

DISEÑO DE SISTEMA DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE PARA UN
MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA MONOCILÍNDRICO DE INVESTIGACIÓN
SIMILAR AL CFR.

LUISA FERNANDA SALAZAR RIVERA 1088307843

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
PROGRAMA: INGENIERÍA MECÁNICA
PEREIRA
2018

DISEÑO DE SISTEMA DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE PARA UN
MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA MONOCILÍNDRICO DE INVESTIGACIÓN
SIMILAR AL CFR.

LUISA FERNANDA SALAZAR RIVERA 1088307843

Trabajo de grado para optar el título de
Ingeniero Mecánico

Director

M. Sc Edison Henao Castañeda

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
PROGRAMA: INGENIERÍA MECÁNICA
PEREIRA
2018

NOTA DE ACEPTACION

FIRMA DEL JURADO

AGRADECIMIENTOS

A todos aquellos que se hicieron partícipes en el trayecto y la culminación de este logro, en especial a las siguientes personas:

A mis padres Héctor de Jesús y María Aracelly, a mis hermanitos Karol Ximena y Héctor Manuel quienes me enseñaron el verdadero significado de compartir; los cuatro son constantemente mi apoyo para continuar superando cada etapa de mi vida.

Al ingeniero Edison Henao por su dedicación y buena orientación en el desarrollo del presente trabajo.

A mi compañeros y amigos Felipe Correa, Juan Mario zapata y Juan Obando por la motivación y el acompañamiento que me brindaron en este proceso.

A los profesores de la Facultad de Ingeniería Mecánica especialmente a los ingenieros Carlos Andrés Mesa y Héctor Quintero. Como también a la Universidad Tecnológica de Pereira por generar el espacio para que sus educandos puedan cumplir sus objetivos.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	13
INTRODUCCIÓN	14
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	16
JUSTIFICACIÓN	17
OBJETIVOS	19
OBJETIVO GENERAL.....	19
OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	19
1. SISTEMAS DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE	20
1.1 MOTOR DE INVESTIGACIÓN CFR	20
1.2 MECANISMOS DE RELACION DE COMPRESION VARIABLE	22
1.2.1 Mecanismos RCV con modificación de altura del pistón	22
1.2.2 Mecanismos RCV con modificación del bulón del pistón.....	23
1.2.3 Mecanismos RCV con modificación del pin de la biela.....	23
1.2.4 Mecanismos RCV con modificación del pin del cigüeñal	23
1.2.5 Mecanismos RCV con adición de eslabones.....	24
1.2.6 Mecanismos RCV con modificación del bloque	25
1.3 COMPARACIÓN DE LOS MECANISMOS DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE.....	26
2. DISEÑO DEL SISTEMA DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE	29
2.1 MECANISMO DE MANIVELA-DESLIZADOR INICIAL	29
2.2 MECANISMO DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE NISSAN.....	30
2.3 DISEÑO ESTRUCTURAL PRELIMINAR MECANISMO RCV	32
2.3.1 Mecanismo manivela-balancín	32
2.4 GENERACIÓN DEL MECANISMO MEDIANTE ALGORITMOS GENÉTICOS	33
2.4.1 Optimización por medio de algoritmos genéticos	33
2.5 RESULTADOS DE LA OPTIMIZACIÓN DEL MECANISMO POR MEDIO DE ALGORITMOS GENÉTICOS Y SELECCIÓN.....	40
2.6 RANGO DE VARIACIONES DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN PARA EL MECANISMO RCV	49
2.7 DISEÑO PREVIO Y MODELADO DE LOS ESLABONES	50
2.7.1 Acercamiento eslabones	51
2.7.2 Adecuación mecanismo	54

3. DINÁMICA DEL MECANISMO DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE **56**

3.1 FUERZAS DEBIDO A LA PRESIÓN DE LOS GASES	56
3.1.1 Presión de los gases	56
3.1.2 Fuerzas en la cámara de combustión.....	58
3.2 FUERZAS DE INERCIA	59
3.2.1 Centros de gravedad de los eslabones	59
3.2.2 Materiales de los eslabones	61
3.2.3 Fuerzas inerciales	63
3.3 FUERZAS EN LAS JUNTAS CINEMÁTICAS	65
3.3.1 Cálculo cinetostático en los grupos de Assur	66
3.3.2 Fuerzas en las juntas cinemáticas.....	68
3.4 FRICCIÓN EN LAS JUNTAS DE LOS ESLABONES	70
3.4.1 Modelo de fricción para las juntas de deslizamiento.....	72
3.4.2 Modelo de fricción para las juntas cilíndricas	73
4. CÁLCULO DE LAS PIEZAS.....	75
4.1 CARGAS TÍPICAS EN LOS ESLABONES DE UN MCI	75
4.1.1 Cargas y esfuerzos típicos en el grupo biela	76
4.1.2 Cargas y esfuerzos típicos en el grupo pistón	78
4.1.3 Cargas y esfuerzos típicos en el cigüeñal	79
4.2 ESTADO DE ESFUERZOS EN LOS ESLABONES DEL MECANISMO DE RCV.....	80
4.2.1 Estado de esfuerzos de la biela	83
4.2.2 Estado de esfuerzos del eslabón terciario	86
4.2.3 Estado de esfuerzos del eslabón de control	90
4.3 ANÁLISIS A FATIGA DE LOS ESLABONES DEL MECANISMO DE RCV ...	92
4.3.1 Análisis a fatiga de la biela	93
4.3.2 Análisis a fatiga del eslabón terciario	94
4.3.3 Análisis a fatiga del eslabón de control	96
CONCLUSIONES	99
BIBLIOGRAFÍA	100
ANEXOS.....	105
ANEXO A. FICHA TÉCNICA MOTOR PETER PJ1	105
ANEXO B. CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN PARA HALLAR EL MECANISMO DE RCV	107
ANEXO C. CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN PARA EL DESARROLLO DE LA CINEMÁTICA DEL MECANISMO DE RCV	111
ANEXO D. PARÁMETROS INTRODUCIDOS A SICICLO 10	116
ANEXO E. CÁLCULO CINETOSTÁTICO DE LOS GRUPOS DE ASSUR	121
ANEXO F. PLANOS PARA CONSTRUCCIÓN DE MECANISMO RCV	126
ANEXO G. RUTAS DE TRABAJO DE MECANIZADO DE LAS PIEZAS DEL MECANISMO RCV	143

INDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Efecto de la RC en la Eficiencia	17
Figura 2. Vistas seccionadas del primer motor CFR.....	21
Figura 3. Clasificación de mecanismos con RCV	22
Figura 4. Clasificación mecanismos de multi-eslabón.	24
Figura 5. Resumen de esquemas cinemáticos para mecanismos RCV.....	26
Figura 6. Espacio en bloque de motor Peter PJ1	29
Figura 7. a) Motor Petter PJ1 b) Curva de comportamiento Petter PJ1	30
Figura 8. a) Manivela-deslizador b) Manivela-balancín c) Mecanismo RCV	31
Figura 9. Mecanismo de cuatro barras manivela-balancín	32
Figura 10. Operación de cruzamiento	34
Figura 11. Mecanismo de RCV para síntesis genética.	35
Figura 12. Mecanismo de RCV para cinemática.....	42
Figura 13. Comportamiento cinemático del pistón en el mecanismo RCV. a) Posición b) Velocidad c) Aceleración d) Sobre aceleración	46
Figura 14. Trayectoria juntas cinemáticas mecanismo RCV	48
Figura 15. Dimensiones de la biela	51
Figura 16. Eslabón terciario motor Nissan RCV	52
Figura 17. Eslabones a) Biela b) Control c) Terciario	54
Figura 18. Simplificación eslabones a) Cigüeñal b) Biela c) Pistón	55
Figura 19. Eslabón controlador	55
Figura 20. Presión Diésel RC 17,47	58
Figura 21. Fuerza ejercida por los gases.....	59
Figura 22. Centros de masa de eslabones a) Pistón b) Biela c) Cigüeñal d) Control e) Terciario.....	60
Figura 23. Fuerza inercial en los eslabones pistón, biela, terciario y control.....	64
Figura 24. Momentos inerciales de los eslabones terciario, control y biela.....	65
Figura 25. Tipos de pares cinemáticos	66
Figura 26. Fuerzas y momentos en los eslabones del mecanismo RCV	67
Figura 27. Fuerzas en los pares cinemáticos del grupo de Assur entre pistón y biela	68
Figura 28. Fuerzas en los pares cinemáticos del grupo de Assur entre eslabón terciario y control.....	69
Figura 29. Fuerza y Momento compensador del mecanismo de I clase	69
Figura 30. Lubricación del cojinete en diferentes estados de carga.....	71
Figura 31. Cargas en la junta de deslizamiento.....	72
Figura 32. Cargas en la junta cilíndrica	73
Figura 33. Fuerzas típicas en un MCI.....	76

Figura 34. Cargas aplicadas a la biela	76
Figura 35. Naturaleza de la fuerza aplicada a la biela	77
Figura 36. Esfuerzo soportado por la biela	77
Figura 37. Naturaleza de la fuerza aplicada al pistón en ciclo	78
Figura 38. Distribución de temperaturas en °C de un pistón de motor diésel.....	79
Figura 39. Fuerzas aplicadas al cigüeñal a) Tangencial b) Radial.....	79
Figura 40. Estudio de esfuerzos de un cigüeñal en un MCI.....	80
Figura 41. Ensamble del mecanismo de RCV entorno ensamble NX 11	81
Figura 42. Fuerzas y momentos inerciales introducidos en el entorno Motion Simulation NX 11	81
Figura 43. Preparación de la biela para simulación estática a) Mallado y fuerzas aplicadas paso 361 b) Gráfica de análisis de dependencia de malla.	84
Figura 44. Resultados análisis estático de biela paso 361	85
Figura 45. Diagrama de σ_A vs. σ_B de la teoría de falla de Von Mises para un estado de esfuerzo plano	86
Figura 46. Preparación de eslabón terciario para simulación estática a) Mallado y fuerzas aplicadas vista seccionada b) Gráfica de análisis de dependencia de malla.	87
Figura 47. Resultado análisis estático de eslabón terciario a) Paso 360 b) Paso 361 c) Paso 522	88
Figura 48. Preparación eslabón de control para simulación estática a) Mallado y fuerzas aplicadas b) Gráfica de análisis de dependencia de malla.	90
Figura 49. Resultados simulación estática de eslabón de control a) Paso 522 b) Paso 523.....	91
Figura 50. Diagrama de vida - resistencia	92
Figura 51. Resultados de simulación a fatiga de la biela paso 361.....	94
Figura 52. Resultados simulación a fatiga de eslabón terciario a) Paso 360 b) Paso 361 c) Paso 522.....	95
Figura 53. Resultados simulación a fatiga de eslabón de control a) Paso 522 b) Paso 523.....	97

INDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Comparación mecanismos RCV	27
Tabla 2. Comparación sistemas RCV	28
Tabla 3. Velocidad media del pistón para el mecanismo RCV en las diferentes RC.	41
Tabla 4. Cálculo de diferentes RC para el mecanismo de RCV	50
Tabla 5. Dimensiones de la sección B-B de la biela.....	53
Tabla 6. Parámetros introducidos a SICICLO10	57
Tabla 7. Coeficientes de fricción para el mecanismo RCV	71
Tabla 8. Variables para modelo de fricción sobre la junta Pistón-Bloque	72
Tabla 9. Variables para modelo de fricción junta cilíndrica.....	74
Tabla 10. Casos de estudio de simulación estática a) Biela b) Control c) Terciario	82
Tabla 11. Datos análisis de dependencia de malla biela.....	83
Tabla 12. Características del acero AISI SAE 4340.....	84
Tabla 13. Datos análisis de dependencia de malla eslabón terciario	87
Tabla 14. Datos análisis de dependencia de malla eslabón de control	90

ABREVIACIONES Y NOMENCLATURA

RCV: Relación de compresión variable

RC: Relación de compresión

RCF: Relación de compresión fija

MCI: Motor de combustión interna

GNL: Gas natural licuado

GNC: Gas natural comprimido

CI: Encendido por compresión

SI: Encendido por chispa

η : Eficiencia

k : Coeficiente de calores específicos para el aire estándar

PMS: Punto muerto superior

PMI: Punto muerto inferior

D_x : Distancia horizontal entre los puntos fijos del mecanismo A y E

L_{AB} : Longitud entre los puntos A y B del cigüeñal

L_{BC} : Longitud entre los puntos B y C del eslabón terciario

L_{CD} : Longitud entre los puntos C y D del eslabón control

L_{DE} : Longitud entre los puntos D y E del eslabón controlador

D_y : Distancia vertical entre los puntos fijos del mecanismo A y E

L_{BF} : Longitud entre los puntos B y F del eslabón terciario

L_{FG} : Longitud entre los puntos F y G de la biela

Y_G : Posición del pistón

$V_{G, MÁX}$: Velocidad del pistón en el PMS

$V_{G, MÍN}$: Velocidad del pistón en el PMI

θ_G : Ángulo formado entre la biela y el eje vertical sobre el cual se desplaza el pistón

S: Carrera del pistón

S/D: Relación carrera - diámetro del pistón
 $Y_{G, MÁX}$: Posición del pistón en el PMS
 $Y_{G, MÍN}$: Posición del pistón en el PMI
 λ : Relación entre la longitud de la biela y el radio del cigüeñal
N: Velocidad de rotación del motor
 V_m : Velocidad media del pistón
 V_G : Velocidad del pistón
 $\dot{\varphi}_{BC}$: Velocidad angular del eslabón
 $\dot{\varphi}_4$: Velocidad angular del eslabón
 $\dot{\varphi}_5$: Velocidad angular del eslabón
 A_G : Aceleración del pistón
 $\ddot{\varphi}_{BC}$: Aceleración angular del eslabón
 $\ddot{\varphi}_4$: Aceleración angular del eslabón
 $\ddot{\varphi}_5$: Aceleración angular del eslabón
 Sa_G : Sobre aceleración del pistón
 $\ddot{\ddot{\varphi}}_{BC}$: Sobre aceleración angular del eslabón
 $\ddot{\ddot{\varphi}}_4$: Sobre aceleración angular del eslabón
 $\ddot{\ddot{\varphi}}_5$: Sobre aceleración angular del eslabón
 V_{carr} : Volumen de la carrera del pistón
 A_P : Área del pistón
 V_{cam} : Volumen de la cámara
 h_{cam} : Altura de la cámara
 $P_{G, MÁX}$: Presión más alta del gas
 $F_{G, MÁX}$: Fuerza máxima en el pistón debida a la combustión
 F_{gas} : Fuerza por la presión de los gases
 P_g : Presión de los gases
 P_0 : Presión atmosférica
 F_i : Fuerza inercial

m : Masa del eslabón

a_{CG} : Aceleración del centro de masas

M_i : Momento inercial

J_{CG} : Momento de inercia del eslabón con respecto al eje que pasa por el centro de masas

α : Aceleración angular del centro de masas

σ_m : Esfuerzo medio

σ_y : Esfuerzo de fluencia a tracción

σ_u : Esfuerzo último a tracción

$\sigma_{MÁX}$: Esfuerzo máximo

$\sigma_{MÍN}$: Esfuerzo mínimo

N_s : Factor de seguridad

n_s : Número de ciclos

σ_e : Límite de resistencia a la fatiga

RESUMEN

En el presente trabajo se realiza el diseño de un mecanismo que permite variar la relación de compresión (RC) en un motor de combustión interna (MCI). Esta variación en los MCI fue estudiada inicialmente en 1929 con la construcción de un motor que permitía modificar la altura de la culata por medio de un tornillo helicoidal (motor CFR). Sistemas de RCV han sido creados desde entonces, éstos han presentado mejoras en la salida de potencia y eficiencia óptima en todo el rango de carga, minimizando los riesgos de pre-ignición sin aumentar consumo de combustible o emisiones de CO₂.

Obtener un motor de RCV, implica realizar modificaciones en diferentes componentes del mecanismo, sean estos componentes móviles como el pistón o juntas cinemáticas de la biela o en componentes estáticos como bloque, cámara de combustión, muñón del cigüeñal o por adición de eslabones. Los sistemas de RCV de adición de eslabón o multi-eslabón presenta ventajas como su fácil incorporación sin mayores modificaciones en el bloque motor original, el poco incremento del peso original, la disminución del golpeteo en un rango de operación más amplia, así como su facilidad de manufactura y su estabilidad respecto a los costos de producción.

El diseño del sistema de RCV multi-eslabón del presente proyecto se realizó mediante la unión de un mecanismo manivela-balancín al mecanismo original manivela-deslizador, conservando los eslabones originales pistón y cigüeñal. La optimización de las longitudes de los eslabones del mecanismo RCV fue realizada a través de algoritmos genéticos, buscando características estructurales y cinemáticas similares a las de un mecanismo de RCF. En el mecanismo final se lograron relaciones de compresión entre 17,5:1 y 11:1 para carreras variables entre 172,982 mm y 185,982 mm manteniendo la velocidad de rotación en 2000 rpm.

La validación de la resistencia estática de los eslabones del mecanismo multi-eslabón se realizó a partir de la equivalencia de las presiones en la cámara de combustión de un motor de RCF respecto a la altura del pistón y las fuerzas inerciales de los eslabones. Los resultados de la validación estática fueron utilizados para realizar el estudio de vida a fatiga para los eslabones. Los cuales soportan las cargas variables a los que están sometidos en las condiciones de trabajo más severas.

INTRODUCCIÓN

Desde su invención a mediados del siglo 1800 los motores de combustión interna se han convertido en pilar fundamental para el desarrollo de la vida humana, sin embargo, el beneficio que se obtiene de los mismos lleva consigo un coste a nivel ambiental que la humanidad en cabeza de sus organismos de control debe regular para el correcto equilibrio entre precio que se debe pagar ambientalmente y el bien que se consigue.

A medida que el uso de los MCI se hizo más habitual y en la búsqueda de aumentar su eficiencia, los combustibles que se utilizaban para su funcionamiento se hicieron más variados, con diferentes niveles de octanaje como la gasolina y el diésel que son derivados del petróleo, el gas licuado, gas natural vehicular en estado licuado (GNL) o gaseoso comprimido (GNC), biodiésel, hidrógeno y alcoholes derivados de productos alimenticios; sin embargo estos cambios no siempre se han acompañado de mejoras en el diseño del MCI. Una de las soluciones para hacer los motores adaptables a estos cambios de combustible es la flexibilidad en el momento de variar las relaciones de compresión necesarias para su operación.

Este proyecto realiza el diseño de un mecanismo que hace posible la RCV, además de encontrar el mecanismo capaz de realizar estas variaciones y para asegurar la correcta operación del mismo, se validó que los eslabones diseñados no fallaran ni estáticamente ni a fatiga durante la operación en un ciclo de carga.

En el primer capítulo, se realiza una revisión de los diferentes diseños que a presente permiten la variación de la relación de compresión (RC) y las modificaciones necesarias en el mecanismo manivela deslizador convencional de relación de compresión fija (RCF). Estos diseños intervienen en diferentes componentes del mecanismo, sean móviles (pistón o juntas cinemáticas de la biela) o estáticos (bloque, cámara de combustión, muñón del cigüeñal o por adición de un eslabón). Posterior a la revisión de los diseños se realiza una comparación que sirve de guía para definir el sistema más apropiado para el diseño del mecanismo de RCV considerando el uso experimental que tendrá el motor una vez instalado.

En el segundo capítulo, se estudia el mecanismo manivela deslizador del motor Petter PJ1, igualmente el mecanismo del diseño guía desarrollado por el fabricante de automóviles Nissan con el fin de desarrollar el mecanismo multi-eslabón combinado entre manivela deslizador y manivela balancín que permite la variación y el control de la RC del motor. La obtención del mecanismo multi-eslabón final se alcanza a través de la optimización de la longitud de los eslabones mediante algoritmos genéticos, la solución hallada se evalúa espacial y cinemáticamente. Finalmente, en él se calculan las diferentes relaciones de compresión que el mecanismo puede alcanzar dependiendo del ángulo que adopte el eje de control y se realiza un acercamiento a las geometrías de los eslabones.

En el tercer capítulo, se realiza una interpolación de las fuerzas producidas por el gas en la cámara de combustión desde el software SICICLO10 que realiza el cálculo para un motor de RCF. Se presenta además las fuerzas y momentos de inercia de los eslabones, calculados con diferentes softwares (MATLAB R2014a, SIEMENS NX 11 y EXCEL 2016). Finalmente se presentan las reacciones en las juntas cinemáticas producidas por la acción de estas fuerzas y el modelo de fricción utilizado por el software NX11.

En el cuarto capítulo, se estudian las solicitaciones a las que está sometido generalmente un motor de RCF y el tipo de esfuerzos que generan sobre sus eslabones; se calculan los esfuerzos del mecanismo de RCV en su RC más alta y se compara el comportamiento de la biela para cada caso. Luego de calcular los esfuerzos de los eslabones se calcula la vida a fatiga para verificar la vida infinita de las piezas. Finalmente, en los anexos se encuentran los planos de construcción y rutas de trabajo de fabricación de los eslabones del mecanismo.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Los motores de relación de compresión de ignición por compresión (CI) o por chispa (SI) o *spark ignition* de su nombre en inglés, alimentados con combustibles fósiles, emiten partículas contaminantes que producen efectos adversos en la salud y en el medio ambiente; algunos de estos contaminantes como los hidrocarburos aromáticos poli cíclicos son cancerígenos incluso si se encuentran en pequeñas concentraciones, las ciudades industriales y altamente pobladas son las más expuestas a este tipo de agentes contaminantes.

Las proyecciones futuras indican que la única opción viable para evitar que las reservas de combustibles se agoten y el medio ambiente se afecte más, es la producción de combustibles sintéticos derivados de fuentes no petroleras [2].

Actualmente existen diversidad de combustibles alternos a los fósiles como el gas propano, gas natural, mezclas gasolina-etanol, biodiesel; que surgen como opción a la necesidad gubernamental de reportar menos puntos de contaminación generada por la conflagración de combustibles.

Todos estos combustibles proporcionan una gama de variación en el desempeño de cada motor; por tanto, a la par de la creación de combustibles alternativos y la experimentación entre mezclas de los mismos, se debe estudiar y hacer una comparación del rendimiento entre combustibles con el mismo motor.

Para hacer esto posible, es imprescindible construir un motor que sea configurable respecto a la relación de compresión y al tipo de ignición, con el cual se puedan ajustar los modos de control de combustión acorde con los regímenes de velocidad y carga propios de cada combustible.

Este proyecto se encuentra inmerso dentro del proyecto aprobado por la Vicerrectoría de Investigaciones y Extensión de la Universidad Tecnológica de Pereira **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN MONÓCILÍNDRICO PARA OPERAR CON COMBUSTIBLES MULTIPLES Y DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN O CHISPA”** y diseña el mecanismo que hace la RCV como sustituto de un mecanismo de RCF en un motor Petter PJ1 propiedad de la Universidad Tecnológica de Pereira.

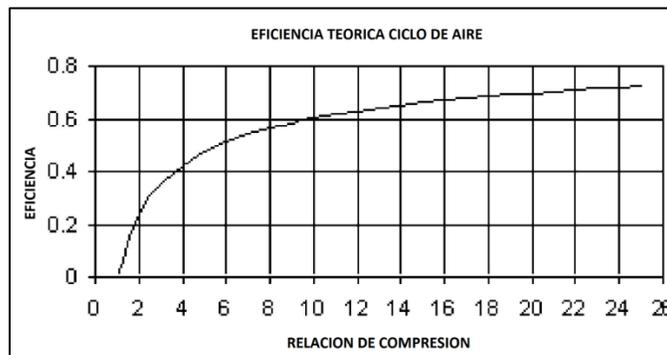
JUSTIFICACIÓN

El actual desafío en tecnología para MCI es incrementar la eficiencia térmica reduciendo el consumo de combustible y las emisiones al medio ambiente, una de las claves que hace esto posible es la relación de compresión. La ecuación que relaciona directamente la eficiencia (η) y RC es:

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{RC}\right)^{k-1}$$

Donde η es la eficiencia, RC es la relación de compresión y k es la razón de calores específicos para el aire estándar aproximadamente 1,4 se infiere de la ecuación que a mayor RC mayor valor de eficiencia, esto teóricamente; sin embargo, en la práctica los combustibles auto-encienden cuando alcanzan presiones determinadas.

Figura 1. Efecto de la RC en la Eficiencia



Fuente: *Variable compression ratio engine: a future power plant for automobiles - an overview* [3]

Sistemas de RCV pueden significar para los MCI una contribución significativa a su eficiencia termodinámica, puesto que a bajos niveles de potencia el motor trabaja a radios de compresión mayores para obtener mayores beneficios del combustible.

La búsqueda de un MCI de RCV fue impulsado hace más de dos décadas con decretos y leyes a fin de reducir las emisiones de CO₂ tales como el protocolo de Kioto sobre el cambio climático [4] que adopta la comunidad europea en 2002 por

medio de la decisión del consejo 2002/3/CE [5] la cual busca reducir los niveles de concentración de gases efecto invernadero en cabeza de los países desarrollados firmantes por medio de reducciones cuantificadas de las emisiones en diferentes sectores de las industrias, el fomento a la eficiencia energética, la investigación, promoción y desarrollo de nuevas y renovables formas de energía así como de nuevas tecnologías ecológicamente razonables, de igual manera persigue reducción de emisiones no controladas en el sector transporte.

La directiva 1999/94/CE [6] precisa que la información es uno de los mecanismos más efectivos para la concientización de los consumidores, por tanto, dicta que se proporcione la información relativa al consumo de combustible y emisiones de CO₂ para cualquier vehículo motor de clase M1 en función del kilometraje. Mercosur presenta la siguiente definición para un vehículo motor clase M1: "Vehículos para transporte de pasajeros que no contengan más de 8 asientos además del asiento del conductor" [7].

La tecnología RCV ha sido reconocida como un método para mejorar la economía del combustible en motores de SI. Los beneficios encontrados en diseños de motores de RCV pueden ser resumidos como sigue [3] [8]:

- Eficiencia óptima en todo el rango de cargas y velocidades
- Bajo consumo de combustible y bajas emisiones de escape
- Alta flexibilidad de combustible con optima eficiencia de combustión
- Provee mejores indicadores de eficiencia térmica que motores de RCF
- Minimiza los riesgos de pre-ignición
- Sincronización de la ignición
- Minimiza perdidas de fricción
- Minimiza las fuerzas inerciales de segundo orden

Así entonces se hace clara la necesidad en la región de construir un motor de RCV para evaluar y caracterizar los diferentes combustibles que se desarrollan y que se implementan actualmente en los motores en Colombia. En 2017 se contabilizó más de 550000 autos operando con GNV [9]; sin embargo productos como el aceite vegetal hidrogenado, biogás, bioetanol y biocombustibles son producidos e introducidos en lo motores colombianos en diferentes porcentajes, como por ejemplo la gasolina mezclada al 10% con alcohol carburante, alcohol proveniente de materiales orgánicos como la caña de azúcar, el sorgo dulce, la remolacha, el banano, el café en sus diferentes subproductos y el biodiesel mezclado al 7% con aceite de palma.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema de relación de compresión variable para un motor de combustión interna que opere con múltiples combustibles, cuyo encendido sea por compresión o por chispa.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Diseñar un mecanismo que permita variar la relación de compresión en un motor de combustión interna.
- Verificar el diseño del sistema mediante simulación por elementos finitos.
- Realizar planos constructivos y elaborar las rutas de trabajo para cada pieza del mecanismo.

1. SISTEMAS DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE

En MCI se han desarrollado diferentes prototipos para evaluar la viabilidad de producción en masa de motores de RCV con miras a optimizar el rendimiento en todo el rango de carga y revoluciones del motor sin tener altas repercusiones en la potencia entregada, alcanzando disminuciones en las emisiones de CO₂ y consumo de combustible, así como aumentando la flexibilidad de combustibles con rendimiento óptimo de los mismos.

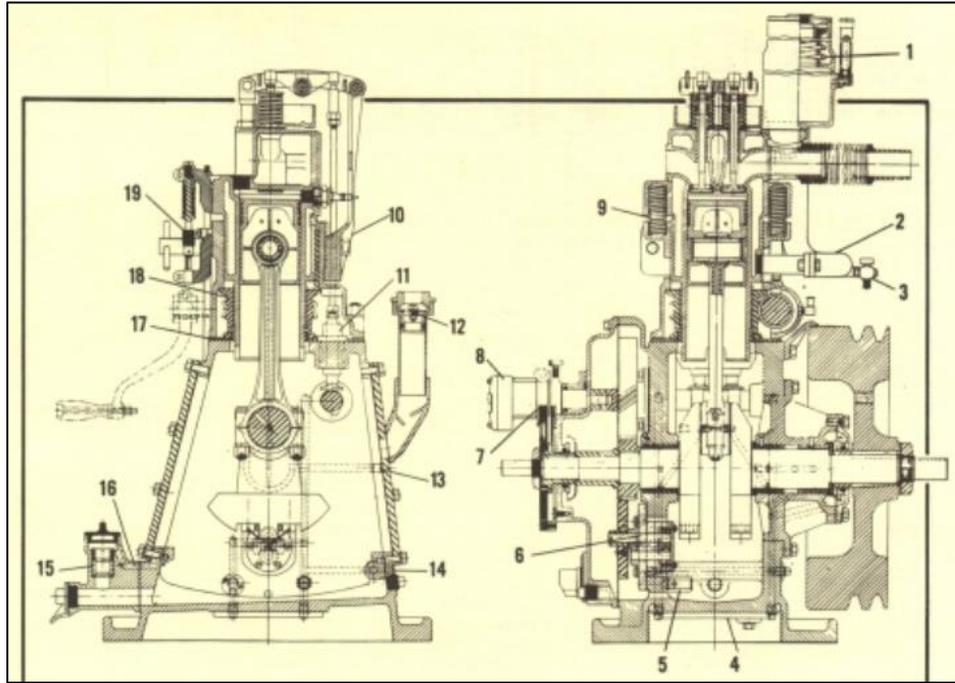
Para lograr esta variación de la RC diferentes modificaciones han sido diseñadas y patentadas; desde el punto de vista constructivo cada uno de los componentes mecánicos en el mecanismo de conversión de movimiento ha sido objeto de consideración para realizar la variación o la controlabilidad de la RC, gracias a esto, existen varias alternativas para implementar la RCV en un motor, estas incluyen: el desplazamiento de la culata, la variación del volumen físico de la cámara de combustión mediante diferentes medios, modificando la posición de alguno de los pasadores o muñones del mecanismo manivela deslizador, variando la altura del pistón, modificando la geometría de la biela, moviendo el eje del cigüeñal o desplazando el bloque de cilindros con relación al eje del cigüeñal. [3].

En muchos casos la variación para lograr la RCV no puede desarrollarse industrialmente por implicar cambios significativos y costosos con relación a las formas constructivas de los motores vigentes.

1.1 MOTOR DE INVESTIGACIÓN CFR

El motor realizado por la cooperativa de investigación de combustibles (CFR, por sus siglas en inglés) hacia 1929 se concibió con el fin de estandarizar un motor para realizar las pruebas de golpeteo con diferentes combustibles, éste fue comercializado incluso hasta 1980 para el desarrollo de investigaciones básicas en áreas como control de emisiones e idoneidad de combustibles. Este MCI podía configurarse en dos diferentes ensamblajes con dos cilindros diferentes, uno de RCF y otro de RCV. Estos eran intercambiables en la misma carcasa, la carrera del pistón variaba entre 8,89 cm y 10,79 cm (3,25 in y 4,25 in respectivamente) según la RC, la cual para el segundo cilindro podía variar entre 3:1 y 30:1, esto mediante un engranaje helicoidal que permitía la elevación del cilindro; la velocidad conveniente para el funcionamiento del motor era 600 rpm, sin embargo podía operar satisfactoriamente a velocidades más altas [1].

Figura 2. Vistas seccionadas del primer motor CFR



Fuente: *The Waukesha CFR Fuel, Research Engine.* [1]

La anterior figura muestra:

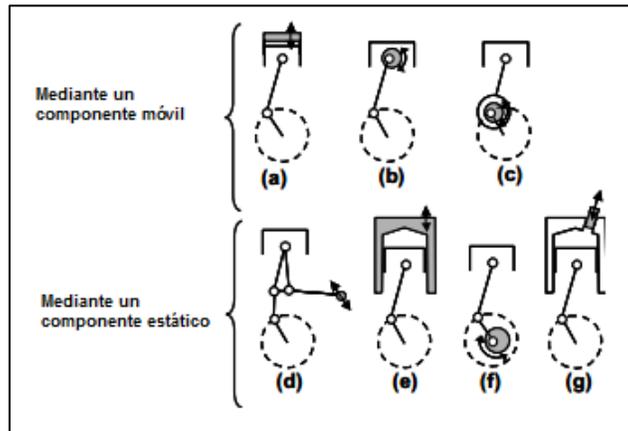
1- Serpientes de refrigeración del condensador. 2- Retorno de agua del condensador al cilindro. 3- Drenaje de agua fría. 4- Calentador de aceite eléctrico. 5- Válvula control de presión del aceite. 6- Bomba de aceite. 7- Anillo indicador de sincronización de la ignición. 8- Unidad de sincronización de la ignición. 9- Resortes para compensar el peso del cilindro. 10- Válvula de engranajes flexibles que soportan el bloque. 11- Válvula roscada y guía. 12- Respiradero de la carcasa válvula de cheque. 13- Paso de aceite a los cojinetes principales. 14- Conexión de manómetro de aceite. 15- Visor del nivel de aceite en la carcasa. 16- Paso ventilación de llenado de aceite. 17- Recubrimiento guía del cilindro. 18- Engranaje helicoidal para elevación del cilindro. 19- Micrómetro altura del cilindro.

Este motor, concebido exclusivamente para el estudio del comportamiento de diferentes combustibles fue el punto de partida para que otros grupos empresariales, empresas y academia hicieran lo suyo respecto al mismo tema años después.

1.2 MECANISMOS DE RELACION DE COMPRESION VARIABLE

La RCV puede ser obtenida por medio de diferentes modificaciones sobre el volumen albergado en la cámara y en la carrera; los métodos para hacer esto posible pueden ser divididos según la modificación al mecanismo original de manivela-deslizador, o el bloque contenedor. Moteki et al [10] presentan la siguiente clasificación, donde la modificación puede darse bien sea en un eslabón, par cinemático móvil del mecanismo original o bien sea en uno estático del mismo.

Figura 3. Clasificación de mecanismos con RCV



Fuente: *A Study of a variable compression ratio system with a multi-link mechanism* [10]

1.2.1 Mecanismos RCV con modificación de altura del pistón

Daimler-Benz [3] diseñó un pistón de dos piezas de longitud variable mediante un sistema hidráulico que llena una cámara que hace variar la longitud de la parte superior del pistón, disminuyendo así el volumen de la cámara de combustión. Aunque requiere un cambio menor en la manufactura del motor, incrementa considerablemente la masa reciprocante del mismo.

J. E. Brevick [11] patentó un diseño de un pistón de longitud variable que consta de dos partes, una parte inferior deslizante en la camisa conectado al cigüeñal por medio de la biela y una parte superior ligada a la parte inferior que desliza también en el cilindro; lo que hace variar la longitud del pistón es un volumen de control entre las dos partes del pistón llenado con aceite hidráulico y que es apoyado con un resorte en su interior que mantiene separadas las partes en su valor máximo posible para la cantidad de líquido. Las desventajas de este diseño son el montaje de las válvulas anti-retorno en el volumen de control, la complejidad del circuito de aceite para la cámara de control y que la presión de la cámara de control debe ser siempre mayor a la presión máxima dentro de la cámara de combustión. La variación obtenida fue de 8:1 a 18:1.

Yan [12] diseñó un sistema en el que aparte del pistón principal convencional, se introduce un mecanismo de levas para accionar un segundo pistón liviano encargado de realizar los procesos de admisión y escape en un motor diésel adaptado para realizar todos los procesos en una sola revolución, así entonces, no sólo se modifica la RC si no también el ciclo del motor. En este diseño la admisión y el escape son efectuados solamente por la corona del pistón puesto que ésta se separa del cuerpo del pistón por medio de un mecanismo exterior, pero para la compresión y expansión se unen las dos partes para soportar mayores esfuerzos. La propuesta es constructivamente compleja, incluye más elementos complementados en el motor comercial y demanda de un complicado sellado de la varilla de accionamiento del pistón auxiliar pasante a través del émbolo principal; permite aumentar la potencia por litro realizada, pero el consumo resulta ser mayor.

1.2.2 Mecanismos RCV con modificación del bulón del pistón

En FEV Motorentchnik GmbH [13] diseñaron un sistema que hace variable la longitud de la biela gracias a un pin excéntrico estriado que conecta la biela y el pistón, la variación se realiza mediante la rotación de este pin el cual se acciona por dos pistones hidráulicos ubicados en la misma biela. Éstos se mueven puesto que están interconectados a un conducto con válvulas de cheque que hace que un pistón se vacíe mientras el otro se llena para de esta manera mover el pin excéntrico. La duración de la variación es menos de un segundo para motores de SI y de 1 a 2 segundos para motores diésel.

1.2.3 Mecanismos RCV con modificación del pin de la biela

Gomecsys [14] propone mover excéntricamente el pin de la biela para tener un efecto en la carrera del pistón cambiando el PMS, esto mediante un tren de engranajes gobernado por un tronillo sin fin conectado al cigüeñal que al rotar 40° puede desplazar el PMS hasta 10 mm. Este diseño, supone un aumento considerable en la cantidad de masa en movimiento rotacional.

Waulis Motors Ltd. [15] presentó un diseño en el cual a través de un engranaje excéntrico se afecta la posición relativa del muñón de biela; la excentricidad se controla gracias a una rueda girada externamente por un cilindro actuador, este diseño tiene la posibilidad de incorporarse individualmente para cada cilindro.

1.2.4 Mecanismos RCV con modificación del pin del cigüeñal

En el modelo propuesto por Rapan [16], el pin del cigüeñal está alojado en un compartimiento excéntrico que puede rotar mediante un actuador que varía la posición del eje del cigüeñal.

