en software CAD para luego verificar su movilidad y que los movimientos no presenten fallas. Con los datos obtenidos gracias a la síntesis gráfica se establece un rango de valores para la longitud de biela para ir analizando su incidencia dentro del mecanismo esto se realiza en software CAS.

Palabras clave:

- **SÍNTESIS GRÁFICA**
- **SÍNTESIS ANALÍTICA**
- **MECANISMO BIELA – MANIVELA**
- **GRADOS DE LIBERTAD**

Abstrac

The present work is focused on the synthesis analysis of the connecting rod - crank mechanism of a three-cylinder gasoline engine, with the objective of demonstrating its mobility based on criteria of degrees of freedom, Grashof's law, mechanism synthesis criteria, kinematic criteria and other important considerations that will be detailed in the development of the work. Initially, the study starts looking for information from reliable bibliographic sources, establishing solid criteria for the practice. In the next phase, measurements are taken of the connecting rod-crank mechanism corresponding to the Suzuki Forsa 1 engine, to determine the lengths of the links that make up this mechanism. For the solution of the analysis by means of synthesis, parameters are taken from the engine data sheet, so data such as the range of revolutions in which the engine operates is taken, The piston stroke is enough data to start with the synthesis analysis by the graphical method of function generation by which detailed steps are established as the lengths of the links are obtained, this is done in CAD software to then verify their mobility and that the movements do not present failures. With the data obtained thanks to the graphical synthesis, a range of values for the length of the connecting rod is established to analyze its incidence within the mechanism this is done in CAS software.

Key words:

- **GRAPHICAL SYNTHESIS**
- **ANALYTICAL SYNTHESIS**
- **CONNECTING ROD - CRANK MECHANISM**
- **DEGREES OF FREEDOM**

Capítulo I

1. Introducción

1.1 Antecedentes

Cuando se diseña un mecanismo se conoce el movimiento deseado y se deben determinar la forma y las dimensiones del mecanismo. Es por eso que se denomina la síntesis como el término empleado para dar los pasos para el proceso de diseño de mecanismos que requieran un movimiento de salida deseado, acorde a un movimiento de entrada (Arteaga, Síntesis de mecanismo, 2019).

Muchos casos de la síntesis de máquinas requieren la creación de un dispositivo con características de movimiento particular. Las necesidades son infinitas, pero a menudo la necesidad común es un eslabonamiento para generar los movimientos deseados, por lo que, el objetivo del diseñador es encontrar el mecanismo más simple capaz de efectuar la tarea deseada. Para lograr esto, a continuación, se deben utilizar algunas técnicas de síntesis que permiten diseñar eslabonamientos para algunas aplicaciones cinemáticas típicas (Arteaga, Course Hero, 2019).

En la actualidad, diferentes tipos de mecanismos son utilizados en el diseño de maquinaria. Muchos de estos son mecanismos del tipo plano, este tipo de mecanismos son capaces producir movimientos de rotación perpendiculares al plano del mecanismo y de translación paralelos a este plano, teniendo estos uno o varios grados de libertad (Alba, Ramos, Cisneros, & López, 2013).

Los diferentes tipos de mecanismos son empleados en el diseño de maquinaria por ende es primordial encontrar la solución adecuada (síntesis de mecanismo). El mecanismo tipo plano, este tipo de mecanismos son capaces producir movimientos de rotación. El mecanismo plano más empleado y con mayor demanda para aplicaciones

de diseño de maquinarias es conocido como el mecanismo plano tipo manivela-corredera (Ruiz Rosas, 2005).

El mecanismo manivela corredera, es un mecanismo plano que transforma un movimiento lineal alternativo en base a un movimiento rotatorio generado por la manivela del mismo mecanismo. Este tipo de mecanismo por lo general se encuentran en motores de combustión interna de los automóviles, gracias al movimiento lineal del pistón generado por una explosión en su cabeza de pistón por la carburante gasolina esta se transmite a una biela y realiza un movimiento circular en un cigüeñal gracias a su manivela (Viciano, 2020).

1.2 Justificación e importancia

Es de suma importancia tener conocimientos y la capacidad de realizar síntesis de mecanismo biela manivela enfocada a un motor Suzuki Forza 1 estableciendo el tipo de mecanismo y la trayectoria deseada es decir un punto de entrada de movimiento y otro de salida, además servirá como fuente de ayuda técnica para futuros casos de investigación de estudiantes de carreras a fines o comunes incluyendo la parte industrial.

La importancia de un buen planteamiento para el diseño de mecanismos tiene incidencia directa con la síntesis de mecanismos para la obtención de resultados satisfactorios y esperados con la finalidad de disminuir el tiempo de búsqueda de una o varias soluciones (Vázquez, 2019).

En tal sentido, este estudio está proyectado a la búsqueda bibliográfica de la síntesis de mecanismo biela manivela a un motor de tres cilindros especificando un motor Suzuki Forsa 1, atendiendo a consideraciones innovadoras y viables en aspectos mecánicos y energéticos.

1.3 Planteamiento del problema

Según Francisco Sánchez en su tesis doctoral menciona que en la mayoría de los casos prácticos el problema de diseño mecánico se reduce a un problema de síntesis de mecanismos que puede ser resuelto utilizando criterios puramente mecánicos (Sánchez, 2000).

Debido a que algunos parámetros técnicos necesarios para la aplicación de la teoría de mecanismos y diseño, los fabricantes no dan a conocer dichos parámetros al público en general mediante sus manuales de taller, como por ejemplo los datos de dimensiones y pesos de los componentes del mecanismo biela manivela pistón. Esto invoca a una serie de vacíos al aplicar la teoría.

Es por ese motivo que el estudio se realizara a un motor de combustión interna de 3 cilindros muy comercializado en el país conocido como Suzuki Forza 1.

La falta de información técnica y la misma aplicación a un ejemplo real del mecanismo biela manivela es necesaria realizar un estudio completo para conocer sus principios fundamentales para luego ser aplicado como método de estudio.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

- Analizar la síntesis del mecanismo para obtener el funcionamiento adecuado del mecanismo biela manivela del motor a gasolina de tres cilindros utilizando programas computacionales

1.4.2 Objetivos específicos.

- Determinar la síntesis grafica generación de funciones estableciendo pasos secuenciales para la obtención de las longitudes de los eslabones que conforma el mecanismo biela manivela de un motor de gasolina

- Comprobar que el movimiento del mecanismo biela manivela de un motor de gasolina de tres cilindros sean adecuados mediante la utilización de programas computacionales para verificar su movilidad.
- Describir la síntesis analítica por medio de conceptos cinemáticos para la obtención de las longitudes de los eslabones que conforman el mecanismo biela manivela de un motor a gasolina
- Establecer la síntesis del mecanismo biela manivela de un motor a gasolina de tres cilindros conforme a los parámetros de requerimientos preestablecidos para determinar las dimensiones de sus eslabones y la incidencia de las mismas.
- Crear una tabla de resultados obtenidos de los estudios y objetivos planteados mediante el programa EXCEL para su análisis y discusión.

1.5 Hipótesis

Al realizar la síntesis del mecanismo biela manivela aplicado al motor Suzuki de tres cilindros ayudará a mejorar los conocimientos sobre este mecanismo, verificando que los movimientos cumplan un sincronismo de tal manera que los movimientos sean suaves.

1.6 Variables de investigación

Variable independiente

Mecanismo biela manivela

Variable dependiente

Aspectos y métodos de síntesis de mecanismos

Capítulo II

2. Fundamento Teórico

2.1 Introducción

La gran mayoría parte del diseño en ingeniería implica una combinación de síntesis y análisis. La mayor parte de los cursos dedicados a ingeniería enseñan principalmente de técnicas de análisis en distintas situaciones. La gran parte de problemas de diseño de mecanismos y maquinas requieren la creación de un dispositivo que cumpla con características de movimiento particular (Arteaga, Síntesis de mecanismo, 2019).

Tal vez se tenga que mover una herramienta de la posición A a la B en un intervalo particular o se necesita tratar una trayectoria particular en el espacio para insertar una pieza en un ensamble.

Las soluciones son infinitas, pero casi siempre una constante en común es la necesidad de un eslabonamiento para generar los movimientos requeridos. Entonces se desplazan algunas técnicas para síntesis simples que logren generar soluciones de diseño de eslabonamientos para algunas aplicaciones cinemáticas típicas (Arteaga, Síntesis de mecanismo, 2019).

El estudio del movimiento de los mecanismos y maquinas puede estar tomado desde diferentes puntos de vista, uno de ellos es el análisis cinemático y por otra parte la síntesis cinemática. El análisis cinemático se encarga del estudio del movimiento en un mecanismo o máquina ya creada. Mientras que la síntesis cinemática es lo contrario, se busca determinación del mecanismo que logra ciertas especificaciones de movimientos en los que se considera la velocidad, aceleración desplazamientos de manera simple o combinada (Olmedo & Echeverría, 2018).

En resumen, la síntesis se encarga de determinar el mecanismo capaz de satisfacer requerimientos deseados de antemano.

2.1.2 Mecanismo Manivela Corredera

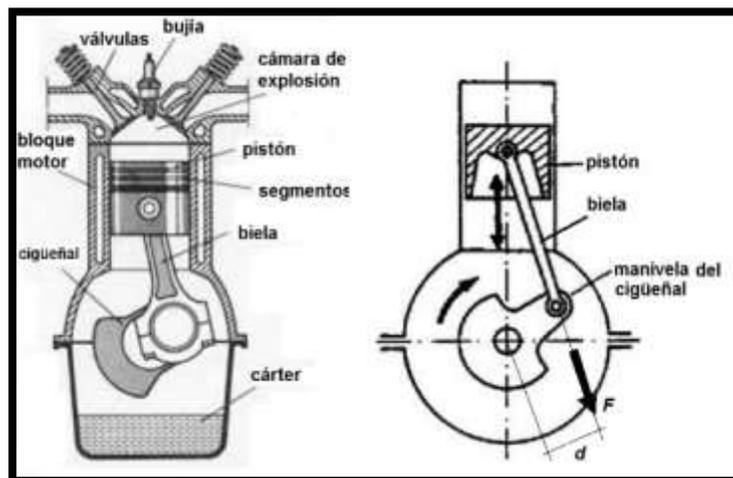
El mecanismo manivela corredera se trata de un mecanismo capaz de transformar el movimiento circular de una manivela en un movimiento lineal alternativo o viceversa.

Se establece que el sistema está conformado por un elemento que gira 360° conocido como manivela, está conectado con una barra rígida conocida como biela, de tal manera que, al hacer girar la manivela, la corredera se ve obligada a retroceder y avanzar conocida como carrera, produciendo un movimiento alternativo (Olmedo & Echeverría, 2018).

Es sin duda uno de los mecanismos más construidos en el mundo, es la base de los motores de combustión interna como se le muestra en la figura 1.

Figura 1.

Motor de combustión interna



Nota. El gráfico representa un motor de combustión interna donde se puede observar el mecanismo manivela corredera como principio de funcionamiento. Tomado de *Máquinas y Mecanismos* (p.30), por J. Olmedo, 2018.

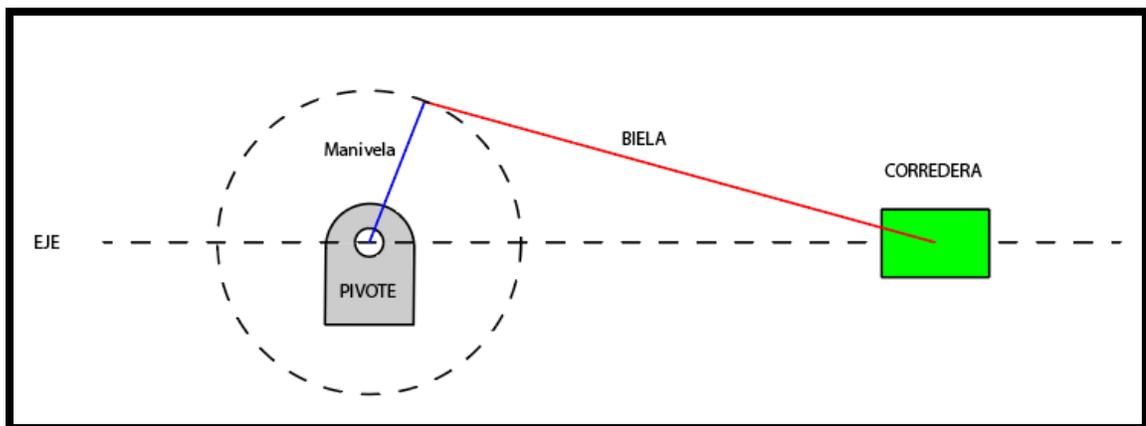
Tipo centrado

El mecanismo manivela corredera centrado tiene el pivote de la manivela en el mismo eje de deslizamiento de la corredera, el ángulo de entrada de movimiento de la manivela y el ángulo de salida para el retorno será el mismo.

La figura 2 muestra un mecanismo manivela corredera del tipo centrado.

Figura 2.

Mecanismo manivela corredera centrado



Nota. El gráfico representa el mecanismo manivela biela corredera centrado.

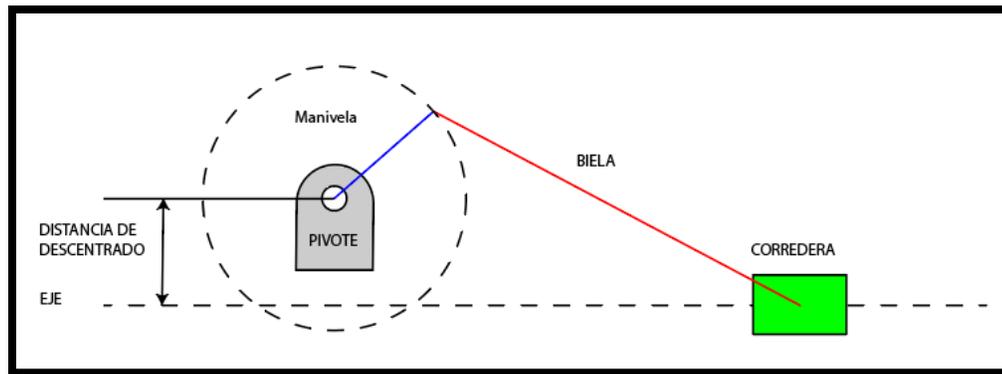
Tipo descentrado

El mecanismo manivela corredera descentrado tiene una longitud denominada distancia del descentrado, esta distancia es la del pivote de la manivela entre eje de deslizamiento de la corredera, el ángulo de entrada de movimiento de la manivela y el ángulo de salida para el retorno serán diferentes, dicho retorno será rápido.

La figura 3 muestra un mecanismo manivela corredera del tipo descentrado.

Figura 3.

Mecanismo manivela corredera centrado



Nota. El gráfico representa el mecanismo manivela biela corredera descentrado.

2.2 Grados de libertad

Un mecanismo puede clasificarse o identificarse de acuerdo con el número de grados de libertad (GDL) que este mismo posee.

La definición de grados de libertad (GDL) es un parametro a calcular necesario para la síntesis y el análisis de mecanismos. Es fundamental la determinación de los grados de libertad (GDL) de un conjunto de juntas y eslabones que pueden sugerirse como la solución al problema de mecanismo. El grado de libertad (GDL) de un mecanismo puede expresarse como: el número de entradas que se necesita con la finalidad de generar una salida predecible o deseada (Myszka, 2012).

Para calcular dicha movilidad o grados de libertad existe la ecuación de Guebler, pero es confuso determinarla cuando existen semijuntas, es por tal motivo que se debe emplear la modificación de Kutzbach en la ecuación de Guebler que se representa ahora en la ecuación 1:

$$GDL = M = 3(n - 1) - 2J_1 - J_2 \quad (1)$$

Donde:

M = grados de libertad

n =Número de eslabones

J_1 = Número de juntas completas

J_2 = Número de semijuntas

2.3 Tipos de movimiento

Un cuerpo rígido en estado libre debera moverse conforme a un segmento de referencia, por lo general se tendrá movimiento complejo, esta se consigue mediante la combinación de movimiento de rotación y traslación al mismo tiempo.

Rotación pura

El eslabon posee un punto (centro de rotación) que no tiene movimiento con respecto al marco de referencia "estacionario". Los puntos restantes del cuerpo rígido describen arcos entorno del centro. Una línea de referencia trazada en el cuerpo a través del centro cambia sólo su orientación angular (Erdman & Sandor, 1998).

Traslación pura

Todos los puntos del cuerpo describen trayectorias paralelas (curvilíneas o rectilíneas). Una línea de referencia trazada en el cuerpo cambia su posición lineal pero no su orientación angular (Erdman & Sandor, 1998).

Movimiento complejo

Una combinación simultánea de rotación y traslación. Toda aquella línea de referencia trazada sobre el cuerpo rígido obligara a cambiar su posición lineal como su

orientación angular. Los puntos en el cuerpo recorrerán trayectorias no paralelas, y habrá, en todo instante, un centro de rotación, el cual cambiará continuamente de ubicación (Norton, 2013).

2.4 Eslabones, Juntas y Cadenas cinemáticas

Los eslabonamientos son los bloques o conjuntos de construcción básicos de todos los mecanismos, las maneras más comunes de mecanismos como son las levas, engranes, bandas, cadenas son variaciones del tema común de eslabonamientos (Norton, 2013).

Los eslabonamientos son conformados de eslabones y juntas.

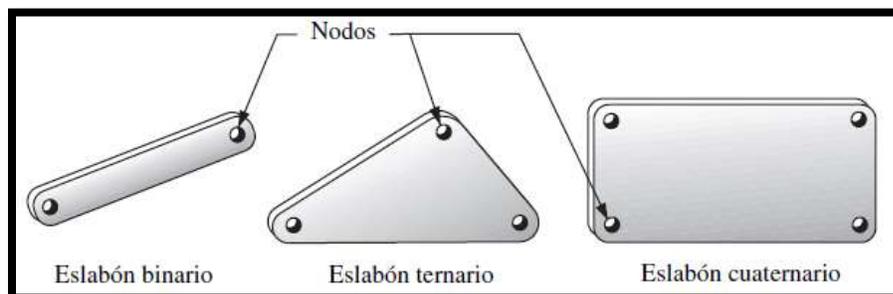
Eslabones

Un eslabón puede ser de diferentes tipos, como se muestra en la figura 4, es un cuerpo rígido (supuesto) que posee por lo menos dos nodos que son puntos de unión con otros eslabones.

- Eslabón binario el que tiene dos nodos.
- Eslabón ternario el que tiene tres nodos.
- Eslabón cuaternario el que tiene cuatro nodos.

Figura 4.

Tipos de eslabones según el número de nodos



Nota. El gráfico representa un eslabón binario (2 nodos), ternario y cuaternario. Tomado de *Diseño de maquinaria* (p.145), por R. Norton, 2009, McGrawHillEducation.

Juntas

Una junta se la conoce como par cinemático es la que crea una conexión entre dos o más eslabones (en sus nodos), la cual permite generar algún tipo de movimiento simple o complejo, entre los eslabones unidos entre sí. Se pueden clasificar de distintas maneras a continuación (Norton, 2013).

- Por el tipo de contacto entre los elementos, de línea, de punto o de superficie.
- Por el número de grados de libertad permitidos en la junta.
- Por el tipo de cierre físico de la junta: cerrada por fuerza o por forma.
- Por el número de eslabones unidos (orden de la junta).

Se establece el término par inferior para describir juntas con contacto superficial (como con un pasador rodeado por un orificio) y el término par superior para describir juntas con contacto de punto o de línea. La tabla 1 detalla los 6 pares inferiores que se detallan a continuación

Los pares de revoluta (R) y los prismáticos (P) son los únicos pares inferiores útiles en un mecanismo plano. Los pares de tornillo (H), cilíndrico (C), esférico (S) y los pares inferiores planos (F) son combinaciones de los pares de revoluta y/o prismáticos y se utilizan en los mecanismos 3D

Tabla 1.

Tipos de eslabones según el número de nodos

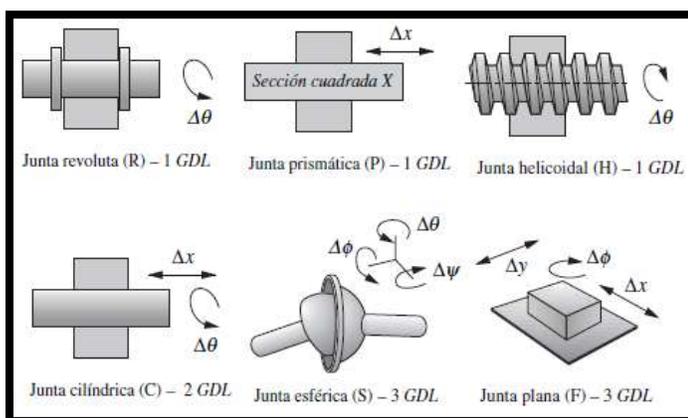
Nombre (Símbolo)	GDL	Contenido
Revoluta (R)	1	R
Prismático (P)	1	P
Helicoidal (H)	1	H
Cilíndrica (C)	2	RP
Esférica (S)	3	RRR
Plana (F)	3	RPP

Nota. La tabla especifica los 6 tipos de pares inferiores. Tomado de *Diseño de maquinaria* (p.145), por R. Norton, 2013, McGrawHillEducation.

Mientras que la figura 5 representa de manera gráfica dichos pares inferiores para mayor comprensión de cómo se dan los grados de libertad denominados GDL.

Figura 5.

Pares inferiores



Nota. El gráfico representa los tipos de juntas de pares inferiores. Tomado de *Diseño de maquinaria* (p.132), por R. Norton, 2013, McGrawHillEducation.

2.5 Condición de Grashof

El eslabonamiento de cuatro barras se dice que es el mecanismo más sencillo creado para generar un movimiento controlado y este tiene un grado de libertad. También aparece con varias formas tales como la de manivela-corredera y la de leva y seguidor (Norton, 2013).

Entonces se dice que es una relación muy simple que predice el comportamiento de rotación o rotabilidad de las inversiones de un eslabonamiento de cuatro barras basado sólo en las longitudes de los eslabones donde:

S = Longitud del eslabón más corto

L = Longitud del eslabón más largo

P = Longitud de un eslabón restante

Q = Longitud de otro eslabón restante

Si se cumple que:

$$S + L \leq P + Q \quad (2)$$

Se establece que el mecanismo es de Grashof y por lo menos un eslabón será capaz de realizar una revolución completa es decir girar los 360° con respecto al plano de bancada. Si la desigualdad no es cierta, entonces el eslabonamiento no es Grashof (Norton, 2013).

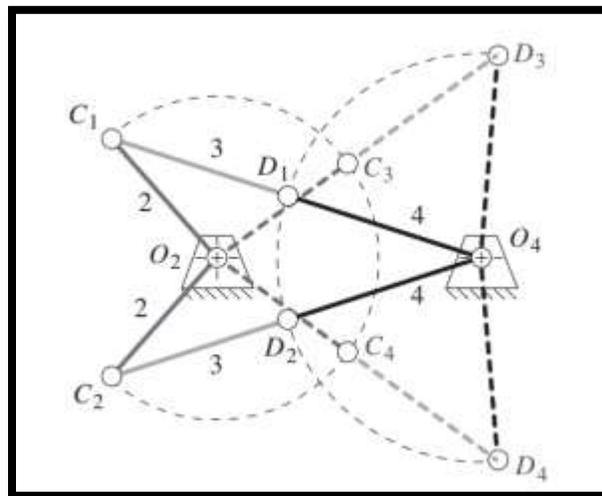
2.6 Condiciones límites

En la etapa de la síntesis de un mecanismo se necesita verificar que sus eslabones puedan alcanzar todas las posiciones de requerimiento en base condiciones establecidas sin que se presente alguna condición límite.

La figura 6 muestra un eslabonamiento de cuatro barras de Grashof en sus límites de movimiento llamados posiciones de agarrotamiento. Las posiciones de agarrotamiento se determinan por la colinealidad de dos de los eslabones móviles.

Figura 6.

Posiciones de agarrotamiento de un triple balancín que no es Grashof



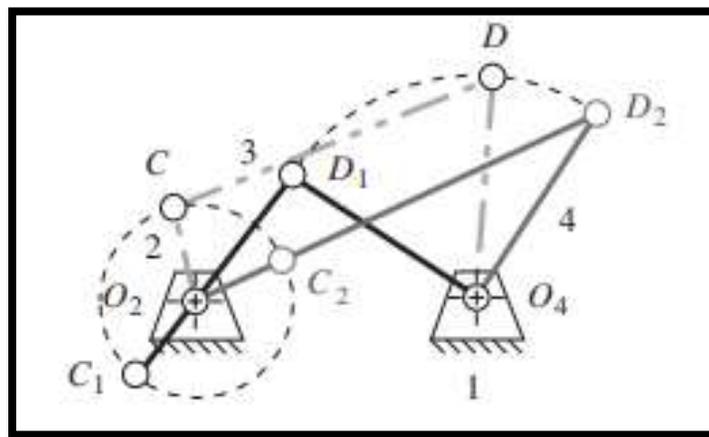
Nota. El gráfico representa un mecanismo que no cumple Grashof, se producen agarrotamientos por la colinealidad de dos eslabones. Tomado de *Diseño de maquinaria* (p.145), por R. Norton, 2009, McGrawHillEducation.

Mientras la figura 7 muestra un mecanismo de manivela-balancín de cuatro barras de Grashof asumirá dos posiciones de agarrotamiento cuando el eslabón más corto (manivela O_2C) es colineal con el acoplador CD (eslabón 3), colineal extendido

($O_2C_2D_2$) o colineal traslapante ($O_2C_1D_1$). Este último podrá ser impulsado hacia atrás desde el balancín O_4D (eslabón 4) por que se encuentra en un posición colineal (las cuáles generan el agarrotamiento). Estas posiciones de agarrotamiento definen los límites de movimiento del balancín impulsado (eslabón 4), en los cuales su velocidad angular pasa por cero.

Figura 7.

Configuraciones estacionarias de una manivela balancín de Grashof



Nota. El gráfico representa un mecanismo que cumple Grashof, pero si se cambia el eslabón de entrada de movimiento se puede generar agarrotamientos no deseados. Tomado de *Diseño de maquinaria* (p.148), por R. Norton, 2009, McGrawHillEducation.

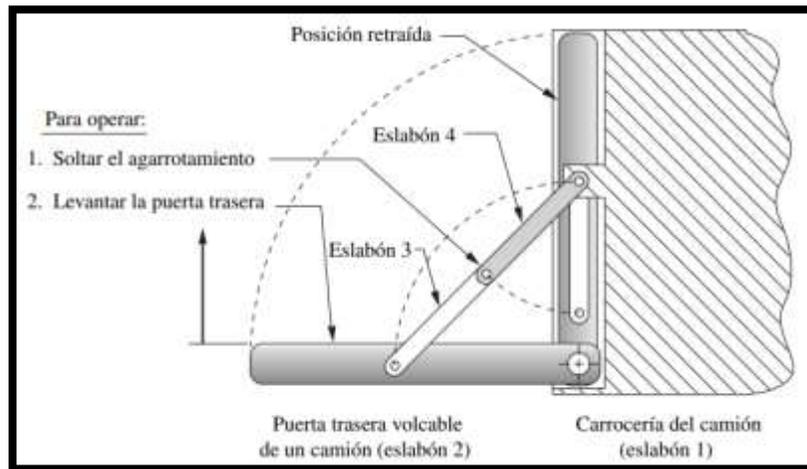
2.6.1 Condición de agarrotamiento

La condición de agarrotamiento no se genera si se logra evitar que el eslabonamiento cambie de una posición deseada a otra. En otros casos, el agarrotamiento es útil debido a que puede crear una función autotrabante cuando se mueve ligeramente más allá de la posición de agarrotamiento contra un tope fijo. Cualquier intento de invertir el movimiento del eslabonamiento provoca que se traben más contra el tope. Hay que empujar del centro para sacarlo del agarrotamiento y que el

eslabonamiento se mueva. Un ejemplo de esta aplicación es la puerta lateral de un food-truck (Camión de comida) (Norton, 2013).

Figura 8.

Puerta lateral de un Food truck (camión de comida) con agarrotamiento



Nota. El gráfico representa un mecanismo de una puerta de un camión de comida, se presenta una condición de agarrotamiento cuando el movimiento se ingresa por el eslabón 2 y si se cambia la entrada del movimiento al eslabón 4 ya no sufrirá agarrotamiento. Tomado de *Diseño de maquinaria* (p.164), por R. Norton, 2013, McGrawHillEducation.

2.7 Síntesis de mecanismos

2.7.1 Síntesis de tipo

La síntesis de tipo tiene como objetivo de predecir cuál combinación de eslabonamientos y tipo de pares o juntas es la más eficaz y capaz de resolver una condición establecida. La elección del tipo del mecanismo a utilizarse puede depender de parámetros que entran fuera del rango de los mecanismos como son las condiciones

de requerimiento de uso, el material empleado y procesos de manufactura disponibles (Olmedo & Echeverría, 2018).