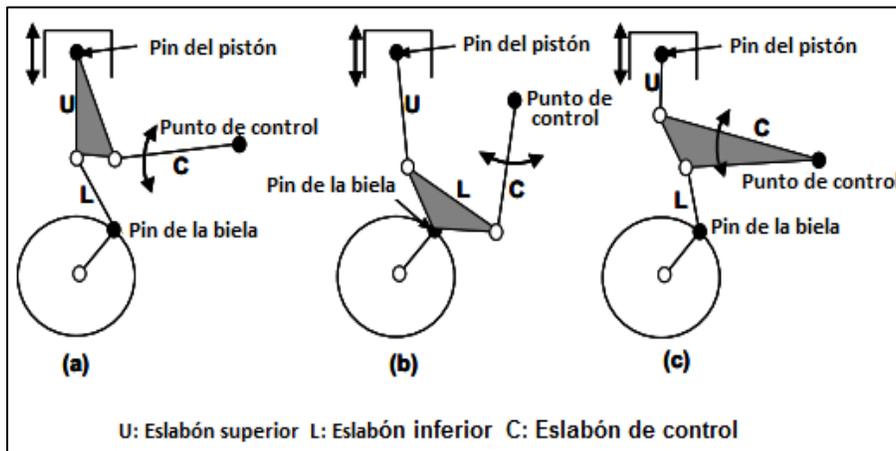
El motor Envera [17] puede realizar un cambio de la relación de compresión de 9:1 hasta 18:1 con una variación de 30° del soporte excéntrico sobre el cual están

montados los cojinetes del cigüeñal, la variación se hace por medio de un engranaje cremallera accionado por un actuador hidráulico o eléctrico. Este método tiene ventajas como su bajo costo y soporte rígido de los cojinetes principales.

1.2.5 Mecanismos RCV con adición de eslabones

Esta solución propone la extracción de la biela con el fin de adicionar allí un eslabonamiento conformado por tres elementos, uno de los cuales es terciario. Son posibles tres diferentes opciones de conexión, las cuales se pueden observar en la figura 4.

Figura 4. Clasificación mecanismos de multi-eslabón.



Fuente: *A Study of a variable compression ratio system with a multi-link mechanism* [10]

En la figura 4 (a) el eslabón terciario introducido se conecta directamente entre el pistón y la biela, mientras que en la figura (b) el eslabón terciario se conecta entre la biela y el cigüeñal, por último, en la figura 4 (c) el eslabón terciario se encuentra conectado a la biela y a un eslabón conectado al pistón, esto hace que el mismo eslabón terciario sea el eslabón de control. En las tres configuraciones el eslabón de control realiza un movimiento oscilatorio.

El motor MCE-5 [18] provee una variación de 6:1 a 15:1 en la RC gracias a un cigüeñal descentrado respecto a los cilindros, de tal modo que el movimiento alternativo de los pistones se produce a un lado del cigüeñal, en el otro lado del cigüeñal se ubica otro cilindro en el que un pistón secundario o de control, conectado mediante un engranaje situado justo por encima del cigüeñal, permite variar la altura de los pistones para lograr RCV dependiendo de las condiciones de operación.

Mayflower [16] modificó la RC y la cilindrada mediante un brazo pivotado entre la biela y el cigüeñal; con esto también se puede controlar la velocidad del pistón, desacelerarlo por ejemplo luego de la ignición para que la llama se propague más rápidamente; también sirve para tener unas carreras de admisión y expansión mayores.

Nissan [19] insertó un eslabón terciario entre el cigüeñal y la biela que se conecta a un actuador excéntrico que hace la variación en la carrera del pistón, la variación lograda fue de 8:1 a 14,3:1 para una rotación del actuador de 70°; una de las ventajas encontradas con este diseño es que las fuerzas de tensión que actúan normalmente en el pistón y la biela en el PMS limitan la velocidad, la geometría de la solución presentada reduce el pico de aceleración del pistón permitiendo aumentar la salida de potencia.

Peugeot [20] insertó un pistón adicional para hacer el control de un eslabón conector de biela y cigüeñal el cual se mueve axialmente por un eje vertical, este movimiento conduce a la rotación de una palanca transversal que modifica la posición de la biela, luego la altura del PMS y por ende la RC. Este sistema de control es ventajoso ya que permite realizar el control de las RC en diferentes pistones al mismo tiempo, haciéndolo altamente preciso.

Todos estos diseños resultan de una modificación que hace una trayectoria no circular del par cinemático resultante de la división de la biela.

1.2.6 Mecanismos RCV con modificación del bloque

Ford [21] utilizó una segunda cámara de combustión adjunta a la cámara de combustión del pistón a la cual se le puede variar el volumen y así variar la relación de compresión. A medida que la cámara adicional crece, la RC disminuye y viceversa; este diseño sin embargo toma un área importante de las válvulas de entrada y salida del cilindro además de su propio sistema de refrigeración y lubricación.

Saab [22] desarrolló un sistema en el cual el conjunto cilindro-culata (*monohead*) es una sola unidad que puede pivotar dentro de un rango de hasta 4 grados con relación a la bancada y el mecanismo manivela deslizador, mediante un actuador hidráulico. Este motor puede ser entendido como un híbrido entre un motor de SI y uno de CI, puesto que usa una pre-mezcla de aire y combustible que es comprimida hasta causar su auto ignición. La variación de compresión lograda se encuentra entre 8:1 y 14:1. Este sistema presenta una amplia flexibilidad de combustible con una reducción de emisiones de dióxido de carbono CO₂ proporcional al consumo, sin embargo, la eficiencia del combustible es baja sin sobrealimentación de alta presión.

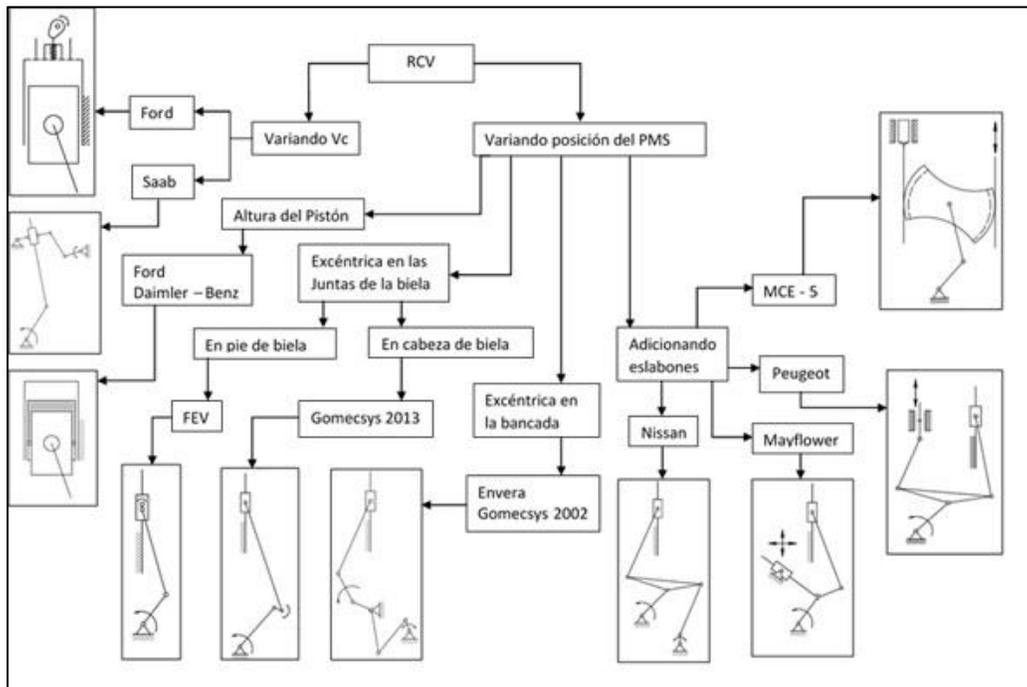
El motor Alvar [23] tiene un pistón secundario en la culata del motor junto con un mecanismo complementario, éste comparte la cámara de combustión con la cámara principal, el mecanismo complementario es el que aumenta o disminuye el volumen

de la cámara secundaria logrando la variación de la RC. El pistón secundario se mueve a la mitad de velocidad del primario, lo que hace que puedan estar conectados mediante una transmisión, esto permite que el par torsor que utiliza el mecanismo siempre sea positivo y no se pierda potencia en su uso. La relación de compresión se puede variar haciendo un ajuste al ángulo de fase existente entre los dos pistones, éste medido desde el PMS del pistón principal.

1.3 COMPARACIÓN DE LOS MECANISMOS DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE

Los métodos mencionados en el apartado 1.2 para hacer la RCV en un motor, cumplen con el propósito de variar la relación de compresión. Además, presentan mejoras en algunos campos técnicos como la disminución de gases de escape y aumento de la eficiencia térmica. En la figura 5 se muestran los esquemas cinemáticos de algunos sistemas de RCV.

Figura 5. Resumen de esquemas cinemáticos para mecanismos RCV.



Fuente: Henao, Edison. Docente Titular Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Tecnológica de Pereira. Pereira, Colombia. 2017.

Actualmente ninguno de los diseños ha sido introducido en el mercado como la respuesta definitiva a la solicitud de un motor con RCV; esto debido a algunas barreras de fabricación y comerciales que hacen inviables su fabricación en masa. Una de estas barreras se da cuando el cambio en la estructura del motor es significativo puesto que los procesos de fabricación se vuelven engorrosos, otro es la cantidad de masa añadida al mecanismo inicial especialmente en el pistón, debido a los efectos contraproducentes en el aumento de la masa reciprocante. Amjad et al [3] presentan un resumen de las desventajas de algunos diseños de RCV (ver tabla 1).

Tabla 1. Comparación mecanismos RCV

Método	Ejemplo	Contra
Pistón	Daimler-Benz, J E Brevick, MJ Yan	Aumento significativo de la masa reciprocante y mayores pérdidas de calor debido a una mayor relación superficie-volumen.
Pin Pistón	FEV	Aumento de masa reciprocante, dificultad de fabricación.
Pin Biela	Gomecsys	Requiere múltiples engranajes para su funcionamiento, lo que aumenta la masa giratoria.
Biela	Nissan, Peugeot, Mayflower	Tiende a aumentar la vibración debido a los elementos añadidos.
Bloque	Saab	Es necesario rehacer todo el bloque del motor.
Pin Cigüeñal	Rapan	Se requiere un eje de salida de posición fija y un acople entre este y el cigüeñal móvil.
Cámara de Combustión	Ford, Alvar	Introducción de elementos dentro de la cámara que comprometen la geometría ideal y el espacio para válvulas.

Fuente: Adaptada de: *Variable compression ratio engine: a future power plant for automobiles - an overview* [3]

Wittek [24] divide los sistemas de RCV en aquellos en los cuales se puede realizar la variación en continuo, es decir mientras el motor se encuentra en operación y los que no, llamados de dos etapas. En la tabla 2 el autor presenta una comparación y clasificación de los sistemas RCV.

Los sistemas basados en cigüeñales no convencionales hacen posible la variación continua de la RC con un control preciso, sin embargo, éstos requieren espacio que significa cambio en la estructura del bloque del motor lo que hace que tenga un impacto significativo en el proceso de manufactura, así como más fricción y cantidad

de masa recíproca, pero estos sistemas tienen menores fuerzas laterales en el pistón.

Los sistemas que varían la distancia entre el cigüeñal y la culata ofrecen también la posibilidad de variación en continuo con la ventaja que el diseño del mecanismo básico se mantiene, sin embargo, el mecanismo para el desplazamiento de éste es altamente dispendioso. La mayoría de los diseños que hacen variable la longitud de los eslabones no son convenientes para realizar la variación en continuo, sin embargo, éstos requieren menores modificaciones al motor base por lo que no causa alto impacto en el proceso de producción.

Tabla 2. Comparación sistemas RCV

Sistema	FORD	MAYFLOWER	MCE-5	SAAB	ENVERA	FEV	GOMECSYS	RAPAN	DALMIER-BENZ
Criterio									
Control del sistema	Continuo					2 etapas			
Determinación de actual RC	+	+	+	+	+	-	-	-	-
Forma cámara de combustión	--	++	++	++	++	++	++	++	++
Impacto total	0	--	--	--	-	o	o	o	o
Modificación en producción	0	--	--	--	-	o	o	o	o
Masa Oscilante	++	--	--	++	++	--	+	+	--
Fricción	++	-	-	++	-	o	+	--	o
Costos	0	-	--	--	-	o	-	-	-

-- Impacto negativo bastante alto

++ Impacto negativo bastante bajo

- Impacto negativo alto

+ Impacto negativo bajo

o Impacto moderado

Fuente: Adaptada de: *Development of a Two-stage Variable Compression Ratio Engine* [24]

Aunque continúan las investigaciones que tienen como sujeto hacer variable la RC aún no se vislumbra un sistema universal debido a las ventajas y desventajas de cada diseño, los fabricantes son entonces los que optan por una u otra debido a su propia evaluación.

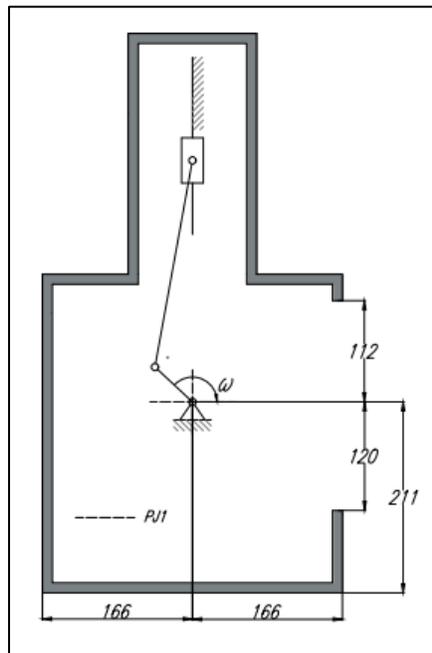
2. DISEÑO DEL SISTEMA DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE

Este capítulo desarrolla el procedimiento mediante el cual se diseñó un mecanismo que hace posible la variación de la RC. La optimización del mecanismo se realizó a través de algoritmos genéticos dado un sistema de manivela-deslizador inicial de relación de compresión fija. El mecanismo diseñado será instalado como sustituto del mecanismo manivela-deslizador del motor Petter PJ1, el bastidor del motor será reutilizado para la instalación, sin embargo, los eslabones móviles son sujetos a posibles cambios. Los resultados de la optimización fueron validados según criterios cinemáticos y geométricos.

2.1 MECANISMO DE MANIVELA-DESLIZADOR INICIAL

El motor Petter PJ1 [25] fue producido por PETTER de 1962 a 1985, éste motor propiedad de la Universidad Tecnológica de Pereira fue el motor de partida para el diseño del mecanismo de RCV. De éste se conservaron el cigüeñal y el pistón como eslabones móviles además del bloque motor como elemento estructural, las demás piezas fueron susceptibles a cambios o modificaciones. En la figura 6 se muestra el espacio de trabajo disponible del bloque para el mecanismo.

Figura 6. Espacio en bloque de motor Peter PJ1

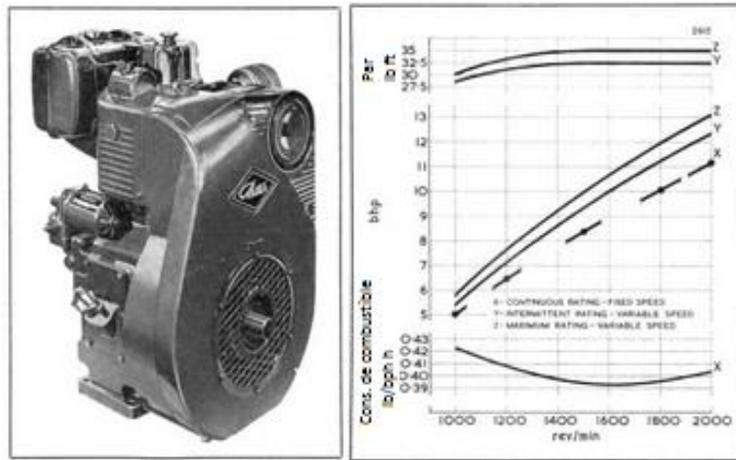


El motor Petter PJ1 mono-cilíndrico de CI, de enfriamiento por aire forzado con pistón de aluminio y biela de acero forjado tiene las siguientes especificaciones:

Diámetro del pistón: 96,84 mm (3,8125 in). Carrera: 109,98 mm (4,33 in). Capacidad cúbica: 807 882,25 mm³ (49,4 in³). Radio de compresión: 17,5:1. Capacidad del tanque: 9,08 l (2,4 US gal).

La figura 7 (b) muestra curvas de funcionamiento del motor Petter PJ1 incluyendo el par, la potencia y el consumo de combustible. En el anexo A se encuentra la ficha técnica completa del motor Petter PJ1.

Figura 7. a) Motor Petter PJ1 b) Curva de comportamiento Petter PJ1



a)

b)

Fuente: *Petter Diesel 1:49 PJ* [25]

2.2 MECANISMO DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE NISSAN

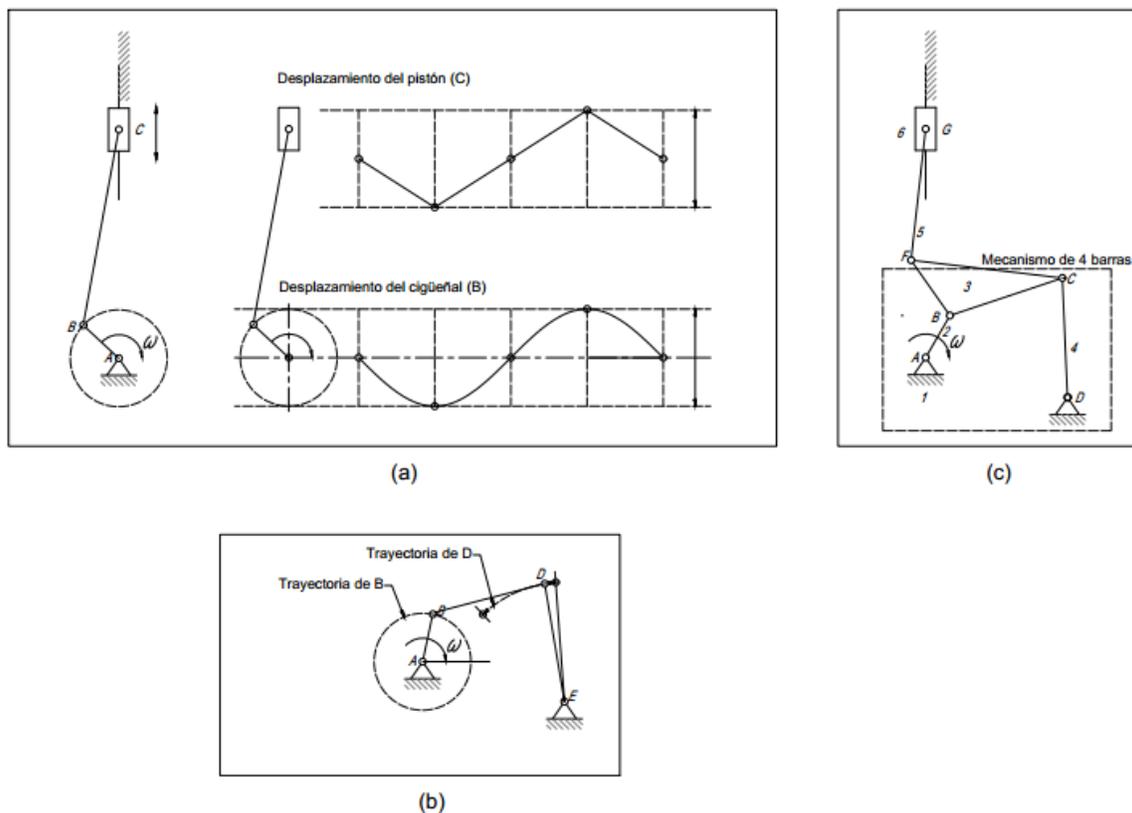
Luego de hacer una revisión a los mecanismos RCV desarrollados a presente (ver capítulo 1) y bajo la tutela del proyecto aprobado por la vicerrectoría de investigación de la Universidad Tecnológica de Pereira: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN MONO-CILÍNDRICO PARA OPERAR CON MÚLTIPLES COMBUSTIBLES Y DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN O POR CHISPA se escogió como referencia para el diseño, el mecanismo multi-eslabón desarrollado por Nissan [19] debido a aspectos tales como: la fácil incorporación sin hacer mayor modificación en el espacio del motor original, el poco incremento respecto al peso, la disminución del golpeteo en un rango de operación más amplio así como las vibraciones de segundo orden, razones económicas y de manufactura. Nissan [10] en su diseño, combinó un mecanismo de 4 barras (manivela-balancín)

con el mecanismo convencional de manivela-deslizador; el mecanismo de 4 barras entra en pares cinemáticos con el cigüeñal y con un actuador excéntrico encargado de realizar la variación de la RC.

Las condiciones de diseño son inherentes al motor a modificar, estas son principalmente geométricas debido a las restricciones que generan las longitudes de los eslabones y la capacidad de variación buscada; también se debe diseñar de acuerdo a las capacidades del motor base para que éste pueda operar en condiciones de seguridad y confiabilidad.

En la figura 8 (a) se muestra la representación esquemática del mecanismo manivela-deslizador, el movimiento que tienen el punto de conexión del cigüeñal y la biela y el desplazamiento del pistón. Para este mecanismo el pistón llega a su punto más alto (PMS) a un ángulo de cigüeñal de 90° y alcanza su punto más bajo o punto muerto inferior (PMI) para un ángulo de 270° . En la figura 8 (b) se muestra el diagrama esquemático del mecanismo manivela-balancín añadido al mecanismo convencional de manivela-deslizador, la distancia A-B de este diagrama es la misma que para la figura 8 (a), puesto que se trata del mismo cigüeñal. El mecanismo final de RCV resulta de la adición de la biela y el pistón del primer mecanismo al mecanismo manivela balancín figura 8 (c).

Figura 8. a) Manivela-deslizador b) Manivela-balancín c) Mecanismo RCV



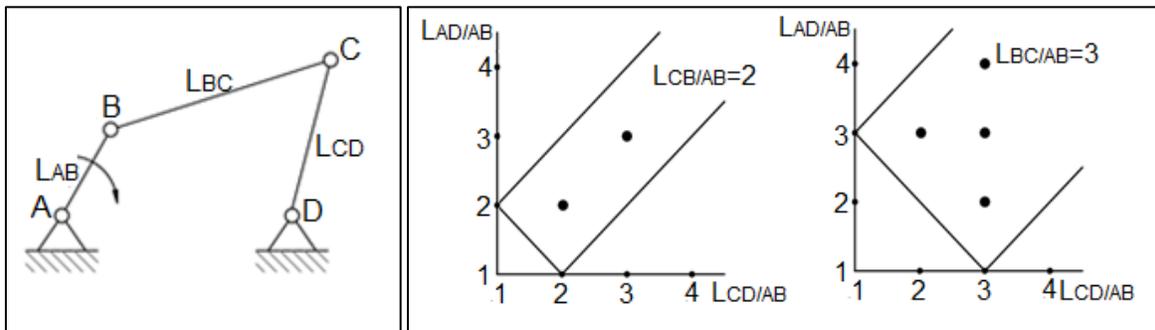
2.3 DISEÑO ESTRUCTURAL PRELIMINAR MECANISMO RCV

El diseño estructural del mecanismo RCV está sujeto a las condiciones iniciales del mecanismo manivela-deslizador del motor Petter PJ1. Estas son específicamente la longitud entre el par cinemático del cigüeñal y el de la biela; y la no excentricidad del mecanismo.

2.3.1 Mecanismo manivela-balancín

El procedimiento de Hrones y Nelson [26] expresa que para un mecanismo manivela-balancín conformado por los eslabones L_{AD} , L_{AB} , L_{BC} y L_{CD} ; donde L_{AB} es la manivela con movimiento rotativo, L_{BC} es el acoplador, L_{CD} es el seguidor con movimiento oscilatorio y L_{AD} es la distancia entre el apoyo de la manivela y el apoyo del balancín; existen diferentes combinaciones de longitudes de los eslabones que satisfacen las características de desplazamiento rotativo y oscilatorio de los eslabones.

Figura 9. Mecanismo de cuatro barras manivela-balancín



En la figura 9 se muestran el mecanismo manivela-balancín y las combinaciones de longitud de los eslabones para $L_{BC/AB} = 2$ y 3 , en la figura: $L_{CD/AB}$ está representado en el eje horizontal, $L_{AD/AB}$ en el vertical, mientras $L_{BC/AB}$ es una línea a 45° . Las combinaciones halladas dentro de los rectángulos son soluciones a las condiciones dadas por Hrones y Nelson, para que la manivela da un giro completo y el seguidor se balancee.

Las condiciones de longitud de los eslabones que se deben cumplir en el mecanismo son:

$$L_{AD} < L_{BC} + L_{CD} - L_{AB}$$

$$L_{AD} > |L_{BC} - L_{CD}| + L_{AB}$$

$$L_{BC}, L_{CD}, L_{AD} > L_{AB}$$

Tomando la longitud del cigüeñal $l_{AB} = 1$ como base para el dimensionamiento del mecanismo y considerando los puntos dentro de los rectángulos de la figura 9 como las soluciones para el mecanismo; entonces se tiene la variación posible para cada eslabón respecto a l_{AB} ; $2 < L_{BC/AB} < 4$; $1 < L_{CD/AB} < 3$; $1 < L_{AD/AB} < 5$

2.4 GENERACIÓN DEL MECANISMO MEDIANTE ALGORITMOS GENÉTICOS

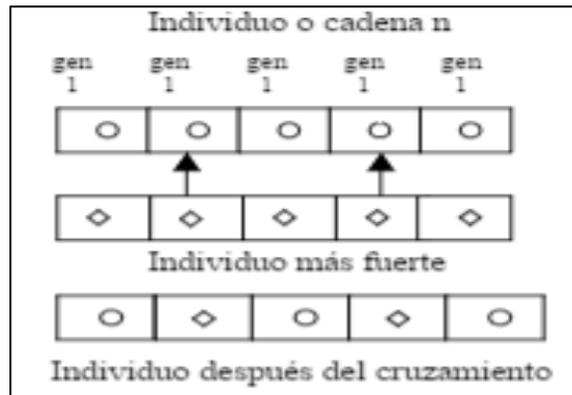
Para la obtención del mecanismo de RCV con los parámetros dados en el numeral 2.3 y otros que a continuación se mencionan, fue necesario recurrir a una optimización analítica por algoritmos genéticos; otros métodos fueron utilizados como por ejemplo una aproximación gráfica al mecanismo desarrollado por Nissan; sin embargo, mayor facilidad de análisis, respuestas en menores iteraciones y facilidades de ajuste en el proceso, hicieron que el método de algoritmos genéticos fuese escogido sobre otros.

2.4.1 Optimización por medio de algoritmos genéticos

“Los algoritmos genéticos son algoritmos de búsqueda basados en los mecanismos de selección natural, éstos combinan la supervivencia de los más compatibles entre las estructuras de cadenas, con una estructura de información ya aleatorizada e intercambiada para construir un algoritmo de búsqueda con algunas de las capacidades de innovación de búsqueda humana”. Ésta es la definición dada por Goldberg [27] para los algoritmos genéticos los cuales son usados para hallar solución a diferentes problemas de ingeniería, economía, ecología, sistemas sociales, genética poblacional, evolución, aprendizaje y programación automática; Goldberg presenta un capítulo dedicado a las aplicaciones históricas y actuales de los algoritmos genéticos [28].

Estos combinan la supervivencia del más fuerte en las estructuras de las cadenas con información y genes más fuertes y se basan en los mecanismos básicos de selección natural con sus procesos genéticos naturales; que son: reproducción, cruzamiento y mutación. La reproducción es un proceso en el cual el individuo es copiado de acuerdo al valor que tenga en la función objetivo, la cual busca cumplir los objetivos del mecanismo, así los individuos de mejor comportamiento tienen mayor probabilidad de pertenecer a la siguiente generación. El cruzamiento ocurre cuando algunos genes de un individuo de la nueva generación son intercambiados con otros genes más fuertes, este proceso es aleatorio.

Figura 10. Operación de cruzamiento



Fuente: Síntesis de generación de trayectoria y de movimiento para múltiples posiciones en mecanismos, utilizando algoritmos genéticos [29]

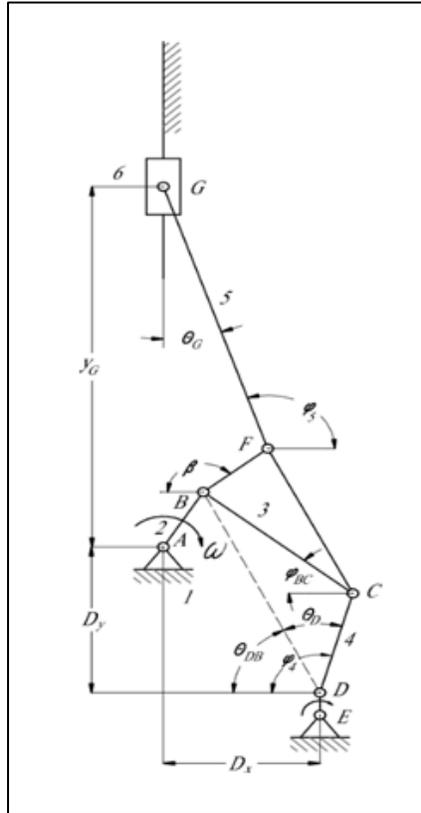
La mutación es la variación del valor de los genes de forma aleatoria, generalmente para cada gen que se define un rango [-valor valor] con una distribución normal y de media igual a cero, generalmente la probabilidad de mutación de los genes es muy pequeña. La función objetivo es evaluada en las ecuaciones de enlace (o características a cumplir en la búsqueda), para el mecanismo de RCV estas ecuaciones son la suma de las distancias de los puntos de precisión y los puntos generados en la definición del mecanismo (ver figura 11), las ecuaciones de enlace se realizan a partir de las cadenas cinemáticas del mecanismo.

Los algoritmos genéticos son válidos para la síntesis de trayectoria como de movimiento, Quintero et al. [29] presentan un estudio que desarrolla el método de algoritmos genéticos para configuraciones diferentes a las de 4 barras.

- Definición del mecanismo a optimizar

Los parámetros de partida del mecanismo, son la longitud del eslabón de variación de control $L_{DE} = 50$ mm, la longitud del eslabón del cigüeñal $L_{AB} = 56,6$ mm. Como L_{DE} es el eslabón con que se realiza el control de RC, éste se mantiene fijo mientras el resto del mecanismo ejecuta su movimiento.

Figura 11. Mecanismo de RCV para síntesis genética.



- Ecuaciones de enlace

Para realizar la síntesis genética se tomó de la figura 11 la declaración de las variables y ángulos para realizar las ecuaciones de enlace. Para encontrar las longitudes de los eslabones y posicionamiento de los puntos fijos del mecanismo es necesario hacer de las cadenas cinemáticas las ecuaciones de cierre o enlace.

Para la cadena cinemática comprendida entre el cigüeñal, los eslabones terciario, de control y de variación de control se tiene:

$$D_x - L_{AB} \cos \varphi_2 - L_{BC} \cos \varphi_{BC} - L_{CD} \cos \varphi_4 - L_{DE} \cos \varphi_{DE} = 0$$

$$D_y - L_{AB} \sin \varphi_2 - L_{BC} \sin \varphi_{BC} - L_{CD} \sin \varphi_4 - L_{DE} \sin \varphi_{DE} = 0$$

Para la cadena cinemática conformada por el cigüeñal, es eslabón terciario y la biela se tiene:

$$L_{AB} \cos \varphi_2 + L_{BF} \cos(\varphi_{BC} + \beta) - L_{FG} \cos \varphi_5 = 0$$

$$L_{AB} \sin \varphi_2 + L_{BF} \sin(\varphi_{BC} + \beta) + L_{FG} \sin \varphi_5 - y_G = 0$$

Para el eslabón de control 4

$$\theta_{DB} = \tan^{-1} \left(\frac{y_B - y_D}{x_B - x_D} \right) ; L_{DB} = \sqrt{(y_B - y_D)^2 + (x_B - x_D)^2}$$

$$\theta_D = \cos^{-1} \left(\frac{L_{DB}^2 + L_{CD}^2 - L_{BC}^2}{2L_{CD}L_{DB}} \right) ; \varphi_4 = \theta_{DB} + \theta_D$$

Para el eslabón terciario 3

$$\varphi_{BC} = \tan^{-1} \left(\frac{y_B - y_C}{x_B - x_C} \right) ; \beta = \cos^{-1} \left(\frac{L_{CF}^2 - L_{BC}^2 - L_{BF}^2}{2L_{BC}L_{BF}} \right)$$

Para el eslabón biela 5

$$\varphi_5 = \cos^{-1} \left(\frac{-L_{AB} \cos \varphi_2 - L_{BF} \cos(\varphi_{BC} + \beta)}{L_{FG}} \right)$$

Siendo la posición del pistón

$$y_G = L_{AB} \sin \varphi_2 + L_{BF} \sin(\varphi_{BC} + \beta) + L_{FG} \sin \varphi_5$$

- Definición de la función objetivo

La implementación del algoritmo genético necesita una función objetivo que pueda evaluar el cumplimiento o no de los requisitos del mecanismo, en este caso son:

- Buscar minimizar la velocidad del pistón en el PMS y PMI que pueden o no corresponder con la posición angular de la manivela en los ángulos $\varphi_1 = 90^\circ$ y $\varphi_1 = 270^\circ$, nombradas $v_{G,máx}$ y $v_{G,mín}$
- Para el mecanismo buscado es requerido que, en altas relaciones de compresión, sea disminuido el ángulo formado entre la biela y el eje vertical θ_G con el fin de aprovechar al máximo la componente de fuerza a lo largo de la biela y para disminuir la componente transversal que se convierte en fricción.
- Que el mecanismo de 4 barras formado por $L_{AB}, L_{BC}, L_{CD}, L_{AD}$ cumpla la ley de Grashof¹ teniendo como fijo A y D para que L_{AB} de un giro completo, para que esto se cumpla, de los eslabones que conforman el mecanismo se necesita que L_{AB} sea el de menor longitud.
- Tomando el rango de la relación carrera – diámetro (S/D) entre 1 y 1,5 (rango típico para vehículos de pasajeros y camiones); la carrera del pistón debe encontrarse entre $96,84 \text{ mm} < S < 145,26 \text{ mm}$, S se obtiene determinando la posición para el PMS y PMI, $y_{G,máx}$ y $y_{G,mín}$ respectivamente.

El análisis de las velocidades hecho para las mismas cadenas cinemáticas, considerando que L_{DE} mantiene su posición durante el movimiento del resto de los eslabones del mecanismo y que el pistón no tiene una velocidad angular es:

$$\begin{aligned}
 L_{AB} \sin \varphi_2 \cdot \omega_1 + L_{BC} \sin \varphi_{BC} \cdot \omega_2 + L_{CD} \sin \varphi_4 \cdot \omega_3 &= 0 \\
 -L_{AB} \cos \varphi_2 \cdot \omega_1 - L_{BC} \cos \varphi_{BC} \cdot \omega_2 - L_{CD} \cos \varphi_4 \cdot \omega_3 &= 0 \\
 -L_{AB} \sin \varphi_2 \cdot \omega_1 - L_{BF} \sin(\varphi_{BC} + \beta) \cdot \omega_2 + L_{FG} \sin \varphi_5 \cdot \omega_5 &= 0 \\
 L_{AB} \cos \varphi_2 \cdot \omega_2 + L_{BF} \cos(\varphi_{BC} + \beta) \cdot \omega_3 + L_{FG} \cos \varphi_5 \cdot \omega_5 - v_G &= 0
 \end{aligned}$$

La función objetivo es:

$$f_{obj} = v_{G,máx}^2 + v_{G,mín}^2 + f_G + f_{L_{AB}} + f_{\theta_G} + f_c$$

Dónde:

$$f_c = \begin{cases} 0 & , \text{ si } S \text{ se encuentra en el rango} \\ 100 & , \text{ si } S \text{ se encuentra fuera del rango} \end{cases} ; \quad f_{\theta_G} = \begin{cases} 0 & , \text{ si ángulo es menor a } 30^\circ \\ 100 & , \text{ si ángulo es mayor a } 30^\circ \end{cases}$$

¹ En un mecanismo de 4 barras la ley de Grashof se define como: $s + l \leq p + q$, siendo s y l las longitudes mayor y menor y p y q las otras dos dimensiones

$$f_G = \begin{cases} 0, & \text{si se cumple Grashof} \\ 100, & \text{si no se cumple Grashof} \end{cases} ; f_{LAB} = \begin{cases} 0, & \text{si el eslabon } L_{AB} \text{ es el menor} \\ 100, & \text{si el eslabon } L_{AB} \text{ no es el menor} \end{cases}$$

- Reproducción

Con el proceso genético natural y la evaluación de la función objetivo cada individuo después de una generación es más fuerte que la anterior, la síntesis de evolución se genera a partir de una población establecida que contiene en un rango el valor buscado de las variables o genes. Los genes a hallar pueden esquematizarse en un vector llamado cromosoma o individuo:

$$[D_x, D_y, L_{BC}, L_{CD}, L_{BF}, L_{CF}, L_{FG}]$$

El rango de cada variable es el siguiente, donde la primera fila es el límite inferior y la segunda fila es el límite superior.

$$\begin{bmatrix} 57 & 0 & 113 & 57 & 60 & 100 & 100 \\ 280 & 120 & 230 & 170 & 80 & 200 & 200 \end{bmatrix}$$

De estos límites se selecciona aleatoriamente la población inicial que tiene un tamaño de 100 cromosomas de la siguiente manera:

$$x_i = \min(x_i) + c(\max(x_i) - \min(x_i))$$

Donde $\max(x_i)$ y $\min(x_i)$ son los límites de cada gen y c es un operador aleatorio entre $[0, 1]$; así entonces cada gen o variable toma un valor en su respectivo rango, generando un cromosoma; la fortaleza de éste es evaluada por capacidad para minimizar la función objetivo. De esta población inicial se mantienen los 20 cromosomas más fuertes, éstos son usados posteriormente para la operación de cruzamiento. Al finalizar un ciclo de reproducción, cruzamiento y mutación los 20 cromosomas más débiles son eliminados y reemplazados por 20 nuevos creados también aleatoriamente.