La síntesis de tipo hace mención a la elección de un mecanismo específico ya diseñado que pueda realizar el movimiento deseado. Se debe encontrar el tipo de mecanismo que se adapte más a solucionar el problema planteado inicialmente. Requiere de experiencia y conocimientos de los diversos tipos de mecanismos existentes y de su factibilidad desde un punto de vista de desempeño y manufactura (Norton, 2013).

El objetivo del diseñador es utilizar el mecanismo más simple capaz de efectuar la tarea deseada.

- Un eslabonamiento rectilíneo
- Una leva y seguidor
- Un cilindro neumático
- Un cilindro hidráulico
- Un robot
- Un solenoide

2.7.2 Síntesis de número

La síntesis de número se ocupa del número de eslabones y de juntas o pares que se requieren para obtener una movilidad determinada. La síntesis del número es el segundo paso en el diseño, después de la síntesis del tipo (Arteaga, Course Hero, 2019).

La síntesis numérica se encarga de predecir el número de eslabones y juntas que se requiere para un grado de libertad deseado.

2.7.3 Síntesis dimensional

Por síntesis dimensional se entiende la determinación de las longitudes y ángulos necesarios para crear un mecanismo que efectuara las transformaciones de movimiento deseadas.

Las dos herramientas básicas de la síntesis dimensional son la construcción geométrica que ofrece al diseñador un procedimiento de diseño relativamente rápido y directo y los métodos de síntesis analíticos adecuados para el cálculo automático que tienen la ventaja de exactitud y repetitividad (Olmedo & Echeverría, 2018).

La síntesis dimensional consiste en determinar las longitudes adecuadas de los eslabones necesarios para lograr los movimientos deseados. La síntesis dimensional requiere que, con anticipación, mediante la síntesis de tipo, ya se haya determinado cuál mecanismo (eslabonamiento, engranes, levas o bandas y poleas) es la solución más apropiada al problema (Norton, 2013).

2.8 Tipos de síntesis de mecanismos

Erdman y Sandor definen tres tipos de síntesis cinemática: generación de función, generación de trayectoria y generación de movimiento.

2.8.1 Síntesis generación de funciones

Una necesidad recurrente en el diseño es conseguir que un eslabón de salida gire, oscile, o consiga movimiento alternativo, en un determinado tiempo, o bien, una función del movimiento de entrada especificada. Esto se conoce con el nombre de generación de la función (Erdman & Sandor, 1998).

Se define como la correspondencia de una función de entrada entre una función de salida en un mecanismo. El resultado, por lo general, es un mecanismo de doble balancín o un mecanismo manivela-balancín, con entrada y salida de rotación pura. Un

generador de función es conceptualmente una "caja negra" que entrega alguna salida predecible en respuesta a una entrada conocida. (Erdman & Sandor, 1998).

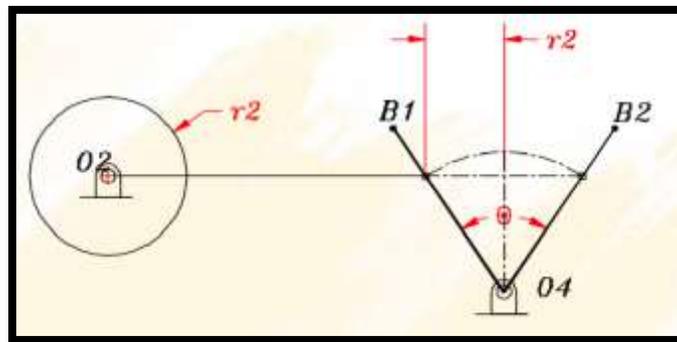
Un ejemplo sencillo es sintetizar un eslabonamiento de cuatro barras para generar la función $y = f(x)$. Para el caso, la variable x representa el movimiento de la manivela de entrada y el eslabonamiento para diseñarlo se debería considerar que el movimiento del oscilador de salida sea una aproximación de la función y (Norton, 2013).

2.8.2 Coordinación de un ángulo dado θ de oscilación del seguidor con un medio giro del impulsor

Con este método se busca el mecanismo que permita oscilar la barra de salida 4 un ángulo determinado, para lo cual se sigue el siguiente procedimiento gráfico

Figura 9.

Mecanismo de oscilación simple



Nota. El gráfico representa un mecanismo de oscilación simple el cual se lo realiza mediante un método gráfico. Tomado de *Máquinas y Mecanismos* (p. 143), por J. Olmedo, 2018.

2.8.3 Síntesis generación de trayectorias

Se refiere a un problema en el que la posición de un punto del acoplador debe seguir una trayectoria que tenga una forma prescrita. Los requisitos comunes son que

una parte de la ruta sea circular, elíptica o una línea recta. En general esto se logra con un mecanismo de cuatro barras manivela-balancín o uno de doble balancín, en donde un punto del acoplador traza la trayectoria deseada (Erdman & Sandor, 1998).

Hay que observar que en la generación de trayectoria no se hace ningún intento por controlar la orientación del eslabón que contiene el punto de interés. Sin embargo, es común que se defina la temporización de arribo del punto hacia lugares particulares a lo largo de la trayectoria. Este caso se llama generación de trayectoria con temporización prescrita y es análogo a la generación de función en que se especifica una función de salida particular (Erdman & Sandor, 1998).

2.8.4 Síntesis generación de movimiento

Se define como el control de una línea en el plano de modo que asuma un conjunto prescrito de posiciones secuenciales. En este caso, la orientación del eslabón es importante. El resultado, por lo general, es un eslabonamiento. Un ejemplo de un problema de generación de movimiento es el control del "cucharón" de una retroexcavadora. El cucharón debe asumir un conjunto de posiciones para cavar, recoger y vaciar la tierra excavada. Conceptualmente, se debe hacer que el movimiento de una línea pintada en un costado del cucharón asuma las posiciones deseadas (Norton, 2013).

2.9 Síntesis gráfica de eslabonamientos

Los principios básicos aplicados en la síntesis gráfica son:

- La geometría euclídeana.
- Las reglas de bisección de líneas y ángulos.
- Las propiedades de las líneas paralelas y perpendiculares.
- Las definiciones de arcos y circunferencia.

- Se deben observar varios aspectos en este procedimiento de síntesis:
- Se debe iniciar con el extremo que se conozcan datos en los parámetros de diseño.
- Se deben tomar varias decisiones e hipótesis arbitrarias debido a que existen muchas más incógnitas que "ecuaciones" disponibles.
- Normalmente se debe asumir los valores de los ángulos y las longitudes de los eslabones.

Una elección deficiente conducirá a un diseño defectuoso ya que comúnmente, la primera solución que se obtiene probablemente no será satisfactoria y se requerirán varios intentos (iteraciones). Es decir, los métodos de síntesis requieren un proceso iterativo.

2.9.1 Síntesis dimensional

La síntesis dimensional de un eslabonamiento consiste en determinar las longitudes necesarias en los eslabones para lograr los movimientos deseados y la técnica más simple y rápida para realizar esta tarea es la síntesis gráfica (Norton, 2013).

La síntesis gráfica funciona bien hasta para tres posiciones de diseño, para más posiciones, por lo general se requiere un método de síntesis analítica numérica mediante computadora.

2.9.2 Síntesis de dos posiciones

La síntesis de dos posiciones se subdivide en dos categorías: salida de balancín (rotación pura) y salida de acoplador (movimiento complejo). La salida de balancín es más adecuada para situaciones en las cuales se desea una manivela - balancín de Grashof y, de hecho, es un caso trivial de generación de función en el cual la función de salida se define como dos posiciones angulares discretas del balancín. La salida de

acoplador es más general y es un caso simple de generación de movimiento en el que dos posiciones de una línea se definen como la salida (Norton, 2013).

2.9.3 Síntesis de tres posiciones con pivotes móviles especificados

La síntesis de tres posiciones permite definir las tres posiciones de una línea en el plano y creará una configuración de eslabonamiento de cuatro barras para moverlo a cada una de esas posiciones.

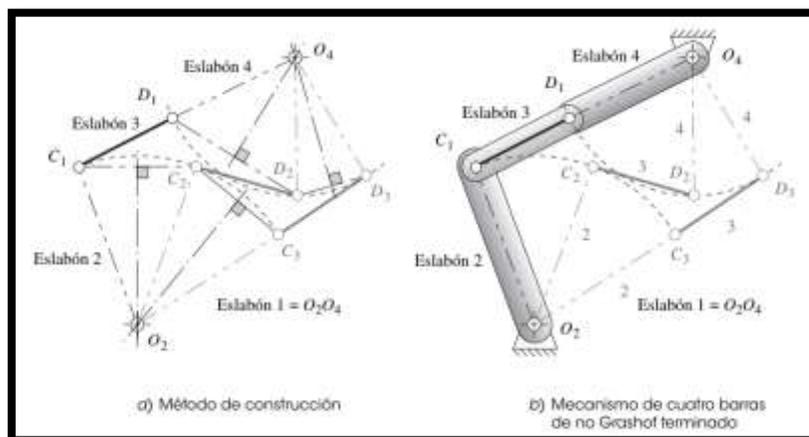
2.9.4 Síntesis de tres posiciones con pivotes móviles alternos

La síntesis de tres posiciones como se observa en la figura 10 permite definir las tres posiciones de una línea en el plano y crear una configuración de eslabonamiento de cuatro barras para moverlo a cada una de esas posiciones. Es del tipo de generación de movimiento (Norton, 2013).

El eslabonamiento resultante puede ser de cualquier condición de Grashof y, en general, requerirá la adición de una diada para controlar y limitar su movimiento a las de interés.

Figura 10.

Síntesis de movimiento en tres posiciones



Nota. El gráfico representa un mecanismo que debe cumplir 3 posiciones ya prescritas y más a la derecha se encuentra su solución Tomado de *Diseño de maquinaria* (p.189), por R. Norton, 2013, McGrawHillEducation.

2.9.5 Síntesis de tres posiciones con pivotes fijos especificados

Otro problema es la posibilidad de una ubicación indeseable de los pivotes fijos O_2 y O_4 respecto a sus restricciones de empaque. Por ejemplo, si el pivote fijo de un diseño de mecanismo de limpiaparabrisas termina a la mitad del parabrisas, sería mejor rediseñarlo (Norton, 2013).

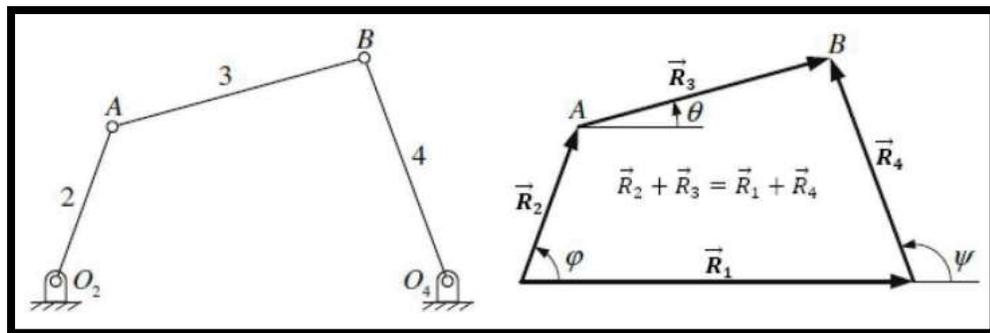
2.10 Síntesis analítica de eslabonamientos

2.10.1 Ecuación de Freudenstein

Este método tiene como punto de partida la ecuación vectorial de cierre de un eslabonamiento. Aunque el método puede ser aplicado a cualquier mecanismo, se va a analizar su aplicación en el mecanismo de cuatro barras ilustrado en la figura 11 (Mabie & Reinholtz, 2000).

Figura 11.

Ecuación de cierre de un mecanismo de cuatro barras



Nota. Tomado de *Diseño de maquinaria* (p.101), por R. Norton, 2013, McGrawHillEducation.

La ecuación de cierre para los vectores obtenidos del mecanismo de la figura 5 se representa en la ecuación (3).

$$\vec{R}_2 + \vec{R}_3 = \vec{R}_1 + \vec{R}_4 \quad (3)$$

$$R_1 = \text{Longitud del eslabon 1}$$

$$R_2 = \text{Longitud del eslabon 2}$$

$$R_3 = \text{Longitud del eslabon 3}$$

$$R_4 = \text{Longitud del eslabon 4}$$

Proyectando según los ejes de ordenadas y abscisas y despejando la variable θ para obtener la relación $\psi = f(\psi)$ se tiene la ecuación (3)(4)

$$R_3 \cos \theta = R_1 + R_4 \cos \psi - R_2 \cos \varphi \quad (4)$$

Donde

$$\psi = \text{Angulo de entrada}$$

$$\varphi = \text{Angulo de salida}$$

$$R_3 \sin \theta = R_4 \sin \psi - R_2 \sin \varphi \quad (5)$$

Para simplificar las ecuaciones se especifica coeficientes K en la siguiente ecuación (6)

$$K_1 = \frac{R_1}{R_2} \quad ; \quad K_2 = \frac{R_4}{R_2} \quad ; \quad K_3 = \frac{R_1^2 + R_4^2 + R_2^2 - R_3^2}{2R_2R_4} \quad (6)$$

Finalmente obtenemos la ecuación de Freudenstein mostrada en la ecuación (7).

$$K_1 \cos \psi - K_2 \cos \varphi + K_3 = \cos(\psi - \varphi) \quad (7)$$

La ecuación de Freudenstein es una herramienta eficaz para la síntesis de generación de funciones ya permite sintetizar un eslabonamiento de tal modo que el movimiento del elemento de salida se coordine con el de entrada.

Se puede obtener las longitudes de los eslabones R_1, R_2, R_3 y R_4 de un mecanismo de cuatro barras, si se conocen tres parejas de puntos de las posiciones de los eslabones de entrada/salida $(\varphi_1, \psi_1), (\varphi_2, \psi_2), (\varphi_3, \psi_3)$, a los que se denomina puntos de precisión (Mabie & Reinholtz, 2000).

Sustituyendo estos valores en la ecuación (7) y se obtiene un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas como se observa en la ecuación (8), (9) y (10)

$$K_1 \cos \psi_1 - K_2 \cos \varphi_1 + K_3 = \cos(\psi_1 - \varphi_1) \quad (8)$$

$$K_1 \cos \psi_2 - K_2 \cos \varphi_2 + K_3 = \cos(\psi_2 - \varphi_2) \quad (9)$$

$$K_1 \cos \psi_3 - K_2 \cos \varphi_3 + K_3 = \cos(\psi_3 - \varphi_3) \quad (10)$$

2.11 Programas computacionales

2.11.1 Programa computacional 1

Programa computacional 1 es un programa computacional dedicado a la solución para el diseño mecánico o ingenieril en 3D, que integra varias funciones para facilitar el modelado de piezas, crear grandes ensambles de máquinas o maquinaria, permiten generar planos y además que se puede validar y presentar proyectos de forma eficaz y confiable.