- Cruzamiento

Esta operación modifica los 80 cromosomas más débiles obtenidos de la evaluación de la función objetivo en la función de reproducción, esta modificación se realiza gen a gen de manera aleatoria de la siguiente manera:

$$x_{j,k,new} = if(random < 0.4, x_{j,3,new})$$

$$if(random < 0.3, x_{j,2,new}); if(random < 0.2, x_{j,1,new}); if(random > 0.4, x_{j,k,old})$$

Donde el gen del cromosoma en cuestión es modificado solo si el operador de aleatoriedad que se encuentra entre [0,1] es menor a 0,4 significa entonces que cada gen tiene 40% de probabilidades de ser cruzado. Si el factor de aleatoriedad está entre 0,3 y 0,4 el cruzamiento se realiza con el 3 cromosoma más fuerte; si está entre 0,2 y 0,3 el cruzamiento se efectúa con el 2 cromosoma más fuerte y si por el contrario está entre 0 y 0,2 se realiza con el cromosoma más fuerte.

- Mutación

La mutación es una operación en la cual los genes de los cromosomas varían su valor dentro de los límites definidos para el gen, la mutación se realizó de la siguiente manera: para que un gen de un cromosoma mute, se genera un operador de aleatoriedad que se encuentra entre [0,1] si este operador tiene un valor menor a 0,4 entonces el gen muta dependiendo de un delta que se calcula con una constante pequeña que hace que la mutación sea controlada, este delta se multiplica por la diferencia entre el gen viejo y un gen nuevo generado aleatoriamente dentro de los límites, luego el gen nuevo es obtenido mediante la suma del gen viejo con la multiplicación del delta hallado junto con la diferencia del operador aleatorio y 0,2 . Posteriormente si los genes sobrepasan los límites superior o inferior del rango de cada gen, éste es reemplazado por el límite más cercano.

$$if(random < 0.4); \Delta = 0.001 * (x_{j,k,new} - x_{j,k,old})$$

$$x_{j,k,new} = x_{j,k,old} + \Delta * (random - 0,25)$$

$$if(x_{j,k,new} > limsup); x_{j,k,new} = limsup; if(x_{j,k,new} < liminf); x_{j,k,new} = liminf$$

Toda esta operación está reservada solo para los 99 cromosomas más débiles, es decir el cromosoma más fuerte se deja intacto. Este método evolutivo necesita una

cantidad de iteraciones a fin de que la respuesta de mejores características sea encontrada mediante la repetición de las operaciones seleccionadas (reproducción, cruzamiento y mutación). El número de iteraciones para encontrar el mecanismo de RCV fue fijado en 100 000. En el anexo B, se encuentra el código de programación utilizado para hallar la respuesta del mecanismo de RCV.

2.5 RESULTADOS DE LA OPTIMIZACIÓN DEL MECANISMO POR MEDIO DE ALGORITMOS GENÉTICOS Y SELECCIÓN

Los resultados arrojados de la optimización hecha en MATLAB R2014a se muestran a continuación en mm. El mecanismo fue evaluado según criterios geométricos y cinemáticos.

$$D_x = 165,7 ; D_y = 96,5 ; L_{BC} = 138,45 ; L_{CD} = 139,5 ;$$

$$L_{BF} = 79 ; L_{CF} = 177,972 ; L_{FG} = 154$$

$$L_{AB} = 56,6 \text{ mm}$$

- Relación R/L

La relación lambda $\lambda=R/L$ es la relación la longitud de biela y el radio del cigüeñal.

$$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{L_{AB}}{L_{FG}} = \frac{56,6}{154} = 0,367$$

La cual está por encima de los valores recomendados por Romero [30] de automóviles y tractores, esto dado la disminución de la longitud de la biela, el riesgo de atascamiento es entonces compensado por la trayectoria de la junta F que no realiza un amplio desplazamiento hacia la derecha en altas relaciones de compresión (función objetivo del algoritmo genético).

- Velocidad media del pistón

Según Romero [30] la frecuencia de rotación nominal (N) para motores diésel de combustibles múltiples debe estar entre 1500 y 3000 rpm. Los motores de combustibles como la gasolina trabajan a frecuencias nominales de rotación

mayores. El motor Petter PJ1 [25] trabaja a una velocidad de rotación máxima de 2000 rpm, sin embargo, como el mecanismo de RCV tiene una carrera larga se toma N=3000 rpm como la nominal para el diseño del mecanismo (RC máxima). La estabilidad al desgaste y la longevidad del motor se determinan por la velocidad media del pistón, las cargas mecánicas y térmicas, las propiedades de los materiales empleados [30]. La velocidad media está definida de la siguiente manera:

$$V_m = \frac{SN}{30}$$

Tabla 3. Velocidad media del pistón para el mecanismo RCV en las diferentes RC.

RC	17,47	17,00	16,01	15,01	13,99	13,00	11,99	11,01
N (rpm)	2000	2000	2100	2200	2300	2400	2400	2500
v_m (m/s)	11,53	11,66	12,47	13,26	14,03	14,76	14,85	15,50

En la tabla 3 se muestran los valores recomendados de velocidades de rotación del motor para tener velocidades medias dentro de los rangos recomendados; para motores diésel de varios combustibles los valores máximos de la V_m están entre 9m/s y 12m/s pero teniendo en cuenta que el motor además de diferentes combustibles diésel también deberá trabajar con combustibles como gasolina, los valores de V_m son de 8m/s a 15m/s para motores de gasolina con carga. Las velocidades medias del mecanismo RCV son mayores debido sus largas carreras.

- Posición, Velocidad, Aceleración y Sobre aceleración del pistón

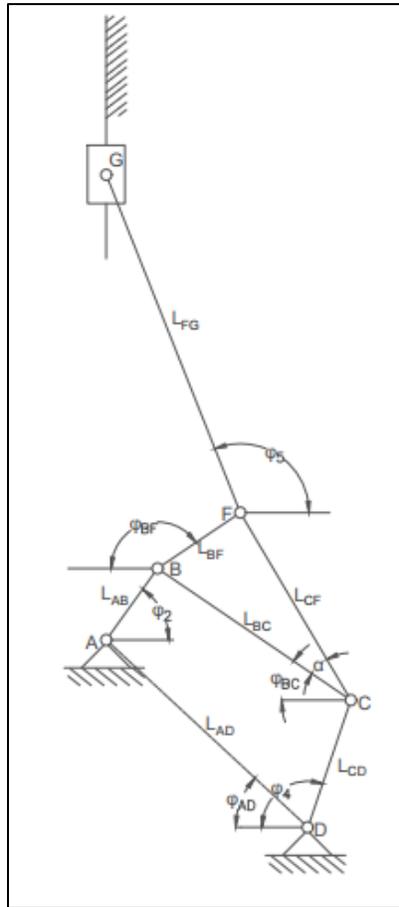
Variables como posición, velocidad y aceleración son determinantes a la hora de caracterizar un mecanismo y su funcionamiento, igualmente la sobre aceleración o cambio a través del tiempo de la aceleración, ésta variable indica los impulsos a los que está sometido el mecanismo en su funcionamiento, un comportamiento no acentuado de esta derivada puede causar elevadas sollicitaciones de esfuerzo en los eslabones que los pueden conducir al fallo.

El cálculo de la posición, velocidad, aceleración y sobre aceleración del mecanismo RCV se realizó de acuerdo a su clasificación por grupos de Assur. Para el primer grupo de la manivela o cigüeñal el desarrollo es el siguiente:

Posición: El centro del cigüeñal o junta cinemática A mantiene su posición fija durante el funcionamiento del mecanismo, la junta cinemática B describe un movimiento circular alrededor de A.

$$X_A = 0 ; Y_A = 0 ; X_B = L_{AB} \cos \varphi_2 ; Y_B = L_{AB} \sin \varphi_2$$

Figura 12. Mecanismo de RCV para cinemática



Velocidad: Derivando las ecuaciones de posición de la junta cinemática B respecto al tiempo se obtienen las componentes de la velocidad, como la velocidad angular del cigüeñal es constante e igual a 3000 rpm, la velocidad de la junta en B va a tener la misma magnitud.

$$V_{B_x} = L_{AB} \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 ; V_{B_y} = L_{AB} \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2$$

$$V_B = \sqrt{(V_{B_x})^2 + (V_{B_y})^2}$$

Aceleración: Derivando las ecuaciones de velocidad de la junta cinemática B, se obtienen las componentes de la aceleración en el punto B, debido a que la velocidad angular $\dot{\varphi}_2$ del cigüeñal es constante, la aceleración angular del mismo es igual a 0.

$$a_{B_x} = L_{AB} \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2^2 + L_{AB} \sin \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 = 0 ; a_{B_y} = -L_{AB} \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2^2 + L_{AB} \cos \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 = 0$$

$$a_B = \sqrt{(a_{B_x})^2 + (a_{B_y})^2}$$

El cálculo de posición, velocidad, aceleración y sobre aceleración del pistón se halló mediante la solución del mecanismo de RCV, el cual se realizó definiendo una matriz de coordenadas dependientes e independientes de acuerdo con las ecuaciones de enlace o cierre de los grupos de Assur, es necesario rehacer estas ecuaciones pues difieren de las ecuaciones de enlace en el uso de la longitud L_{DE} .

Sea la matriz $\Phi(q, t)$ de ecuaciones de enlace geométrico, donde q es el vector de variables de posición; Φ_q una matriz de derivadas parciales con respecto a cada una de las variables q, y Φ_t una matriz de derivadas parciales con respecto al tiempo:

$$\Phi(q, t) = \begin{Bmatrix} \Phi_1(q_1, q_2, \dots, q_n) \\ \Phi_2(q_1, q_2, \dots, q_n) \\ \vdots \\ \Phi_m(q_1, q_2, \dots, q_n) \end{Bmatrix} = 0 \quad \Phi_q = \begin{Bmatrix} \frac{\partial \Phi_1}{\partial q_1} & \dots & \frac{\partial \Phi_1}{\partial q_n} \\ \frac{\partial \Phi_2}{\partial q_1} & \dots & \frac{\partial \Phi_2}{\partial q_n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial \Phi_m}{\partial q_1} & \dots & \frac{\partial \Phi_m}{\partial q_n} \end{Bmatrix} \quad \Phi_t = \begin{Bmatrix} \frac{\partial \Phi_1}{\partial t} \\ \vdots \\ \frac{\partial \Phi_m}{\partial t} \end{Bmatrix}$$

Dado que la primera derivada de $\Phi(q, t)$ con respecto al tiempo es:

$$\frac{\partial \Phi(q, t)}{\partial t} = 0 ; \quad \frac{\partial \Phi(q, t)}{\partial t} = \frac{\partial \Phi}{\partial q} \dot{q} + \frac{\partial \Phi}{\partial t} = 0 ; \quad \Phi_q \dot{q} + \Phi_t = 0$$

Solucionando este sistema de ecuaciones se puede obtener la velocidad para un instante dado. Un método para dar solución a este sistema de ecuaciones es la partición del conjunto de velocidades generalizadas \dot{q} en velocidades generalizadas dependientes \dot{q}^d e independientes \dot{q}^i de la siguiente manera:

$$\Phi_q \dot{q} + \Phi_t = 0 ; \quad [\Phi_q^i | \Phi_q^d] \begin{bmatrix} \dot{q}^i \\ \dot{q}^d \end{bmatrix} + \Phi_t = 0$$

$$\phi_q^i \dot{q}^i + \phi_q^d \dot{q}^d = -\phi_t ; \quad \dot{q}^d = -[\phi_q^d]^{-1} [\phi_t + \phi_q^i \dot{q}^i]$$

La matriz ϕ_q^d debe ser cuadrada, para la aceleración y para la sobre aceleración se procede de igual manera, obteniendo:

$$\ddot{q}^d = -[\phi_q^d]^{-1} [\phi_t + \phi_q^i \dot{q}^i + \phi_q^i \ddot{q}^i] ; \quad \frac{\partial \ddot{q}^d}{\partial t} = -[\phi_q^d]^{-1} [\phi_t^i \ddot{q}^i + 2\phi_q^i \dot{q}^i + \phi_q^i \ddot{q}^i]$$

Las ecuaciones de enlace geométrico para el mecanismo de RCV son:

$$\begin{aligned} L_{AB} \cos \varphi_2 + L_{BC} \cos \varphi_{BC} + L_{CD} \cos \varphi_4 - L_{AD} \cos \varphi_{AD} &= 0 \\ L_{AB} \sin \varphi_2 - L_{BC} \sin \varphi_{BC} - L_{CD} \sin \varphi_4 + L_{AD} \sin \varphi_{AD} &= 0 \\ L_{AB} \cos \varphi_2 + L_{BF} \cos \varphi_{BF} - L_{FG} \cos \varphi_5 &= 0 \\ L_{AB} \sin \varphi_2 + L_{BF} \sin \varphi_{BF} + L_{FG} \sin \varphi_5 - Y_G &= 0 \end{aligned}$$

Del eslabón terciario se puede decir (ver figura 12):

$$\begin{aligned} L_{BF} \cos \varphi_{BF} &= L_{BC} \cos \varphi_{BC} - L_{CF} \cos(\varphi_{BC} + \alpha) \\ L_{BF} \sin \varphi_{BF} &= L_{CF} \sin(\varphi_{BC} + \alpha) - L_{BC} \sin \varphi_{BC} \end{aligned}$$

Agrupando este sistema de ecuaciones se obtiene la matriz $\phi(q, t) = 0$

$$\begin{bmatrix} L_{AB} \cos \varphi_2 & L_{BC} \cos \varphi_{BC} & L_{CD} \cos \varphi_4 & 0 & 0 & 0 & -L_{AD} \cos \varphi_{AD} \\ L_{AB} \sin \varphi_2 & -L_{BC} \sin \varphi_{BC} & -L_{CD} \sin \varphi_4 & 0 & 0 & 0 & L_{AD} \sin \varphi_{AD} \\ L_{AB} \cos \varphi_2 & 0 & 0 & L_{BF} \cos \varphi_{BF} & -L_{FG} \cos \varphi_5 & 0 & 0 \\ L_{AB} \sin \varphi_2 & 0 & 0 & L_{BF} \sin \varphi_{BF} & L_{FG} \sin \varphi_5 & -Y_G & 0 \end{bmatrix}$$

Reemplazando las igualdades para el eslabón 4 en la matriz, se tiene:

$$\begin{bmatrix} L_{AB} \cos \varphi_2 & L_{BC} \cos \varphi_{BC} & L_{CD} \cos \varphi_4 & 0 & 0 & 0 & -L_{AD} \cos \varphi_{AD} \\ L_{AB} \sin \varphi_2 - L_{BC} \sin \varphi_{BC} - L_{CD} \sin \varphi_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -L_{AD} \sin \varphi_{AD} \\ L_{AB} \cos \varphi_2 & 0 & 0 & L_{BC} \cos \varphi_{BC} - L_{CF} \cos(\varphi_{BC} + \alpha) - L_{FG} \cos \varphi_5 & 0 & 0 & 0 \\ L_{AB} \sin \varphi_2 & 0 & 0 & L_{CF} \sin(\varphi_{BC} + \alpha) - L_{BC} \sin \varphi_{BC} & L_{FG} \sin \varphi_5 & -Y_G & 0 \end{bmatrix}$$

Para la matriz ϕ_q la variable φ_2 como variable independiente, es decir las demás variables dependen del cambio de ésta, así entonces:

$$q = \begin{bmatrix} q^i \\ q^d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varphi_2 \\ \varphi_{BC} \\ \varphi_4 \\ \varphi_5 \\ Y_G \end{bmatrix} \rightarrow \dot{q} = \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_2 \\ \dot{\varphi}_{BC} \\ \dot{\varphi}_4 \\ \dot{\varphi}_5 \\ V_G \end{bmatrix} \rightarrow \ddot{q} = \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_{BC} \\ \ddot{\varphi}_4 \\ \ddot{\varphi}_5 \\ A_G \end{bmatrix} \rightarrow \ddot{q} = \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_{BC} \\ \ddot{\varphi}_4 \\ \ddot{\varphi}_5 \\ Sa_G \end{bmatrix}$$

Considerando que $\phi_t = 0$, y por tanto $\dot{\phi}_t = 0$, y que la manivela se mueve a velocidad angular constante entonces $\dot{\theta}_1 = 0$, la matriz jacobiana $\phi_q = [\phi_q^i | \phi_q^d]$ queda entonces:

$$\begin{bmatrix} -L_{AB} \sin \varphi_2 & -L_{BC} \sin \varphi_{BC} & -L_{CD} \sin \varphi_4 & 0 & 0 \\ L_{AB} \cos \varphi_2 & -L_{BC} \cos \varphi_{BC} & -L_{CD} \cos \varphi_4 & 0 & 0 \\ -L_{AB} \sin \varphi_2 & L_{CF} \sin(\varphi_{BC} + \alpha) - L_{BC} \sin \varphi_{BC} & 0 & L_{FG} \sin \varphi_5 & 0 \\ L_{AB} \cos \varphi_2 & L_{CF} \cos(\varphi_{BC} + \alpha) - L_{BC} \cos \varphi_{BC} & 0 & L_{FG} \cos \varphi_5 & -1 \end{bmatrix}$$

La solución de este sistema $\dot{q}^d = -[\phi_q^d]^{-1}[\phi_q^i \dot{q}^i]$ resulta en las magnitudes de las velocidades angulares $\dot{\varphi}_{BC}$, $\dot{\varphi}_4$, $\dot{\varphi}_5$ y la velocidad del pistón V_G . La matriz $\dot{\phi}_q$ derivada de ϕ_q queda entonces:

$$\begin{bmatrix} -L_{AB} \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 & -L_{BC} \cos \varphi_{BC} \dot{\varphi}_{BC} & -L_{CD} \cos \varphi_4 \dot{\varphi}_4 & 0 & 0 \\ -L_{AB} \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 & L_{BC} \sin \varphi_{BC} \dot{\varphi}_{BC} & L_{CD} \sin \varphi_4 \dot{\varphi}_4 & 0 & 0 \\ -L_{AB} \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 & L_{CF} \cos(\varphi_{BC} + \alpha) \dot{\varphi}_{BC} - L_{BC} \cos \varphi_{BC} \dot{\varphi}_{BC} & 0 & L_{FG} \cos \varphi_5 \dot{\varphi}_5 & 0 \\ -L_{AB} \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 & -L_{CF} \sin(\varphi_{BC} + \alpha) \dot{\varphi}_{BC} + L_{BC} \sin \varphi_{BC} \dot{\varphi}_{BC} & 0 & -L_{FG} \sin \varphi_5 \dot{\varphi}_5 & 0 \end{bmatrix}$$

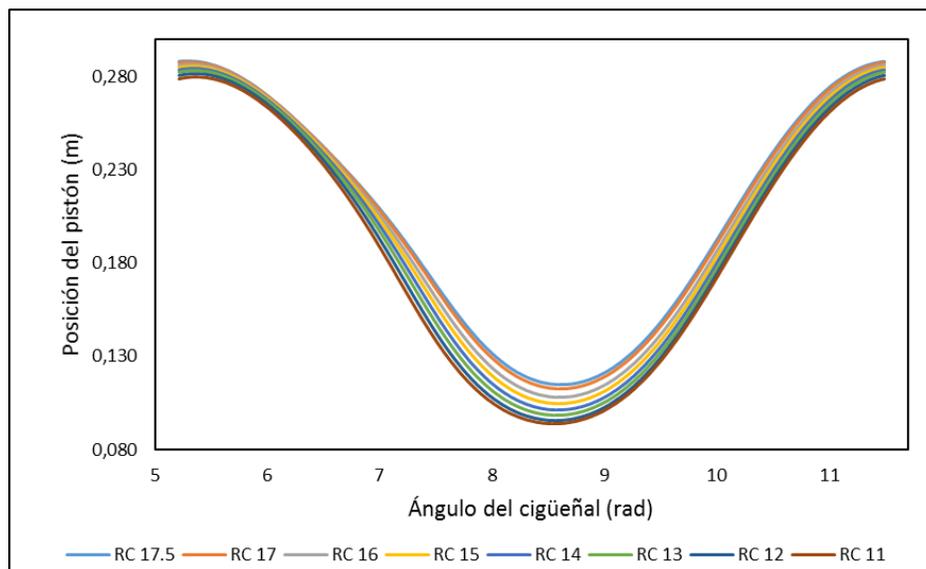
La solución de este sistema $\ddot{q}^d = -[\phi_q^d]^{-1}[\dot{\phi}_q^i \dot{q}^i]$ resulta en las magnitudes de las aceleraciones angulares $\ddot{\varphi}_{BC}$, $\ddot{\varphi}_4$, $\ddot{\varphi}_5$ y la aceleración del pistón A_G . La matriz $\ddot{\phi}_q$ segunda derivada de ϕ_q queda entonces:

$$\begin{bmatrix} L_{AB} \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2^2 & -L_{BC} \cos \varphi_{BC} \ddot{\varphi}_{BC} + L_{BC} \sin \varphi_{BC} \dot{\varphi}_{BC}^2 \\ -L_{AB} \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2^2 & L_{BC} \sin \varphi_{BC} \ddot{\varphi}_{BC} + L_{BC} \cos \varphi_{BC} \dot{\varphi}_{BC}^2 \\ L_{AB} \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2^2 & (L_{BC} \cos \varphi_{BC} + L_{CF} \cos(\varphi_{BC} + \alpha)) \ddot{\varphi}_{BC} + (L_{BC} \sin \varphi_{BC} - L_{CF} \sin(\varphi_{BC} + \alpha)) \dot{\varphi}_{BC}^2 \\ -L_{AB} \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2^2 & (L_{BC} \sin \varphi_{BC} - L_{CF} \sin(\varphi_{BC} + \alpha)) \ddot{\varphi}_{BC} + (L_{BC} \cos \varphi_{BC} - L_{CF} \cos(\varphi_{BC} + \alpha)) \dot{\varphi}_{BC}^2 \\ \\ -L_{CD} \cos \varphi_4 \ddot{\varphi}_4 + L_{CD} \sin \varphi_4 \dot{\varphi}_4^2 & 0 & 0 \\ L_{CD} \sin \varphi_4 \ddot{\varphi}_4 + L_{CD} \cos \varphi_4 \dot{\varphi}_4^2 & 0 & 0 \\ 0 & +L_{FG} \cos \varphi_5 \ddot{\varphi}_5 - L_{FG} \sin \varphi_5 \dot{\varphi}_5^2 & 0 \\ 0 & -L_{FG} \sin \varphi_5 \ddot{\varphi}_5 - L_{FG} \cos \varphi_5 \dot{\varphi}_5^2 & 0 \end{bmatrix}$$

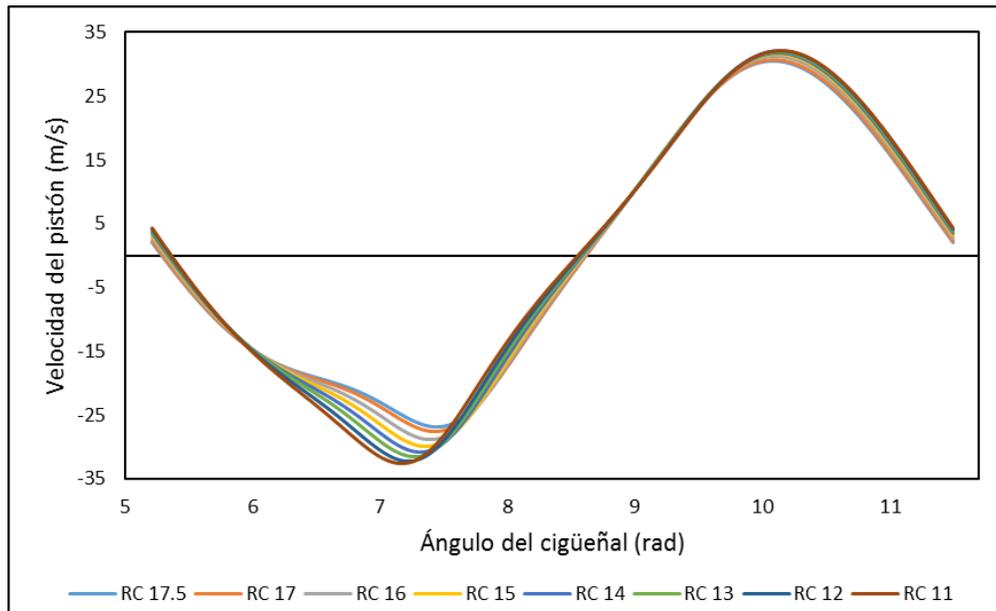
La solución de este sistema $\ddot{q}^d = -[\phi_q^d]^{-1} [2\dot{\phi}_q \dot{q} + \ddot{\phi}_q q]$ resulta en las magnitudes de las sobre aceleraciones $\ddot{\varphi}_{BC}, \ddot{\varphi}_4, \ddot{\varphi}_5$ y la sobre aceleración del pistón Sa_G . En el anexo C, se encuentra el código de programación utilizado para el desarrollo de la cinemática del mecanismo de RCV.

La figura 13 muestra los resultados de posición, velocidad, aceleración y sobre aceleración del pistón para el mecanismo de RCV en todas sus RC. En la figura 13 d se muestra el comportamiento de la sobre aceleración el cual se observa no tiene discontinuidades o saltos bruscos.

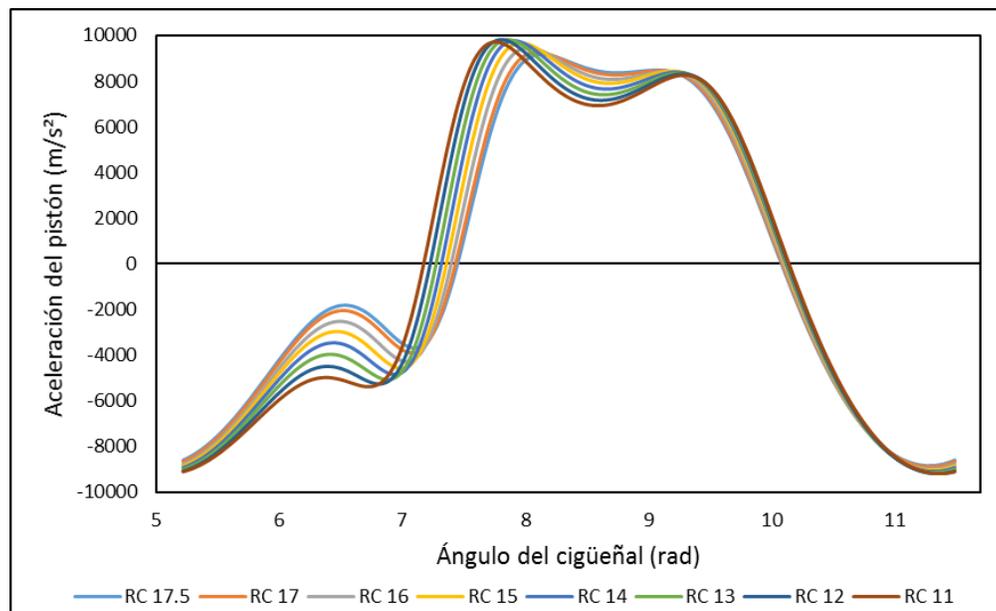
Figura 13. Comportamiento cinemático del pistón en el mecanismo RCV. **a)** Posición **b)** Velocidad **c)** Aceleración **d)** Sobre aceleración



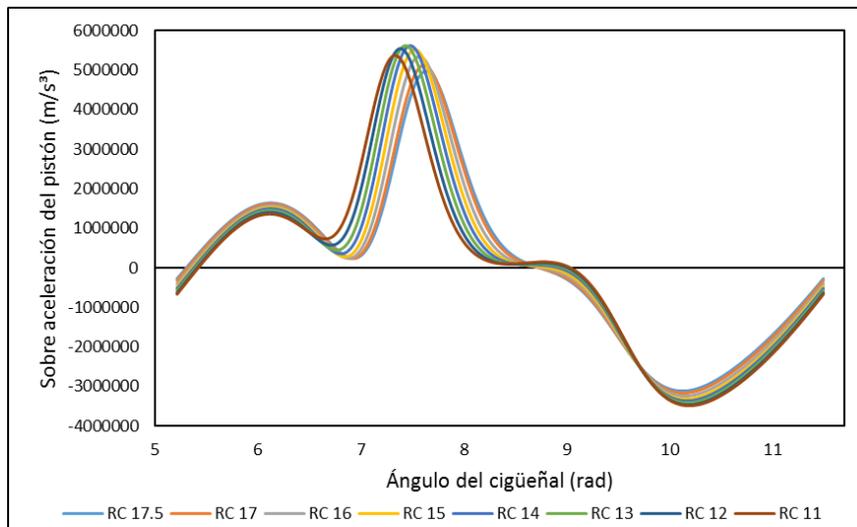
a)



b)



c)

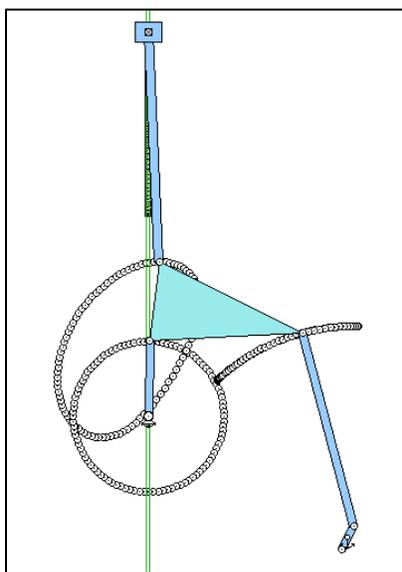


d)

- Espacio de trabajo del mecanismo

Utilizando el programa WORKING MODEL se constató el espacio requerido para el funcionamiento del mecanismo. En la figura 14 se pueden observar las trayectorias que realizan las juntas cinemáticas, en la interfaz del programa se realizó la verificación de que las trayectorias de las juntas cinemáticas no chocaran con el bloque del motor; de igual manera se verificó que el eslabón de control realizara su desplazamiento oscilatorio a través de la ventana de 232 mm de altura en el bloque.

Figura 14. Trayectoria juntas cinemáticas mecanismo RCV



2.6 RANGO DE VARIACIONES DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN PARA EL MECANISMO RCV

Para el mecanismo de RCV se realizó el cálculo del rango de variación de la RC al que puede someterse, esto cambiando la posición angular del eslabón L_{DE} (medida desde la vertical en sentido anti-horario).

Para realizar el cálculo de la relación de compresión correspondiente al ángulo de control del eslabón L_{DE} se utilizaron los programas SOLID WORKS y EXCEL 2016, con el primero se hallaron los PMS y PMI que correspondían a la RC buscada, esto definiendo un volumen de cámara inicial en la RC más alta; con el segundo se hicieron los cálculos para hallar la RC.

Obtenido el PMS y PMI, la carrera del pistón resulta de la resta de estos valores

$$s = (PMS - PMI)$$

El volumen de la carrera (V_{carr}) es la carrera del pistón multiplicada por el área del mismo (A_p).

$$V_{carr} = \left(\frac{s}{1000}\right) A_p$$

Siendo el área del pistón

$$A_p = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} 96,902^2 = 7374,89 \text{ mm}^2$$

El volumen inicial de la cámara V_{cam} está definido por la altura de cámara $h_{cam} = 10,5 \text{ mm}$, este volumen es válido sólo para para la RC más alta del mecanismo.

$$V_{cam} = h_{cam} * A_p = 10,5 \text{ mm} * 7374,89 \text{ mm}^2 = 0,0000589 \text{ m}^3$$

El volumen de la cámara (V_{cam}) cambia a medida que la RC decrece, a el V_{cam} inicial se suma el volumen de la diferencia causada por la disminución de cada PMS respecto al PMS de la RC más alta. Por ejemplo, el volumen de la cámara para la RC de 16 es igual a:

$$V_{cam,RC=16} = V_{cam} + [(PMS_{RC=17,47} - PMS_{RC=16})A_p]/1000$$

La RC se obtiene de la siguiente manera:

$$RC = \frac{V_{carr} + V_{cam}}{V_{cam}}$$

En la tabla 4 se observa el comportamiento del mecanismo a través del cambio del ángulo del control; la disminución de este ángulo propicia los cambios del PMS y PMI que a su vez realizan el cambio en el volumen de la carrera y cámara, estos finalmente efectúan el cambio de la RC. La tendencia de la carrera efectuada por el pistón es aumentar su valor a medida que disminuye el ángulo de control.

Los ángulos de control encontrados serán cada uno de los puntos de variación para el funcionamiento del mecanismo, esto dependiendo del combustible a utilizar.

Tabla 4. Cálculo de diferentes RC para el mecanismo de RCV

RC	17,47	17,00	16,01	15,01	13,99	13,00	11,99	11,01
ÁNGULO DE LE (°)	90,0	86,5	80,0	74,0	68,0	62,0	55,5	48,5
PMS (mm)	287,934	287,503	286,561	285,530	284,353	283,054	281,546	279,871
PMI (mm)	114,952	112,61	108,381	104,722	101,404	98,513	95,943	93,889
CARRERA (mm)	172,982	174,893	178,180	180,808	182,949	184,541	185,603	185,982
VCARRERA (m³)	0,001276	0,001290	0,001314	0,001333	0,001349	0,001361	0,001369	0,001372
VCÁMARA (m³)	0,000077	0,000081	0,000088	0,000095	0,000104	0,000113	0,000125	0,000137

2.7 DISEÑO PREVIO Y MODELADO DE LOS ESLABONES

Para continuar con el estudio del mecanismo de RCV fue imperativo realizar un acercamiento a las formas de los eslabones para verificar la inexistencia de interferencia entre ellos, además de generar una aproximación al mecanismo controlador de la variación de la RC de forma manual o vislumbrar la posibilidad de ejercer control sobre él de manera electrónica.

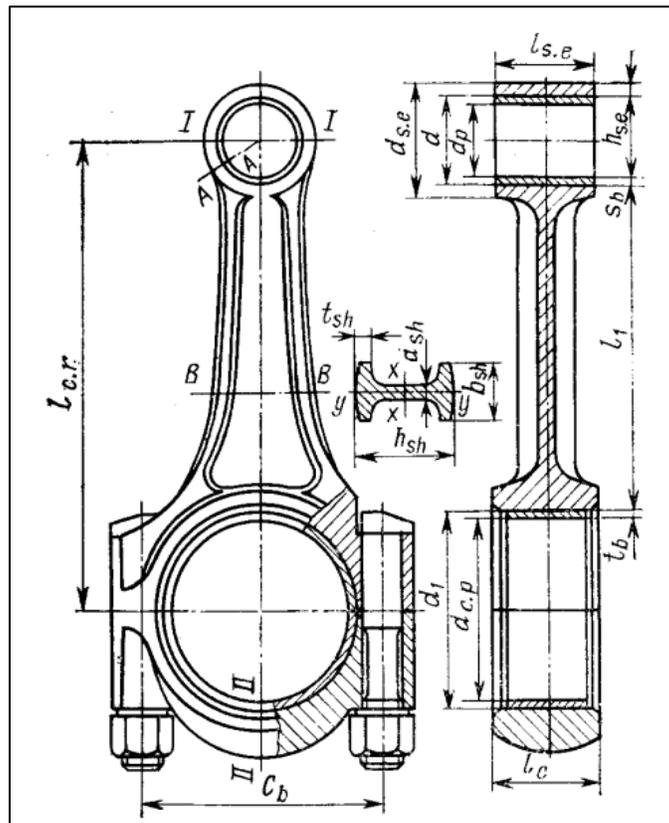
2.7.1 Acercamiento eslabones

No todos los eslabones del mecanismo de RCF del motor Petter PJ1 fueron cambiados o rediseñados para ser adaptados al mecanismo de RCV, el único eslabón que cambia completamente es la biela, además del eslabón terciario y de control que son los nuevos añadidos al mecanismo.

- Biela

Kolchin [31] presenta el siguiente procedimiento para diseñar la geometría de la biela, sin embargo existen algunos parámetros de la misma que siguen sujetos a las dimensiones dadas para el motor Petter PJ1 estas se encuentran en la terminación pequeña de la biela y son el diámetro del bulón y el espesor de la sección alojada en el pistón; a su vez la terminación grande no podrá ser ni igual ni cercano al diámetro del cigüeñal debido a la distancia dada para la longitud $L_{BF} = 79 \text{ mm}$. En su eslabón terciario Nissan [32] utiliza un orificio en la terminación grande de la biela más pequeño que el orificio para el cigüeñal.

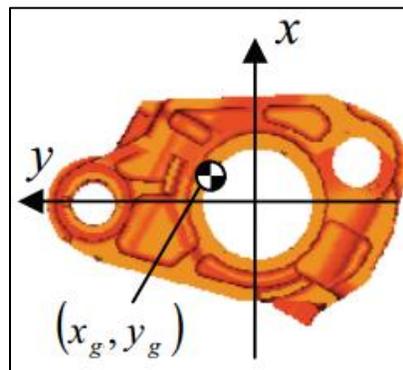
Figura 15. Dimensiones de la biela



Fuente: *Design of automotive engines* [31]

La terminación pequeña de la biela está diseñada para: proporcionar suficiente resistencia a la sección I-I cuando las cargas por las fuerzas inerciales alcanzan sus valores máximos con el motor operando a su máxima velocidad y en vacío; además para soportar la presión que hace el buje; también para proveer suficiente resistencia a la fatiga en la sección A-A que soporta las fuerzas inerciales, del gas y del buje.

Figura 16. Eslabón terciario motor Nissan RCV



Fuente: *A study concerning booming noise of a multi-link type variable compression ratio engine* [32]

Definida la terminación pequeña de la biela se procede a calcular la sección en I de la misma:

$$d_e = (1,3 - 1,65)d_p, \text{ con } d_p = 30 \text{ mm}$$

d_p el diámetro del orificio de la terminación pequeña

Sustituyendo

$$d_e = 1,65 * 30 \text{ mm} = 50 \text{ mm}$$

Además

$$t_{sh} = 0,1d_{cp}, \text{ con } d_{cp} = (0,56 - 0,75)D = 0,65 * 96,902 = 62,98 \text{ mm} \approx 63 \text{ mm}$$

D es igual al diámetro del pistón 96,902 mm

$$t_{sh} = 0,1 * 63 = 6,3 \text{ mm} \approx 6 \text{ mm}$$

Tabla 5. Dimensiones de la sección B-B de la biela

Dimensión	Motores de carburador	Motores diésel
h_{shmin}	$(0,50-0,55)d_e$	$(0,50-0,55)d_e$
h_{sh}	$(1,2-1,4)h_{shmin}$	$(1,2-1,4)h_{shmin}$
b_{sh}	$(0,50-0,60)h_{sh}$	$(0,55-0,75)h_{sh}$
$a_{sh} \approx t_{sh}$	$(2,5-4,0) \text{ mm}$	$(4,0-7,5) \text{ mm}$

Fuente: *Design of automotive engines* [31]

La tabla 5 muestra los rangos recomendados por Kolchin [31] para las dimensiones de la sección B-B, considerando que el mecanismo de RCV debe soportar fuerzas producidas por RC altas como para diésel al igual que fuerzas debidas a una RC baja como para gasolina, se acotan nuevamente los rangos propuestos para que sean funcionales para ambas configuraciones.

$$h_{shmin} = 0,52 * 50 \text{ mm} = 26 \text{ mm}$$

$$h_{sh} = 1,3 * 26 \text{ mm} = 33,8 \text{ mm} \approx 34 \text{ mm}$$

$$b_{sh} = (0,55 - 0,60)h_{sh} = 0,58 * 34 \text{ mm} = 19,72 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}$$

$$a_{sh} \approx t_{sh} = 6 \text{ mm}$$

Definida entonces la sección del cuerpo de la biela, para la terminación faltante se asume un orificio de diámetro igual a la terminación pequeña; el resultado se observa en la figura 17.

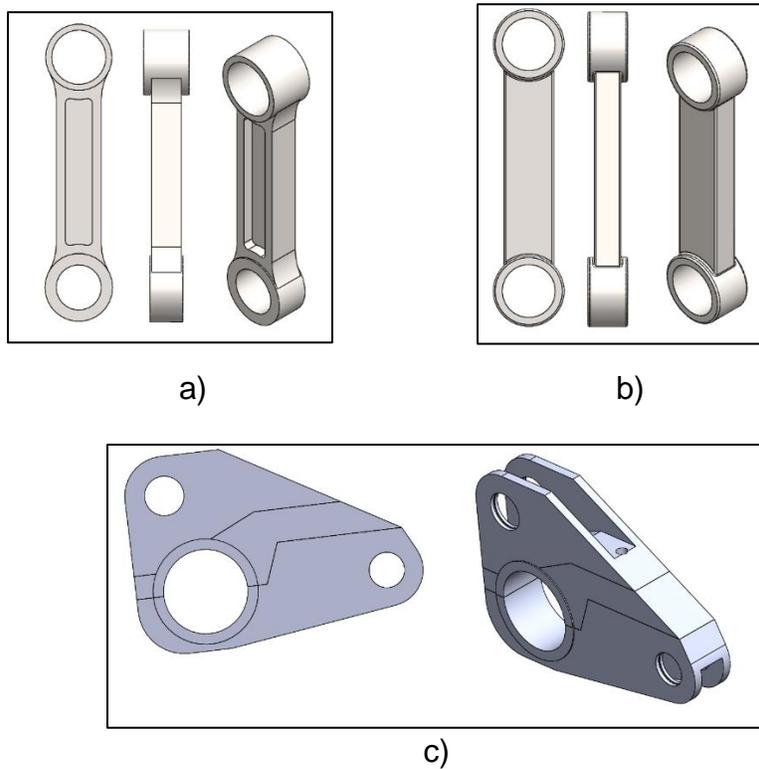
- Eslabón de control

Este eslabón guarda similitud de forma con la biela, sus dos terminaciones tienen diámetros similares.

- Eslabón terciario

Este eslabón tiene definido además de las distancias entre orificios, el diámetro del orificio para el cigüeñal y biela; el orificio conectado al eslabón de control guarda relación con el de la biela puesto que la forma del eslabón de control se asemeja a una biela con dos terminaciones pequeñas, sin embargo, se asume más pequeño debido a la terminación aguda de la arista.

Figura 17. Eslabones a) Biela b) Control c) Terciario



2.7.2 Adecuación mecanismo

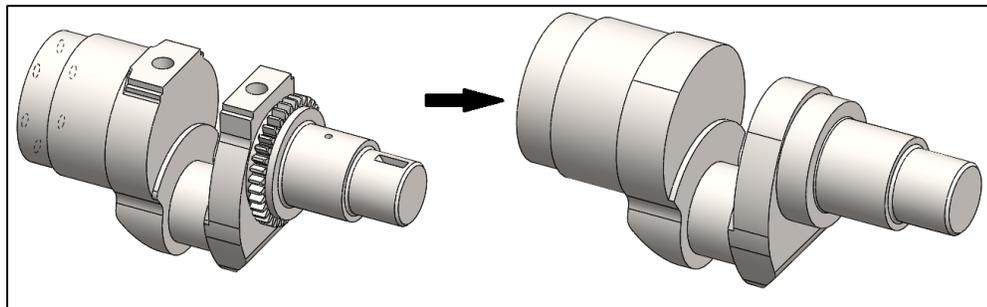
El mecanismo de RCV con sus eslabones fue modelado para verificar su funcionamiento y las variaciones de RC.

- Modelado en SOLID WORKS

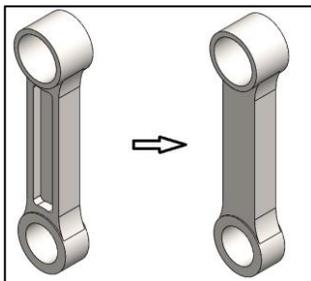
El paso previo a la construcción fue el modelado de los eslabones simplificados, es decir: pistón sin cavidad superior y sin ranuras para anillos, cigüeñal sin engranaje ni orificios adicionales, para la biela se simplificó la sección en I del cuerpo.

El eslabón terciario y el eslabón de control mantuvieron sus formas originales.

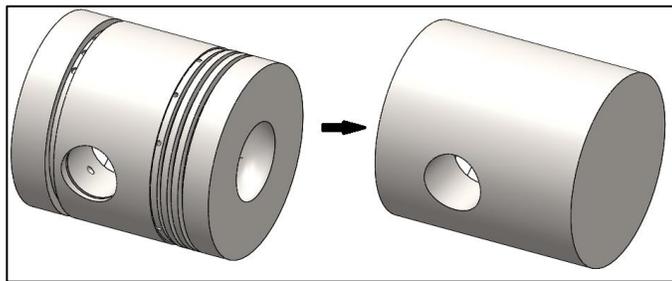
Figura 18. Simplificación eslabones a) Cigüeñal b) Biela c) Pistón



a)



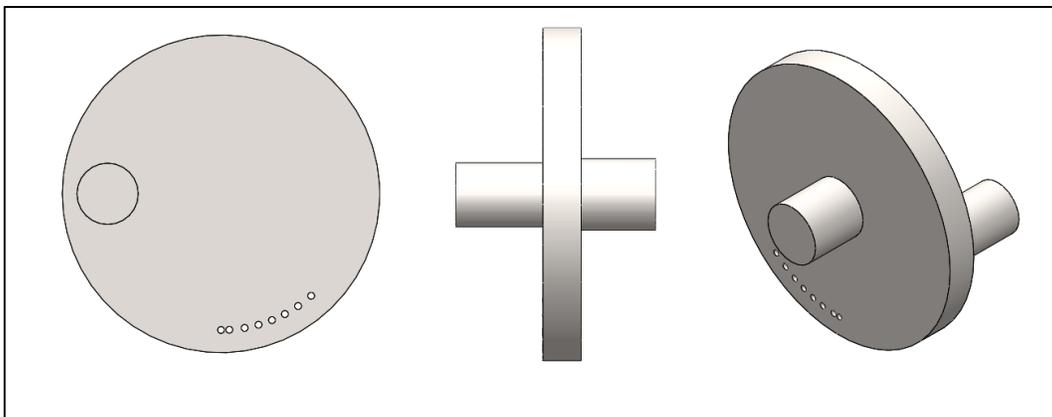
b)



c)

Además de las modificaciones realizadas a estos eslabones, fue necesario además crear uno con el cual se pudiera realizar la variación de la RC, este debía estar unido al eslabón de control y el bastidor o bloque.

Figura 19. Eslabón controlador



3. DINÁMICA DEL MECANISMO DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE

El análisis de las fuerzas que actúan en el mecanismo es indispensable para calcular la resistencia mecánica de las piezas del motor y para determinar las cargas sobre los cojinetes. Sobre el mecanismo de RCV actúan fuerzas debidas a los gases en la cámara de combustión, fuerzas inerciales de las masas en movimiento y rozamiento entre los eslabones que genera fuerzas de fricción. En un ciclo de trabajo los valores y direcciones de estas fuerzas cambian a medida que cambia el ángulo de giro del cigüeñal. Para comprender su comportamiento es necesario realizar los cálculos para dos giros del cigüeñal [30]. En este capítulo con el fin de realizar el cálculo de los eslabones a resistencia y fatiga, se determinan las fuerzas que actúan sobre el mecanismo de RCV debido a los gases, al movimiento de las masas del mecanismo y las reacciones causadas en las juntas cinemáticas.

3.1 FUERZAS DEBIDO A LA PRESIÓN DE LOS GASES

Los MCI transforman en trabajo mecánico el calor producido de la quema de combustible y comburente ocurrida en su interior. Esta quema genera cambios en los valores de presión, volumen y temperatura. La fuerza ejercida sobre el área del pistón debido a la presión del gas se sustituye con una fuerza vertical que actúa a lo largo del eje del cilindro y se aplica al bulón pistón - biela.

3.1.1 Presión de los gases

Para realizar el cálculo de las presiones en la cámara de combustión se utilizaron los programas SICICLO 10 y EXCEL 2016; el caso de estudio fue el que recibe fuerzas de mayor magnitud $RC = 17,47$ y combustible diésel, aunque este combustible tiene un poder calorífico menor que la gasolina, alcanza mayores presiones por la compresión dentro de la cámara de combustión sin causar auto ignición, además, su naturaleza hace que el quemado se realice más lentamente que la gasolina por lo que genera así un mayor par de salida.

SICICLO 10 [33] es un programa desarrollado por la Universidad Politécnica de Valencia que simula mediante modelos predictivos el comportamiento de un MCI de 4 tiempos según los parámetros indicados. La tabla 6 muestra los parámetros introducidos al programa. En el anexo D se encuentran las variables introducidas al programa y sus respectivos cálculos.

Tabla 6. Parámetros introducidos a SICICLO10

Característica del fluido	Tipo de fluido		R de los gases (J/kgK)	Exp. politrópico RCA		Exp. Politrópico AAE		HC combustible (kJ/kg)	1/Dosado estequiométrico
		Aire Cv. variable		287	1,35		1,25		42500
Geometría del motor	Tipo de motor			Carrera pistón (mm)		N° cilindros	Diámetro pistón (mm)	Longitud biela (mm)	Relación de compresión
	MEC Iny. Directa			172,982		1	96,90	154	17,47
	Área culata (mm ²)			Área pistón (mm ²)		RCE (°)	AAA (°)	RCA (°)	AAE (°)
	11799,82			7374,89		15	25	30	45
Condiciones de funcionamiento	Régimen (rpm)	Masa aire c.c. (g)	Masa combustible c.c. (mg)	Presión admisión (bar)	Presión escape (bar)	Coefficiente Woschni	Temperatura culata (K)	Temperatura cilindro (K)	Temperatura pistón (K)
	3000	1,5631	107,8	1	3,5	0,66	623	453	673
Tipo de ciclo	Tipo de ciclo		Beta	C1	C2	C3	C4	Inicio de combustión (°)	Duración de combustión (°)
	Watson		0,07	3	5000	6,908	1,4	-15	35
Parámetros de cálculo	Incremento ángulo -180--RCA	Incremento ángulo RCA--AAE		Incremento ángulo AAE--180		Incremento ángulo 180--AAA	Incremento ángulo AAA--RCE	Incremento ángulo RCE--180	Precisión en las iteraciones
	1	1		1		1	1	1	0,0005
Características de ejecución	Cálculo Cu		Coeficiente de superficie		CTM		Interpolar Presión y Temperatura máx		
	Cte=5		1,6		5,5		NO		

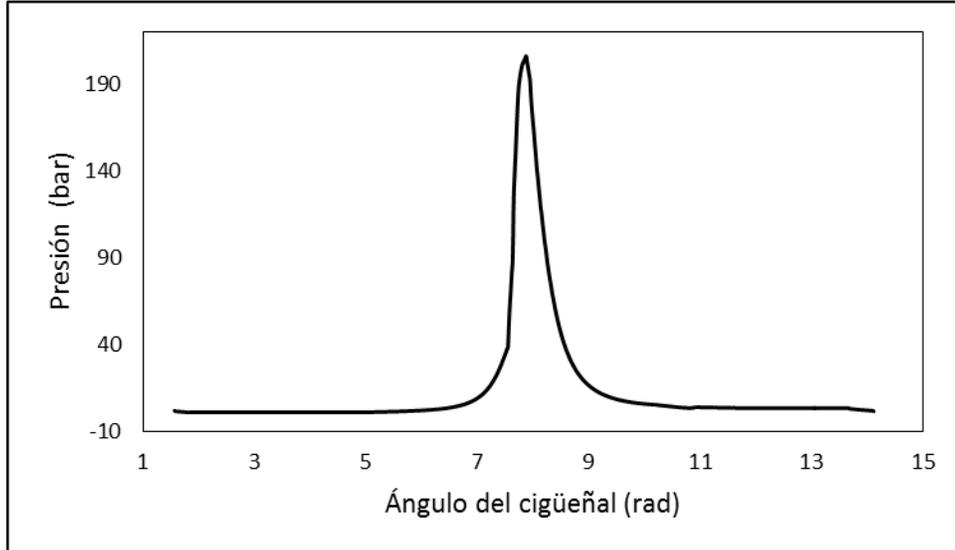
La mayoría de los parámetros utilizados para el pronóstico de funcionamiento de los MCI son empíricos y dependientes del motor en que se realiza su estudio, por tanto, estos inducen un desfase de los resultados, los datos entregados por SICICLO 10 son una aproximación a los datos reales del mecanismo manivela-deslizador convencional. Sin embargo, para el mecanismo RCV esta aproximación resulta más alejada puesto que la relación de altura no es igual entre ambos mecanismos lo que hace que el cálculo de las presiones sea inexacto; por tanto, se realizó un ajuste con ayuda del programa EXCEL 2016, este ajuste consiste en una interpolación del volumen respecto a la altura real del mecanismo para el mismo giro del cigüeñal:

$$P_{RCVi} = P_{Si} + \left[(A_{RCVi} - A_{Si}) \left(\frac{(P_{Si+1} - P_{Si})}{(A_{Si+1} - A_{Si})} \right) \right]$$

La presión del mecanismo de RCV ajustada P_{RCVi} es igual a la presión entregada por SICICLO 10 P_{Si} para un motor de RCF mas la diferencia entre las alturas del mecanismo RCV y el RCF ($A_{RCVi} - A_{Si}$) multiplicada por el cociente de las diferencias entre las presiones ($P_{Si+1} - P_{Si}$) y las alturas ($A_{Si+1} - A_{Si}$) del ángulo del

cigüeñal dado y el siguiente. El resultado de la presión de los gases se presenta en la figura 20.

Figura 20. Presión Diésel RC 17,47



La presión del gas más alta hallada es de $P_{gMAX-RC17,47} = 20,58 \text{ MPa}$ (205,8 bar), esta presión causa una fuerza en el pistón de $F_{gMAX-RC17,47} = 151053,5 \text{ N}$ siendo esta la fuerza máxima que sufrirá el mecanismo en su funcionamiento debido a la combustión.

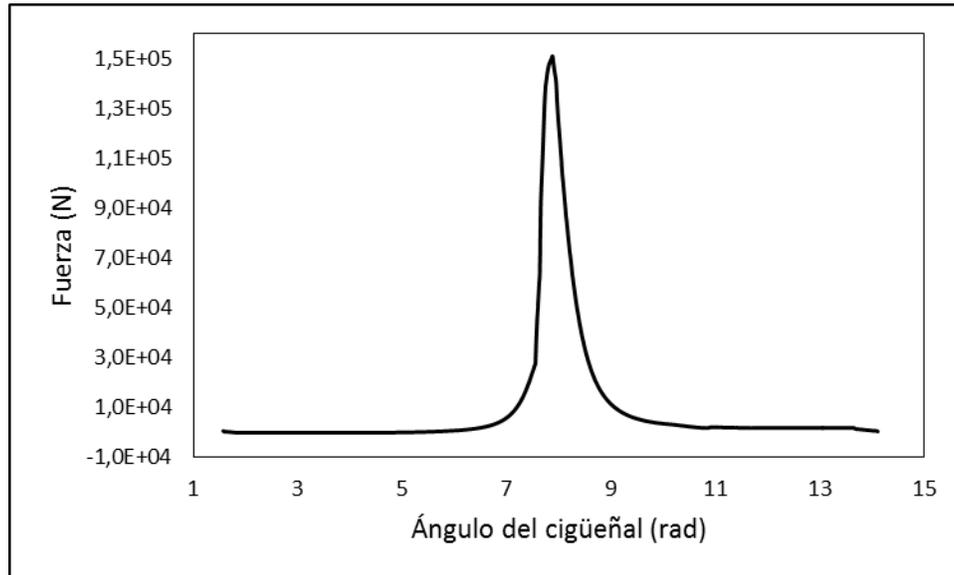
3.1.2 Fuerzas en la cámara de combustión

Los resultados obtenidos de la interpolación realizada de los datos entregados por el programa SICICLO 10 son las presiones a las que está sometida la cámara de combustión para cada ángulo de giro del cigüeñal, la fuerza que soporta el mecanismo debido a esta presión está definida como [31]:

$$F_{gas} = (P_g - P_0)A_p$$

Donde el valor de la presión atmosférica fue $P_0 = 1 \text{ bar}$ y el área del pistón $A_p = 7374,889 \text{ mm}^2$, en la figura 21 se muestra la fuerza ejercida por los gases.

Figura 21. Fuerza ejercida por los gases



3.2 FUERZAS DE INERCIA

Las fuerzas de inercia que actúan en el mecanismo se dividen en dos, fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo y fuerzas de inercia de las masas con movimiento giratorio. Para determinar las fuerzas de inercia es necesario conocer la masa de los eslabones.

3.2.1 Centros de gravedad de los eslabones

Para realizar el cálculo de las fuerzas inerciales del mecanismo es indispensable conocer el centro de gravedad, hecho que hace indispensable determinar inicialmente la geometría de cada eslabón.

- Grupo pistón

El grupo del pistón está conformado por pistón, anillos de retención y lubricación, bulón pistón - biela y anillos de seguridad; éstos conforman la masa alternante del mecanismo, de ésta alrededor del 80% se encuentra entre el centro del bulón y la superficie superior del pistón y el 20% restante entre el bulón y la falda del pistón [34]. El centro de gravedad se encuentra en $X = -0,002$ mm, $Y = -40,647$ mm y $Z = 0$ mm (ver figura 22 a).

- Grupo biela

El grupo de la biela está conformado por biela y casquillos pistón – biela y biela - terciario; el centro de gravedad se encuentra a $X = 0\text{ mm}$ $Y = 76,72\text{ mm}$ y $Z = 0\text{ mm}$ (ver figura 22 b)

- Cigüeñal

El cigüeñal es un eslabón que no sufre cambios respecto al motor Petter PJ1, por tanto, fue modelado en el programa SOLID WORKS el cual situó el centro de masa del eslabón a $X = -15,68\text{ mm}$, $Y = -10,41\text{ mm}$ y $Z = 0\text{ mm}$ (ver figura 22 c)

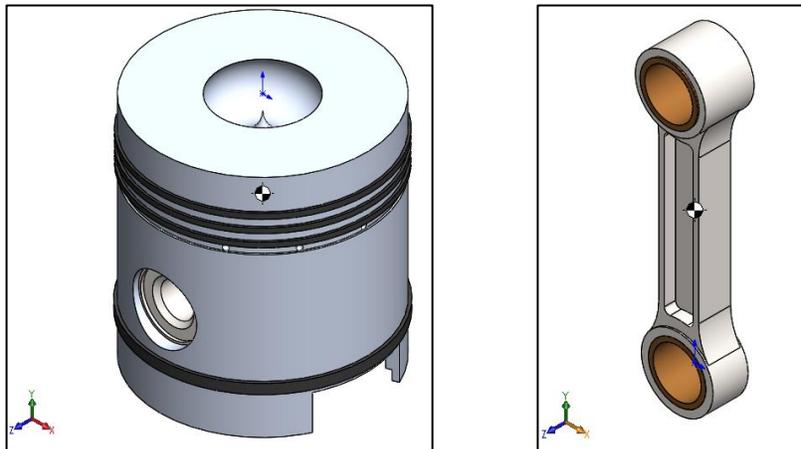
- Grupo eslabón de control

Este grupo está conformado por el eslabón de control, casquillos terciario – control y control – controlador, el eslabón tiene su centro de masa en $X = 0\text{ mm}$ $Y = 69,12\text{ mm}$ y $Z = 0$ (ver figura 22 d)

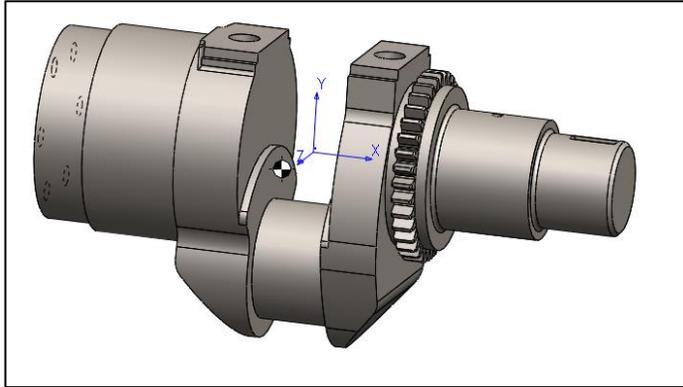
- Grupo eslabón terciario

Este grupo está conformado por el eslabón terciario además del casquillo para el cigüeñal, los bulones biela – terciario y terciario – control, con sus respectivos anillos de seguridad, el centro de masa de este grupo se encuentra en $X = 41,13\text{ mm}$, $Y = 32,07\text{ mm}$ y $Z = 0\text{ mm}$ (ver figura 22 e)

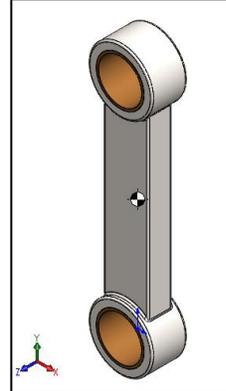
Figura 22. Centros de masa de eslabones **a)** Pistón **b)** Biela **c)** Cigüeñal **d)** Control **e)** Terciario



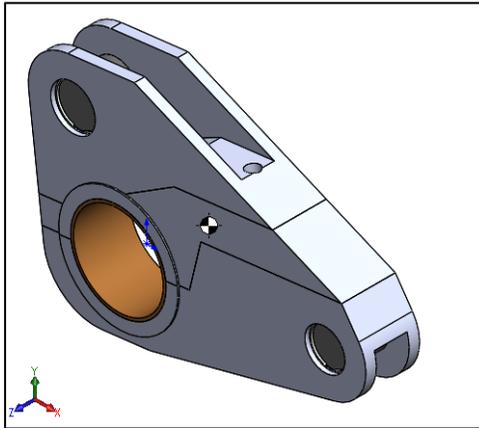
a) Pistón



b) Biela



c) Cigüeñal



d) Control

e) Terciario

Los centros de masa de biela, eslabón terciario y eslabón de control están sujetos a posibles cambios generados por modificaciones leves en las formas de los eslabones a fin de proveer una mejor resistencia a la fatiga.

3.2.2 Materiales de los eslabones

El acero ha sido históricamente utilizado en la fabricación de motores de combustión interna puesto que satisface los requerimientos a los que están sometidos con una buena relación de costo, su desventaja radica en su peso; lo cual para los fabricantes de motores para automóviles representa un trabajo menos eficiente debido al aumento de consumo de combustible, lo que desencadena mayores niveles de contaminación. Los materiales compuestos se han presentado como una solución que reemplaza el acero, por ejemplo, las piezas con matrices en aluminio, titanio o magnesio. Así también, se han mejorado las propiedades con diferentes

aleaciones de metales; además se han introducido materiales cerámicos y plásticos como reemplazo de algunos elementos reciprocantes en los motores.

- Grupo pistón

El pistón está generalmente hecho de aleación de aluminio (aleantes como cobre, silicio, magnesio, y manganeso entre otros) debido a su poco peso y excelente conductividad térmica [35]. Los anillos del pistón están usualmente hechos de hierro fundido, aleaciones de hierro o aceros aleados, esto puesto que trabajan bajo altas temperaturas y altas variaciones de carga y su intención de selle no debe magnificar las pérdidas por fricción [31]. El bulón pistón - biela y sus anillos (los que impiden su desplazamiento axial, puesto que el bulón es de tipo flotante) están generalmente hechos de aceros al cromo o al cromo níquel como 15X, 15XA, 12XH3A, y 18X2H4MA. Los materiales del grupo pistón para este diseño no sufren ningún cambio, por lo tanto, pistón, anillos, bulón y anillos de seguridad fueron pesados para conocer su masa, también para el proceso de diseño fueron modelados en el programa SOLID WORKS. El peso del grupo modelado con materiales aluminio, acero y fundición de hierro gris para los anillos es de a 1329,797 g, la cual difiere de la medida del grupo pistón en 5,28% esta variación puede resultar de diferentes factores como la modificación realizada a la falda del pistón, la confiabilidad de la balanza, el no conocimiento de los materiales exactos del grupo pistón del motor Petter PJ1.

- Grupo Biela

La biela es el eslabón más largo en un motor y comúnmente es la principal causa de fallo de un MCI, son regularmente hechas mediante fundición, forja o metalurgia en polvo y luego mecanizadas; sus bordes son suavemente pulidos a fin de reducir las tensiones. Kolchin [31] sugiere los siguientes materiales: aceros grado 40, 45 y 45Г2 para motores a gasolina, aceros con mayores límites elásticos de tracción como 40X, 18XHBA, y 49XHMA. Jóvaj [36] recomienda los siguientes materiales para la biela, para motores de gasolina aceros 40, 45 40X, 40XH, y para motores diésel aceros aleados como 18X2H4MA Y 40X2H2MA. Jóvaj sugiere para los casquillos de la biela bronce al aluminio-hierro, bronce al estaño-zinc, así como bronce al estaño-fosforo, estos poseen buenas resistencias al desgaste y a las roturas por fatiga

- Grupo eslabón terciario

El eslabón terciario hasta ahora se ha presentado como un eslabón completo, sin embargo, este debe ir seccionado a fin de poder ensamblarse en el cigüeñal, por lo tanto, deberá poseer unos pernos para realizar la sujeción. Los materiales sugeridos

para el eslabón terciario y los casquillos son iguales a los recomendados en el grupo biela; para los bulones y los anillos de seguridad los materiales recomendados son los mismos para bulón y anillos del grupo pistón. En los mecanismos de RCF los pernos están generalmente sujetos a estiramiento debido a las fuerzas inerciales. Kolchin [31] sugiere materiales para pernos de alta resistencia y confiabilidad 35X, 40X, 35XMA, y 37XH3A. Si estos tienen que soportar fuerzas de apriete mayores, recomienda entonces aceros aleados como 18XHBA, 20XH3A, 40XH y 40XHMA, estos tienen límites de fluencia más altos. Para Jóvaj, en la fabricación de pernos se utilizan aceros al cromo o al cromo-níquel con elevadas características de resistencia mecánica como: 35X, 40X, 40XH. Siendo elevadas las tensiones de apriete se utilizan aceros totalmente aleados 18X2H4BA, 20XH3A Y 40XHMA cuyos límites de fluencia son de 2,5 a 3 veces mayores que los aceros al carbono [36].

- Grupo eslabón de control

Para el eslabón de control se sugieren los mismos materiales de la biela y para los casquillos terciario – control y control – controlador los mismos materiales mencionados de los casquillos del grupo biela.

- Cigüeñal

El cigüeñal en este diseño no sufre ningún cambio, su masa fue medida con la balanza Pro-5kw de la empresa Pro-metálicos de Manizales con un resultado de 14250 g \pm 2 g. El cigüeñal fue modelado en el programa SOLID WORKS, en donde se configuró un material de los recomendados por los autores. Kolchin sugiere que los cigüeñales están generalmente hechos de aceros 40, 45, 45Г, 50, o aceros mayormente aleados como 18XHBA, 40XHMA [31], Jóvaj recomienda los siguientes aceros 45, 45A, 45Г2, 50 Г, o aceros mayormente aleados como 18X2H4MA, 18X2H4BA, también suelen ser utilizados aceros 40X, 38XM, 40X2HM además de fundiciones de hierro gris o de hierro fundido aleado con níquel molibdeno. Aunque los materiales disponibles en SOLID WORKS no correspondieron a la masa medida del cigüeñal, ésta fue modificada posteriormente a fin de no afectar la inercia del eslabón.

3.2.3 Fuerzas inerciales

Las fuerzas inerciales en un eslabón pueden ser reducidas a una sola fuerza aplicada en el centro de masas del eslabón con dirección opuesta a la aceleración en ese punto y un momento inercial de dirección contraria a la aceleración angular del eslabón [37]. La fuerza inercial y el momento inercial pueden ser expresados de la siguiente manera:

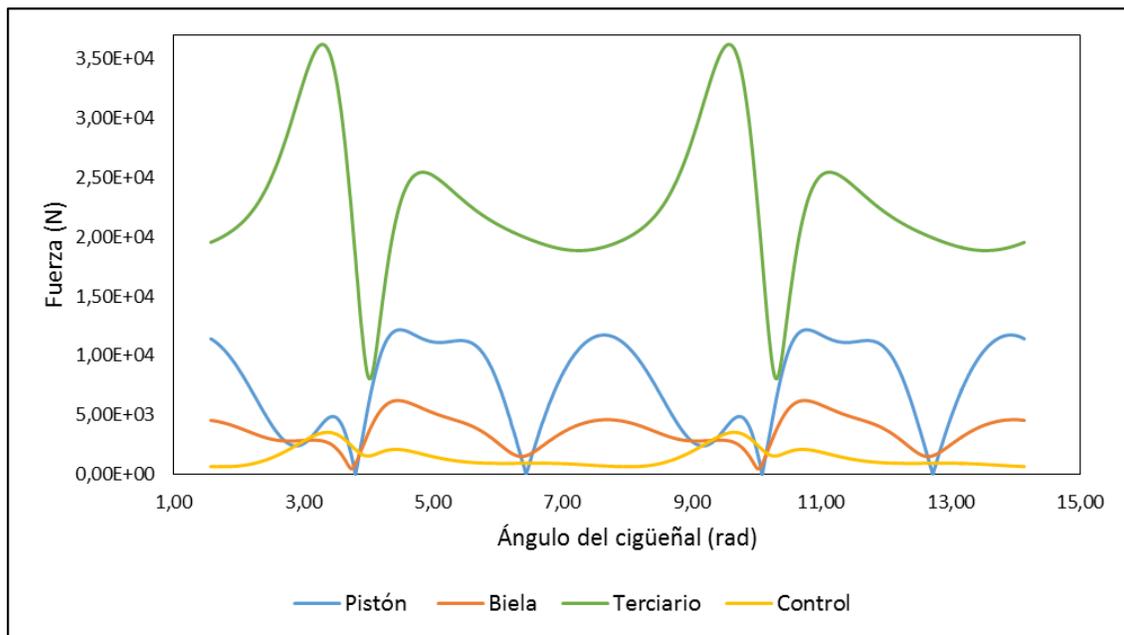
$$F_i = -ma_{CG}$$

$$M_i = -J_{CG} \alpha$$

Donde m es la masa del eslabón en kilogramos, a_{CG} es el vector de la aceleración total del centro de masas del eslabón en m/s^2 , F_i es el vector de la fuerza inercial del eslabón en N; J_{CG} es el momento de inercia del eslabón con respecto al eje que pasa por el centro de masas y es perpendicular al plano del movimiento del eslabón en $kg \cdot m^2$, α es la aceleración angular del eslabón en rad/s^2 y M_i es el momento inercial en $N \cdot m$.

Para calcular las fuerzas inerciales de cada eslabón, se adquirió del programa NX 11 los valores de las aceleraciones en dirección vertical y horizontal de los centros de masa, de las cuales se obtuvo la magnitud del vector aceleración que se multiplicó por la masa del respectivo eslabón. En la figura 23 se aprecian las magnitudes de estas fuerzas.

Figura 23. Fuerza inercial en los eslabones pistón, biela, terciario y control

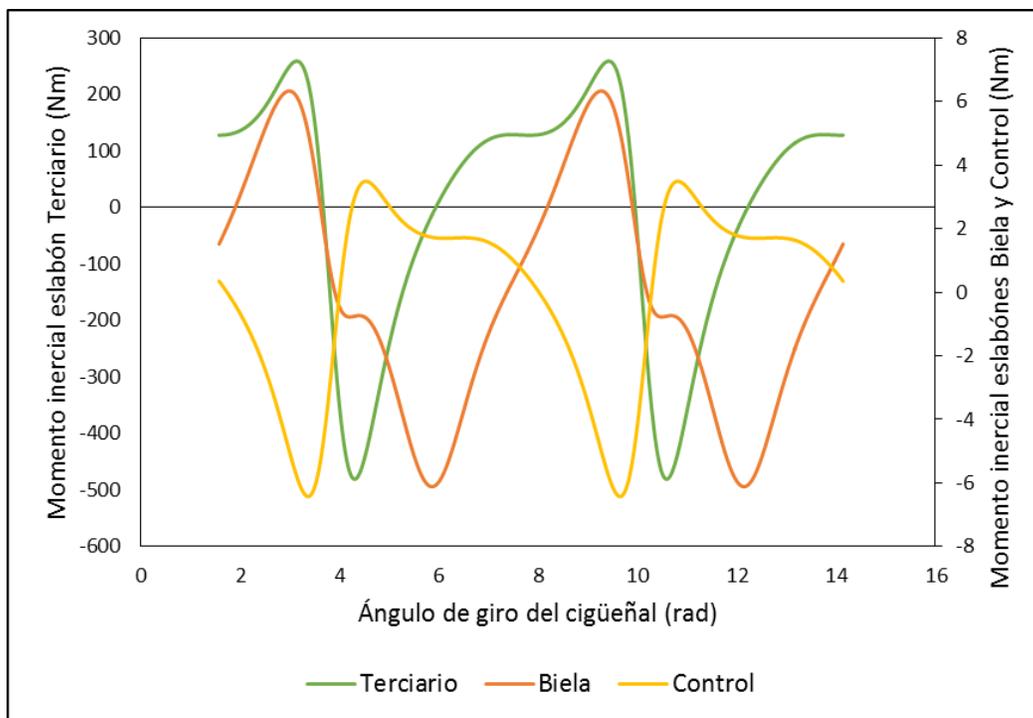


Como se observa en la figura 23 el eslabón con mayor magnitud de la fuerza inercial es el terciario, debido a que su masa es de mayor magnitud que la de los otros eslabones. La magnitud de la fuerza inercial del cigüeñal es constante e igual a $1,46E + 04$ N. Haciendo la comparación con la figura 21 que muestra la fuerza

debido a la presión de los gases, se observa que su magnitud es mayor a las de las fuerzas inerciales.

Los eslabones cigüeñal y pistón no poseen momentos inerciales puesto que el pistón solo tiene movimiento rectilíneo y el cigüeñal tiene una velocidad angular constante. Para obtener los momentos inerciales de los eslabones terciario, biela y control, se obtuvo del programa cinemática de MATLAB R2014a (ver anexo C) los valores de las aceleraciones angulares, las cuales fueron multiplicadas por -1 y el respectivo valor del momento de inercia. En la figura 27 se aprecia las magnitudes de estos momentos.

Figura 24. Momentos inerciales de los eslabones terciario, control y biela



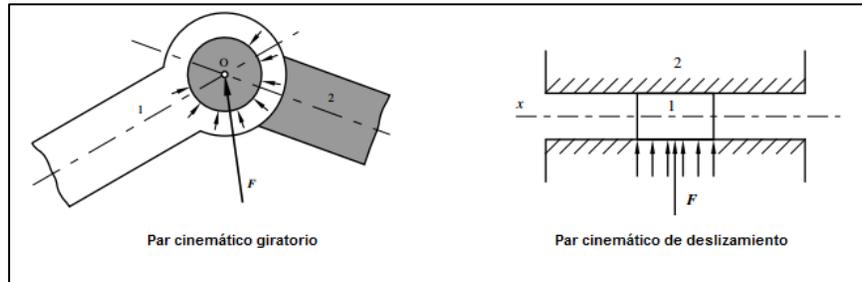
En la figura 24 se aprecia que el momento de inercial del eslabón terciario es de mayor magnitud que el de los eslabones biela y control, esto debido a que su momento de inercia J_{CG} tiene un valor superior.

3.3 FUERZAS EN LAS JUNTAS CINEMÁTICAS

Las juntas cinemáticas que componen el mecanismo de RCV son todas de V clase prismáticas y de revolución, de las fuerzas en las juntas de revolución se conoce el

punto de aplicación es decir el centro de la articulación pero no su magnitud y dirección; de las fuerzas en las juntas prismáticas se conoce su dirección pero no su magnitud ni su punto de aplicación [37].

Figura 25. Tipos de pares cinemáticos



Fuente: Notas de clase Mecánica de Maquinaria [37]

3.3.1 Cálculo cinetostático en los grupos de Assur

Para realizar el cálculo se debe analizar el mecanismo desde el último grupo de Assur, es decir el grupo conformado por los eslabones biela y pistón, siguiendo por el grupo del eslabón terciario y control, finalizando con el eslabón de entrada o cigüeñal. En el anexo E se muestra el procedimiento de análisis del cálculo cinetostático del mecanismo.

- Grupo de Assur entre pistón y biela

Este grupo posee un par prismático y dos pares de revolución, sobre éste grupo actúan la fuerza externa causada por el proceso de combustión (F_{gas}), además las fuerzas inerciales ($F_{ipistón}$ y F_{ibiela}) junto con el momento (M_{biela}). La acción de estas fuerzas provoca las siguientes reacciones en las juntas cinemáticas: la reacción entre el pistón y el bloque ($F_{bloque-pistón}$) perpendicular a la línea de desplazamiento del pistón, la reacción entre el eslabón terciario y la biela ($F_{terciario-biela}$) con punto de aplicación conocido, sin embargo, si se descompone en las componentes tangencial y normal de la biela se puede conocer la magnitud y dirección de sus componentes, la última reacción de este grupo es la existente entre el pistón y la biela ($F_{pistón-biela}$) de la cual se conoce únicamente su punto de aplicación.