Figura 12.

Programa computacional 1



Nota. Tomado de Softwares CAD (p.2), por A. Pérez, 2018.

2.11.2 Programa computacional 2

Programa computacional 2 es uno de los llamados "Sistema de algebra computarizado (CAS)". Este tipo de programa ofrecen varias ventajas y son caracterizan por su eficaz habilidad gráfica y de solución numérica, por ello son muy empleadas para la enseñanza de asignaturas como la física y las matemáticas apoyada por el computador.

En Mathcad es posible realizar combinaciones de ecuaciones, cálculos (numéricos y simbólicos), gráficas y texto como si de un Word se tratara. Estas características y su presentación e iconos facilitan su uso, lo hacen casi intuitivo.

Figura 13.

Programa computacional 2



Nota. Tomado de Softwares CAD (p.4), por A. Pérez, 2020

3.2 Consideraciones para el estudio

La carrera $|\Delta R_4|_{m\acute{a}x}$ se describe como la distancia lineal que recorre el eslabón 4 que se desliza en las posiciones extremas, este llegaría a ser el centro del radio donde se conecta el bulón con el pistón

Como el movimiento de la manivela (L2) y el brazo conector (L3) que vendría a ser la longitud de la biela de centro a centro, es simétrico en relación con el eje deslizando

El ángulo de la manivela requerido para realizar la carrera del avance es el mismo que el requerido para el retorno, por esta razón el mecanismo de manivela corredera lineal produce un movimiento lineal equilibrado.

El diseño del mecanismo biela manivela corredera en línea implica la definición adecuada de la longitud de los eslabones L2 (manivela) y L3 (Brazo conector o biela), todo esto se considera para obtener la carrera $|\Delta R_4|_{m\acute{a}x}$ adecuada.

3.3 Parámetros del mecanismo biela manivela del Motor Suzuki G10 (3 cilindros)

Con la finalidad de obtener los datos referentes a las longitudes de los eslabones que componen el mecanismo para un mejor estudio y unos resultados correctos, se adquirió los componentes reales como es el cigüeñal, biela y pistón-bulón, además se utilizó el manual del fabricante para la obtención de algunos parámetros restantes

Figura 15.

Datos generales del motor Suzuki G10 de tres cilindros

TIPO	SOHC 3 cilindros en línea/ cuatro tiempos/
MATERIAL	Aluminio bloque/cabezote/admisión
PESO	60.1 Kg (134.5 lbs) / completamente armado
CILINDRADA	993 cc (61 in.cu)
DIAMETRO x CARRERA	74 x 77 (mm) / 2.91 x 3.03 (in)
RELACION DE COMPRESION	9.5:1
POTENCIA	48 Hp @ 5100 rpm
TORQUE	57 lbs-ft @ 3200 rpm
CARBURADOR	AISAN descendente, doble cuerpo
ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE	Bomba mecánica
CAPACIDAD DE COMBUSTIBLE	8.3 galones
TIPO DE COMBUSTIBLE	Gasolina extra 82 Octanos
SISTEMA DE ESCAPE	Simple
SISTEMA DE ENCENDIDO	Electrónico
BUJIAS	NGK BPR6ES
ORDEN DE ENCENDIDO	1-3-2
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	Circulación forzada de agua por bomba
CAPACIDAD REFRIGERANTE	4.1 litros
SISTEMA DE LIBRICACION	Bomba de rotor
CAPACIDAD DE LUBRICANTE	3.5 litros
LUBRICANTE	10W40
PRESION DE ACEITE	42-54 psi @ 3000 rpm
ALTERNADOR	55 amp
BATERIA	400 cca
CAMPO DE REVOLUCIONES	800 – 5700 rpm

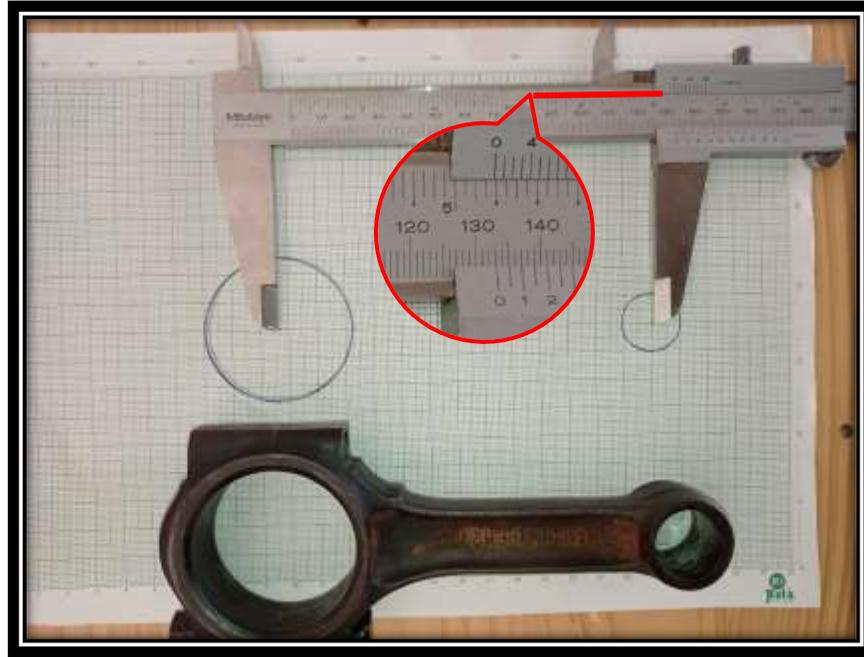
Nota. El gráfico indica datos generales del motor Suzuki G10, haciéndose más énfasis en el dato de la carrera del pistón Tomado de *Comparación de las características de eficiencia de un motor Suzuki Forsa G10 SOHC al variar secuencialmente elementos posibles de trucaje para competición a través de un banco de pruebas (p.27)*, por G. Samaniego; C. Samaniego, 2006, *Escuela Politécnica del Ejercito*.

3.4 Mediciones de la Biela del mecanismo

Para la obtener la longitud del eslabón 3 o longitud de la biela se utiliza un instrumento de medición precisa conocida como Calibrador Pie de Rey o Vernier, ubico los ejes céntricos tanto para el muñón de biela como para el del bulón, la figura 16 representa dicha medición y su valor

Figura 16.

Medición de la longitud del eslabón 3 o brazo de biela



Nota. El gráfico indica la longitud de la biela, ubicando los ejes céntricos del muñón de biela y bulón donde serán acoplados.

El valor obtenido para la longitud de la biela es de 133 mm.

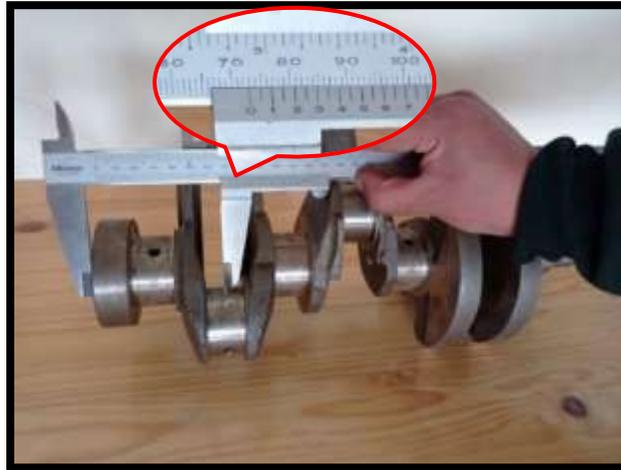
3.5 Mediciones del Cigüeñal

Para obtener de las dimensiones del cigüeñal, se enfoca en determinar las distancias entre cada manivela y el desfase de las mismas, considerando que se tiene 3 conjuntos biela manivela debido a que es un motor de 3 cilindros.

La figura 17 indica las distancias de separación entre mecanismo manivela corredera y el desfase entre mecanismos.

Figura 17.

Mediciones del cigüeñal

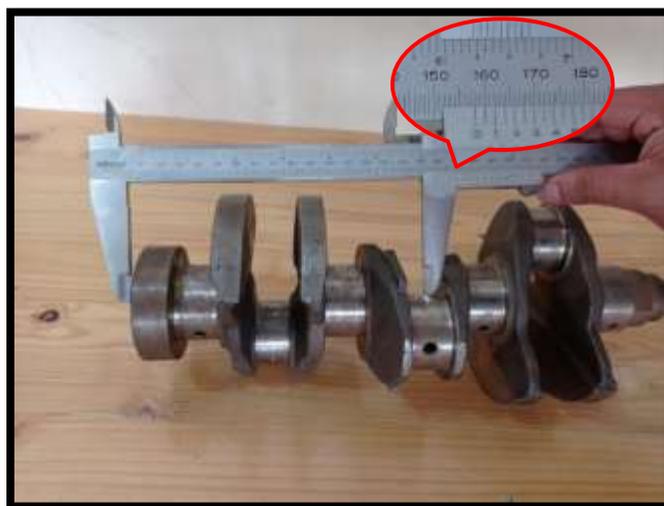


Nota. Representa la distancia entre el extremo del volante de inercia a la manivela 1

La distancia entre el extremo derecho al primer mecanismo manivela corredera es de 73 mm

Figura 18.

Mediciones del cigüeñal 2



Nota. Representa la distancia entre el extremo del volante de inercia a la manivela 2.

La distancia entre el extremo derecho al segundo mecanismo manivela corredera es de 158 mm.

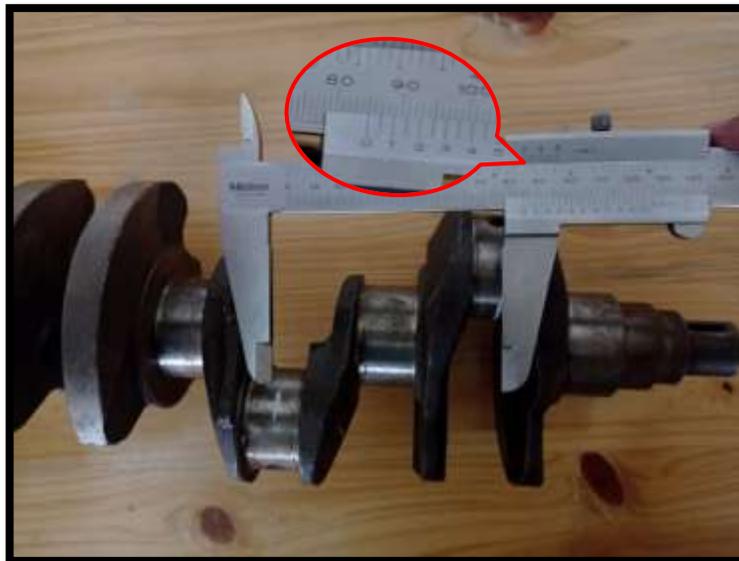
Entonces la distancia entre los mecanismos biela manivela será la resta de la segunda medida con la primera medida teniendo que:

$$\text{Distancia entre manivelas} = 158 \text{ mm} - 73 \text{ mm} = 85 \text{ mm}$$

La figura 19 comprueba dicha distancia entre manivelas.

Figura 19.

Distancia entre mecanismo biela manivela de un cigüeñal de 3 manivelas



Nota. El gráfico indica la distancia entre las manivelas del cigüeñal.

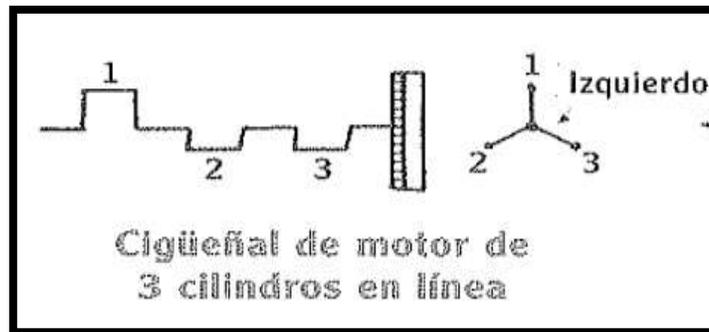
La distancia entre manivelas del cigüeñal de tres cilindros es de 85 mm.

Para el desfase de ángulos entre cada manivela Según Ocaña Ocaña, establece que, para motores de 3 cilindros en línea, cada manivela estará desfasa 120° entre cada una completando los 360° una revolución completa.

La figura 20 establece una medida para verificar que el desfase entre cada manivela del cigüeñal será 120° como lo muestra la teoría de motores de combustión interna.

Figura 20.

Desfase entre manivelas de un cigüeñal de 3 manivelas



Nota. El gráfico indica desfase angular entre las manivelas del cigüeñal.

Capítulo IV

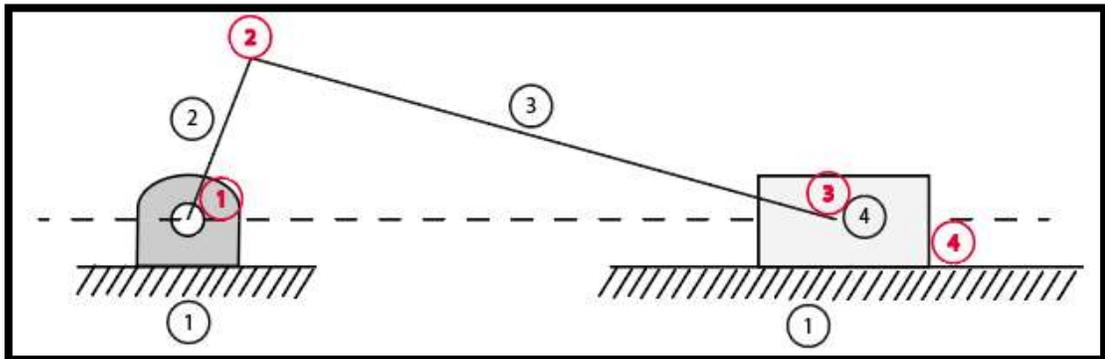
4. Resultados de la investigación

4.1 Verificación de los grados de libertad (GDL)

A continuación, la figura x. demuestra el mecanismo manivela biela pistón donde se detalla el número de eslabones representados por las circunferencias de color negro y las circunferencias de color rojo representan el número de juntas completas es decir un grado de libertad, mientras que no existen semijuntas es decir juntas con dos grados de libertad.

Figura 21.

Representación de eslabones y juntas



Nota. Los círculos rojos representan los eslabones y los círculos negros las juntas.