- Grupo de Assur entre eslabón terciario y eslabón control

Este grupo posee tres pares de revolución, sobre éste actúa la fuerza de reacción que la biela hace sobre el eslabón terciario ($F_{biela-terciario}$), además las fuerzas

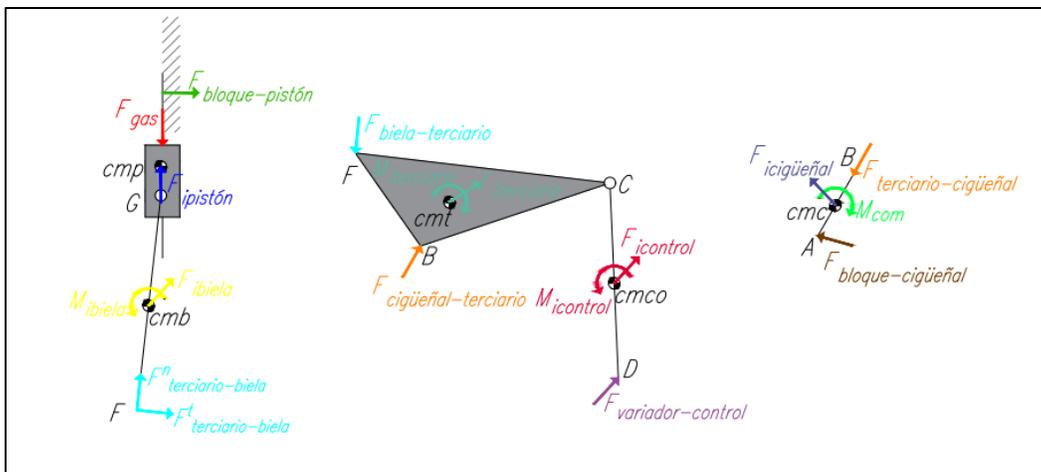
inerciales ($F_{iterciario}$ y $F_{icontrol}$) junto con los momentos ($M_{terciario}$ y $M_{control}$). La acción de estas fuerzas provoca las siguientes reacciones en las juntas cinemáticas: la reacción entre el cigüeñal y el eslabón terciario ($F_{cigüeñal-terciario}$) y la reacción entre el controlador y el eslabón de control ($F_{controlador-control}$) son de punto de aplicación conocido, sin embargo si se descomponen en las componente normal y tangencial del segmento CB y eslabón de control respectivamente se puede conocer la magnitud y dirección de cada fuerza, la última reacción de este grupo es la existente entre el eslabón terciario y control ($F_{terciario-control}$) de la cual se conoce únicamente su punto de aplicación.

- Eslabón conductor

De manera general las fuerzas que actúan en este eslabón hacen que se encuentre en desequilibrio, para que el equilibrio se establezca es necesario introducir una fuerza o un par que compense las fuerzas aplicadas. De este modo se llama momento compensador al momento de las fuerzas que actúan sobre el eslabón primario que garantizan su ley de movimiento [37]. Este mecanismo de I clase contiene sólo un par de revolución, sobre este grupo actúa la fuerza de reacción que el eslabón terciario hace sobre el cigüeñal ($F_{terciario-cigüeñal}$), además la fuerza inercial ($F_{icigüeñal}$). La acción de estas fuerzas provoca la reacción que el bloque hace sobre el cigüeñal ($F_{bloque-cigüeñal}$) de la cual se conoce el punto de aplicación, además, para establecer el equilibrio del grupo se añade un momento compensador en el cigüeñal.

Las fuerzas en las juntas cinemáticas fueron halladas en el programa NX luego de realizar una simulación cinemática y dinámica para dos vueltas del cigüeñal a 3000 rpm.

Figura 26. Fuerzas y momentos en los eslabones del mecanismo RCV

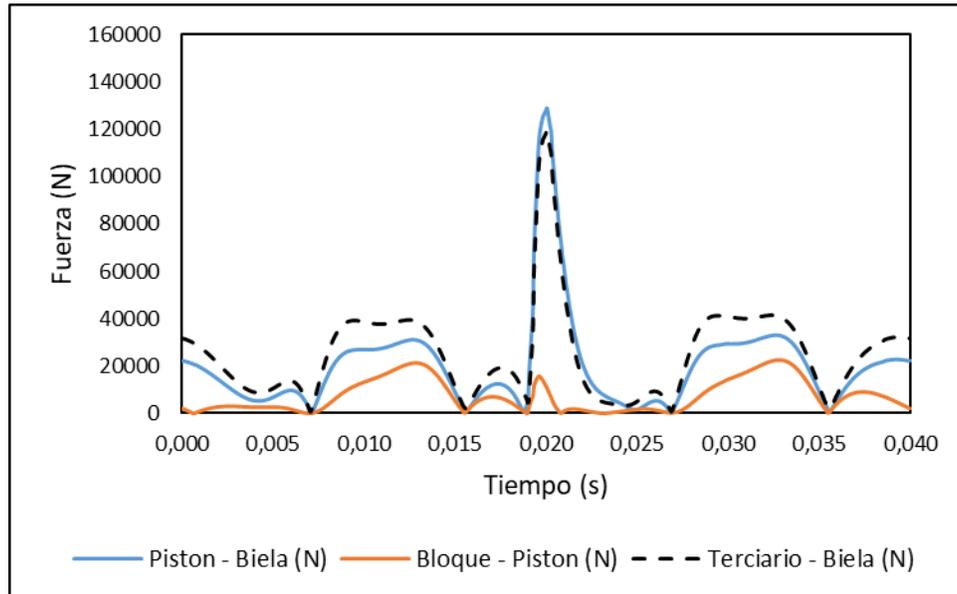


3.3.2 Fuerzas en las juntas cinemáticas

La fuerza que hace un eslabón sobre otro a través de la junta cinemática que los une tiene como reacción una fuerza de la misma magnitud y dirección, pero en sentido contrario. Así entonces la fuerza que la biela hace sobre el eslabón terciario tiene la misma magnitud de la fuerza que hace el eslabón terciario sobre la biela; lo mismo sucede en la unión entre cigüeñal y eslabón terciario.

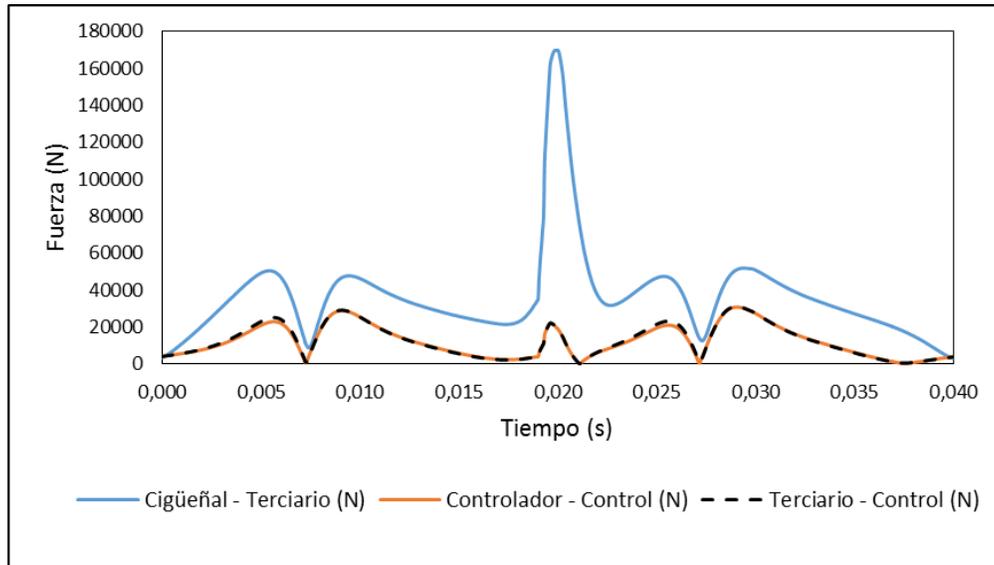
Los resultados de las magnitudes de las fuerzas en las juntas cinemáticas del grupo de Assur entre pistón y biela se muestran en la figura 27; los resultados para el grupo de Assur entre eslabón terciario y control están consignados en la figura 28 y por último la fuerza que hace el bloque sobre el cigüeñal y el momento compensador del eslabón conductor se encuentran en la figura 29.

Figura 27. Fuerzas en los pares cinemáticos del grupo de Assur entre pistón y biela



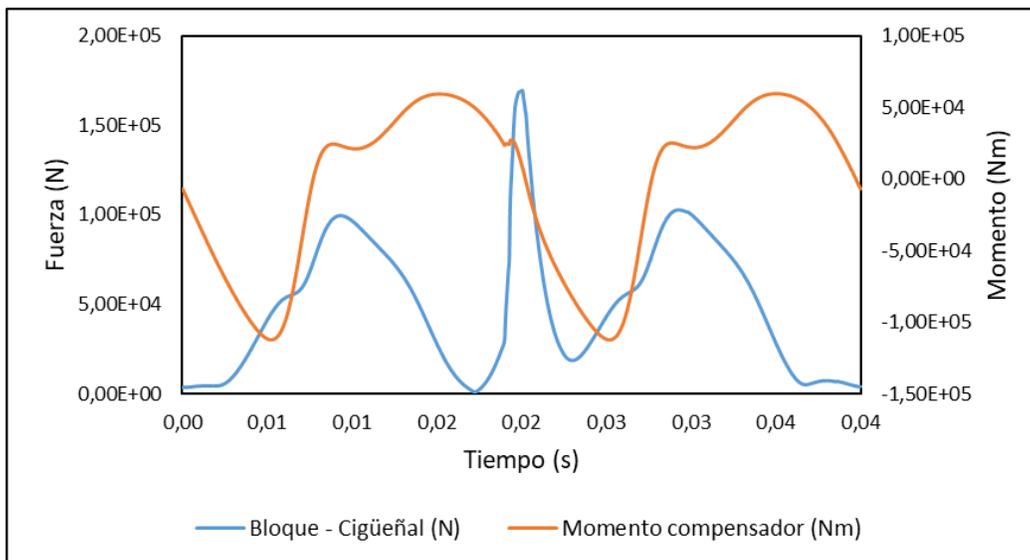
Observando las curvas de la figura 27 se puede notar que la fuerza de los gases es la que impera en la transmisión de fuerzas en este grupo, la cual recae sobre todo en la biela (en ambos pares cinemáticos) si se hace la comparación de magnitud entre la fuerza bloque-pistón y las otras dos.

Figura 28. Fuerzas en los pares cinemáticos del grupo de Assur entre eslabón terciario y control



En las curvas terciario-control y controlador-control de la figura 28 se puede observar que las magnitudes son muy cercanas, pero de mayor valor que las anteriormente expuestas, esto debido a que la fuerza inercial del eslabón terciario es considerablemente mayor respecto a los otros eslabones. Sin embargo, los valores más grandes de las fuerzas se presentan en el cigüeñal-terciario.

Figura 29. Fuerza y Momento compensador del mecanismo de I clase



La curva del momento compensador de la figura 29 muestra la magnitud y también el sentido (para los valores negativos, el sentido es contrario al asumido en la figura 26) del momento compensador que debe aplicarse al mecanismo para que éste alcance el equilibrio.

3.4 FRICCIÓN EN LAS JUNTAS DE LOS ESLABONES

La fricción es un fenómeno complejo que no es fácil de explicar, es ambiguo puesto que se opone al movimiento al mismo tiempo que lo hace posible. Según la definición de la DIN 50 323 parte 3 “la fricción es una interacción entre áreas de materiales de cuerpos en contacto mutuo, el cual se opone a su movimiento relativo. En el caso de fricción externa, las áreas en contacto pertenecen a diferentes cuerpos, en el caso de fricción interna pertenecen al mismo cuerpo” [38]. La fricción depende del estado de movimiento de los cuerpos, además del tipo de movimiento relativo de las áreas en contacto:

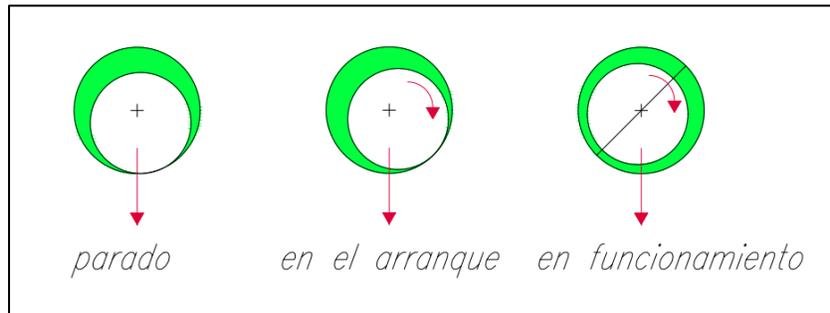
- **Fricción por deslizamiento:** movimiento en la superficie de contacto de un cuerpo respecto a otro.
- **Fricción de rodadura:** rotación sobre un mismo eje instantáneo de las superficies de contacto.
- **Combinación de fricción por deslizamiento y rodamiento:** rotación con deslizamiento micro o macroscópico.

Sin embargo, también depende de la condición de lubricación de las áreas en contacto, estas son: fricción seca, fricción fluida o viscosa, fricción gaseosa o fricción mixta. En los motores, la fricción es indeseable porque parte de la energía mecánica generada se convierte en pérdidas debido a este fenómeno, en casos extremos el calor generado por la fricción genera la reducción de la viscosidad del lubricante, lo cual desencadena un mal funcionamiento de los cojinetes, además de daños en el motor [34].

El gradiente de presión que soporta el lubricante en un cojinete depende del momento de carga del motor, cuando el motor está parado, el gradiente de presión del aceite es nulo y la lubricación es de tipo límite, durante el periodo de arranque debido a la rodadura se produce un gradiente discontinuo de presión, esto explica el gran desgaste del motor, por lo que no conviene cargar el motor hasta que éste alcance una velocidad mínima de giro, a medida que la velocidad aumenta se origina un gradiente de presión continuo que soporta las cargas sin que exista contacto entre éstas, esta es la lubricación fluida [39].

La fuerza de fricción presente en las juntas depende del tipo de junta, de sus características geométricas y del coeficiente de rozamiento estático y dinámico, éste último es una característica de un sistema y no una propiedad de un material. Los coeficientes de rozamiento dependen, entre otros factores, de los dos materiales que están en contacto, de la temperatura, de la estructura de la superficie, de la velocidad de deslizamiento, del medio que rodea al sistema, y de alguna posible sustancia intermedia [40].

Figura 30. Lubricación del cojinete en diferentes estados de carga



Fuente: Renovetec, Lubricación en motores alternativos de gas [39]

Algunos valores de los coeficientes de rozamiento o fricción estático y dinámico entre los materiales de los eslabones con una capa intermedia de lubricante se citan a continuación, teniendo como referente los materiales que entran en contacto en el mecanismo de RCV.

Tabla 7. Coeficientes de fricción para el mecanismo RCV

Par de materiales	Coeficiente de fricción estática	Coeficiente de fricción dinámica
Acero-Bronce	0,1	0,06
Acero-Fundición	0,1	0,09
Bronce-Fundición	0,2	0,08

Fuente: Manual de la técnica del automovil [40]

El programa con el cual se realizó el cálculo de esfuerzos presentes en el mecanismo RCV es NX 11, por tanto, el modelo para calcular la fricción en las juntas

se toma del mismo programa, a continuación, se presentan las variables introducidas en cada par de revolución o deslizamiento.

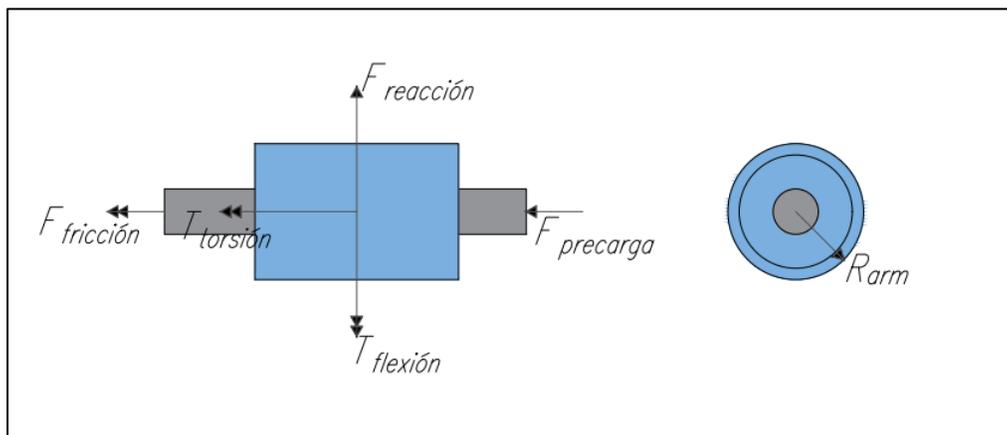
Los únicos dos tipos de juntas utilizados en el programa son: tipo deslizamiento (Pistón-Bloque) y tipo cilíndrica (Biela-Terciario, Eslabón Control-Controlador, Pistón-Biela, Cigüeñal-Bloque, Cigüeñal-Terciario, Terciario-Eslabón Control).

3.4.1 Modelo de fricción para las juntas de deslizamiento

El modelo utilizado por NX 11 para realizar el cálculo de la fuerza de fricción, usa la fuerza de reacción en la junta, el par de flexión, el par de torsión y la condición de fuerza en precarga [41].

$$F_{fricción} = \mu \left(F_{reacción} + \left(\frac{1}{R_{arm}} \right) T_{torsión} + \left(\frac{1}{X_S} \right) T_{flexión} + \left(\frac{1}{\mu_s} \right) F_{precarga} \right)$$

Figura 31. Cargas en la junta de deslizamiento



Fuente: *Join friction* [41]

Tabla 8. Variables para modelo de fricción sobre la junta Pistón-Bloque

Variables	Bloque-Pistón
Coef. Fricción estático	0,1
Coef. Fricción dinámico	0,09
Velocidad de transición de fricción estática	1,5
Radio del pin (mm)	99
Traslado inicial	0

En la tabla 8, se muestran las variables introducidas al programa para la junta cinemática Bloque-Pistón en donde entran en contacto acero y fundición. La velocidad de transición de fricción estática es la velocidad del movimiento de un material respecto a otro, si la velocidad del movimiento es menor que este valor entonces el cálculo de la fricción se hace en estado estático, si es igual o mayor entonces se hace en estado dinámico. El radio del pin es el radio de la superficie sobre el cual se efectúa el rozamiento. El traslapeo inicial se utiliza para calcular el momento de flexión debido a la fuerza de fricción.

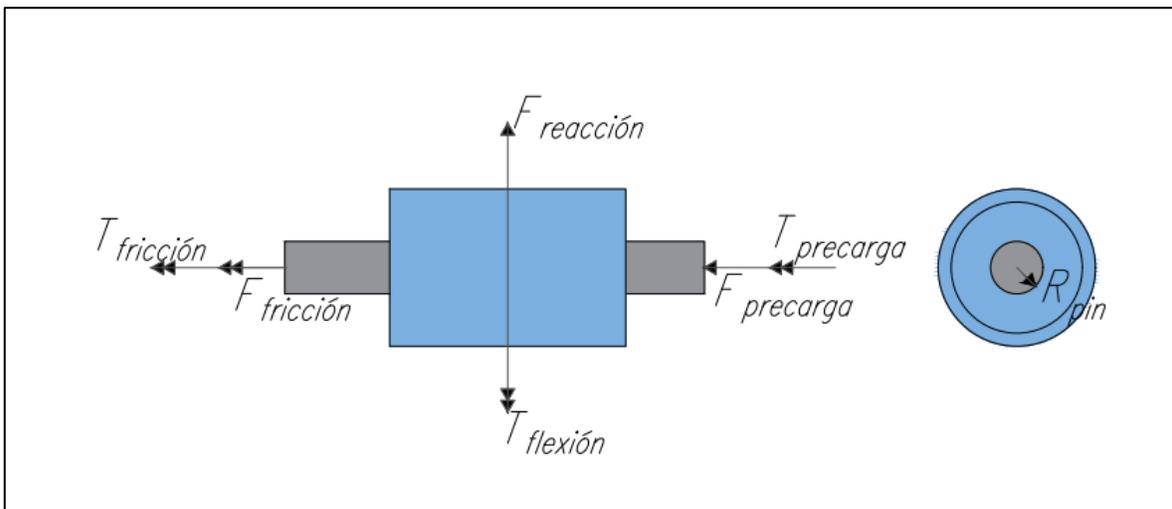
3.4.2 Modelo de fricción para las juntas cilíndricas

El modelo utilizado por NX 11 para realizar el cálculo de la fuerza de fricción y el par de fricción, utiliza la reacción en la junta (fuerza y par), así como las condiciones de fuerza y par de precarga [41].

$$F_{fricción} = \mu \left(F_{reacción} + \left(\frac{1}{X_s} \right) T_{flexión} + \left(\frac{1}{\mu} \right) F_{precarga} \right)$$

$$T_{fricción} = \mu \left(R_{pin} F_{reacción} + \left(\frac{R_{pin}}{X_s} \right) T_{flexión} + \left(\frac{R_{pin}}{\mu} \right) F_{precarga} + \left(\frac{1}{\mu} \right) T_{precarga} \right)$$

Figura 32. Cargas en la junta cilíndrica



Fuente: *Join friction* [41]

En la tabla 9, los coeficientes de fricción son iguales para los materiales en contacto acero y bronce, los coeficientes para la junta entre el cigüeñal y el eslabón terciario cambian debido a que los materiales en contacto son bronce y fundición. El radio

del pin es el radio de la superficie sobre la cual se efectúa el rozamiento. El traslapo inicial se utiliza para calcular el momento de flexión debido a la fuerza de fricción.

Tabla 9. Variables para modelo de fricción junta cilíndrica

Variables	E. Control- E. Controlador	E. Terciario- Biela	Cigüeñal- Bloque	Pistón-Biela	Cigüeñal- E. Terciario	E. Control-E. Terciario
Coef. Fricción estático	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,1
Coef. Fricción dinámico	0,06	0,06	0,06	0,06	0,08	0,06
Velocidad de transición de fricción estática traslacional (mm/s)	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Velocidad de transición de fricción estática rotacional (°/s)	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Radio del pin (mm)	27	30	104	30	64	27
Traslado inicial	0	0	0	0	0	0

4. CÁLCULO DE LAS PIEZAS

El cálculo de las piezas del motor a la resistencia se efectúa por las fórmulas de resistencia de materiales y las teorías de cálculo de los elementos de máquinas. La mayoría de las expresiones de cálculo ofrecen resultados de deformaciones y esfuerzos que deben ser considerados convencionales y caracterizadores del estado de los esfuerzos de la pieza a calcular sólo en la primera aproximación.

Las principales causas de la no concordancia entre los esfuerzos calculados y los reales para las piezas son: la utilización de esquemas de cálculo aproximados, la dificultad para la determinación exacta de las magnitudes reales de las cargas variables, las condiciones de trabajo de muchas piezas y los esfuerzos térmicos en ellas, la imposibilidad de tener en cuenta de manera fiel las oscilaciones elásticas, los estados de la superficie, la calidad del acabado (mecánico y térmico) y las medidas de la pieza. (Los resultados difieren de los obtenidos experimentalmente, aún en los realizados utilizando las ayudas computacionales para el modelado con elementos finitos) [30].

Generalmente las partes del motor están diseñadas para las más severas condiciones de operación, la resistencia a la fatiga de las piezas depende de la variación de la carga provocando tensiones simétricas, asimétricas o pulsantes en los eslabones [31]. Como norma, el cálculo de las piezas se efectúa para regímenes correspondientes a las condiciones de trabajo más severas [30].

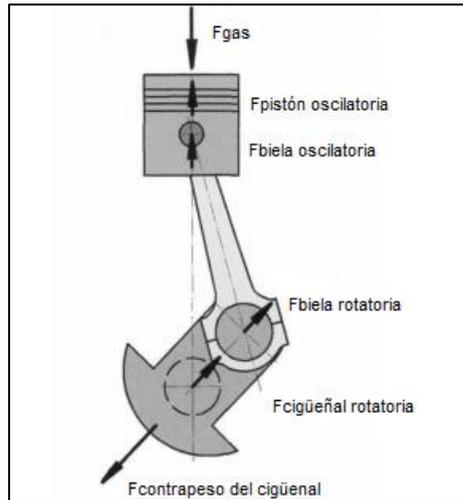
4.1 CARGAS TÍPICAS EN LOS ESLABONES DE UN MCI

En el mecanismo de manivela-deslizador de un MCI las fuerzas de los gases y las inerciales pueden ser vistas a través del movimiento que realizan las juntas cinemáticas. Así la biela tiene una parte de fuerza inercial oscilatoria que actúa en la junta entre la biela y el pistón y una parte de fuerza inercial rotatoria que actúa en la junta entre la biela y el cigüeñal.

Esta división de las cargas se realizaba para hacer más fácil los cálculos de esfuerzos en los eslabones, sin embargo, actualmente estos cálculos se realizan con ayuda de programas computacionales con los cuales no es necesario realizar esta división ofreciendo ventajas de cálculos más acertados y confiables [34].

Estas cargas producen en los eslabones diferentes estados de esfuerzos que hacen más sensibles a falla unas zonas que otras.

Figura 33. Fuerzas típicas en un MCI

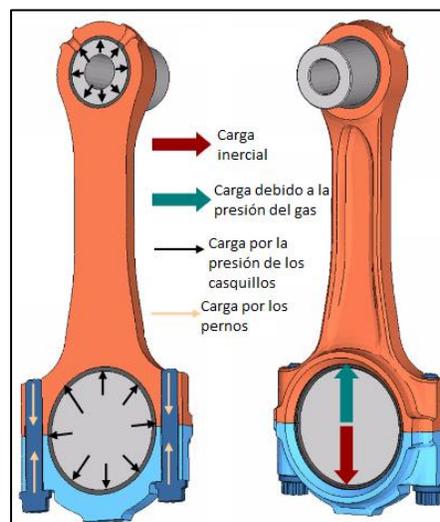


Fuente: *Internal Combustion Engine Handbook* [34]

4.1.1 Cargas y esfuerzos típicos en el grupo biela

Las cargas aplicadas en una biela de un MCI son debido a los casquillos, los pernos de sujeción, las fuerzas inerciales y la de los gases. Debido a estas cargas durante la operación del motor la biela soporta fuerzas alternativas, a veces incluso estas fuerzas producen cargas de impacto; por esto son fabricadas regularmente de aceros altamente resistentes a la fatiga.

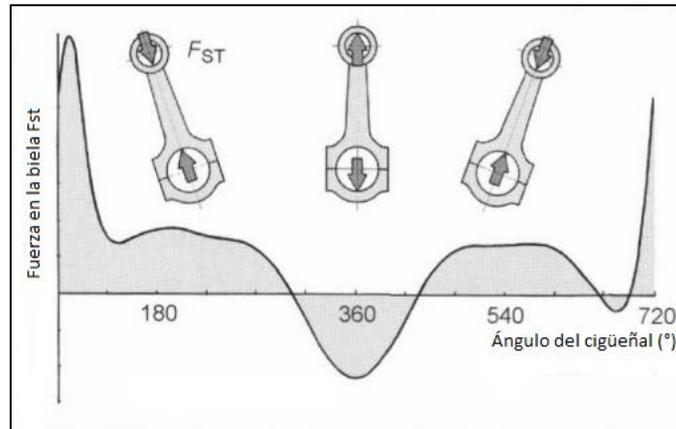
Figura 34. Cargas aplicadas a la biela



Fuente: *Finite element analysis of connecting rod and correlation with test* [42]

De estas cargas las de mayor magnitud son las debidas a la presión del gas y las inerciales, la dirección de estas mismas, hacen que la naturaleza de la carga en la biela sea asimétrica de tracción y compresión.

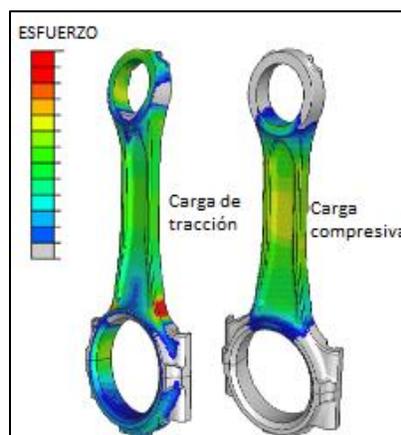
Figura 35. Naturaleza de la fuerza aplicada a la biela



Fuente: *Internal Combustion Engine Handbook* [34]

Para Londhe y Yadav [42] esta fluctuación de la carga da como resultado en el análisis por elementos finitos una mayor exigencia para la biela en el momento de tracción, además observaron como la transición entre el cuerpo de la biela y su terminación grande es la que más carga soporta, por lo cual es la porción que tiene altas probabilidades de fallar por fatiga.

Figura 36. Esfuerzo soportado por la biela



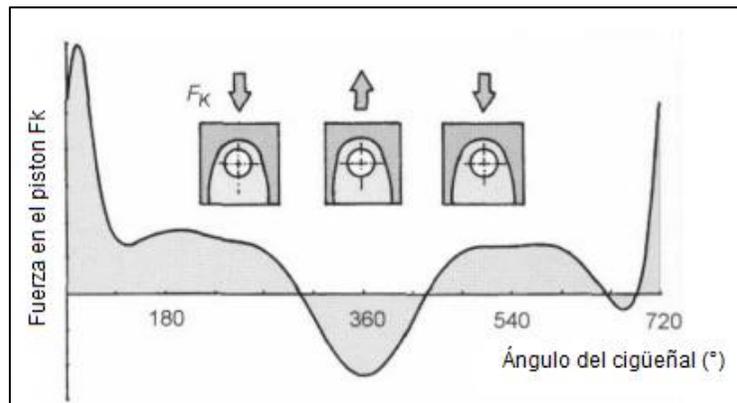
Fuente: *Finite element analysis of connecting rod and correlation with test* [42]

Ernest et al [43] exponen que los resultados de estudios previos muestran una relación entre el proceso de manufactura de la biela y la respuesta a la fatiga y a la maquinabilidad de la misma, en el caso de la biela el límite de fatiga es el más importante. A lo largo de los últimos 20 años se ha utilizado el forjado en polvo, el cual ofrece mejoras en aspectos de la biela como mayor probabilidad de soportar los esfuerzos de fatiga, además de requerir menor maquinabilidad utilizando más eficientemente el material, sin mencionar que el costo de fabricación es significativamente menor.

4.1.2 Cargas y esfuerzos típicos en el grupo pistón

El pistón además de soportar las fuerzas producidas en la cámara de combustión, las inerciales, la reacción entre el bulón y la biela y la reacción entre la camisa y los anillos del pistón, debe soportar una gran carga térmica; todo esto mientras se encuentra condicionado respecto al peso. En la figura 37 se observa cómo actúan conjuntamente sobre el pistón, la fuerza resultante alterna entre valores positivos y negativos varias veces en un ciclo de 4 tiempos de un motor [34].

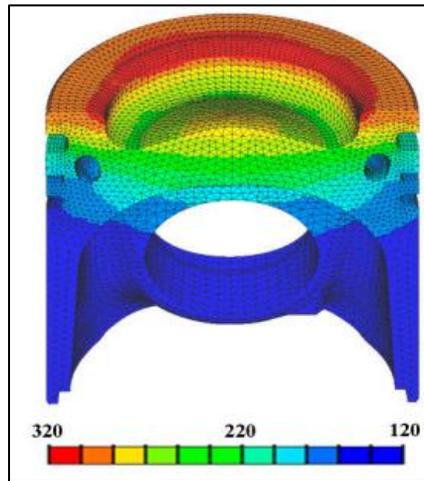
Figura 37. Naturaleza de la fuerza aplicada al pistón en ciclo



Fuente: *Internal Combustion Engine Handbook* [34]

En la figura 38 se observa cómo es la distribución de temperatura en un pistón de un motor diésel [44] las partes con colores cálidos son las que entran en contacto con la mezcla directamente mientras que la parte inferior del pistón tiene menores temperaturas. Los daños en el pistón tienen diferentes orígenes como esfuerzos mecánicos o térmicos, desgaste u oxidación, sin embargo, el fenómeno de fatiga es el responsable de un significativo porcentaje de fallas del grupo pistón, las cuales se dan generalmente en zonas como la falda del pistón, la concavidad de la superficie superior y en las cercanías del alojamiento del bulón [44].

Figura 38. Distribución de temperaturas en °C de un pistón de motor diésel

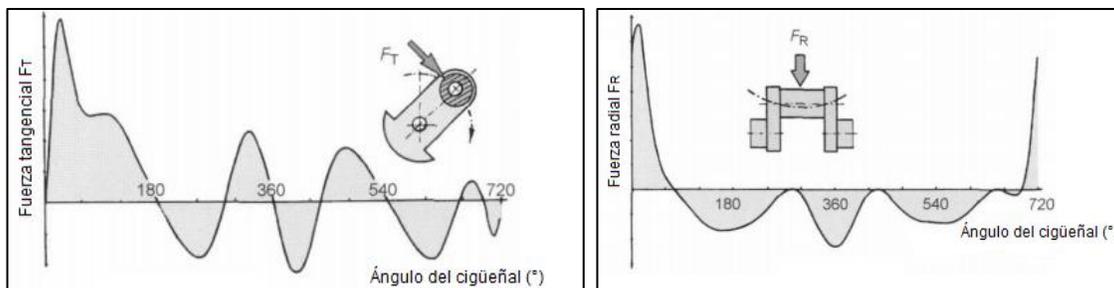


Fuente: *Development of Fatigue Durability Analysis Techniques for Engine Piston using CAE* [44]

4.1.3 Cargas y esfuerzos típicos en el cigüeñal

La fuerza de la combustión que es transmitida a la biela es luego transmitida al cigüeñal mediante la muñequilla, el cigüeñal gira debido a la fuerza tangencial, mientras que la fuerza radial no contribuye al par motor, pero ejerce una fuerza flectora en la muñequilla [34]. La magnitud de la fuerza del gas transmitida al cigüeñal depende de factores como el radio del cigüeñal, la longitud de la biela, el peso de la biela y el peso del ensamble del pistón [45].

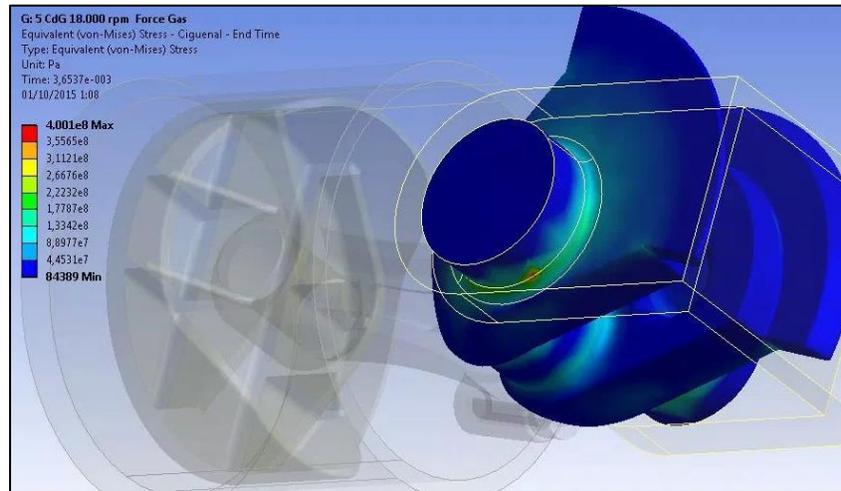
Figura 39. Fuerzas aplicadas al cigüeñal a) Tangencial b) Radial



Fuente: *Internal Combustion Engine Handbook* [34]

Una de las causas más comunes de falla en los cigüeñales es por fatiga en las áreas de cambio brusco del cigüeñal a causa de la carga flectora, esto porque el llamado filete del cigüeñal (zona de cambio de área) experimenta grandes rangos de carga durante su servicio, en la figura 40 se observa la magnitud de los esfuerzos a los que está sometido un cigüeñal, siendo críticas las zonas de cambio de área [45].

Figura 40. Estudio de esfuerzos de un cigüeñal en un MCI



Fuente: Diseño fórmula [46]

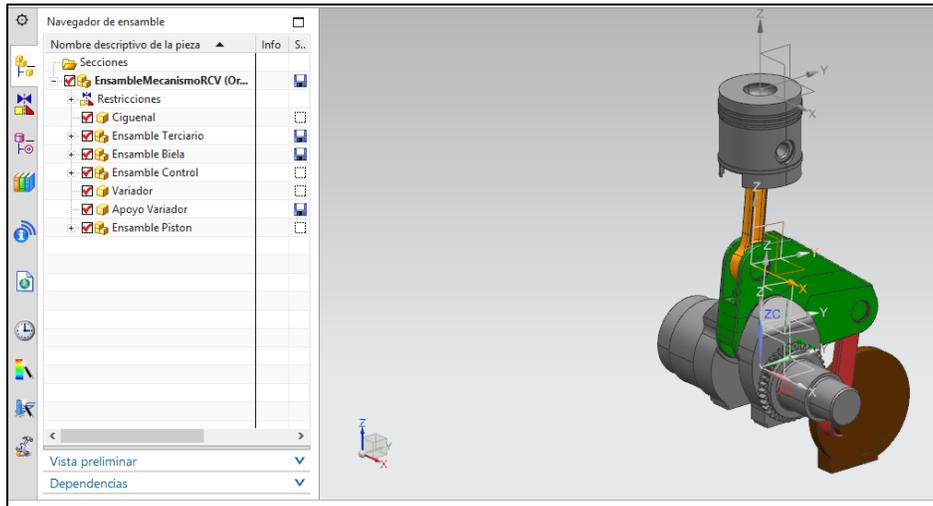
4.2 ESTADO DE ESFUERZOS EN LOS ESLABONES DEL MECANISMO DE RCV

Para estudiar el estado de esfuerzos de los eslabones del mecanismo de RCV, fue necesario trasladar los eslabones dibujados en SOLID WORKS al programa NX 11 en el entorno de ensamblaje, para facilitar el estudio de esfuerzos.

Posterior al ensamblado del mecanismo, se accedió al entorno de *Motion Simulation* del programa, éste permite simular y evaluar sistemas mecánicos en los siguientes ámbitos: desplazamientos, velocidades, aceleraciones, rango de movimiento, fuerzas de reacción, fuerzas y momentos inerciales, fuerzas y momentos transmitidos entre cuerpos, posiciones de bloqueo, interferencias y captura de cargas para modelado por elementos finitos.

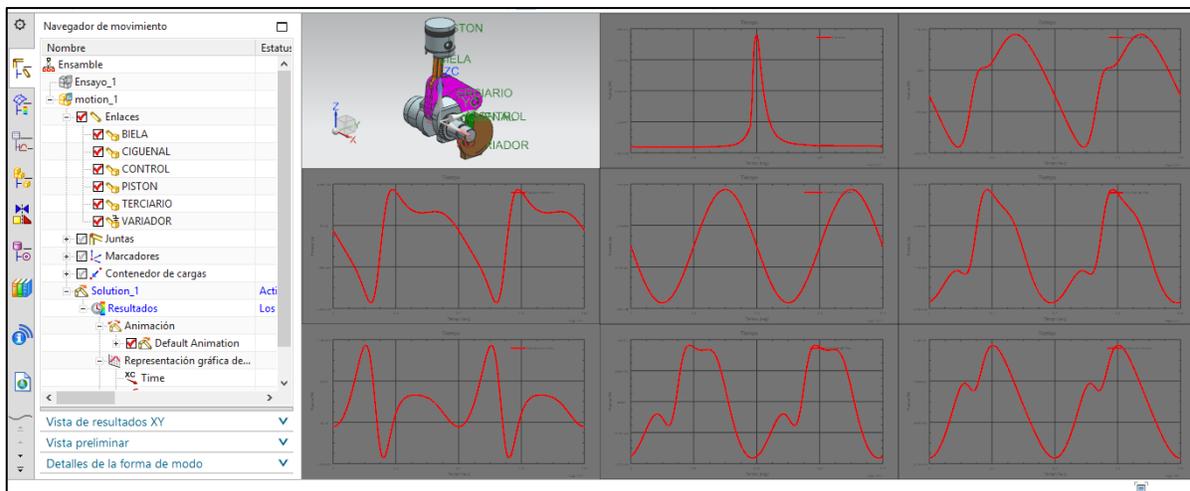
Seguido se sustituyeron las restricciones de ensamblaje por juntas cinemáticas que condicionan el movimiento igual al real, esto con juntas cilíndricas para las juntas entre biela y eslabón terciario, eslabón de control y controlador, eslabón terciario y cigüeñal, eslabón terciario y eslabón de control, cigüeñal y bastidor y entre el pistón y biela; además una junta de deslizamiento entre el pistón y bastidor.

Figura 41. Ensamble del mecanismo de RCV entorno ensamble NX 11



Luego de comprobar que el mecanismo tuviese un movimiento acercado a la realidad, se insertaron las fuerzas y momentos inerciales en el eje horizontal y vertical para cada eslabón, además de la fuerza del gas (ver 3.1.2). En la figura 42 se pueden observar algunas de las gráficas de las fuerzas y los momentos insertados en el programa.

Figura 42. Fuerzas y momentos inerciales introducidos en el entorno Motion Simulation NX 11



Finalmente se establecieron los parámetros de fricción estática y dinámica para cada junta cinemática. En este entorno la simulación se hizo para un tiempo igual a 0.04s lo que equivale a dos giros del cigüeñal a 3000 rpm que fueron subdivididos en 720 pasos de simulación de movimiento, con este tiempo de estudio se obtuvo como resultado las fuerzas en las juntas cinemáticas (ver 3.3.2).

En la tabla 10 se observan las componentes de las fuerzas para cada junta cinemática en su magnitud máxima, así como las componentes de las fuerzas inerciales en los eslabones y su momento inercial correspondiente al paso de simulación, éstas fueron trasladadas al entorno *Advanced Simulation* a fin de observar el efecto que ejercen sobre los eslabones.

Tabla 10. Casos de estudio de simulación estática **a) Biela b) Control c) Terciario**

JUNTA	PASO
	361
Terciario-Biela Y	-9709,43
Terciario-Biela Z	-118962,00
Pistón-Biela Y	-10741,80
Pistón-Biela Z	-128198,00
Fi Y	556,39
Fi Z	4606,33
Mi	1,57

a)

JUNTA	PASO	
	522	523
Terciario - Control Y	-2693,78	-2249,77
Terciario - Control Z	-53393050	-53215,1
Control - Controlador Y	-1083,97	-1587,16
Control - Controlador Z	55165,8	54868,1
Fi Y	-1823,75	-1854,24
Fi Z	1034,67	985,78
Mi	3,35	3,39

b)

JUNTA	PASO		
	360	361	522
Biela - Terciario Y	10524,70	9709,43	12993,00
Biela - Terciario Z	118127,00	118962,00	38464,30
Cigüeñal - Terciario Y	-10403,90	-8736,53	-21013,40
Cigüeñal - Terciario Z	-105832,00	-106072,00	-128374,00
Control - Terciario Y	4382,99	4448,06	2693,78
Control - Terciario Z	26013,40	25397,90	53393,50
Fi Y	2654,29	2654,29	-11295,77
Fi Z	19155,56	19155,56	-18468,37
Mi	-127,75	-127,78	470,56

c)

4.2.1 Estado de esfuerzos de la biela

A fin de encontrar los esfuerzos a los que está sometido cada eslabón se utilizó el entorno *Advanced Simulation* del programa NX 11, éste permite utilizar las fuerzas y momentos inerciales introducidos y las fuerzas en las juntas cinemáticas halladas en el entorno *Motion Simulation* y usarlas en cada eslabón.

El proceso de mallado para análisis de elementos finitos (FEA) de un cuerpo consiste en la división equivalente del mismo, en un sistema conformado por cuerpos más pequeños (elementos) interconectados por medio de puntos comunes (nodos), los cuales forman superficies y se comportan como volúmenes de control independientes, éstos a su vez son afectados por las condiciones de carga que afecten al cuerpo estudiado como un todo. Durante un FEA, en lugar de intentar resolver el problema como un todo en una sola operación, se divide el cuerpo a simular en un número finito de elementos, los cuales a su vez se resuelven simultáneamente, así se obtiene el resultado de todo el cuerpo conformado por cada uno de los resultados de cada elemento [47].

Para verificar que el mallado del cuerpo sea el óptimo para encontrar el estado de esfuerzos al que se encuentra sometido el eslabón, es necesario realizar un análisis de dependencia de malla, esto es solucionando el eslabón con las cargas aplicadas y con diferentes tamaños de elementos para verificar la variación del esfuerzo medio (σ_m) sobre una región de interés. El tamaño de elemento se define, cuando se alcanza el número de nodos necesarios para obtener un σ_m con una variación menor o cercana al 1%.

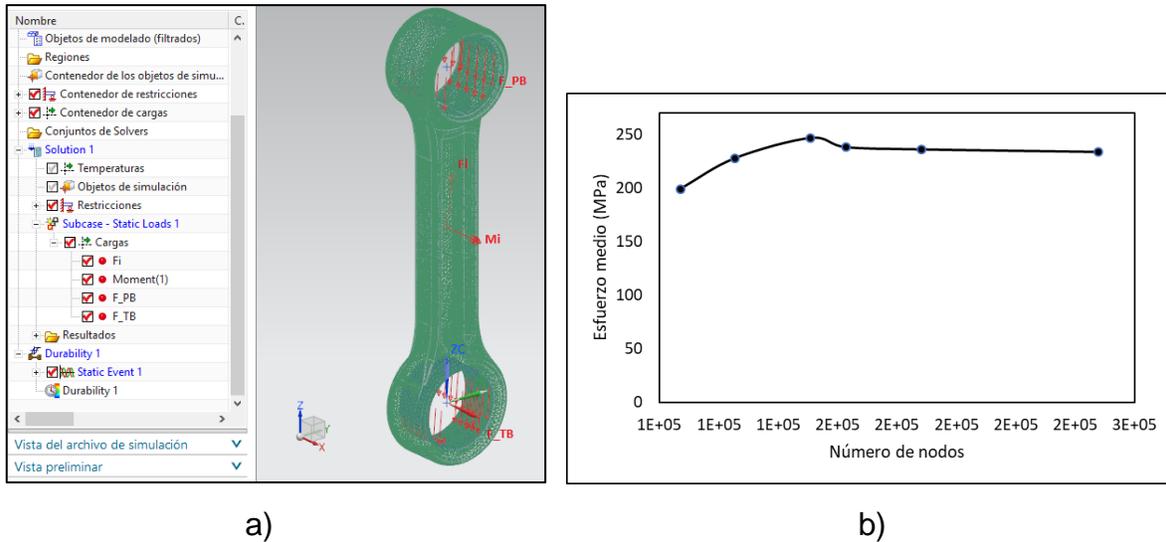
Tabla 11. Datos análisis de dependencia de malla biela

Tamaño de elemento (mm)	1,5	2	2,5	3	4	5
Número de nodos	247811	188267	162843	150939	125583	107039
Esfuerzo medio (MPa)	233,45	235,79	237,9	246,53	227,73	198,91

En la tabla 11 se observa que el valor del σ_m se estabiliza alrededor de 235.79 MPa para un tamaño de elemento de 2 mm; el error porcentual de este tamaño de elemento respecto a los tamaños de elemento 1,5 y 2,5 es 0,99% y 0,89% respectivamente. Así entonces la cantidad de nodos óptimos para el FEA es cercana a 188 267.

Además de la optimización del tamaño de elemento, la preparación para el FEA conlleva definir las fuerzas y momentos que actúan sobre el cuerpo y el tipo de restricción de movimiento que le generan sus pares cinemáticos, en este caso todos cilíndricos. En la figura 43 a se observa las fuerzas en las juntas cinemáticas y las fuerzas inerciales de la biela. En la figura 43 b se muestra la gráfica de dependencia de malla del eslabón.

Figura 43. Preparación de la biela para simulación estática a) Mallado y fuerzas aplicadas paso 361 b) Gráfica de análisis de dependencia de malla.



Luego de introducir las configuraciones de malla, cargas y restricciones; y antes de realizar la simulación estática, se introducen las características del material de la biela. Las características del AISI SAE 4340, material utilizado para los eslabones biela, terciario y control, se presentan a continuación en la tabla 12, en ésta se puede encontrar en la tercera columna el esfuerzo de fluencia (σ_y) y en la cuarta columna el esfuerzo último (σ_u) del material.

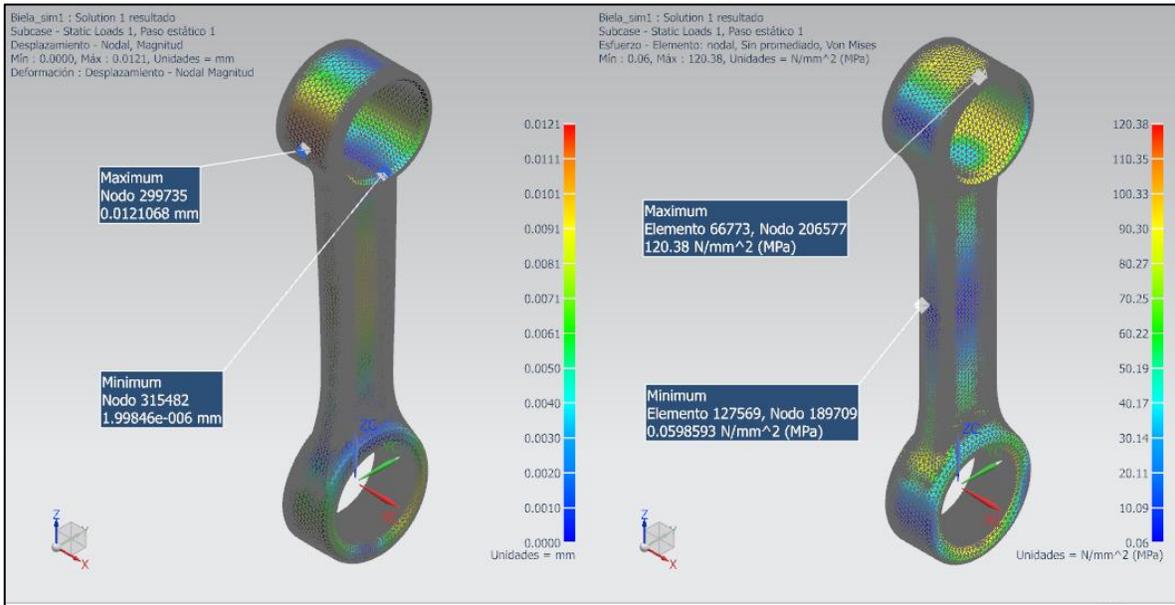
Tabla 12. Características del acero AISI SAE 4340

AISI SAE 4340	Estado	Resistencia de fluencia en tracción (Mpa)	Esfuerzo último en tracción (Mpa)	Elongación (%)	Dureza Brinell (HB)
	Templado y revenido @ 1000 °F	1076	1172	13	360

Fuente: Siderúrgica del pacifico (SIDELPA) [48]

Luego se procedió a ejecutar la simulación estática, de la cual se presentan los resultados de magnitud de la deformación y esfuerzo equivalente de Von Mises en la siguiente figura.

Figura 44. Resultados análisis estático de biela paso 361

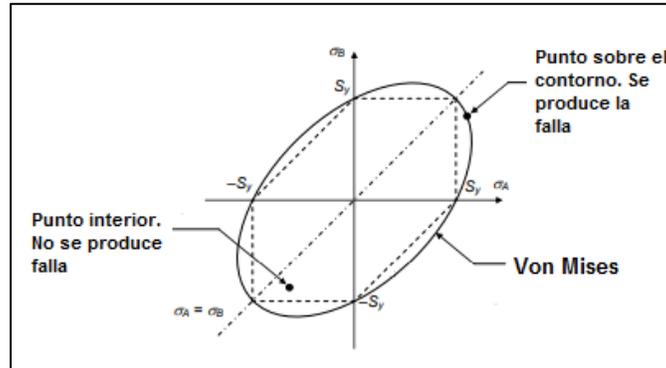


En la figura 44 lado izquierdo se observa la deformación que sufre el elemento sometido a las cargas el cual es igual a 0,021 mm en su magnitud máxima, este valor no es significativo para inducir el mal funcionamiento o atasco de los elementos unidos a la biela. En el lado derecho de la figura se presentan los resultados del esfuerzo equivalente de Von Mises; que en su esfuerzo máximo ($\sigma_{M\acute{A}X}$) tiene un valor de 120,38 MPa y en su esfuerzo mínimo ($\sigma_{M\acute{I}N}$) un valor de 0,059 MPa. En el lado izquierdo de la figura se puede observar que el cuerpo de la biela en ese instante se encuentra a tracción, realizando la comparación del lado derecho de la figura 44 y la figura 36, se puede observar que, aunque el esfuerzo máximo no se encuentran en la misma región, las zonas de unión entre el cuerpo de la biela y la cabeza o pie de la misma soportan esfuerzos de magnitudes similares a la máxima.

En el diseño por resistencia estática la teoría de fallo de la energía de distorsión (Von Mises – Hencky) es una de las preferidas para diseñar con materiales dúctiles, esta predice que “la falla del material ocurrirá cuando la energía de distorsión por unidad de volumen debida a los esfuerzos máximos absolutos en el punto crítico sea igual o mayor a la energía de distorsión por unidad de volumen de una probeta en el ensayo de tensión en el momento de producirse la falla” [49].

En la figura 45 se muestra que la zona de falla por resistencia estática de un material dúctil se encuentra fuera de los límites de fluencia del mismo.

Figura 45. Diagrama de σ_A vs. σ_B de la teoría de falla de Von Mises para un estado de esfuerzo plano



Fuente: Notas de clase Diseño I [49]

Para saber entonces si el eslabón soporta estos esfuerzos se calcula el factor de seguridad (N_s) como sigue:

$$N_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_{MÁX}}$$

Faires [50] recomienda un factor de seguridad mínimo entre 1,5 - 2 para materiales dúctiles basado en la resistencia a la fluencia, reemplazando los valores de esfuerzo de fluencia y esfuerzo máximo en la ecuación anterior, se tiene que el valor de factor de seguridad es mayor que los valores recomendados por el autor.

$$N_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_{MÁX}} = \frac{1076}{120,38} = 8,9$$

Así entonces se puede asegurar que la biela no fallará por resistencia estática.

4.2.2 Estado de esfuerzos del eslabón terciario

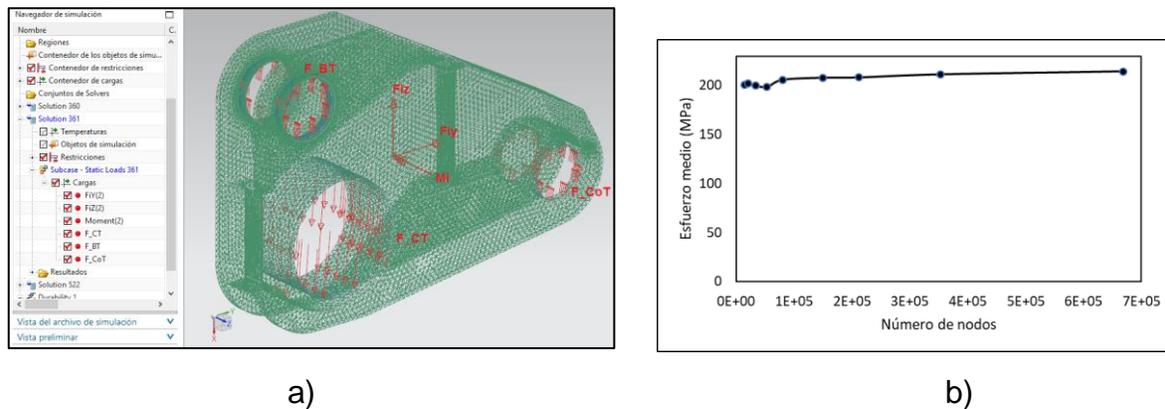
El eslabón terciario al estar compuesto de tres diferentes partes (superior, medio e inferior) fue modificado para realizar la simulación, fue unificado, se suprimieron redondeos y cambios de secciones poco relevantes para la distribución de esfuerzos. Para el eslabón terciario se realizó de igual manera el análisis de dependencia de malla, los datos se presentan en la tabla 13.

Tabla 13. Datos análisis de dependencia de malla eslabón terciario

Tamaño de elemento (mm)	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
Número de nodos	668231	352860	212017	149965	80248	53276	34189	20509	15137
Esfuerzo medio (MPa)	214,34	211,33	208,29	207,99	205,94	198,78	199,93	201,96	200,97

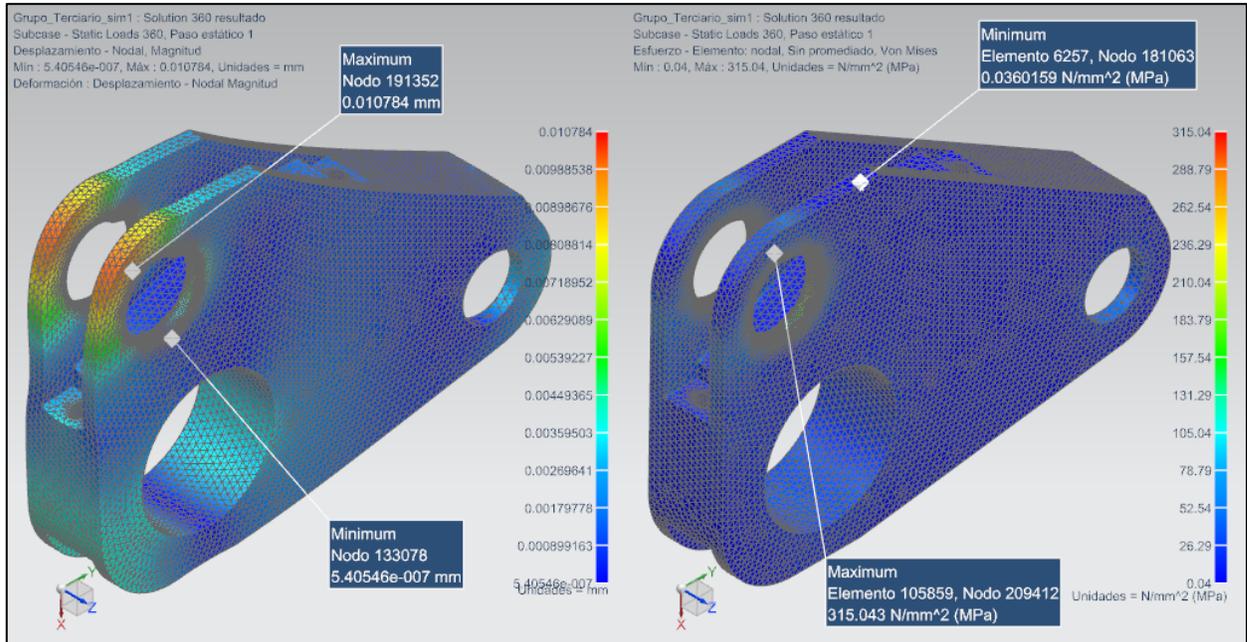
En la tabla 13 se observa que el valor del σ_m se estabiliza alrededor de 207,99 MPa para un tamaño de elemento de 3 mm; el error porcentual de este tamaño de elemento respecto a los tamaños de elemento 2,5 y 4 es 0,14% y 0,98% respectivamente. Así entonces la cantidad de nodos óptimos para el FEA es cercana a 149 965; si se realiza la comparación con la biela que es un eslabón más pequeño en volumen se puede verificar que la biela tiene mayor cantidad de nodos, esto es porque la biela tiene redondeos y cavidades que disminuyen el tamaño de elemento y aumentan la cantidad de nodos.

Figura 46. Preparación de eslabón terciario para simulación estática **a)** Mallado y fuerzas aplicadas vista seccionada **b)** Gráfica de análisis de dependencia de malla.

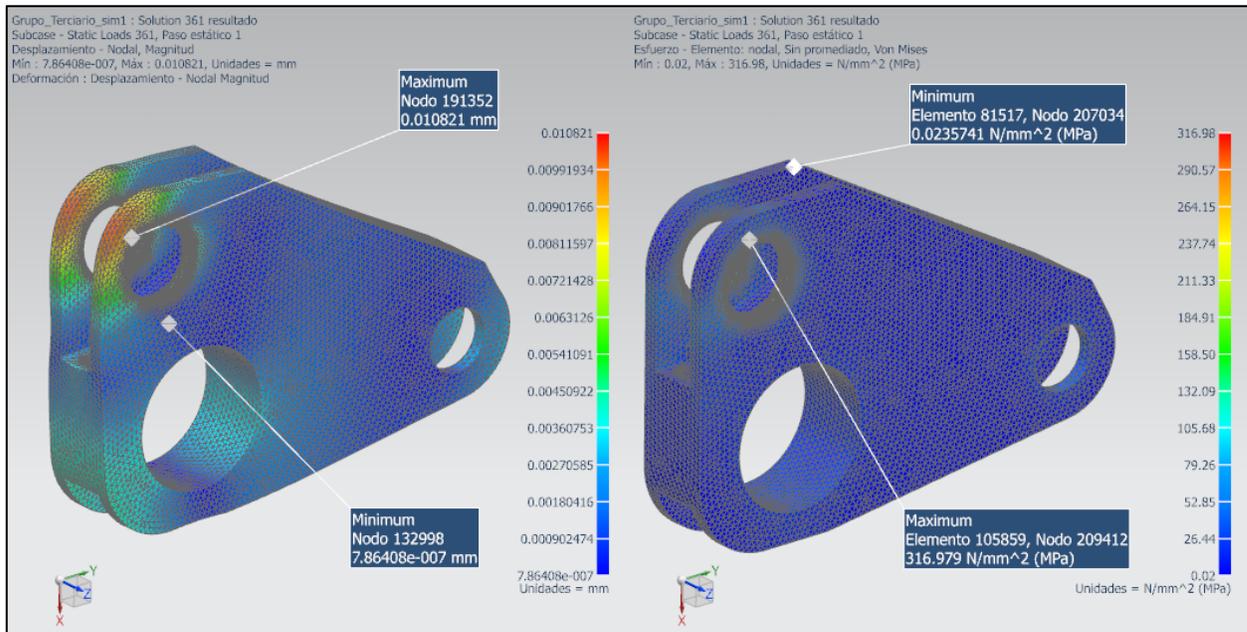


El eslabón terciario a diferencia de la biela tiene tres casos de estudio, esto debido a que la magnitud de la fuerza máxima en sus tres juntas cinemáticas ocurren en diferentes pasos del ciclo. Los resultados de magnitud de la deformación y esfuerzo equivalente de Von Mises se presentan en la figura 47. En ésta se observa que el paso 361 es el que produce un $\sigma_{MÁX}$ mayor entre los tres casos, acompañado de una deformación mayor que los otros casos, sin embargo, la magnitud de esta deformación puede considerarse no significativa para el atasco o mal funcionamiento de la biela.

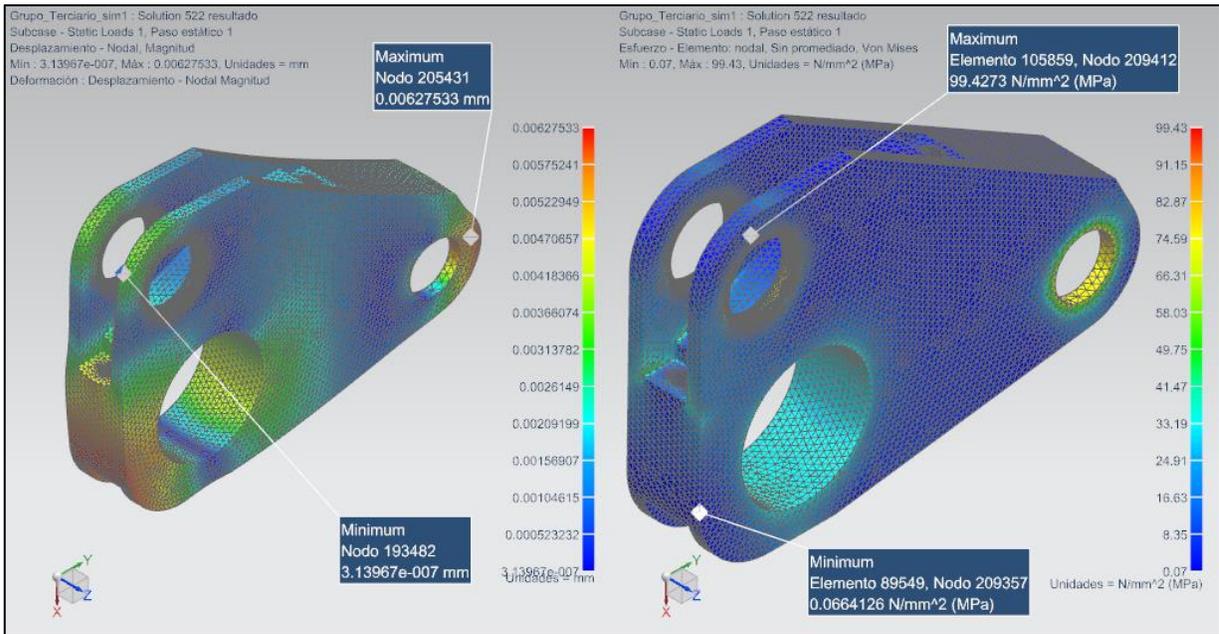
Figura 47. Resultado análisis estático de eslabón terciario a) Paso 360 b) Paso 361 c) Paso 522



a)



b)



c)

En la figura 47 a, b y c se observan las deformaciones que sufre el elemento sometido a las cargas en los pasos 360, 361 y 522 respectivamente. Las deformaciones para cada caso son a) 0,0107 mm b) 0,0108 mm y c) 0,006 mm. Los valores de esfuerzos para cada caso son a) $\sigma_{MÁX}=315,043$ MPa y $\sigma_{MÍN}=0,036$ MPa b) $\sigma_{MÁX}=316,979$ MPa y $\sigma_{MÍN}=0,023$ MPa y c) $\sigma_{MÁX}=99,427$ MPa y $\sigma_{MÍN}=0,066$ MPa.

En la figura 47 b y c, se observa que el $\sigma_{MÁX}$ se produce en la zona de la junta cinemática con la biela, esto es porque incluso siendo la fuerza máxima en las juntas con el eslabón de control y cigüeñal, las magnitudes de las fuerzas en la junta con la biela son mayores.

El factor de seguridad para el eslabón terciario fue calculado con el esfuerzo máximo del paso 361, por ser el mayor entre los tres pasos.

$$N_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_{MÁX}} = \frac{1076}{316,979} = 3,4$$

De esta manera se puede aseverar que el eslabón terciario no fallará por resistencia estática.

4.2.3 Estado de esfuerzos del eslabón de control

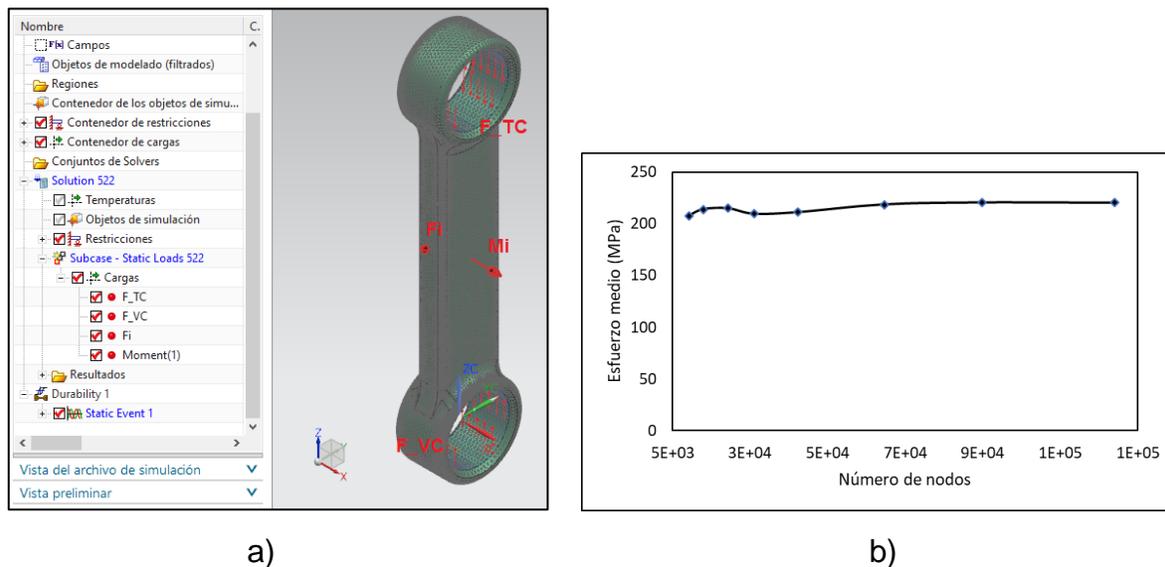
Aunque el eslabón de control es similar geoméricamente a la biela, las cargas que soporta son menores. Para este eslabón también se realizó el análisis de dependencia de malla.

Tabla 14. Datos análisis de dependencia de malla eslabón de control

Tamaño de elemento (mm)	2	2,5	3	4	5	6	8	10
Número de nodos	119020	84810	59581	37359	26005	19331	12967	9208
Esfuerzo medio (MPa)	220,34	220,60	218,70	211,12	209,55	214,96	214,10	207,64

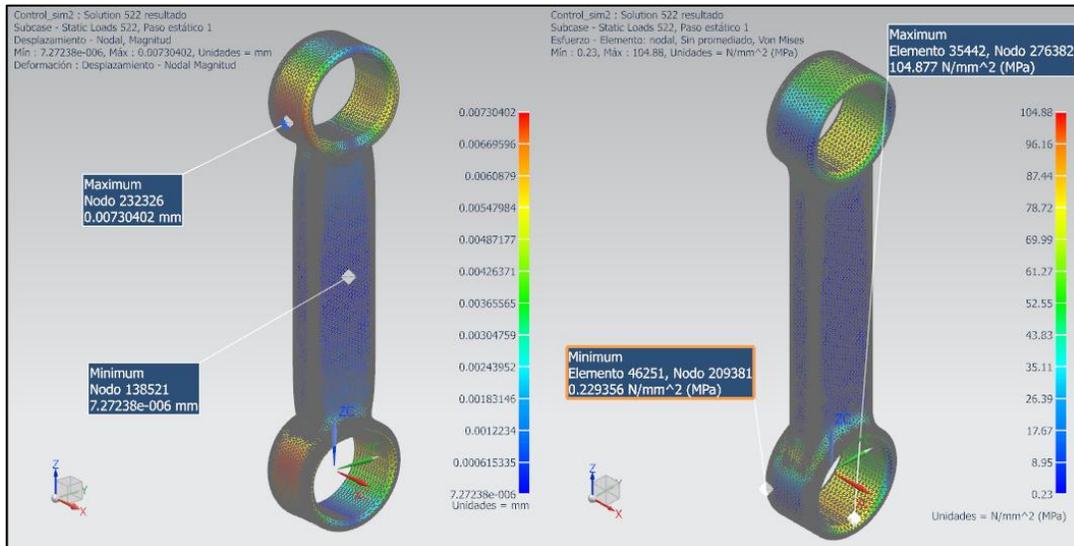
En la tabla 14 se observa que el valor del σ_m se estabiliza alrededor de 220.60 MPa para un tamaño de elemento de 2,5 mm; el error porcentual de este tamaño de elemento respecto a los tamaños de elemento 2 y 3 es 0,12% y 0,86% respectivamente. Así entonces la cantidad de nodos óptimos para el FEA es cercana a 84 810; realizando la comparación con la biela que es un eslabón similar en volumen se puede verificar que el eslabón control tiene menos de la mitad del número de nodos que la biela, esto es porque el eslabón de control no tiene cavidades ni tantos redondeos como la biela.

Figura 48. Preparación eslabón de control para simulación estática a) Mallado y fuerzas aplicadas b) Gráfica de análisis de dependencia de malla.

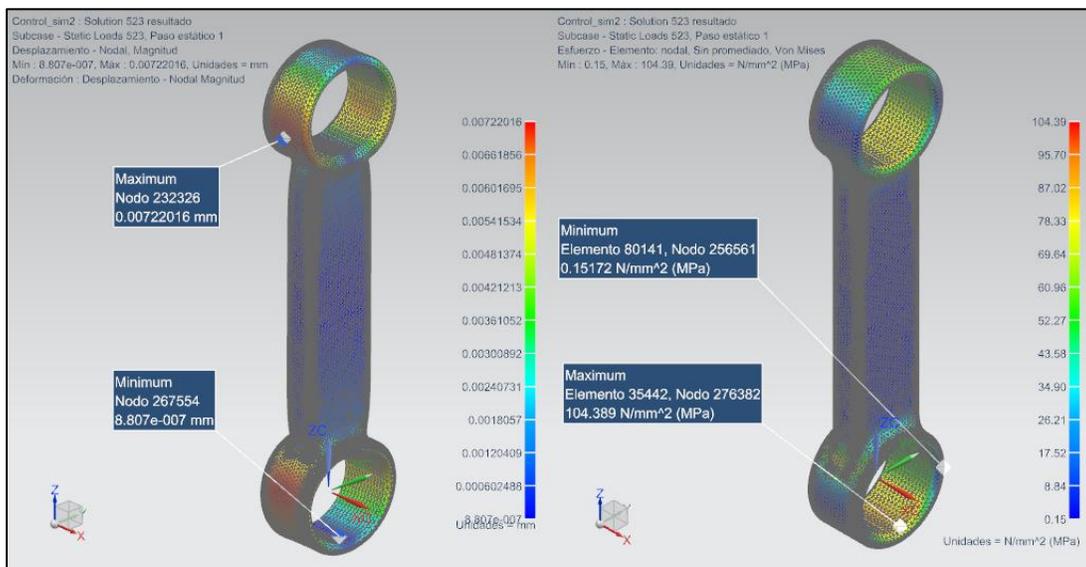


El eslabón de control tiene dos casos de estudio, esto porque la magnitud de la fuerza máxima en sus juntas cinemáticas ocurren en diferentes pasos del ciclo. Los resultados de magnitud de la deformación y esfuerzo equivalente de Von Mises se presentan en la figura 49.

Figura 49. Resultados simulación estática de eslabón de control a) Paso 522 b) Paso 523



a)



b)

En la figura 49 a, b se observa que la variación entre las deformaciones y los esfuerzos es mínima. Las deformaciones para cada caso son a) 0,0073 mm b) 0,0072 mm. Los valores de esfuerzos para cada caso son a) $\sigma_{MÁX}= 104,877$ MPa y $\sigma_{MÍN}=0,229$ MPa b) $\sigma_{MÁX}=104,389$ MPa y $\sigma_{MÍN}=0,151$ MPa. En ambas figuras a y b se puede apreciar en el lado izquierdo que el cuerpo del eslabón control en ese instante se encuentra a compresión.

El factor de seguridad para el eslabón de control fue calculado con el esfuerzo máximo del paso 522, por ser el mayor entre los dos pasos.

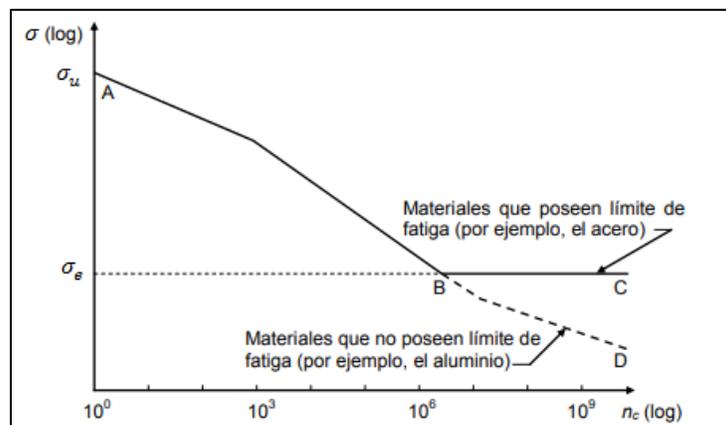
$$N_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_{MÁX}} = \frac{1076}{104,877} = 10,2$$

Así entonces se puede asegurar que el eslabón de control no fallará por resistencia estática.

4.3 ANALISIS A FATIGA DE LOS ESLABONES DEL MECANISMO DE RCV

Debido a que las cargas a las que está sometido el mecanismo de RCV son variables, se hace necesario realizar un análisis de vida a fatiga además del análisis estático. Mientras que un elemento puede soportar una gran carga estática, el mismo puede fallar con una carga menor si esta se repite un gran número de veces. En la figura 50 se muestra el diagrama de Wohler o diagrama de vida – resistencia, la curva ABC es el generalmente el comportamiento a fatiga para muchos aceros.