De la figura 21 se tiene los siguientes datos

- $n = 4$, el mecanismo conforma el eslabon fijo, manivela, biela y piston
- $J_1 = 4$, conformado por tres juntas revolutas entre los eslanones 1 y 2, 2 y 3, 3 y 4, y un par prismatico entre 4 y 1
- $J_2 = 0$, no existen juntas con mas de dos grados de libertad

Empleando la ec 1. Se tiene que:

$$GDL = M = 3(4 - 1) - 2(4) - 0$$

$$GDL = M = 3(3) - 8$$

$$GDL = M = 9 - 8$$

$$GDL = M = 1$$

Se determina que los grados de libertad es igual a 1, se dice que es un mecanismo y tendrá movilidad

4.2 Verificación de la condición de Grashof

De la figura 22 se denota los 4 eslabones o barras que conforman el mecanismo.

Se tiene que el eslabón 1 es considerado el marco o cuadro donde se sabe que este estará fijo

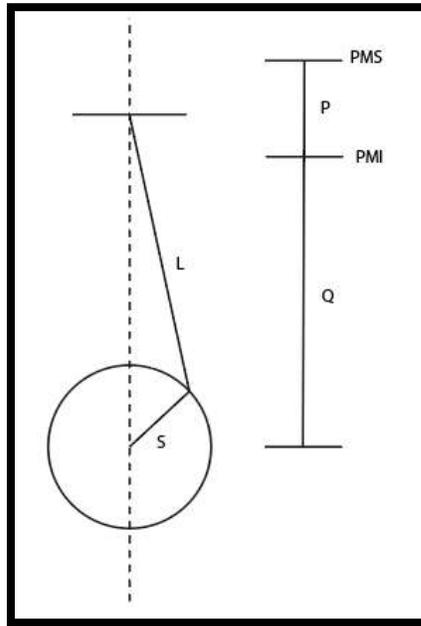
Para el eslabón 2 es la manivela la cual será la entrada del movimiento y rotará 360°.

Para el eslabón 3 es la biela o también conocida como el eslabón acoplador y su función principal es transmitir el movimiento entre los eslabones 2 y 4.

Mientras que para hablar del eslabón 4 se tiene diferentes formas de interpretación, según Mabie le denomina el deslizador y que en el motor de combustión interna es el pistón, mientras que según Erdman y Sandor el eslabón 4 es de longitud infinita y su pivote revoluto, estos pueden ser sustituidos por un bloque deslizador con una junta de corredera.

Figura 22.

Eslabones del mecanismo manivela biela pistón



Nota. La figura representa como se considera los eslabones s, l, p, q.

Para aplicar la ley de Grashof se deberá considerar la suposición de Pulkrabek que especifica la relación entre la longitud de la manivela y la biela ($\frac{p}{l}$), dicho relación no puede ser superior a los 0.33. Las medidas obtenidas en el capítulo 3 se representa en la siguiente tabla 2.

Tabla 2

Eslabones del mecanismo manivela biela pistón

Característica	Parámetro	Longitud [mm]
<i>Manivela</i>	<i>s</i>	<i>38.5 mm</i>
<i>Biela</i>	<i>l</i>	<i>133 mm</i>
<i>Carrera</i>	<i>p = 2s</i>	<i>77 mm</i>
<i>Longitud del eslabón 1</i>	<i>q = l-s</i>	<i>94.5 mm</i>

en el PMI

Nota: La tabla especifica los parámetros s, l, q, p y su determinación.

Acuerdo a los parámetros de la tabla expuesta se procede a emplear la ecuación (2), se tiene que:

$$38.5 \text{ mm} + 133 \text{ mm} \leq 77 \text{ mm} + 94.5 \text{ mm}$$

$$171.5 \text{ mm} \leq 171.5 \text{ mm}$$

Se comprueba que el mecanismo manivela biela pistón cumple con la ley de Grashof, por lo que se confirma que el mecanismo tendrá que el eslabón más corto s, correspondiente a la manivela, podrá realizar una revolución completa sin que presentar problemas para el movimiento del mecanismo.

4.3 Síntesis gráfica del mecanismo biela manivela corredera por generación de funciones

Como se conoce la carrera del pistón, este dato viene especificado en los parámetros del manual del fabricante. La cual es de $\Delta S = 77 \text{ mm}$ que vendría hacer el desplazamiento de la corredera.

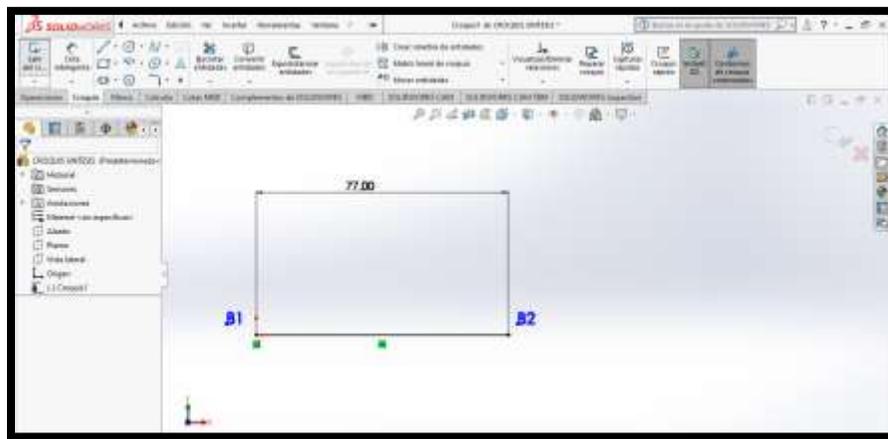
Se deberá seguir los siguientes pasos detallados para resolver el problema de síntesis.

4.3.1 Procedimiento

1. Se traza el eslabón de salida en las dos posiciones B1, B2 cumpliendo con el $\Delta S = 77 \text{ mm}$

Figura 23.

Trazado del eslabón de salida B1 B2

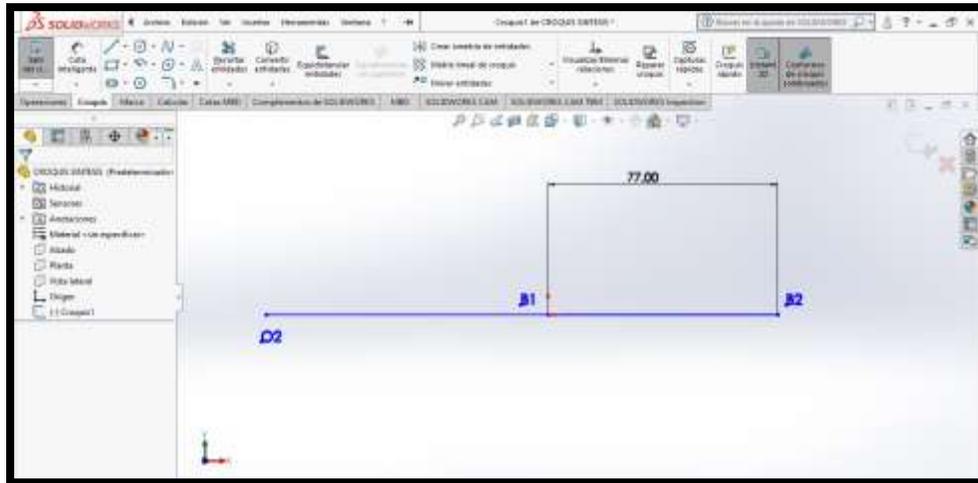


Nota. Se presenta el trazado con sus cotas del eslabón de salida.

2. Prolongar una recta que pase por los puntos B1, B2 y se selecciona un punto conveniente O2.

Figura 24.

Selección del punto O2

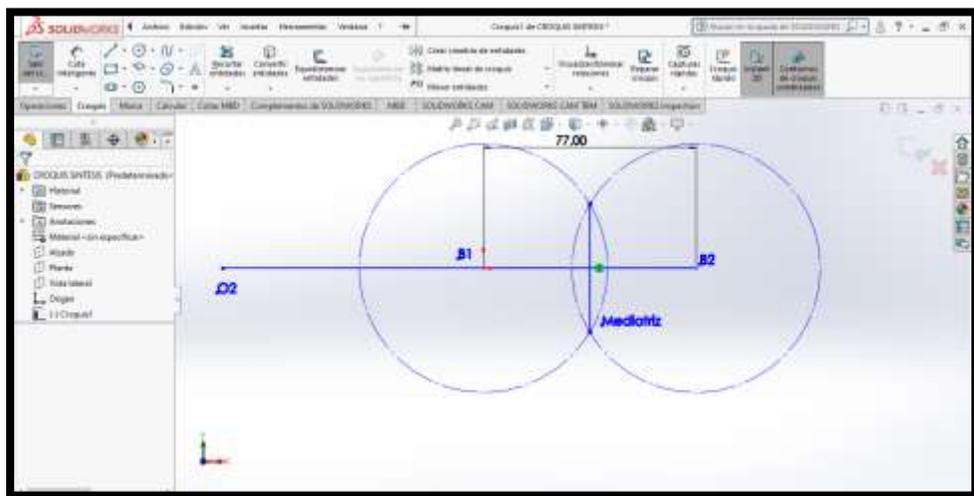


Nota. Se presenta la prolongación del eslabón de salida al pivote O2.

3. Se bisecta el eslabón de salida B1, B2 trazando circunferencias de radio menor a la distancia B1B2 y mayor que su distancia media.

Figura 25.

Bisección del eslabón B1B2

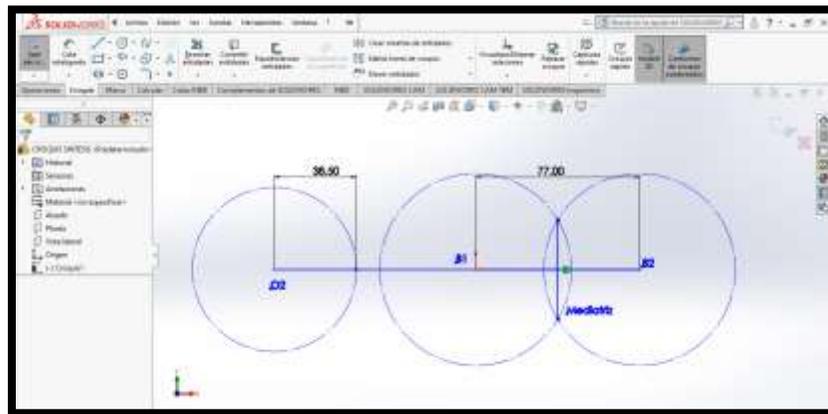


Nota. Se presenta la bisección del eslabón B1 B2 correspondiente del B1B2

4. La distancia media que tiene entre los puntos B1 y B2, será la longitud para trazar una circunferencia en el punto O2.

Figura 26.

Circunferencia en el punto O2, siendo el radio la dimensión de la manivela

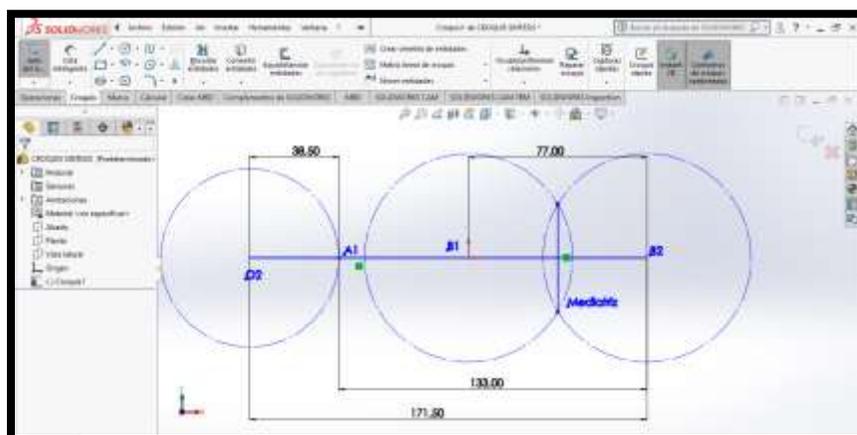


Nota. Se presenta la circunferencia que definirá la longitud del eslabón 2.

5. Teniendo en cuenta que los puntos de precisión son los límites del movimiento de la corredera se Debra trazar una línea desde O2 hasta B2, luego se resta la longitud del eslabón 2 y el residuo de la resta será la longitud del eslabón 3.

Figura 27.

Determinación de la longitud del eslabón 3



Nota. Se presenta la determinación de la longitud del eslabón 3.

Al realizar el paso 5 se tiene que la longitud del punto O2 al B2 es 171.5mm y la longitud del eslabón 2 es de 38.5 mm, realizado la resta entre ambos nos da una longitud de 133 mm.

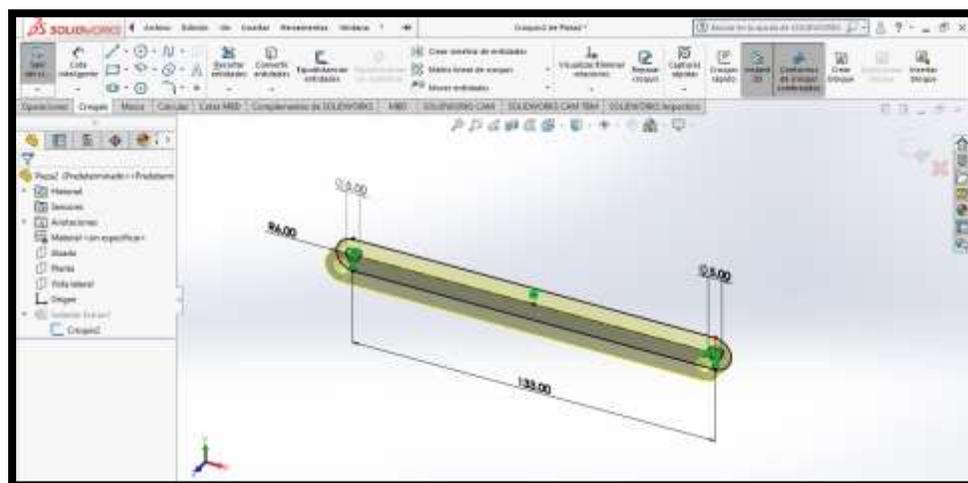
Entonces dicha longitud encontrada vendrá a ser la longitud del eslabón 3, la cual sería la longitud de la biela, en este apartado comprobamos que la longitud de la biela medida comparada con la longitud de la biela encontrada por el método de síntesis generación de funciones son las mismas de 133 mm.

6. Con las dimensiones encontradas se procede a generar los eslabones para ensamblar el mecanismo y comprobar que cumpla con su movimiento y la corredera se desplaza la carrera indicada anteriormente.