Figura 50. Diagrama de vida - resistencia



Fuente: Notas de diseño I [49]

Donde n_c es el número de ciclos a los que se somete la probeta de ensayo en la prueba de flexión giratoria y σ_e es el límite de resistencia a la fatiga. Para la mayoría de los aceros este límite puede estimarse de la siguiente manera:

$$\sigma_e \approx \sigma_u \times 0,5$$

Para el material SAE 4340 el límite será entonces:

$$\sigma_e \approx 1172 \times 0,5 \approx 586 \text{ MPa}$$

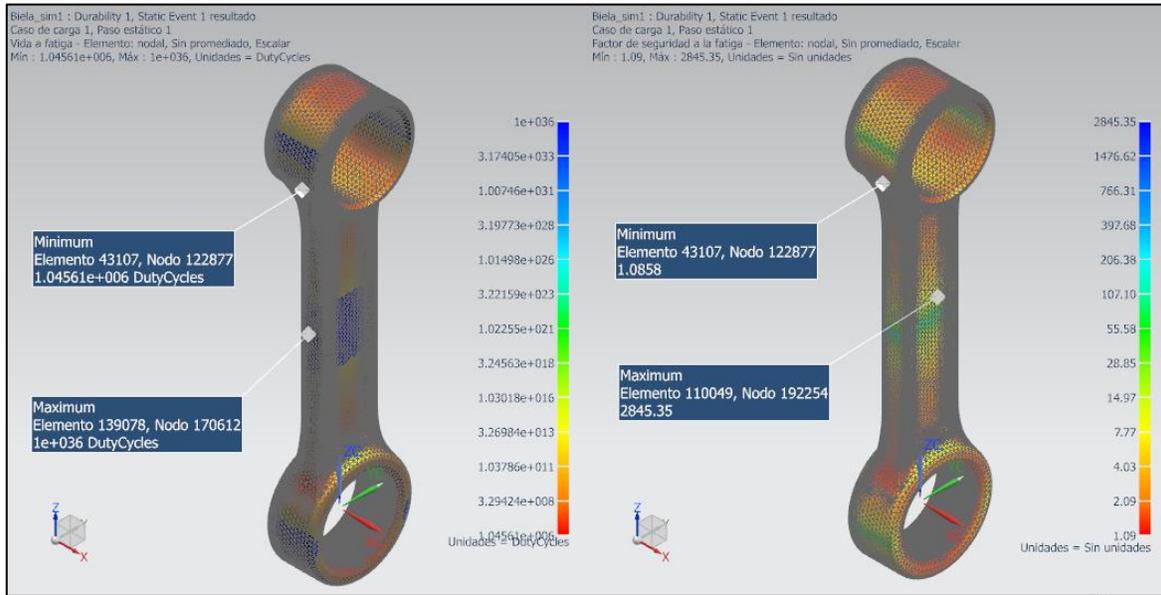
Existen diferentes métodos para ubicar los datos de falla en las pruebas de fatiga, parábola de Gerber, línea de Goodman modificada y línea de Soderberg. De éstas Goodman modificada es la más utilizada en diseño a fatiga, especialmente por tres razones: se adecua a materiales dúctiles y frágiles, es la más conservadora ya que los puntos de falla quedan por encima de la línea y que la ecuación de una recta es un poco más sencilla que la ecuación de una parábola [49].

4.3.1 Análisis a fatiga de la biela

Para realizar el análisis de fatiga para la biela, fue necesario definir los parámetros de solución del programa, iniciando por seleccionar los valores de esfuerzos a los que está sometido cíclicamente el eslabón (esto es con los resultados del análisis de estático realizado anteriormente), el número de ciclos del estudio igual a $1,0e+006$ para vida infinita, la característica de los esfuerzos aplicados (tensión de Von Mises), el criterio de cálculo del σ_e , el modelo de falla como Goodman y se solicitaron los resultados de vida a fatiga y factor de seguridad a la fatiga.

En la figura 51 se encuentra el resultado del análisis a fatiga de la biela, con resultados de vida a fatiga (izquierda) y factor de seguridad (derecha).

Figura 51. Resultados de simulación a fatiga de la biela paso 361



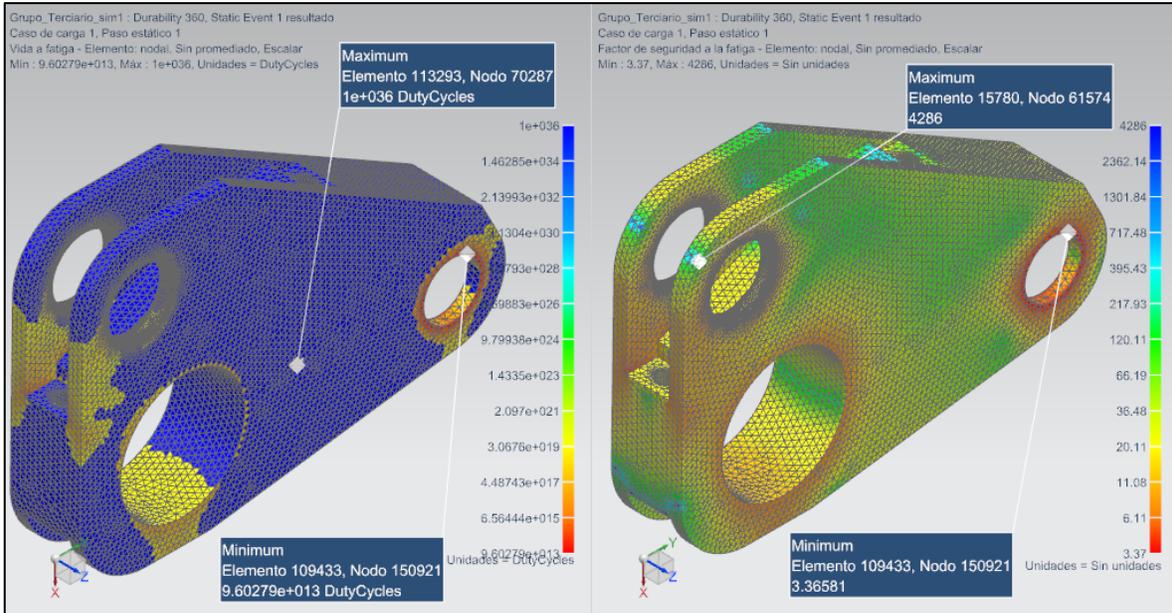
En la figura 51 lado izquierdo se encuentran los resultados de número de ciclos y en el lado derecho el factor de seguridad. Como se observa la zona crítica de la biela es el redondeo entre el cuerpo de la biela y el pie de la biela (zona de unión con el pistón). Sin embargo, el número mínimo de ciclos para vida infinita es superado $n_c=1,04561e+006$ al igual que el factor de seguridad es igual a 1,0858 lo que indica que el eslabón resiste la fatiga para vida infinita.

4.3.2 Análisis a fatiga del eslabón terciario

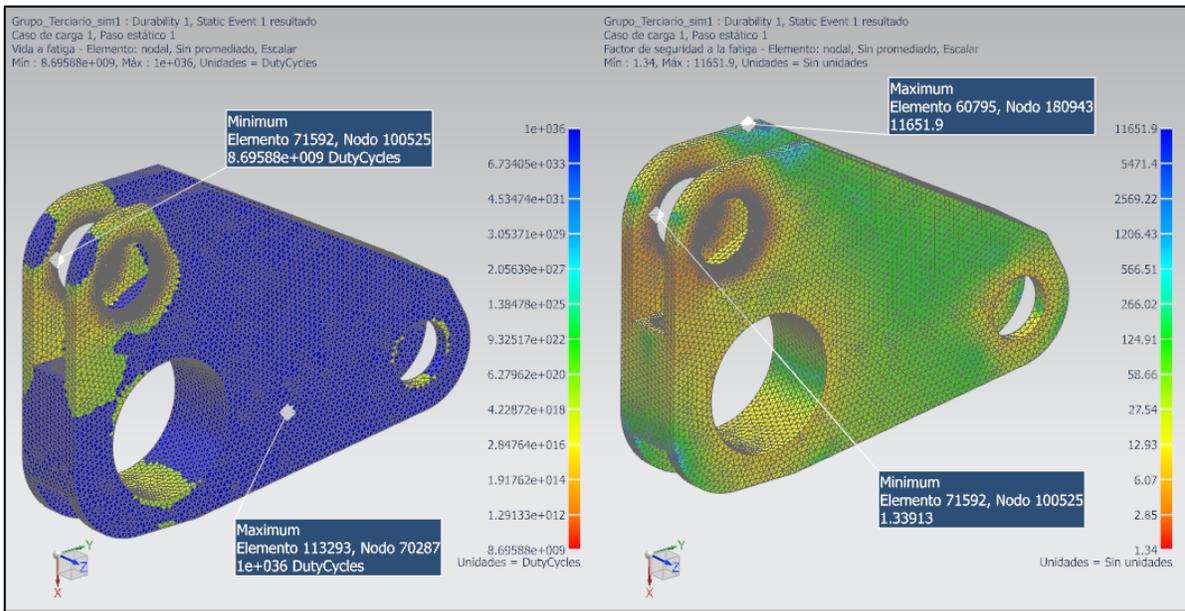
Este eslabón tiene las mismas configuraciones para el análisis a fatiga que la biela; excepto por los valores de esfuerzo a los que está sometido el eslabón. En el análisis de resistencia estática se realizó la verificación del factor de seguridad solamente para la mayor magnitud de esfuerzo; sin embargo, el análisis a fatiga se debe realizar con los tres pasos simulados, esto porque factores como cantidad de material, redondeos y cargas constituyen una diferencia de cálculo y por consecuencia de resultados de los valores requeridos.

En la figura 52 se encuentran los resultados de análisis a fatiga para los tres casos del eslabón terciario.

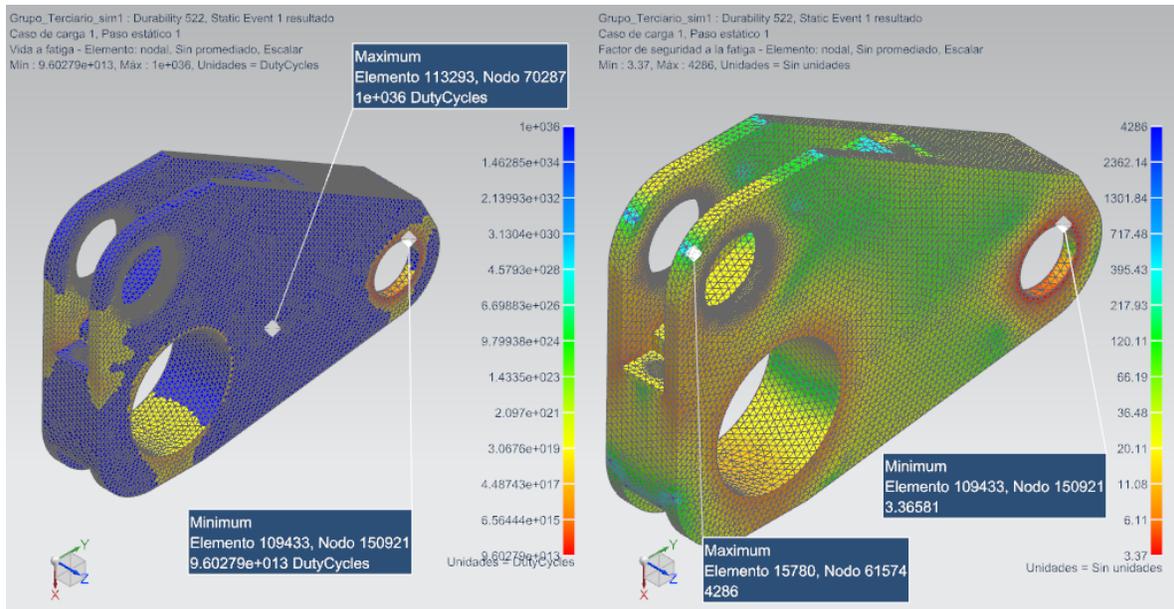
Figura 52. Resultados simulación a fatiga de eslabón terciario a) Paso 360 b) Paso 361 c) Paso 522



a)



b)



c)

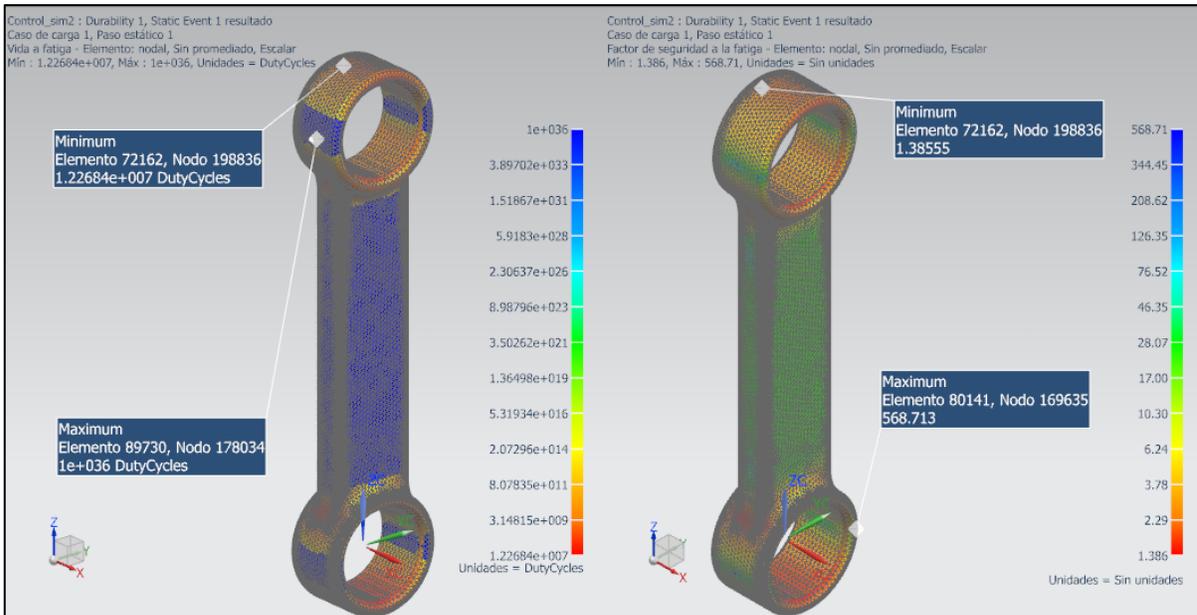
En la figura 52 a b y c en lado izquierdo se encuentran los resultados de número de ciclos y en el lado derecho el factor de seguridad. Como se observa la zona crítica cambia según el paso y sus respectivos esfuerzos máximos y mínimos. Sin embargo el número mínimo de ciclos para vida infinita es superado para cada caso a) $n_c=9,602e+013$ b) $n_c=8,695e+009$ y c) $n_c=9,607e+013$ al igual que los factores de seguridad que son mayores a 1 para cada caso a) 3,36 b) 1,33 y c) 3,36 lo que indica que el eslabón terciario resiste la fatiga para vida infinita.

4.3.3 Análisis a fatiga del eslabón de control

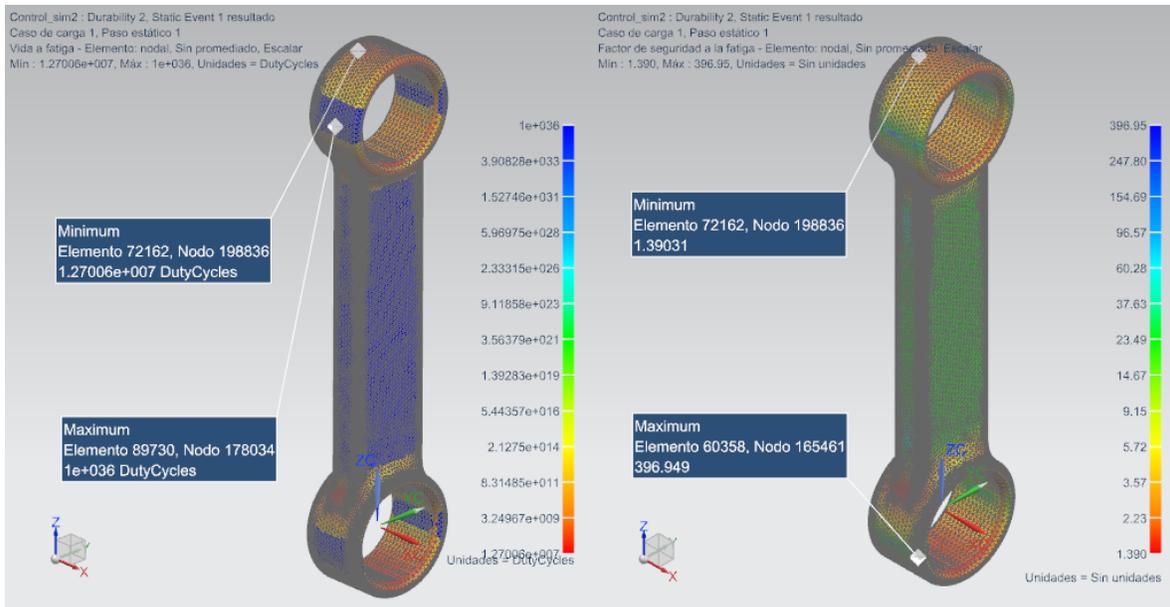
Este eslabón tiene las mismas configuraciones para el análisis a fatiga que la biela y el eslabón terciario; excepto por los valores de esfuerzo a los que está sometido. En el análisis de resistencia estática se realizó la verificación del factor de seguridad solamente para la mayor magnitud de esfuerzo; sin embargo, el análisis a fatiga se debe realizar con los dos pasos simulados, esto porque factores geométricos y de naturaleza de los esfuerzos aplicados, generan cambios en los resultados requeridos.

En la figura 53 se encuentran los resultados de análisis a fatiga para los tres casos del eslabón terciario.

Figura 53. Resultados simulación a fatiga de eslabón de control a) Paso 522 b) Paso 523



a)



b)

En la figura 53 a y b en lado izquierdo se encuentran los resultados de número de ciclos y en el lado derecho el factor de seguridad. Como se observa los resultados son muy similares dadas las condiciones de carga semejantes. Igualmente, el número mínimo de ciclos para vida infinita es superado para cada caso a) $n_c=1,226e+007$ y b) $n_c=1,270e+007$ al igual que los factores de seguridad que son mayores a 1 para cada caso a) 1,38 y b) 1,39 lo que indica que el eslabón de control resiste la fatiga para vida infinita.

A medida que se realizaron los análisis de resistencia y fatiga, los eslabones fueron ligeramente modificados para que pudieran soportar los esfuerzos a los que estaban sometidos, en el anexo F se encuentran los planos de construcción de los eslabones y las piezas necesarias para su ensamble como casquillos, bulones, controlador, apoyo del controlador, eje del controlador, anillos de sujeción y tornillos. En el anexo G se encuentran las rutas de trabajo para el mecanizado de cada eslabón.

CONCLUSIONES

En este trabajo de grado se ha diseñado un mecanismo multi eslabón para un motor de combustión interna con relación de compresión variable. Los siguientes resultados fueron obtenidos al tener en cuenta el estado del arte, la estructura del mecanismo, el análisis cinemático, el análisis dinámico, teorías de diseño a la resistencia y la manufactura:

- Se diseñó un motor de combustión interna monocilíndrico de RCV que incorpora un mecanismo multi eslabón dentro del bastidor de un motor Petter PJ1 sin la necesidad de realizar grandes modificaciones.
- Se realizó el diseño preliminar de las longitudes de los eslabones del mecanismo multi eslabón, las cuales fueron optimizadas por medio de algoritmos genéticos obteniendo relaciones de compresión que van desde 17,5:1 hasta 11:1 y manteniendo características cinemáticas y dinámicas (posición, velocidad, aceleración, sobre aceleración y cargas) similares a las del mecanismo manivela deslizador básico.
- Se realizó la validación de resistencia estática y de vida a fatiga de los eslabones biela, terciario y control, definiendo el tamaño de elemento óptimo para realizar el análisis por elementos finitos, y utilizando las cargas calculadas de presión de los gases e inercia. Se encontró que todos los eslabones resisten las solicitaciones con valores de factores seguridad mayores a los recomendados.
- Se realizaron los planos de construcción y rutas de trabajos para eslabones biela, control, terciario (superior, medio e inferior), controlador, apoyo controlador, además de casquillos y bulones; definiendo ajustes, rugosidad para aquellas superficies de las cuales depende el movimiento del mecanismo y tolerancias geométricas y de forma esenciales para el desempeño del mecanismo.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] WAUKESHA ENGINE DIVISION DRESSER INDUSTRIES INC., "The Waukesha CFR Fuel, Research Engine.," no. Boletín No. 1163, Junio 1980.
- [2] G. M. Tashtoush , M. Al-Widyan and A. M. Albatayneh, "Factorial analysis of diesel engine performance using different types of biofuels," *Journal of Environmental Management*, no. 84, pp. 401-411, 2007.
- [3] S. AMJAD, V. M. N SHENBAGA and R. R, "Variable compression ratio engine: a future power plant for automobiles - an overview," *Departament of Automobile Engineering, PSG Collegue of Technology*, 4 Abril 2007.
- [4] Naciones Unidas, *Protocolo de Kyoto de la convención marco de las naciones unidas sobre el cambio climático*, Kyoto, 1997.
- [5] Consejo Union Europea, "Decisión del consejo 2002/358/CE," *Diario Oficial de las Comunidades Europeas*, 25 Abril 2002.
- [6] Consejo y Parlamento Comunidad Europea, "Directiva 1999/94/CE," *Diario Oficial de las Comunidades Europeas*, 13 Diciembre 1999.
- [7] Grupo de Mercado Comun MERCOSUR, "Resolución N° 35/94," *Resoluciones del Grupo Mercado Común*, 1994.
- [8] O. Erlandsson , "Demonstrating the Performance and Emission Characteristics of a Variable Compression Ratio Alvar-Cycle Engine," *SAE TECHNICAL PAPER SERIES*, Octubre 1998.
- [9] Portafolio, "Más de 550.000 vehiculos utilizan GNV en Colombia," 28 Junio 2018.
- [10] M. Katsuya, A. Shunichi, U. Kenshi, H. Ryousuke, T. Shinichi , F. Hiroya and A. Takayuki, *A Study of a variable compression ratio system with a multi-link mechanism*, Detroit, Michigan: SAE International, 2003.
- [11] J. Brevick, "Variable compression ratio piston". US Patent Pat. 5755192, 26 Mayo 1998.
- [12] M. Yan, *Variable piston timing*, Detroit, Michigan: SAE International, 1997.
- [13] FEV MOTORENTCHNIK GMBH, "Development of a Two-Stage Variable Compresssion Ratio Engine," Abril 2009.

- [14] D. Gooijer and H. Lambertus, "A reciprocating piston mechanism". Naarden, Holanda Patent EP 2 620 614 A1, 31 Julio 2013.
- [15] A. Pohjalainen , "Cylinder Pressure Adjuster of a Motor". Estados Unidos de America Patent US 8662032, 4 Marzo 2014.
- [16] M. Roberts, *Benefits ans Challenges of Variable Compression Ratio (VCR)*, Detroit, Michigan: SAE TECHNICAL PAPER SERIES, 2003.
- [17] ENVERA, LLC, "Envera Variable Compression Ratio Engine," Mill Valley, California, 2011.
- [18] MCE-5 VCRi, "www.vcr-i.com," [Online]. Available: http://www.mce-5.com/resultats_cle.html. [Accessed 20 04 2015].
- [19] H. Ryosuke , A. Shunichi , T. Shinichi , U. Kenshi and S. Takanobu, *A study of a multiple-link variable compression ratio system for improving engine performance*, Detroit, Michigan: SAE International, 2006.
- [20] S. Astana, S. Bansal, S. Jaggi and N. Kumar, "A Comparative Study of Recent Advancement in the Field of Variable Compression Ratio Engine Technology," *SAE Technical Paper*, 2016.
- [21] J. R. Clarcke and R. J. Tabaczynski, "Internal combustion engine with adjustable compression ratio and knock control". US Patent Pat. 6135086, 24 Octubre 2000.
- [22] G. Haraldsson, P. Tunestal, B. Johansson and J. Hyvonen, *HCCI combustion phasing in a multicylinder engine using variable compression ratio*, 2002.
- [23] E. Olof, L. Gunnar, F. Söderberg , J. Bengt and V. W. Wong, *Demonstrating the performance and emission characteristics of a variable compression ratio, alvar-cycle engine*, SAE Technical Paper, 1998.
- [24] W. Karsten, "Developement of a Two-stage Variable Compression Ratio Engine," Aachen, Germany.
- [25] Petter Diesels, *Petter Diesel 1:49 PJ*, New York.
- [26] J. Hrones and G. Nelson, *Analysis of the Four Bar Linkage*, New York: Mit Press and Wiley, 1951.
- [27] D. E. Golberg, *Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning*, Alabama: Addison-Wesley, 1989.
- [28] P. T. Rodriguez-Piñero, "Introducción a los algoritmos genéticos y sus aplicaciones," *Rect@*, 2002.

- [29] H. Quintero , G. Calle and A. Diaz , "Síntesis de generación de trayectoria y de movimiento para multiples posiciones en mecanismos, utilizando algoritmos genéticos," *Revista Scientia et technica*, vol. Vol. 2, no. num 25, Agosto 2004.
- [30] C. A. ROMERO P, Motores de combustión interna, fundamentos de construcción y cálculo, Pereira, 2002.
- [31] A. Kolchin and v. Demidov, Design of automotive engines, Moscú: Mir Publishers Moscow, 1984.
- [32] S. Yusuke, M. Kondo and M. Hara, *A study concerning booming noise of a multi-link type variable compression ratio engine*, Detroit: SAE International, 2009.
- [33] O. E. González Giraldo, "Modelado termodinámico y estructural de un motor de combustión interna alternativo," Pereira, 2015.
- [34] R. Van Basshuysen and F. Schäfer, Internal Combustion Engine Handbook, Warrendale: SAE International, 2004.
- [35] R. Plamenov Georgiev, "Desing a four-cylinder," Pamplona, 2011.
- [36] M. Jójvaj, Motores de automóvil, URSS: Mir Moscú, 1987.
- [37] G. Calle Trujillo, H. F. Quintero Rianza, A. Diaz and E. Henao Castañeda, *Notas de clase Mecánica de Maquinaria*, Pereira, 2013.
- [38] DIN Deutsches Institut für Normung, *DIN 53 323 parte 3: Tribología, Fricción, Conceptos, Tipos, Condiciones, Características*, Berlin: Beuth Verlag, 1993.
- [39] S. Garcia, "Renovetec," 23 Septiembre 2007. [Online]. Available: <http://mantenimientoindustrial.wikispaces.com/Lubricaci%C3%B3n+en+motores+alternativos+de+gas>. [Accessed 20 Noviembre 2015].
- [40] K.-H. Dietsche, Manual de la técnica del automovil, Reverte, 2005.
- [41] S. D. NX, *Join friction*, Munich.
- [42] A. Londhe , V. Yadav and A. Sen , *Finite element analysis of connecting rod and correlation with test*, Detroit : SAE International, 2009.
- [43] E. Ernst, U. Eilrich and M. Weber, "PM- Connecting Rods: Porosity Versus Performance- An Inevitable Conflict?," *SAE TECHNICAL PAPER SERIES*, no. 960383, 1996.
- [44] S.-W. Cha, E.-J. Ha , K.-W. Lee and H. Chang, "Development of Fatigue Durability Analisis Techniques for Engine Piston using CAE," *SAE International*, 2009.

- [45] F. H. Montazersadgh and A. Fatemi, *Stress Analysis and optimizationn of Crankshafts Subject to Dynamic Loading*, Toledo: The University of Toledo, 2007.
- [46] A. Sanchez, "Diseño formula 1," 19 octubre 2015. [Online]. [Accessed enero 2016].
- [47] M. A. Jiménez Pérez , *Análisis y optimización con interacción de Dummy, de la carrocería del automóvil "Tubolare SAND CAR" de Tecnoidea Sa de CV.*, Puebla: Universidad de las Américas Puebla, 2004.
- [48] SIDELPA , *Propiedades mecánicas aproximadas de algunos aceros aleados..*
- [49] L. Vanegas Useche, *Notas de clase Diseño 1*, Pereira: Universidad TEcnología de Pereira, 2011.
- [50] V. M. Faires, *Diseño de elementos de máquinas*, Mexico: Limusa, 1995.
- [51] J. Agüera Sorino, *Cálculo de ciclos teóricos aire-combustible para motores endotérmicos, mediante el programa progases*, Córdoba, 2012.
- [52] Cortés Marín, Elkin Alonso , Álvarez Mejía, Fernando and González Sánchez, Hugo Alberto , *Máquinas autopropulsadas: Guía práctica*, Medellín: Universidad Nacional de Colombia. Sede Medellín, 2007.
- [53] Yunus A. Cengel and Michael A. Boles, *Termodinámica*, Sexta Edición ed., Mexico D.F.: Mc Graw Hill, 2009.
- [54] U. K. Saha, "Internal Combustion Engines Valve Timing Diagrams," Guwahati.
- [55] C. A. Romero Piedrahita, "Contribución al conocimiento del comportamiento térmico y la gestión térmica de los motores de combustión internal alternativos," Valencia, 2009.
- [56] H. Hiroyasu, "Diesel Engine Combustion and Its Modeling," in *International Symposium* , Comodia , 1985.
- [57] J. Martín Díaz, "Aportación al diagnostico de la combustión en motores diesel de inyección directa," Valencia, 2007.
- [58] CTM Motores Térmicos, "Calmec FT Manuel Scientifique," Valencia, 2003.
- [59] N. Watson, A. Pilley and M. Marzouk, "A Combustion Correlation for Diesel Engines Simulation," no. 800029, 1980.
- [60] J. Araque and S. Fygueroa, "Ciclos Combustible-Aire," Merida, 2003.

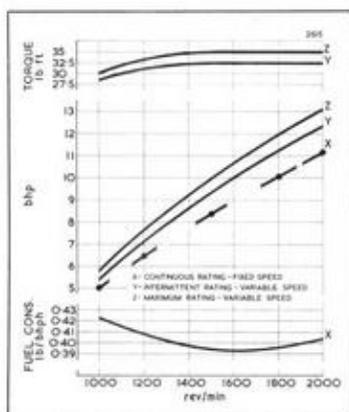
- [61] J. J. López Sánchez, Estudio teórico-experimental del chorro libre diesel no evaporativo y de su interacción con el movimiento del aire, U. P. d. V. CMT Motores Térmicos, Ed., Barcelona: Reverté, 2005.
- [62] National Renewable Energy Laboratory, "Biodiesel handling and use guide," Springfield, 2009.
- [63] U. K. Saha, "Indian Institute of Technology Guwahati," [Online]. Available: http://www.iitg.ernet.in/scifac/qip/public_html/cd_cell/chapters/uk_saha_internal_combustion_engine/qip-ice-32-variable%20compression%20ratio%20engines.pdf. [Accessed 20 04 2015].
- [64] T. Naoki, A. Shunichi, M. Katsuya and H. Ryousuke, *A study concerning the noise and vibration characteristics of an engine with multiple-link variable compression ratio mechanism*, Detroit , Michigan : SAE International, 2005.
- [65] M. J. M. Alarcos, "Combustibles y su poder calorífico," Madrid, 2011.
- [66] G. Calle Trujillo , H. F. Quintero Rianza, A. Diaz and E. Henao , *Notas de clase de Mecánica de Maquinaria*, vol. Lección 3, Pereira, 2014.
- [67] A. Navas Muñoz, "Análisis de los códigos educacionales MEDICI y MEPO para la simulación de MCIA del grupo de motores térmicos," Sevilla.
- [68] L. Ripoll Masferrer, Análisis y diseño de volantes de inercia de materiales compuestos, Barcelona : Universitat Politècnica de Catalunya, 2005.
- [69] G. Calle Trujillo, C. A. Romero P and H. F. Quintero Rianza, "Cálculo preciso del momento de inercia de una volante por el método grafo-analítico de Wittenbauer," *Scientia Et Technica*, no. 10, Julio 1999.
- [70] K. Mouleeswaran Senthil and k. Yogesh, "Optimization of flywheel materials using genetic algorithm," vol. Volumen V, 2012.
- [71] G. Calle Trujillo, *Análisis dinámico de mecanismos, Lección N°7*, Pereira, 2009.
- [72] A. Pohjalainen, "Cylinder Pressure Adjuster of a Motor". United States Patent US 8662032 B2, 4 March 2014.

ANEXOS

Anexo A. Ficha técnica motor Petter PJ1



PETTER DIESELS



rev/min Crank- shaft	rev/min Cam- shaft	bhp	
		Con- tinuous	Inter- mittent
1000	500	5.0	5.5
1200	600	6.4	7.0
1500	750	8.5	9.3
1800	900	10	11
2000	1000	11.25	12.4



SPECIFICATION

Four-cycle, overhead valve, compression ignition engine with direct injection. Cast iron crankcase, cylinder and cylinder head. Centrifugal type cooling fan integral with flywheel. Forged steel crankshaft with aluminium/tin shell bearings. Forged steel connecting rod and aluminium piston. Oil pump lubrication. Engine-mounted 2.4 U.S. gallon fuel tank. Removable safety type starting handle. Cast iron flywheel and forged steel extension shafts. Exhaust muffler. Fuel, lubricating oil and air filters with replaceable elements.

GOVERNING

In accordance with B.S. Specification 649 : 1958 Class A2 at fixed speeds of 1500, 1800 and 2000 rev/min. Class B for variable speed engines based on a design speed of 2000 rev/min.

RATING

Rated bhp is the power developed continuously at the rated speed to B.S. 649 : 1958. Intermittent bhp is 10% higher than the rated bhp and is available for 1 hour in 12.

TECHNICAL DATA

Bore (nominal)	3.8125in
Stroke	4.33in
Cubic capacity	49.4 in ³
Compression ratio	17.5 : 1
Fuel tank capacity	2.4 U.S. gal
Fuel	No. 2 Diesel Fuel to ASTM 975/2D specification
Lubricating oil capacity	7.2 U.S. pints
Lubricating oil:	To MIL-L-2104B specification
below 20 F	SAE 5W
up to 41 F	SAE 10W
from 41 F to 86 F	SAE 20/20W
above 86 F	SAE 30
Lubricating oil consumption at full load	0.074 U.S. pints/h
Dry engine weight	462 lb

DERATING

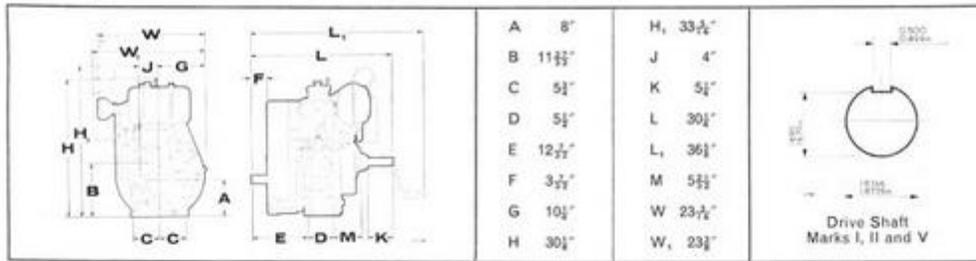
Depending on the ambient conditions deduct in accordance with B.S. 649 : 1958 as follows:
 Altitude: 3 1/2% per 1000ft above 500ft
 Temperature: 2% per 10 F above 85 F

5.5-12.4 bhp

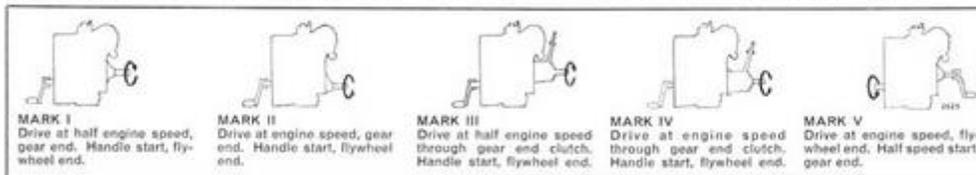
**air cooled
engine**

1:49 PJ

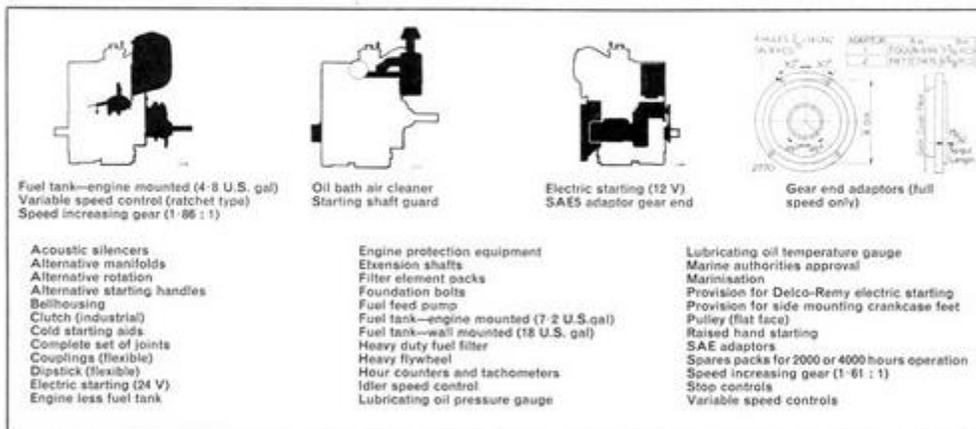
Principal Dimensions of Standard Engine



Alternative Arrangements of Drive: Engine rotation is CLOCKWISE looking on flywheel



Optional Extras



Approximate Shipping Specification—with standard equipment

Net Weight	482 lb	Gross Weight	620 lb	Packing Case Size	.. 37 x 26 x 35in
Cubic Capacity	19.5 ft ³	Ocean Tons (40 ft ³ = 1 ton)	0.49	Publication No. 3080	

Illustrations, weights and measurements are approximate and we reserve the right to make modifications which may be considered necessary. In compiling this leaflet, every care has been taken, but the specification and details must not be regarded as binding.

NATIONWIDE SALES AND SERVICE

 HAWKER SIDDELEY INC.