La figura 28 muestra el eslabón número 3, que vendría a ser la biela, con las dimensiones encontradas por la síntesis generación de funciones

Figura 28.

Extrucción del eslabón 3 en SolidWork

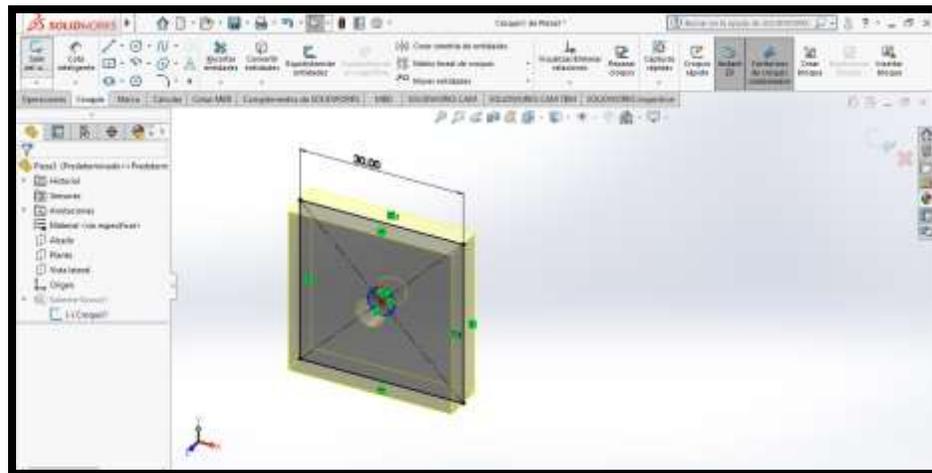


Nota. El gráfico indica desfase angular entre las manivelas del cigüeñal, Realizado por el autor.

La figura 29 muestra el eslabón número 4, que vendría a ser la corredera, con las dimensiones establecidas por autoría propia debido a que solo es para evidenciar el punto del desplazamiento de la carrera

Figura 29.

Extrucción de la corredera esquemático en Software computacional 1

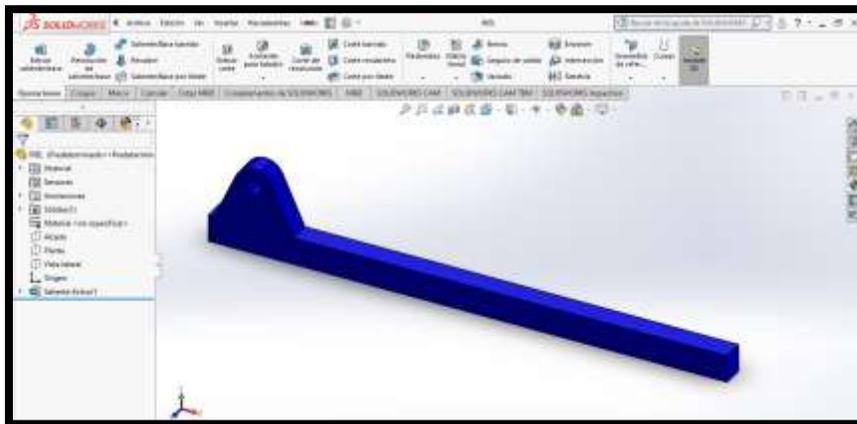


Nota. Se presenta la Extrucción de la corredera en el software computacional 1.

La figura 30 muestra el eslabón número 1, que vendría a ser la guía donde se conecta la manivela y por donde se desplazara la corredera.

Figura 30.

Extrucción del eslabón 1 en SolidWork

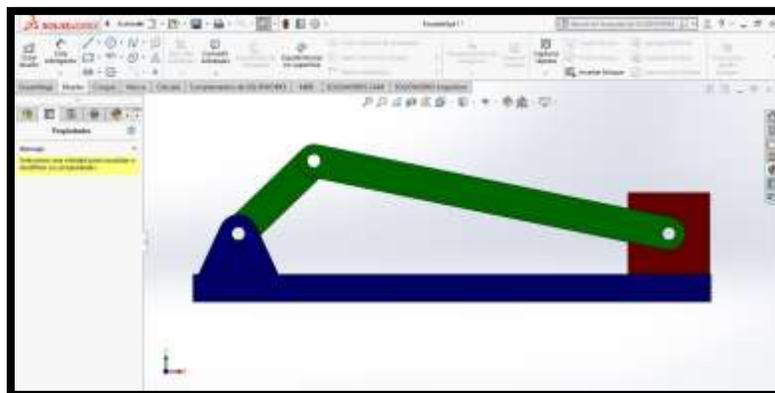


Nota. Se presenta la extrucción del eslabón fijo en el software computacional 1.

La figura 31 muestra el ensamblaje de los eslabones conformando el mecanismo manivela corredera con las dimensiones encontradas mediante la síntesis, la cual se comprobó que el mecanismo no se traba y tiene un movimiento fluido respetando la carrera del pistón igual a 77mm

Figura 31.

Mecanismo Biela manivela obtenido mediante la síntesis generación de funciones



Nota. Se presenta el ensamble del mecanismo en el software computacional 1.

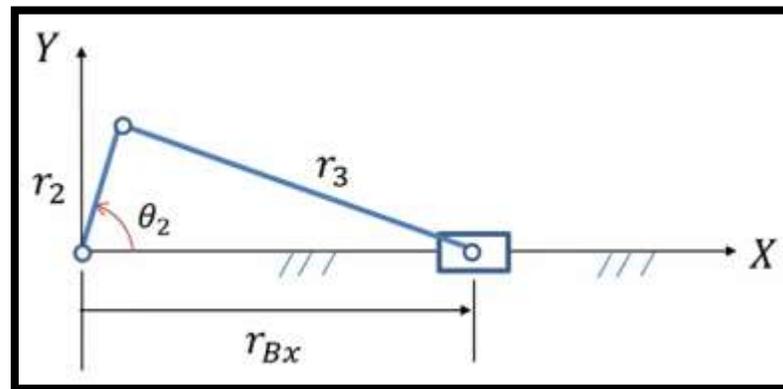
4.4 Síntesis del mecanismo biela – manivela método analítico

El diseño implica la definición de las longitudes de los eslabones para lograr una carrera deseada, para el estudio dicha carrera del pistón o corredera son 77 mm.

Utilizando soluciones cinemáticas y por medio del análisis de posición se tiene la siguiente figura 32.

Figura 32.

Mecanismo Biela manivela corredera vectorialmente



Nota. Se presenta la longitud del eslabón Rb de forma vectorial.

Mediante la solución cinemática se tiene que la posición r_{Bx} es:

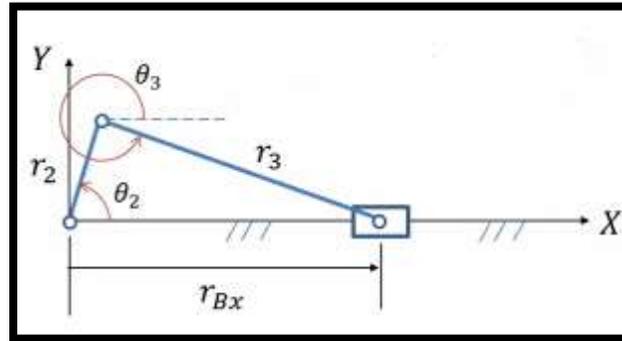
$$r_{Bx} = r_2 \cos \theta_2 + \sqrt{r_3^2 - r_2^2 (\sin \theta_2)^2}, \forall r_3 > r_2 \sin \theta_2 \quad (11)$$

Y para determinar el ángulo de transmisión θ_3 representado en la figura 33, la ecuación es:

$$\theta_3 = \sin^{-1} \left(\frac{-r_2}{r_3} \sin \theta_2 \right) \quad (12)$$

Figura 33.

Mecanismo Biela manivela corredera con un ángulo de transmisión



Nota. Se presenta donde se encuentra el ángulo de transmisión.

Mientras que del análisis de la velocidad se tiene que:

$$V_{Bx} = -r_2 \sin \theta_2 \left(1 + \frac{r_2 \cos \theta_2}{\sqrt{r_3^2 - r_2^2 (\sin \theta_2)^2}} \right) \omega_2 \quad (13)$$

$$\omega_3 = \left(\frac{-r_2 \cos \theta_2}{\sqrt{r_3^2 - r_2^2 (\sin \theta_2)^2}} \right) \omega_2 \quad (14)$$

Mientras que del análisis de aceleración se tiene que:

$$a_{Bx} = -r_2 (\omega_2^2 \cos \theta_2 + \alpha_2 \sin \theta_2) - r_3 \left(\left(\frac{-r_2 \cos \theta_2}{r_3 \cos \theta_3} \right)^2 \omega_2^2 \cos \theta_3 + \alpha_3 \sin \theta_3 \right) \quad (15)$$

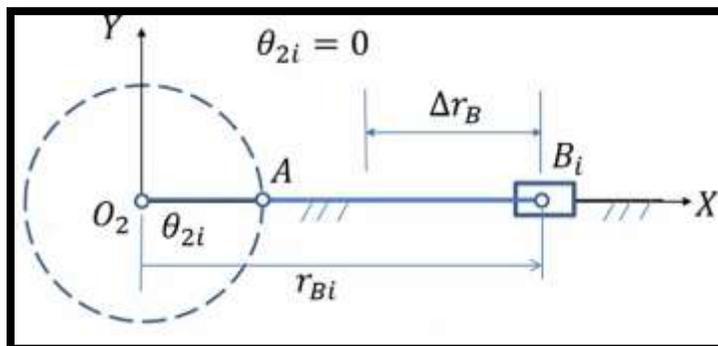
$$\alpha_3 = \left(\frac{r_2 \omega_2^2 \sin \theta_2 - r_2 \alpha_2 \cos \theta_2 + r_3 \omega_3^2 \sin \theta_3}{r_3 \cos \theta_3} \right) \quad (16)$$

4.4.1 Aplicación de las condiciones limites o posiciones limites

Es necesario determinar las posiciones extremas, esta ocurre cuando el ángulo de la manivela θ_{2i} es igual a 0° obtendremos la posición máxima de la corredera como se muestra en la figura 34.

Figura 34.

Mecanismo Biela manivela posición limite máxima

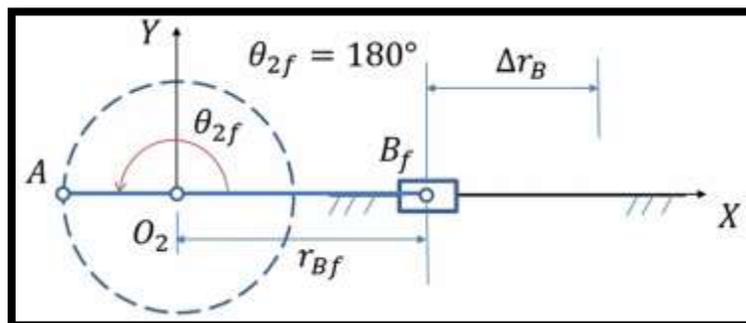


Nota. Se presenta el mecanismo de manera esquemática en su posición límite máxima.

Cuando el ángulo de la manivela θ_{2f} es igual a 180° obtendremos la posición límite mínima de la corredera como se muestra en la figura 35.

Figura 35.

Mecanismo Biela manivela posición limite mínima



Nota. Se presenta el mecanismo de manera esquemática en su posición límite mínima.

De las figuras anteriores se determina una relación que especifica como obtener la carrera del pistón en base a las posiciones del vector r_B tanto su desplazamiento máximo y mínimo, por lo que se tiene que la carrera es:

$$\Delta r_B = |r_{Bi} - r_{Bf}| \quad (17)$$

Entonces una vez establecida las posiciones límites, mediante el análisis de la posición de la corredera se establece cual será la ecuación de la carrera de la corredera o pistón.

Partiendo de la ecuación (11) se tiene:

Para $\theta_{2i} = 0$

$$r_{Bi} = r_2 \cos(0) + \sqrt{r_3^2 - r_2^2 (\sin(0))^2}$$

$$r_{Bi} = r_2 + r_3$$

Para $\theta_{2f} = 180$

$$r_{Bf} = r_2 \cos(180) + \sqrt{r_3^2 - r_2^2 (\sin(180))^2}$$

$$r_{Bf} = -r_2 + r_3$$

Entonces empleando la ecuación (17)

$$\Delta r_B = r_2 + r_3 - (-r_2 + r_3)$$

$$\Delta r_B = r_2 + r_3 + r_2 - r_3$$

$$\Delta r_B = 2r_2$$

Como en la síntesis se tiene el dato de la carrera del pistón o corredera, podemos establecer la ecuación para la longitud de la manivela.

$$r_2 = \frac{\Delta r_B}{2} \quad (18)$$

Empleando la ecuación (18) se encuentra la longitud de la manivela

$$r_2 = \frac{77 \text{ mm}}{2}$$

$$r_2 = 35 \text{ mm} = 0.035 \text{ m}$$

De la ecuación (18) se concluye que la longitud de la biela r_3 no influye en la longitud de la carrera, pero si tiene incidencia directa en la aceleración de la corredera o pistón.

Mediante el análisis de la aceleración

Asumiendo $\omega_2 = \text{constante} \therefore \alpha_2 = 0$ y $\theta_2 = 0$, se tiene la aceleración máxima para a_{Bmax}

Para la ecuación (12) se tiene que:

$$\theta_3 = \sin^{-1}\left(\frac{-r_2}{r_3} \sin(0)\right)$$

$$\theta_3 = 0$$

Entonces cuando el ángulo de entrada de la manivela $\theta_2 = 0$ el ángulo de transmisión va ser iguala $\theta_3 = 0$

Para la ecuación (14) se tiene que:

$$\omega_3 = \left(\frac{-r_2 \cos(0)}{\sqrt{r_3^2 - r_2^2 (\sin(0))^2}} \right) \omega_2$$

$$\omega_3 = \left(\frac{-r_2}{r_3} \right) \omega_2$$

Se denota que al aplicar la velocidad angular del eslabón 3 o biela va depender del valor de la velocidad angular constante de la manivela o la velocidad del motor que impulsa el movimiento en el eslabón de entrada 2 o manivela.

Para la ecuación (16) se tiene que:

$$\alpha_3 = \left(\frac{r_2 \omega_2^2 \sin 0 - r_2 0 \cos 0 + r_3 \omega_3^2 \sin 0}{r_3 \cos 0} \right)$$

$$\alpha_3 = 0$$

Entonces se tiene que al ser la velocidad angular constante del eslabón 2, su aceleración angular será iguala 0 y por ende la aceleración angular del eslabón 3 será igualmente a 0 por lo que se demuestra mediante la ecuación (16) como se indica anteriormente

Finalmente, para encontrar a_{Bmax} se utiliza la ecuación (15), y reemplazando los valores encontrados gracias al análisis cinemático se tiene que:

$$a_{Bmax} = -r_2(\omega_2^2 \cos 0 + 0 \sin 0) - r_3 \left(\frac{-r_2 \cos 0}{r_3 \cos 0} \right)^2 \omega_2^2 \cos 0 + 0 \sin 0$$

$$a_{Bmax} = (r_2 + r_3 \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2) \omega_2^2$$

$$a_{Bmax} = (r_2 + \left(\frac{r_2^2}{r_3} \right) \omega_2^2$$

$$a_{Bmax} = (1 + \left(\frac{r_2}{r_3} \right)) r_2 \omega_2^2$$

$$\text{Si } \frac{r_3}{r_2} = r$$

$$a_{Bx} = (1 + \left(\frac{1}{r} \right)) r_2 \omega_2^2$$

Se tiene en cuenta que si el valor de r tiende a ser 0 la aceleración máxima de la corredera tendrá a ser infinita por lo que ocasionaría el fenómeno llamado embalamiento del mecanismo

Mientras que se especifica la ecuación de la longitud r_3 para determinar el valor exacto de dicha longitud en base la carrera y aceleración máxima que se desee obtener para el pistón o corredera.

$$r_3 = \frac{\omega_2^2 \Delta r_B^2}{2(2a_{Bmax} - \omega_2^2 \Delta r_B)} \quad (19)$$

4.4.2 Solución mediante softwares computacionales

De las características específicas del motor Suzuki G10 se tiene que trabaja en un campo de revoluciones de 800 a 5600 rev/min [RPM], por lo que se tomara el valor de 4000 rpm siendo esta una velocidad del motor promedio a la que se llega establecer

De acuerdo a la síntesis realizada anteriormente se determina que para el mecanismo manivela corredera, la longitud de la biela es de 133 mm por lo que para evidencia de la influencia de la longitud del eslabón 3 o biela se da valores desde 60 mm a 300 mm con pasos de 1 mm para evidenciar su incidencia

En la tabla 3 se tiene los requerimientos que se necesitan para generar la síntesis del mecanismo manivela biela pistón y que valores se obtienen mediante la síntesis cinemática.

Tabla 3.

Características y condiciones para la síntesis

Característica	Parámetro	Condiciones
Velocidad del motor	4000 rpm	Requerimiento especificado por el usuario
Aceleración máxima del pistón requerida	_	Requerimiento especificado por el usuario
Aceleración máxima del pistón obtenida	_	Se obtiene mediante síntesis, necesario tener un rango de la

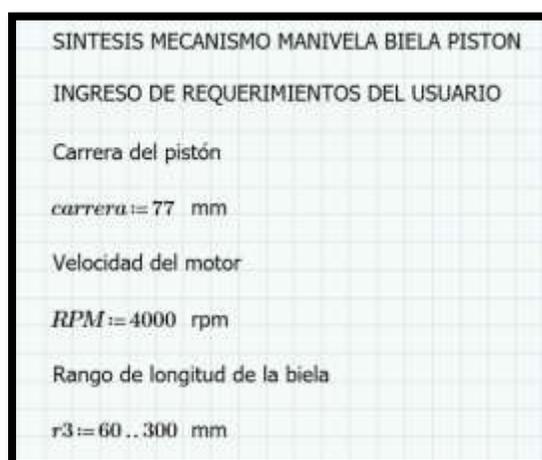
Característica	Parámetro	Condiciones
Carrera del pistón	77 mm	Requerimiento especificado por el usuario
Longitud de la manivela	_	Se obtiene mediante síntesis
Longitud de la biela requerida	60mm – 300mm	Necesario tener un rango de la longitud de la biela requerida por el usuario para su análisis
Longitud de la biela obtenida	_	Necesario tener el requerimiento establecido de la aceleración máxima del pistón por el usuario

Nota. Se presenta las características y condiciones para iniciar con la síntesis.

En la figura 36 se describe el ingreso de parámetros según los requerimientos del usuario para la generación de la síntesis del mecanismo mediante el software computacional.

Figura 36.

Ingreso de parámetros en el programa computacional



Nota. Se presenta el ingreso de requerimientos en el programa computacional 2.

La figura 37 indica el ingreso de las ecuaciones obtenidas gracias al análisis cinemático, para obtener los resultados acordes a los requerimientos planteado por el usuario o cliente.

Figura 37.

Ingreso de ecuaciones en el programa computacional

INGRESO DE ECUACIONES PARA LA SOLUCION DE SINTESIS

Para la longitud del eslabón 2 o manivela

$$r2 := \frac{\text{carrera}}{2} \quad \text{mm}$$

Para la velocidad angular del eslabón de entrada o manivela

$$w2 := \text{RPM} \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{60} \quad \text{rad/s}$$

Para la relación biela manivela

$$r(r3) := \frac{r3}{r2} \quad \text{adm}$$

Para la aceleración máxima del pistón

$$ab(r3) := \left(1 + \left(\frac{r2}{r3} \right) \right) \cdot r2 \cdot w2^2 \quad \text{mm/s}^2$$

Nota. Se presenta el ingreso de ecuaciones en el programa computacional 2

La figura 38 indica los resultados obtenidos como es la longitud del eslabón 2 o manivela, la relación biela manivela y por último la aceleración máxima del pistón en base a la iteración de la longitud de la biela desde 60 mm a 300 mm.

Figura 38.

Resultados obtenidos de la síntesis: Longitud eslabón 2, relación manivela biela

RESULTADOS OBTENIDOS DE LA SINTESIS		
Longitud del eslabón manivela		
$r_2 =$	38.5	mm
Velocidad angular de la manivela		
$w_2 =$	418.879	rad/s
Relación manivela biela		
	mm	adm
$r_3 =$	$r(r_3) =$	
	$\begin{bmatrix} \vdots \\ 113 \\ 114 \\ 115 \\ 116 \\ 117 \\ 118 \\ 119 \\ 120 \\ 121 \\ 122 \\ 123 \\ 124 \\ \vdots \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} \vdots \\ 0.341 \\ 0.338 \\ 0.335 \\ 0.332 \\ 0.329 \\ 0.326 \\ 0.324 \\ 0.321 \\ 0.318 \\ 0.316 \\ 0.313 \\ 0.31 \\ 0.308 \\ \vdots \end{bmatrix}$

Nota. Se presenta resultados obtenidos del programa computacional 2.

De los resultados obtenidos de la relación manivela biela, según el criterio de la suposición de Pulkrabek, el valor resultante no puede ser mayor a 0.33 para que cumpla con la ley de Grashof, dando a entender que la biela puede tomar valores de su longitud a partir desde los 117 mm para que el eslabón manivela pueda rotar los 360°.

Mientras que la figura 39 representa los resultados de la aceleración máxima del pistón en variación de la longitud de la biela.

Figura 39.

Resultados obtenidos de la síntesis: aceleración máxima de la biela

Aceleración máxima del pistón respecto a la variación de la longitud de la biela		
	mm	mm/s ²
	⋮	⋮
	127	8.803 · 10 ⁶
	128	8.787 · 10 ⁶
	129	8.771 · 10 ⁶
	130	8.756 · 10 ⁶
	131	8.741 · 10 ⁶
$r_3 =$	132	8.725 · 10 ⁶
	133	8.711 · 10 ⁶
	134	8.696 · 10 ⁶
	135	8.682 · 10 ⁶
	136	8.668 · 10 ⁶
	137	8.654 · 10 ⁶
	138	8.64 · 10 ⁶
	⋮	⋮

Nota. Se presenta resultados obtenidos del programa computacional 2

Se determina la longitud de la biela mediante la síntesis grafica generación de funciones la longitud de la biela de 133 mm, se tiene que para dicha longitud respetando los parámetros como la velocidad angular de entrada y la carrera del pistón presenta una aceleración máxima del pistón de $8.711 \cdot 10^6 \text{ mm/s}^2$.

Tabla 4

Resultados obtenidos por síntesis analítica:

Longitud de la biela (l)	Relación biela manivela	Aceleración máxima del pistón	Longitud de la manivela (s)	Carrera del pistón (p)	Longitud del eslabón fijo (q)
mm	adm	mm/s ²	mm	mm	mm
60	0,641666667	11089779,94	38,5	77	21,5
61	0,631147541	11018721,18	38,5	77	22,5
62	0,620967742	10949954,65	38,5	77	23,5
63	0,611111111	10883371,17	38,5	77	24,5
64	0,6015625	10818868,44	38,5	77	25,5
65	0,592307692	10756350,4	38,5	77	26,5
66	0,583333333	10695726,84	38,5	77	27,5
67	0,574626866	10636912,95	38,5	77	28,5
68	0,566176471	10579828,87	38,5	77	29,5
69	0,557971014	10524399,41	38,5	77	30,5
70	0,55	10470553,65	38,5	77	31,5
71	0,542253521	10418224,66	38,5	77	32,5
72	0,534722222	10367349,27	38,5	77	33,5
73	0,52739726	10317867,71	38,5	77	34,5
74	0,52027027	10269723,5	38,5	77	35,5
75	0,513333333	10222863,13	38,5	77	36,5
76	0,506578947	10177235,93	38,5	77	37,5
77	0,5	10132793,85	38,5	77	38,5
78	0,493589744	10089491,31	38,5	77	39,5
79	0,487341772	10047285,04	38,5	77	40,5
80	0,48125	10006133,93	38,5	77	41,5
81	0,475308642	9965998,891	38,5	77	42,5
82	0,469512195	9926842,757	38,5	77	43,5
83	0,463855422	9888630,145	38,5	77	44,5
84	0,458333333	9851327,356	38,5	77	45,5
85	0,452941176	9814902,28	38,5	77	46,5
86	0,447674419	9779324,299	38,5	77	47,5
87	0,442528736	9744564,202	38,5	77	48,5
88	0,4375	9710594,108	38,5	77	49,5
89	0,43258427	9677387,387	38,5	77	50,5
90	0,427777778	9644918,592	38,5	77	51,5
91	0,423076923	9613163,398	38,5	77	52,5

Longitud de la biela (l)	Relación biela manivela	Aceleración máxima del pistón	Longitud de la manivela (s)	Carrera del pistón (p)	Longitud del eslabón fijo (q)
mm	adm	mm/s ²	mm	mm	mm
92	0,418478261	9582098,534	38,5	77	53,5
93	0,413978495	9551701,731	38,5	77	54,5
94	0,409574468	9521951,669	38,5	77	55,5
95	0,405263158	9492827,924	38,5	77	56,5
96	0,401041667	9464310,924	38,5	77	57,5
97	0,396907216	9436381,903	38,5	77	58,5
98	0,392857143	9409022,862	38,5	77	59,5
99	0,388888889	9382216,529	38,5	77	60,5
100	0,385	9355946,323	38,5	77	61,5
101	0,381188119	9330196,319	38,5	77	62,5
102	0,37745098	9304951,217	38,5	77	63,5
103	0,373786408	9280196,311	38,5	77	64,5
104	0,370192308	9255917,461	38,5	77	65,5
105	0,366666667	9232101,065	38,5	77	66,5
106	0,363207547	9208734,035	38,5	77	67,5
107	0,359813084	9185803,772	38,5	77	68,5
108	0,356481481	9163298,144	38,5	77	69,5
109	0,353211009	9141205,463	38,5	77	70,5
110	0,35	9119514,467	38,5	77	71,5
111	0,346846847	9098214,299	38,5	77	72,5
112	0,34375	9077294,492	38,5	77	73,5
113	0,340707965	9056744,947	38,5	77	74,5
114	0,337719298	9036555,92	38,5	77	75,5
115	0,334782609	9016718,007	38,5	77	76,5
116	0,331896552	8997222,127	38,5	77	77,5
117	0,329059829	8978059,51	38,5	77	78,5
118	0,326271186	8959221,683	38,5	77	79,5
119	0,323529412	8940700,457	38,5	77	80,5
120	0,320833333	8922487,919	38,5	77	81,5
121	0,318181818	8904576,415	38,5	77	82,5
122	0,31557377	8886958,542	38,5	77	83,5
123	0,31300813	8869627,139	38,5	77	84,5
124	0,310483871	8852575,274	38,5	77	85,5
125	0,308	8835796,239	38,5	77	86,5
126	0,305555556	8819283,538	38,5	77	87,5
127	0,303149606	8803030,879	38,5	77	88,5

Longitud de la biela (l)	Relación biela manivela	Aceleración máxima del pistón	Longitud de la manivela (s)	Carrera del pistón (p)	Longitud del eslabón fijo (q)
mm	adm	mm/s²	mm	mm	mm
128	0,30078125	8787032,168	38,5	77	89,5
129	0,298449612	8771281,5	38,5	77	90,5
130	0,296153846	8755773,149	38,5	77	91,5
131	0,29389313	8740501,567	38,5	77	92,5
132	0,291666667	8725461,372	38,5	77	93,5
133	0,289473684	8710647,346	38,5	77	94,5
134	0,287313433	8696054,425	38,5	77	95,5
135	0,285185185	8681677,695	38,5	77	96,5
136	0,283088235	8667512,388	38,5	77	97,5
137	0,281021898	8653553,873	38,5	77	98,5
138	0,278985507	8639797,656	38,5	77	99,5
139	0,276978417	8626239,37	38,5	77	100,5
140	0,275	8612874,774	38,5	77	101,5
141	0,273049645	8599699,747	38,5	77	102,5
142	0,271126761	8586710,283	38,5	77	103,5
143	0,269230769	8573902,49	38,5	77	104,5
144	0,267361111	8561272,583	38,5	77	105,5
145	0,265517241	8548816,882	38,5	77	106,5
146	0,26369863	8536531,807	38,5	77	107,5
147	0,261904762	8524413,875	38,5	77	108,5
148	0,260135135	8512459,7	38,5	77	109,5
149	0,258389262	8500665,983	38,5	77	110,5
150	0,256666667	8489029,516	38,5	77	111,5
151	0,254966887	8477547,174	38,5	77	112,5
152	0,253289474	8466215,916	38,5	77	113,5
153	0,251633987	8455032,778	38,5	77	114,5
154	0,25	8443994,876	38,5	77	115,5
155	0,248387097	8433099,399	38,5	77	116,5
156	0,246794872	8422343,608	38,5	77	117,5
157	0,24522293	8411724,832	38,5	77	118,5
158	0,243670886	8401240,472	38,5	77	119,5
159	0,242138365	8390887,99	38,5	77	120,5
160	0,240625	8380664,915	38,5	77	121,5
161	0,239130435	8370568,834	38,5	77	122,5
162	0,237654321	8360597,396	38,5	77	123,5
163	0,236196319	8350748,307	38,5	77	124,5

Longitud de la biela (l)	Relación biela manivela	Aceleración máxima del pistón	Longitud de la manivela (s)	Carrera del pistón (p)	Longitud del eslabón fijo (q)
mm	adm	mm/s²	mm	mm	mm
164	0,234756098	8341019,329	38,5	77	125,5
165	0,233333333	8331408,278	38,5	77	126,5
166	0,231927711	8321913,023	38,5	77	127,5
167	0,230538922	8312531,483	38,5	77	128,5
168	0,229166667	8303261,629	38,5	77	129,5
169	0,227810651	8294101,476	38,5	77	130,5
170	0,226470588	8285049,091	38,5	77	131,5
171	0,225146199	8276102,581	38,5	77	132,5
172	0,223837209	8267260,1	38,5	77	133,5
173	0,222543353	8258519,845	38,5	77	134,5
174	0,221264368	8249880,052	38,5	77	135,5
175	0,22	8241338,999	38,5	77	136,5
176	0,21875	8232895,005	38,5	77	137,5
177	0,217514124	8224546,422	38,5	77	138,5
178	0,216292135	8216291,644	38,5	77	139,5
179	0,215083799	8208129,098	38,5	77	140,5
180	0,213888889	8200057,247	38,5	77	141,5
181	0,212707182	8192074,587	38,5	77	142,5
182	0,211538462	8184179,65	38,5	77	143,5
183	0,210382514	8176370,995	38,5	77	144,5
184	0,20923913	8168647,217	38,5	77	145,5
185	0,208108108	8161006,94	38,5	77	146,5
186	0,206989247	8153448,816	38,5	77	147,5
187	0,205882353	8145971,528	38,5	77	148,5
188	0,204787234	8138573,785	38,5	77	149,5
189	0,203703704	8131254,326	38,5	77	150,5
190	0,202631579	8124011,913	38,5	77	151,5
191	0,201570681	8116845,337	38,5	77	152,5
192	0,200520833	8109753,413	38,5	77	153,5
193	0,199481865	8102734,98	38,5	77	154,5
194	0,198453608	8095788,902	38,5	77	155,5
195	0,197435897	8088914,066	38,5	77	156,5
196	0,196428571	8082109,382	38,5	77	157,5
197	0,195431472	8075373,78	38,5	77	158,5
198	0,194444444	8068706,215	38,5	77	159,5
199	0,193467337	8062105,661	38,5	77	160,5

Longitud de la biela (l)	Relación biela manivela	Aceleración máxima del pistón	Longitud de la manivela (s)	Carrera del pistón (p)	Longitud del eslabón fijo (q)
mm	adm	mm/s²	mm	mm	mm
200	0,1925	8055571,112	38,5	77	161,5
201	0,191542289	8049101,584	38,5	77	162,5
202	0,190594059	8042696,11	38,5	77	163,5
203	0,189655172	8036353,745	38,5	77	164,5
204	0,18872549	8030073,559	38,5	77	165,5
205	0,187804878	8023854,644	38,5	77	166,5
206	0,186893204	8017696,106	38,5	77	167,5
207	0,185990338	8011597,071	38,5	77	168,5
208	0,185096154	8005556,681	38,5	77	169,5
209	0,184210526	7999574,094	38,5	77	170,5
210	0,183333333	7993648,483	38,5	77	171,5
211	0,182464455	7987779,04	38,5	77	172,5
212	0,181603774	7981964,968	38,5	77	173,5
213	0,180751174	7976205,489	38,5	77	174,5
214	0,179906542	7970499,837	38,5	77	175,5
215	0,179069767	7964847,26	38,5	77	176,5
216	0,178240741	7959247,022	38,5	77	177,5
217	0,177419355	7953698,4	38,5	77	178,5
218	0,176605505	7948200,682	38,5	77	179,5
219	0,175799087	7942753,171	38,5	77	180,5
220	0,175	7937355,184	38,5	77	181,5
221	0,174208145	7932006,047	38,5	77	182,5
222	0,173423423	7926705,1	38,5	77	183,5
223	0,17264574	7921451,696	38,5	77	184,5
224	0,171875	7916245,197	38,5	77	185,5
225	0,171111111	7911084,978	38,5	77	186,5
226	0,170353982	7905970,424	38,5	77	187,5
227	0,169603524	7900900,933	38,5	77	188,5
228	0,168859649	7895875,911	38,5	77	189,5
229	0,168122271	7890894,775	38,5	77	190,5
230	0,167391304	7885956,954	38,5	77	191,5
231	0,166666667	7881061,885	38,5	77	192,5
232	0,165948276	7876209,014	38,5	77	193,5
233	0,165236052	7871397,799	38,5	77	194,5
234	0,164529915	7866627,705	38,5	77	195,5
235	0,163829787	7861898,208	38,5	77	196,5

Longitud de la biela (l)	Relación biela manivela	Aceleración máxima del pistón	Longitud de la manivela (s)	Carrera del pistón (p)	Longitud del eslabón fijo (q)
mm	adm	mm/s²	mm	mm	mm
236	0,163135593	7857208,792	38,5	77	197,5
237	0,162447257	7852558,948	38,5	77	198,5
238	0,161764706	7847948,179	38,5	77	199,5
239	0,161087866	7843375,994	38,5	77	200,5
240	0,160416667	7838841,91	38,5	77	201,5
241	0,159751037	7834345,454	38,5	77	202,5
242	0,159090909	7829886,158	38,5	77	203,5
243	0,158436214	7825463,565	38,5	77	204,5
244	0,157786885	7821077,222	38,5	77	205,5
245	0,157142857	7816726,686	38,5	77	206,5
246	0,156504065	7812411,52	38,5	77	207,5
247	0,155870445	7808131,295	38,5	77	208,5
248	0,155241935	7803885,587	38,5	77	209,5
249	0,154618474	7799673,982	38,5	77	210,5
250	0,154	7795496,07	38,5	77	211,5
251	0,153386454	7791351,448	38,5	77	212,5
252	0,152777778	7787239,719	38,5	77	213,5
253	0,152173913	7783160,495	38,5	77	214,5
254	0,151574803	7779113,39	38,5	77	215,5
255	0,150980392	7775098,027	38,5	77	216,5
256	0,150390625	7771114,035	38,5	77	217,5
257	0,149805447	7767161,046	38,5	77	218,5
258	0,149224806	7763238,7	38,5	77	219,5
259	0,148648649	7759346,643	38,5	77	220,5
260	0,148076923	7755484,525	38,5	77	221,5
261	0,147509579	7751652,002	38,5	77	222,5
262	0,146946565	7747848,734	38,5	77	223,5
263	0,146387833	7744074,389	38,5	77	224,5
264	0,145833333	7740328,637	38,5	77	225,5
265	0,145283019	7736611,155	38,5	77	226,5
266	0,144736842	7732921,624	38,5	77	227,5
267	0,144194757	7729259,73	38,5	77	228,5
268	0,143656716	7725625,163	38,5	77	229,5
269	0,143122677	7722017,619	38,5	77	230,5
270	0,142592593	7718436,798	38,5	77	231,5
271	0,142066421	7714882,404	38,5	77	232,5

Longitud de la biela (l)	Relación biela manivela	Aceleración máxima del pistón	Longitud de la manivela (s)	Carrera del pistón (p)	Longitud del eslabón fijo (q)
mm	adm	mm/s²	mm	mm	mm
272	0,141544118	7711354,145	38,5	77	233,5
273	0,141025641	7707851,733	38,5	77	234,5
274	0,140510949	7704374,887	38,5	77	235,5
275	0,14	7700923,327	38,5	77	236,5
276	0,139492754	7697496,779	38,5	77	237,5
277	0,13898917	7694094,97	38,5	77	238,5
278	0,138489209	7690717,636	38,5	77	239,5
279	0,137992832	7687364,511	38,5	77	240,5
280	0,1375	7684035,338	38,5	77	241,5
281	0,137010676	7680729,859	38,5	77	242,5
282	0,136524823	7677447,824	38,5	77	243,5
283	0,136042403	7674188,983	38,5	77	244,5
284	0,13556338	7670953,092	38,5	77	245,5
285	0,135087719	7667739,909	38,5	77	246,5
286	0,134615385	7664549,196	38,5	77	247,5
287	0,134146341	7661380,717	38,5	77	248,5
288	0,133680556	7658234,242	38,5	77	249,5
289	0,133217993	7655109,542	38,5	77	250,5
290	0,132758621	7652006,392	38,5	77	251,5
291	0,132302405	7648924,569	38,5	77	252,5
292	0,131849315	7645863,854	38,5	77	253,5
293	0,131399317	7642824,032	38,5	77	254,5
294	0,130952381	7639804,888	38,5	77	255,5
295	0,130508475	7636806,214	38,5	77	256,5
296	0,130067568	7633827,801	38,5	77	257,5
297	0,12962963	7630869,444	38,5	77	258,5
298	0,129194631	7627930,942	38,5	77	259,5
299	0,128762542	7625012,096	38,5	77	260,5
300	0,128333333	7622112,709	38,5	77	261,5

Nota. Se presenta resultados obtenidos mediante una tabla y la incidencia de la iteración de la longitud del eslabón 3 o biela.

En la figura 40 se hace referencia la curva aceleración máxima vs longitud de biela, para identificar la incidencia de la longitud de la biela respecto a la aceleración de la corredera o pistón.

Figura 40.

Curva de la aceleración de la corredera vs la longitud de la biela



Nota. Se presenta la curva característica de la incidencia en la longitud de la biela en relación de la aceleración del pistón.

De la figura 40 se deduce que cuando la longitud de la biela tiende al 0 la aceleración del pistón va incrementando de tal manera que en una cierta longitud de la biela la aceleración del pistón se eleva exponencialmente y podría producirse que el mecanismo se embale.

Capítulo V

5. Conclusiones y recomendaciones

5.1 Conclusiones

- Mediante la síntesis grafica generación de funciones se estableció una serie de pasos donde se detalla la secuencia y lógica para ir obteniendo los valores correspondientes a las longitudes de los eslabones del mecanismo manivela biela pistón, por lo que se utilizó conceptos de geometría para la correcta síntesis del mecanismo
- Para comprobar que el movimiento del mecanismo biela manivela de un motor de gasolina de tres cilindros es correcto se necesita emplear conceptos de movilidad y ley de Grashof para afirmar que es un mecanismo y por lo menos un eslabón tendrá a rotar 360° siendo este el eslabón 2, mientras que el eslabón 4 o de salida se desplaza conforme a la rotación del eslabón de entrada
- Al utilizar conceptos cinemáticos como de posición, velocidad, aceleración y conceptos de condiciones limites se facilita la solución por síntesis analítica, debido a que la síntesis es lo contrario al análisis cinemático, pero es indispensable para la solución mediante síntesis
- Se debe conocer al menos dos parámetros de entrada del mecanismo manivela biela corredera, como la carrera deseada, la velocidad angular del mecanismo o la aceleración máxima del pistón deseada por el usuario o cliente, para definir mediante síntesis los parámetros como son longitudes de los eslabones
- Al considerar el criterio de suposición de Pulkrabek, se estableció que la longitud mínima que podría llegar a tener el eslabón 3 o biela, por lo que se obtuvieron resultados de la incidencia de la longitud de la biela respecto a la aceleración

máxima del pistón, verificando que cuando menor sea la longitud del eslabón 3, la aceleración del pistón o eslabón 4 tendera al infinito

5.2 Recomendaciones

- A medida de realizar alguna comparación para el estudio de síntesis del mecanismo manivela biela pistón, se recomienda realizar la síntesis de otro mecanismo biela manivela con la diferencia que este sea excéntrico para denotar la diferencia de las posibles soluciones
- Se recomienda tener en cuenta las condiciones límites del mecanismo ya que facilita la solución mediante síntesis, y ayuda a despejar variables que podrían causar confusión y problemas al querer resolver el problema de síntesis
- Es recomendable emplear otros programas computacionales como es el Matlab ya que se podría generar programas relacionados a la solución de síntesis específicamente del mecanismo manivela biela corredera mediante solo se ingresen los requerimientos a cumplir el mecanismo y arroje resultados inmediatamente.

Bibliografía

- Alba, E., Ramos, R., Cisneros, V., & López, J. (2013). *Ciencias de la Ingeniería y Tecnología Handbook T- III*, 201-209. Recuperado el 2 de Noviembre de 2021
- Arteaga, O. (12 de Octubre de 2019). *Course Hero*. Recuperado el 2 de Noviembre de 2022, de Course Hero: <https://www.coursehero.com/file/66206263/LECTURApdf/>
- Arteaga, O. (2019). *Síntesis de mecanismo*. Latacunga.
- Erdman, A., & Sandor, G. (1998). *Diseño de mecanismos Análisis y Síntesis*. México: Pearson Educación.
- Mabie, H., & Reinholtz, C. (2000). *Mecanismo y Dinámica de Maquinaria*. México: LIMUSA NORIEGA EDITORES.
- Myszka, D. (2012). *Máquinas y Mecanismos*. Mexico, Ciudad de México: Pearson Educación de México, S.A. de C.V.
- Norton, R. (2013). *Diseño de maquinaria: Síntesis y Análisis de maquinas y mecanismos*. México: MC GRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- Olmedo, J., & Echeverría, J. (2018). *Máquinas y Mecanismos Implementación con Wolfram Mathematica*. Quito: Comisión Editorial de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.
- Ruiz Rosas, V. E. (2005). *DISEÑO DE UN PROGRAMA PARA SÍNTESIS DE MECANISMOS PLANARES CON ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD A LA TOLERANCIA DIMENSIONAL*. Bogotá: Universidad de los Andes.

Sánchez, F. (2000). *Contribución a la síntesis Dimensional de mecanismo Planos para generación de trayectorias*. Castellón: Departamento de Tecnología Universidad Jaume I.

Vázquez, F. (2019). *Sobre la síntesis óptima de mecanismos*. Veracruz: Revista de simulación y laboratorio.

Vázquez, F. (2019). Sobre la síntesis óptima de mecanismo. *Revista de Simulación y Laboratorio*, 16-22. Obtenido de https://www.ecorfan.org/bolivia/researchjournals/Simulacion_y_Laboratorio/vol6num19/Revista_de_Simulacion_y_Laboratorio_V6_N19_3.pdf

Viciano, A. (2020). *ESTUDIO Y DISEÑO DE UN MODELO CONFIGURABLE DE MECANISMO DE BIELA-CORREDERA PARA USO DOCENTE*. Linares: Escuela Politécnica Superior de Linares.

ANEXOS