PETTER DIESELS

7 DELAWARE DRIVE, LAKE SUCCESS, NEW YORK 11040

Telephone: 516-437-6800 Cable: Hawksidly Lake Success
Printed in England by PWA Ltd. 2/M/572

Anexo B. Código de programación para hallar el mecanismo de RCV

```
%function principal
clc
clear
%Dimensiones
L1=56.6;
Le=20;
tamGen=7;
tamPob=100;
%Gen [Dx Dy L3 L4 L6 L2 L5]
Vlim=[57 280;120 0;57 170;60 80;130 200;113 230;100 200];
inicial;
VecF=zeros(tamPob,1);
%load resultados
iter=100000;
for lm=1:iter
    for bn=1:tamPob
        gen=Poblacion(bn,:);
        evaluar;
        VecF(bn)=val;
    end
    seleccion;
    cruzamiento;
    mutacion;
    if mod(lm,5000)==0
        lm
        Poblacion(1,:)
        VecF(1)
    end
end

%function inicial
Poblacion=zeros(tamPob,tamGen);
load resultados
datos(5)=200;
Poblacion(1,:)=datos;
for jk=2:tamPob
    for kl=1:tamGen-2
        liminf=Vlim(kl,1);
        limsup=Vlim(kl,2);
        delta=limsup-liminf;
        Poblacion(jk,kl)=liminf+round(10*rand*delta)/10;
    end
    evaluacion;
end

%function evaluacion
%Gen=[Dx Dy L3 L4 L6 L2 L5]
Gen=Poblacion(jk,:);
Dx=-Gen(1);
```

```

Dy=-Gen(2);
L3=Gen(3);
L4=Gen(4);
yB=L1;
yC=Dy+Le+L3;
xC=Dx;
%distancia L2
L2=round(10*sqrt(xC^2+(yB-yC)^2))/10;
Poblacion(jk,6)=L2;
%Distancia L5
yD=L1+L4;
L5=round(10*sqrt(xC^2+(yD-yC)^2))/10;
Poblacion(jk,7)=L5;

```

```

%function evaluar
%Evaluacion de un individuo
%valores iniciales
f=0;
fc=0;
%Lectura del gen
%Gen [Dx Dy L3 L4 L6 L2 L5]
Dx=gen(1);
Dy=gen(2);
L2=gen(6);
L3=gen(3);
L4=gen(4);
L5=gen(7);
L6=gen(5);
%Posicion superior
tet1=pi/2;
cinematicaAlg;
yGmax=yG;
vyGmax=vyG;
%Posicion inferior
tet1=3*pi/2;
cinematicaAlg;
yGmin=yG;
vyGmin=vyG;
%Verificacion condicion de Grashoff
LAE=sqrt(Dx^2+Dy^2);
vL=sort([L1,L2,L3,LAE]);
if vL(1)>L1
    f=100;
end
if vL(1)+vL(4)>vL(2)+vL(3)
    f=100;
end
%Evaluación función objetivo
val=vyGmax^2+vyGmin^2+fc+f;

```

```

%function cinematicaAlg
%Posiciones

```

```

alfa=acos((-L4^2+L2^2+L5^2)/(2*L2*L5));
betap=acos((L5^2-L2^2-L4^2)/(2*L2*L4));
%Punto B
xB=L1*cos(tet1);
yB=L1*sin(tet1);
%Punto E
xE=-Dx;
yE=-Dy;
%Punto D
tetE=pi/2;
xD=xE+Le*cos(tetE);
yD=yE+Le*sin(tetE);
%distancia DB
LDB=sqrt((xB-xD)^2+(yD-yB)^2);
tetDB=atan2(yB-yD,xB-xD);
tetc=acos((L3^2+LDB^2-L2^2)/(2*L3*LDB));
%eslabón 3
tet3=tetDB+tetc;
xC=xD+L3*cos(tet3);
yC=yD+L3*sin(tet3);
%eslabón 2
tet2=atan2(yB-yC,xB-xC);
%punto del acoplador
xF=xC+L5*cos(tet2+alfa);
yF=yC+L5*sin(tet2+alfa);
%acoplador y piston
tet6=asin(xF/L6);
yG=yF+L6*cos(tet6);
%Velocidades
w1=1;
%solucion primer grupo
Jqi=[L2*sin(tet2) L3*sin(tet3);-L2*cos(tet2) -L3*cos(tet3)];
Jqd=[-L1*sin(tet1);L1*cos(tet1)]*w1;
sol1=-inv(Jqi)*Jqd;
w2=sol1(1);
w3=sol1(2);
%solucion segundo grupo
w6=(-L1*sin(tet1)*w1-L4*sin(tet2+betap)*w2)/(L6*cos(tet6));
vyG=L1*cos(tet1)*w1+L4*cos(tet2+betap)*w2-L6*sin(tet6)*w6;

%function seleccion
[valF,indF]=sort(VecF);
PoblacAux=Poblacion;
for jk=1:tamPob
    Poblacion(jk,:)=PoblacAux(indF(jk),:);
end
Poblacion2=Poblacion;
%Nuevos individuos
for jk=tamPob-20:tamPob
    for kl=1:tamGen-2
        liminf=Vlim(kl,1);
        limsup=Vlim(kl,2);
        delta=limsup-liminf;

```

```

        Poblacion(jk,kl)=liminf+round(10*rand*delta)/10;
    end
    evaluacion;
end

%function cruzamiento
for jk=20:tamPob
    for kl=1:tamGen
        indcruz=rand;
        if rand<0.4
            Poblacion(jk,kl)=Poblacion(3,kl);
        end
        if rand<0.3
            Poblacion(jk,kl)=Poblacion(2,kl);
        end
        if rand<0.2
            Poblacion(jk,kl)=Poblacion(1,kl);
        end
    end
end

%function mutacion
for jk=2:tamPob
    for kl=1:tamGen-2
        indMut=rand;
        if indMut<0.4
            delta=0.001*(Vlim(kl,2)-Vlim(kl,2));
            Poblacion(jk,kl)=Poblacion(jk,kl)+delta*(indMut-0.2);
        end
    end
    if Poblacion(jk,kl)>Vlim(kl,2)
        Poblacion(jk,kl)=Vlim(kl,2);
    end
    if Poblacion(jk,kl)<Vlim(kl,1)
        Poblacion(jk,kl)=Vlim(kl,1);
    end
    evaluacion;
end

```

Anexo C. Código de programación para el desarrollo de la cinemática del mecanismo de RCV

```
%function cinematica

clc

%Dimensiones
L1=0.0566;
Le=0.050;
Dx=0.1657;
Dy=0.0965;
L4=0.079;
L2=0.13845;
L5=0.1779718;
L6=0.154;
L3=0.1395;

%Posiciones
alfa=acos((-L4^2+L2^2+L5^2)/(2*L2*L5));
betap=acos((-L5^2+L2^2+L4^2)/(2*L2*L4));

%Punto E
xE=Dx;
yE=-Dy;

tam2=length(Vtet);

%Punto D
for jk2=1:tam2

xD=xE+Le*cos(tetE);
yD=yE+Le*sin(tetE);

tet1=Vtet(jk2);

%distancia DB
xB=L1*cos(tet1);
yB=L1*sin(tet1);

LDB=sqrt((xB-xD)^2+(yB-yD)^2);
tetDB=atan2(yB-yD,xB-xD);
tetc=acos((L3^2+LDB^2-L2^2)/(2*L3*LDB));

%eslabón 3
tet3=tetDB-tetc;
xC=xD+L3*cos(tet3);
yC=yD+L3*sin(tet3);

%eslabón 2
tet2=atan2(yB-yC,xB-xC);
```

```

%punto del acoplador
xF=xC+L5*cos(tet2-alfa);
yF=yC+L5*sin(tet2-alfa);

%acoplador y piston
tet6=asin(xF/L6)+pi/2;
yG=yF+L6*sin(tet6);
VecyG(jk2)=yG;

%Velocidades

w1=-(3000*2*pi/60);

%Matriz jacobiana dependiente e independiente
Jqd=[L2*sin(tet2) L3*sin(tet3) 0 0;
L2*cos(tet2) L3*cos(tet3) 0 0;
-L5*sin(tet2-alfa) -L3*sin(tet3) -L6*sin(tet6) 0;
L5*cos(tet2-alfa) L3*cos(tet3) L6*cos(tet6) -1];

Jqi=[L1*sin(tet1);L1*cos(tet1);0;0]*w1;

%solución
sol1=inv(Jqd)*Jqi;

w2=sol1(1);
w3=sol1(2);
w6=sol1(3);
vG=sol1(4);
VecvG(jk2)=vG;

%Vector derivada de velocidades angulares w1 w2 w3 w6 vG
qp=[w1;sol1];

%-----
%Solución aceleraciones

%Primera derivada matriz jacobiana
Jqp(1,:)=[L1*cos(tet1)*w1^2-L2*cos(tet2)*w2^2-L3*cos(tet3)*w3^2];
Jqp(2,:)=[-L1*sin(tet1)*w1^2+L2*sin(tet2)*w2^2+L3*sin(tet3)*w3^2];
Jqp(3,:)=[L5*cos(tet2-alfa)*w2^2+L3*cos(tet3)*w3^2+L6*cos(tet6)*w6^2];
Jqp(4,:)=[L5*sin(tet2-alfa)*w2^2+L3*sin(tet3)*w3^2+L6*sin(tet6)*w6^2];

%Vector aceleraciones coordenadas dependientes alfa2 alfa3 alfa6 aG
qd2p=inv(Jqd)*Jqp;

alfa2=qd2p(1);
alfa3=qd2p(2);
alfa6=qd2p(3);
aG=qd2p(4);
VecaG(jk2)=aG;

%Vector segunda derivadas

```

```

q2p=[0;qd2p];

%-----
%Solución sobreaceleración
%Segunda derivada Matriz jacobiana
J2p(1,:)=[-L1*(sin(tet1)*w1^3+2*cos(tet1)*w1)-
L2*(cos(tet2)*alfa2*w2+sin(tet2)*w2^3-2*cos(tet2)*w2)-
L3*(cos(tet3)*alfa3*w3+sin(tet3)*w3^3-2*cos(tet3)*w3)];
J2p(2,:)=[-
L1*(cos(tet1)*w1^3+2*sin(tet1)*w1)+L2*(sin(tet2)*alfa2*w2+cos(tet2)*w2^3+
2*sin(tet2)*w2)+L3*(sin(tet3)*alfa3*w3+cos(tet3)*w3^3+2*sin(tet3)*w3)];
J2p(3,:)=[-L3*(sin(tet3)*w3^3-cos(tet3)*alfa3*w3-
2*cos(tet3)*w3)+L5*(cos(tet2-alfa)*alfa2*w2-sin(tet2-
alfa)*w3^3+2*cos(tet2-alfa)*w2)+L6*(cos(tet6)*alfa6*w6-
sin(tet6)*w6^3+2*cos(tet6)*w6)];
J2p(4,:)=[L3*(cos(tet3)*w3^3+sin(tet3)*alfa3*w3+2*sin(tet3)*w3)+L5*(sin(t
et2-alfa)*alfa2*w2+cos(tet2-alfa)*w3^3+2*sin(tet2-
alfa)*w2)+L6*(sin(tet6)*alfa6*w6+cos(tet6)*w6^3+2*sin(tet6)*w6)];

%Solución
q3p=inv(Jqd)*J2p;
saG=q3p(4);
VecsaG(jk2)=saG;
end

%function grafico

close all
clear
clc

Vtet=pi/2:-2*pi/360:-3*pi/2;
Vtetp=2*pi-Vtet;
VtetE=[pi,(pi*176.5/180),(pi*170/180),(pi*164/180),(pi*158/180),
(pi*152/180),(pi*145.5/180),(pi*138.5/180)];
tam2=length(Vtet);

tam=length(VtetE);
VsG=zeros(1,tam2);
VvG=zeros(1,tam2);
VaG=zeros(1,tam2);
VsaG=zeros(1,tam2);

for jk=1:tam
    tetE=VtetE(jk);
    cinematica;
    VsG(jk,:)=VecyG;
    VvG(jk,:)=VecvG;
    VaG(jk,:)=VecaG;
    VsaG(jk,:)=VecsaG;
end

plot(Vtetp,VsG(1,:))

```

```

hold on
title('Desplazamiento')
axis([4 12 0.06 0.3])
plot([10.5 11],[0.11 0.11],'b')
text(11.1,0.11,[num2str(VtetE(1)*180/pi),' °'])
Vtet=Vtetp;

for jk=2:tam
    plot(Vtet,VsG(jk,:), 'Color',[jk/tam mod(3*jk/tam,1) 1-jk/tam])
    plot([10.5 11],[0.1+0.01*jk,0.1+0.01*jk], 'Color',[jk/tam mod(3*(1-
jk/tam),1) 1-jk/tam])
    text(11.1,0.1+0.01*jk,[num2str(VtetE(jk)*180/pi),' °'])
end

figure
plot(Vtet,VvG(1,:))
title('Velocidad')
hold on
axis([4 12 -35 35])
plot([10.5 11],[-22 -22],'b')
text(11.1,-22,[num2str(VtetE(1)*180/pi),' °'])

for jk=2:tam
    plot(Vtet,VvG(jk,:), 'Color',[jk/tam mod(3*jk/tam,1) 1-jk/tam])
    plot([10.5 11],[-25+3*jk,-25+3*jk], 'Color',[jk/tam mod(3*(1-
jk/tam),1) 1-jk/tam])
    text(11.1,-25+3*jk,[num2str(VtetE(jk)*180/pi),' °'])
end

figure
plot(Vtet,VaG(1,:))
title('Aceleración')
hold on
axis([4 12 -10000 10000])
plot([10.5 11],[-700 -700],'b')
text(11.1,-700,[num2str(VtetE(1)*180/pi),' °'])

for jk=2:tam
    plot(Vtet,VaG(jk,:), 'Color',[jk/tam mod(3*jk/tam,1) 1-jk/tam])
    plot([10.5 11],[-1500+800*jk,-1500+800*jk], 'Color',[jk/tam mod(3*(1-
jk/tam),1) 1-jk/tam])
    text(11.1,-1500+800*jk,[num2str(VtetE(jk)*180/pi),' °'])
end

figure
plot(Vtet,VsaG(1,:))
title('Sobreaceleración')
hold on
axis([4 12 -4*10^6 6*10^6])
plot([10.5 11],[0.5*10^6 0.5*10^6],'b')
text(11.1,0.5*10^6,[num2str(VtetE(1)*180/pi),' °'])
for jk=2:tam

```

```
plot(Vtet,VsaG(jk,:), 'Color', [jk/tam mod(3*jk/tam,1) 1-jk/tam])
plot([10.5 11], [0+0.5*10^6*jk, 0+0.5*10^6*(jk)], 'Color', [jk/tam
mod(3*(1-jk/tam),1) 1-jk/tam])
text(11.1, 0+0.5*10^6*(jk), [num2str(VtetE(jk)*180/pi), ' °'])
end
```

Anexo D. Parámetros introducidos a SICICLO 10

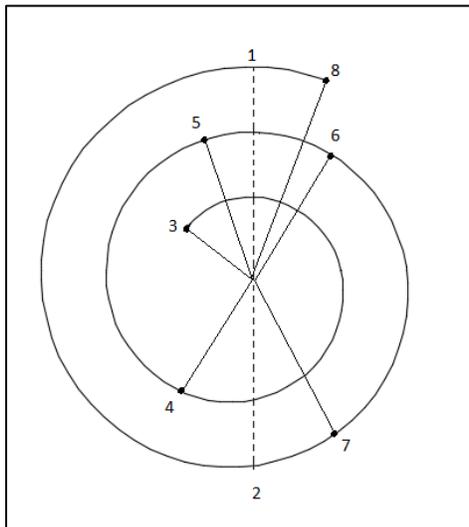
- Característica del fluido

En esta pestaña se ingresan los valores correspondientes al combustible o mezcla dentro del cilindro: para motores CI se utiliza aire con calor específico variable [33]. El exponente politrópico de compresión RCA de 1,35 se ajusta bien en ciclo diésel como Otto. El exponente politrópico de expansión AAE se recomienda de 1,25 para ciclo diésel [51]. Kolchin propone el siguiente valor aproximado para el poder calorífico del combustible para diésel 42500 kJ/kg [31]. La relación estequiométrica (D_o) para que la combustión se lleve a cabo de una manera adecuada debe ser 14,5 para diésel [52] La constante R del aire como gas ideal es 0,2870 kJ/kgK [53].

- Geometría del motor

En esta pestaña se introducen los valores concernientes al motor: el motor base Petter PJ1 [25] es un motor mono cilíndrico de diámetro de pistón igual a 96,902 mm, un área de pistón de 7374,89 mm² y un área de culata de 11799,82 mm²; el valor de la longitud de biela es 154 mm, RC 17,47, la carrera igual a 172,982 mm. Los ángulos de retraso de cierre de admisión y escape (RCA y RCE), avance de apertura de admisión y escape (AAA y AAE) se muestran en la siguiente figura.

Sincronización de válvulas.



Fuente: *Internal Combustion Engines Valve Timing Diagrams* [54]

En la figura:

1-Punto muerto superior PMS, 2-Punto muerto inferior PMI, 3- AAA antes del PMS; 25° para motores CI, 4- RCA después del PMI; 30° para CI, 5- Inicio de inyección de combustible de 5° a 10° antes del PMS para CI, 6- Cierre de inyección de combustible para CI después del PMS, 7- AAE antes del PMI 45° para CI 8- RCE después del PMS 15° para CI

Estos son valores típicos, sin embargo, varían de acuerdo a cada motor, la sincronización se hace a fin de obtener una mayor eficiencia en el ciclo.

- Condiciones de funcionamiento

En esta pestaña se introducen las variables que intervienen en el funcionamiento del motor: la velocidad de rotación del motor es la nominal a la que trabajará el motor 3000 rpm. La cantidad de aire o la masa de aire requerida para una combustión completa se puede obtener de la suposición del aire admitido como un gas ideal que llena el 100% del volumen de la carrera [34].

$$m_{aire} = V\rho_{aire}$$

Siendo $m_{aire} = 0,0015631$ kg la cantidad de masa de aire, V el volumen de la carrera igual a $0,001276$ mm³ y ρ_{aire} la densidad del aire a nivel del mar que tiene un valor de $1,225$ kg/m³.

La masa de combustible empleada para la combustión se obtiene de la relación estequiométrica, esto es:

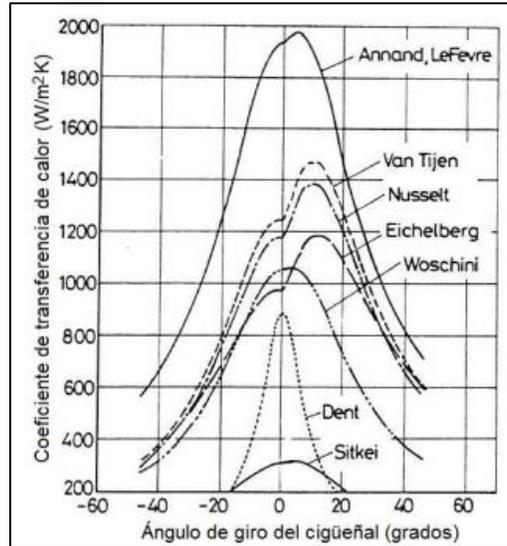
$$D_o = \frac{m_{aire}}{m_{comb}}$$

Para diésel RC 17,47 $m_{comb} = 107,8$ mg.

La presión de admisión del motor es igual a la presión atmosférica $P_0 = 1$ atm debido a que éste es de aspiración natural. La presión de escape o presión del final de la expansión varía entre $0,35$ MPa y $0,60$ MPa para motores CI [31].

La correlación de Woschini, es la comúnmente empleada para calcular la transferencia de calor dentro del cilindro, otros autores proponen diferentes correlaciones y diferentes maneras de cálculo [55].

Comparación de los coeficientes de transferencia de calor



Fuente: *Diesel Engine Combustion and Its Modeling* [56]

Esta correlación está definida como [57]:

$$h_W = CD^{-0,2}P^{0,8}T^{-0,53}v_g^{0,8}$$

Siendo h_W el coeficiente de Woschini, C una constante de valor 0,013 D el diámetro del cilindro, P y T la presión y temperatura del gas respectivamente y v_g la velocidad característica del gas, para la cual:

$$v_g = C_m C_1 + C_2 \frac{V_d T_{RCA}}{V_{RCA} P_{RCA}} (P - P_{arr})$$

Donde C_1 y C_2 son constantes de valor 2,28 y 0,00324 respectivamente, $C_m = v_m$ es la velocidad media del pistón, V_d es el volumen desplazado, T_{RCA} , V_{RCA} y P_{RCA} son temperatura, volumen y presión en el RCA, P_{arr} es la presión estimada en condiciones de arrastre, quedando así:

$$h_W = CD^{-0,2}P^{0,8}T^{-0,53} \left(C_m C_1 + C_2 \frac{V_d T_{RCA}}{V_{RCA} P_{RCA}} (P - P_{arr}) \right)^{0,8}$$

Donde la presión de arrastre P_{arr} puede ser estimada con la siguiente ecuación desde las condiciones al RCA con un exponente politrópico $n = 1,36$

$$P_{arr} = P_{RCA} \left(\frac{V_{RCA}}{V} \right)^{1,36}$$

Siendo: $P_{RCA} = 0,018$ MPa y $V_{RCA} = 0,007374$ m³ recomendados por Kolchin [31], $V = V_{camara} + V_{carrera} = 0,001353$ m³, la presión de arrastre entonces es igual a 0,010868 MPa

La velocidad media del pistón para RC 17,47 es igual a 17,3 m/s. Los parámetros de presión temperatura y volumen para calcular el coeficiente de Woschini son generalmente utilizados para cada posición del cigüeñal puesto que son dependientes del mismo. Sin embargo, para realizar esta aproximación se utilizó una aproximación a la posición más crítica de la que se tiene conocimiento: el final de la combustión [31].

VARIABLES PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE WOSCHINI.

P (Mpa)	T (K)	Cm (m/s)	Vd (m ³)	TRCA (K)	VRCA (m ³)	PRCA (Mpa)	Parr (Mpa)
12	2300	17,3	0,001276	350	0,00093366	0,018	0,010868

Las temperaturas de pistón, culata y cilindro pueden ser estimadas por medio de las siguientes ecuaciones [58]:

$$T_{Piston} = T_{ref} + C_{Piston1}(\rho C_m)^{0,8} + C_{Piston2}(1000X_{combustible})$$

$$T_{Culata} = T_{ref} + C_{Culata1}(\rho C_m)^{0,8} + C_{Culata2}(1000X_{combustible})$$

$$T_{Cilindro} = T_{ref} + C_{Cilindro1}(\rho C_m)^{0,8} + C_{Cilindro2}(1000X_{combustible})$$

Donde T_{ref} es la temperatura del refrigerante, ρ es la densidad de carga en el colector de admisión, $C_m = v_m$ es la velocidad lineal media del pistón, $X_{combustible}$ es la fracción másica de combustible en el cilindro, los valores $C_{Culata1}$, $C_{Culata2}$, $C_{Cilindro1}$, $C_{Cilindro2}$ son constantes. Algunos rangos orientativos de estas temperaturas son: Pistón 220 °C –400 °C, Culata 200 °C –350 °C, Cilindro 120 °C –180 °C [58].

- Tipo de ciclo

En esta pestaña se indica la ley de quemado de combustible para el ciclo. La Ley de quemado Watson para motores CI. La liberación total de calor en MCI de CI se presenta en dos fases la combustión premezclada y la combustión por difusión, Watson en 1980 [59], propuso una nueva correlación que dividía las dos fases de tasa de quemado de combustible [33]:

$$\dot{M}_p(\tau) = C_1 C_2 \tau^{(C_1-1)} [1 - \tau^{C_1}]^{(C_2-1)} ; \text{ para la fase de pre-mezcla}$$

$$\dot{M}_d(\tau) = C_3 C_4 \tau^{(C_4-1)} \exp[-C_3 \tau^{C_4}] ; \text{ para la fase de difusión}$$

Donde los coeficientes $C_1 = 3$ es el parámetro que desplaza el pico de combustión premezclada, $C_2 = 5000$ $C_3 = 6,908$ regula el grado de completitud de la combustión, $C_4 = 1,4$ es el parámetro de forma. Beta es la fracción de combustible quemada en la etapa de pre-mezcla, suele comprenderse entre 0% y 15% [60] [33].

- Parámetros de cálculo

En esta pestaña se define el incremento de iteraciones que realiza el programa para el cálculo de las variables de salida en cada fase del ciclo. Este incremento se utiliza de 1° para cada iteración [33].

- Características de ejecución

Esta pestaña se utiliza para definir parámetros de los submodelos que utiliza el programa para definir la transferencia de calor del ciclo. El coeficiente de torbellino medio CTM o número de *swirl* (de su nombre en inglés) representa el cociente entre la velocidad de rotación del aire en el cilindro al final del proceso de admisión y la del motor, es usualmente alto en motores diésel rápidos de inyección directa [61]. La velocidad tangencial del aire se toma constante e igual a 5. El factor de superficie común para los cilindros de MCI es 1 [33].

Anexo E. Cálculo cinetostático de los grupos de Assur

- **Grupo de Assur entre pistón y biela**

Para dar solución al grupo, primero se realiza la suma de fuerzas en el grupo:

$$\sum F_{grupo} = 0$$

$$F_{gas} + F_{ipiston} + F_{bloque-piston} + F_{ibiela} + F_{terciario-biela} = 0$$

Se descompone la reacción entre el eslabón terciario y la biela

$$F_{terciario-biela} = F_{terciario-biela}^t + F_{terciario-biela}^n$$

$$F_{gas} + F_{ipiston} + F_{bloque-piston} + F_{ibiela} + F_{terciario-biela}^t + F_{terciario-biela}^n = 0$$

Se realiza suma de momentos en la junta G de la biela, para hallar la componente tangencial de la fuerza que el eslabón terciario hace sobre la biela

$$\sum M_G^{biela} = 0$$

$$F_{terciario-biela}^t L_{FG} + F_{ibiela} h_{cmbG} + M_{biela} = 0$$

$$F_{terciario-biela}^t = \frac{-(F_{ibiela} h_{cmbG} + M_{biela})}{L_6}$$

Se realiza suma de fuerzas en el eje Y para el pistón a fin de conocer la fuerza que el pistón hace sobre la biela

$$+\uparrow \sum_y^{piston} = 0 \quad -F_{gas} + F_{ipiston} + F_{biela-piston} = 0$$

$$F_{biela-piston} = F_{gas} - F_{ipiston}$$

$$F_{piston-biela} = F_{piston-biela} \cos \varphi_5 + F_{piston-biela} \sin \varphi_5$$

Se realiza suma de fuerzas en el eje x para el pistón a fin de conocer la fuerza que el bloque hace sobre el pistón

$$+\rightarrow \sum_x^{piston} = 0$$

$$F_{bloque-piston} + F_{piston-biela} \cos \varphi_5 = 0$$

$$F_{bloque-piston} = -F_{piston-biela} \cos \varphi_5$$

Finalmente se obtiene la fuerza normal que el eslabón terciario hace sobre la biela

$$F_{terciario-biela}^n = F_{gas} + F_{ipiston} + F_{bloque-piston} + F_{ibiela} + F_{terciario-biela}^t$$

- **Grupo de Assur entre terciario y control**

Para dar solución a este grupo, primero se realiza suma de fuerzas en todo el grupo

$$\sum F_{grupo} = 0$$

$$F_{bloque-control} + F_{icontrol} + F_{iterciario} + F_{biela-terciario} + F_{ciguenal-terciario} = 0$$

Se descompone las reacciones entre bloque-control y cigüeñal-terciario

$$F_{bloque-control} = F_{bloque-control}^t + F_{bloque-control}^n$$

$$F_{ciguenal-terciario} = F_{ciguenal-terciario}^t + F_{ciguenal-terciario}^n$$

Se realiza suma de momentos en el punto C para el eslabón de control a fin de conocer la fuerza tangencial que el bloque hace sobre el eslabón de control

$$\sum M_C^{control} = 0$$

$$M_{control} + F_{icontrol} h_{cmcoC} + F_{bloque-control}^t L_{CD} = 0$$

$$F_{\text{bloque-control}}^t = \frac{-(M_{\text{control}} + F_{\text{icontrol}} h_{\text{icmcoC}})}{L_{CD}}$$

Se realiza suma de momentos en el punto C para el eslabón terciario a fin de conocer la fuerza tangencial que el cigüeñal hace sobre el eslabón terciario

$$\sum M_C^{\text{terciario}} = 0$$

$$F_{\text{iterciario}} h_{\text{cmtC}} + M_{\text{terciario}} + F_{\text{biela-terciario}} L_{FC} + F_{\text{ciguenal-terciario}}^t L_{BC} = 0$$

$$F_{\text{ciguenal-terciario}}^t = \frac{-(F_{\text{iterciario}} h_{\text{cmtC}} + M_{\text{terciario}} + F_{\text{biela-terciario}} L_{FC})}{L_{BC}}$$

Se realiza suma de momentos de todo el grupo en la junta B para hallar la componente normal de la fuerza que el bloque le hace al eslabón de control

$$\sum M_B^{\text{grupo}} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{\text{control}} - M_{\text{terciario}} + F_{\text{biela-terciario}} h_{F_{\text{biela-terciarioB}}} - F_{\text{iterciario}} h_{\text{cmtB}} \\ - F_{\text{icontrol}} h_{\text{cmcb}} - F_{\text{bloque-control}}^t h_{F_{\text{bloque-controlB}}^t} \\ + F_{\text{bloque-control}}^n h_{F_{\text{bloque-controlB}}^n} = \end{aligned}$$

Renombrando

$$M_{IGB} = M_{\text{control}} - M_{\text{terciario}}$$

$$F_{iGB} = -F_{\text{iterciario}} h_{\text{cmtB}} - F_{\text{icontrol}} h_{\text{cmcb}}$$

Despejando la fuerza $F_{\text{bloque-control}}^n$

$$= \frac{F_{\text{bloque-control}}^n}{h_{F_{\text{bloque-controlB}}^n}} \left(-(M_{IGB} + F_{iGB} + F_{\text{biela-terciario}} h_{F_{\text{biela-terciarioB}}} - F_{\text{bloque-control}}^t h_{F_{\text{bloque-controlB}}^t}) \right)$$

Se realiza suma de momento de todo el grupo en la junta D para hallar la componente normal de la fuerza que el cigüeñal le hace al eslabón terciario

$$\sum M_D^{grupo} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{control} - M_{terciario} - F_{biela-terciario} h_{F_{biela-terciario}D} - F_{iterciario} h_{cmtD} \\ + F_{icontrol} h_{cmcD} + F_{cigüeñal-terciario}^t h_{F_{cigüeñal-terciario}^tD} \\ + F_{cigüeñal-terciario}^n h_{F_{cigüeñal-terciario}^nD} = 0 \end{aligned}$$

Renombrando

$$\begin{aligned} M_{IGD} &= M_{control} - M_{terciario} \\ F_{IGD} &= -F_{iterciario} h_{cmtB} + F_{icontrol} h_{cmcB} \end{aligned}$$

Despejando la fuerza $F_{cigüeñal-terciario}^n$

$$= \frac{F_{cigüeñal-terciario}^n - (M_{IGD} + F_{IGD} - F_{biela-terciario} h_{F_{biela-terciario}D} + F_{cigüeñal-terciario}^t h_{F_{cigüeñal-terciario}^tD})}{h_{F_{cigüeñal-terciario}^nD}}$$

- Grupo de Assur primario

Para dar solución a este grupo, primero se realiza suma de momentos en la junta A, a fin de hallar el momento compensador

$$\sum M_A^{grupo} = 0$$

$$\begin{aligned} -M_{com} + F_{cigüeñal} h_{cmciA} - F_{terciario-cigüeñal} h_{terciario-cigüeñalA} = 0 \\ M_{com} = F_{cigüeñal} h_{cmciA} - F_{terciario-cigüeñal} h_{terciario-cigüeñalA} \end{aligned}$$

Se realiza suma de momentos en la junta B, para hallar la componente tangencial de la fuerza que el bloque hace sobre el cigüeñal

$$\sum M_B^{grupo} = 0$$

$$-M_{com} - F_{icigüeñal} h_{cmciB} + F_{bloque-cigüeñal}^t L_{AB} = 0$$

$$F_{bloque-cigüeñal}^t = \frac{M_{com} + F_{icigüeñal} h_{cmciB}}{L_{AB}}$$

Para hallar la componente normal de la fuerza que realiza el bloque sobre el cigüeñal, se descomponen las fuerzas que actúan en el grupo en la dirección del cigüeñal y se realiza suma de fuerzas

$$+\nearrow \sum F_{a\ lo\ largo\ del\ cigüeñal}^{grupo} = 0$$

$$F_{bloque-cigüeñal}^n - F_{terciario-cigüeñal}^n - F_{icigüeñal}^n = 0$$

$$F_{bloque-cigüeñal}^n = F_{terciario-cigüeñal}^n + F_{icigüeñal}^n$$

Anexo F. Planos para construcción de mecanismo RCV

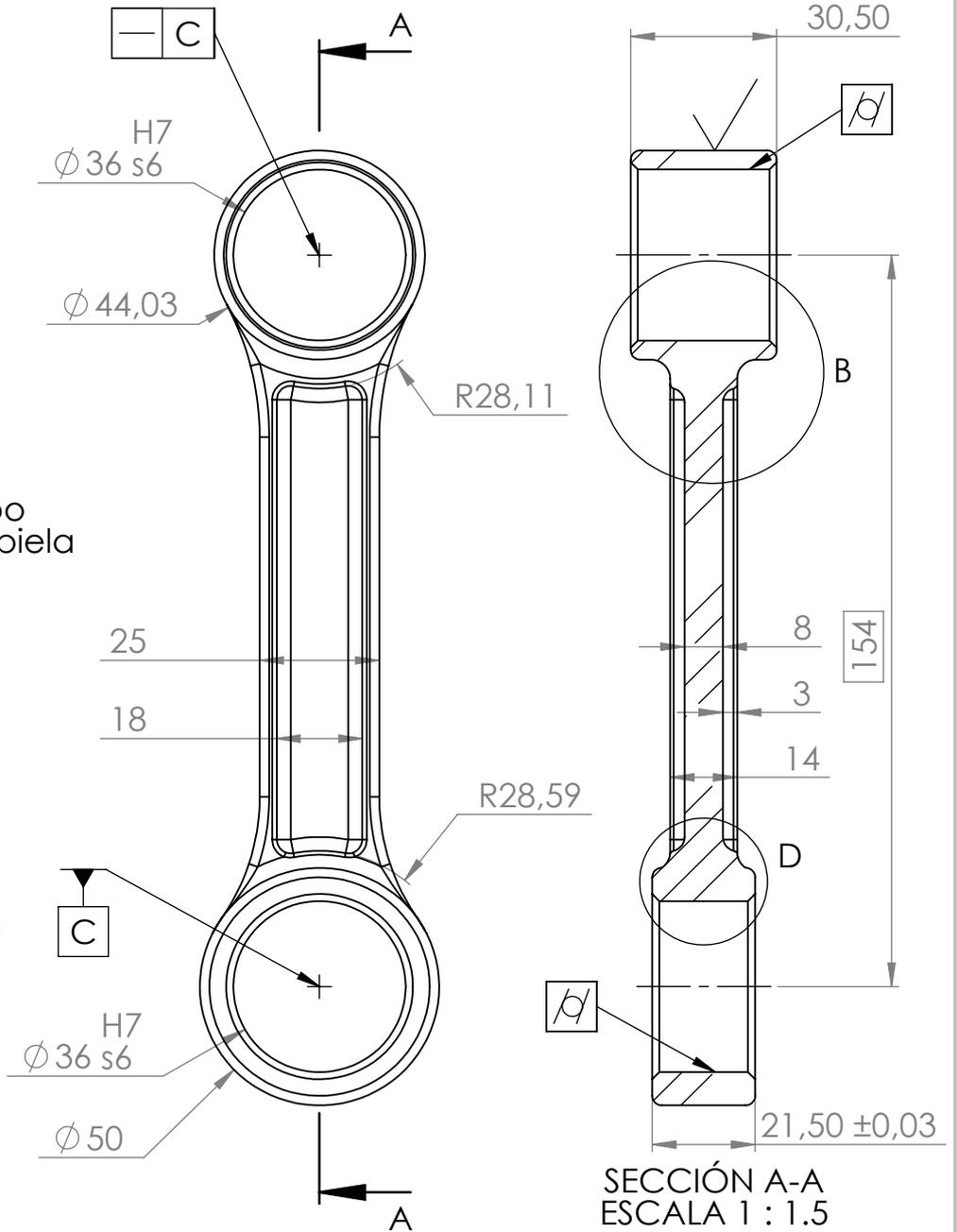
- 127. Eslabón biela
- 128. Eslabón control
- 129. Casquillos
- 130. Bulones
- 131. Controlador
- 132. Apoyo controlador
- 133. Eje controlador
- 134. Terciario superior
- 135. Terciario medio
- 136. Terciario inferior
- 138. Ensamble controlador
- 139. Ensamble terciario
- 141. Ensamble mecanismo RCV

Pie de la biela



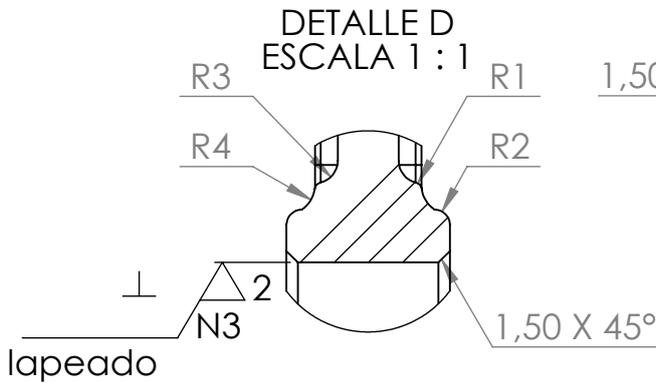
Cuerpo de la biela

Cabeza de la biela

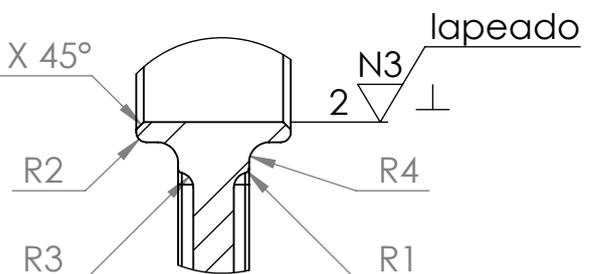


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1.5

DETALLE D
ESCALA 1 : 1



DETALLE B
ESCALA 1 : 1.5



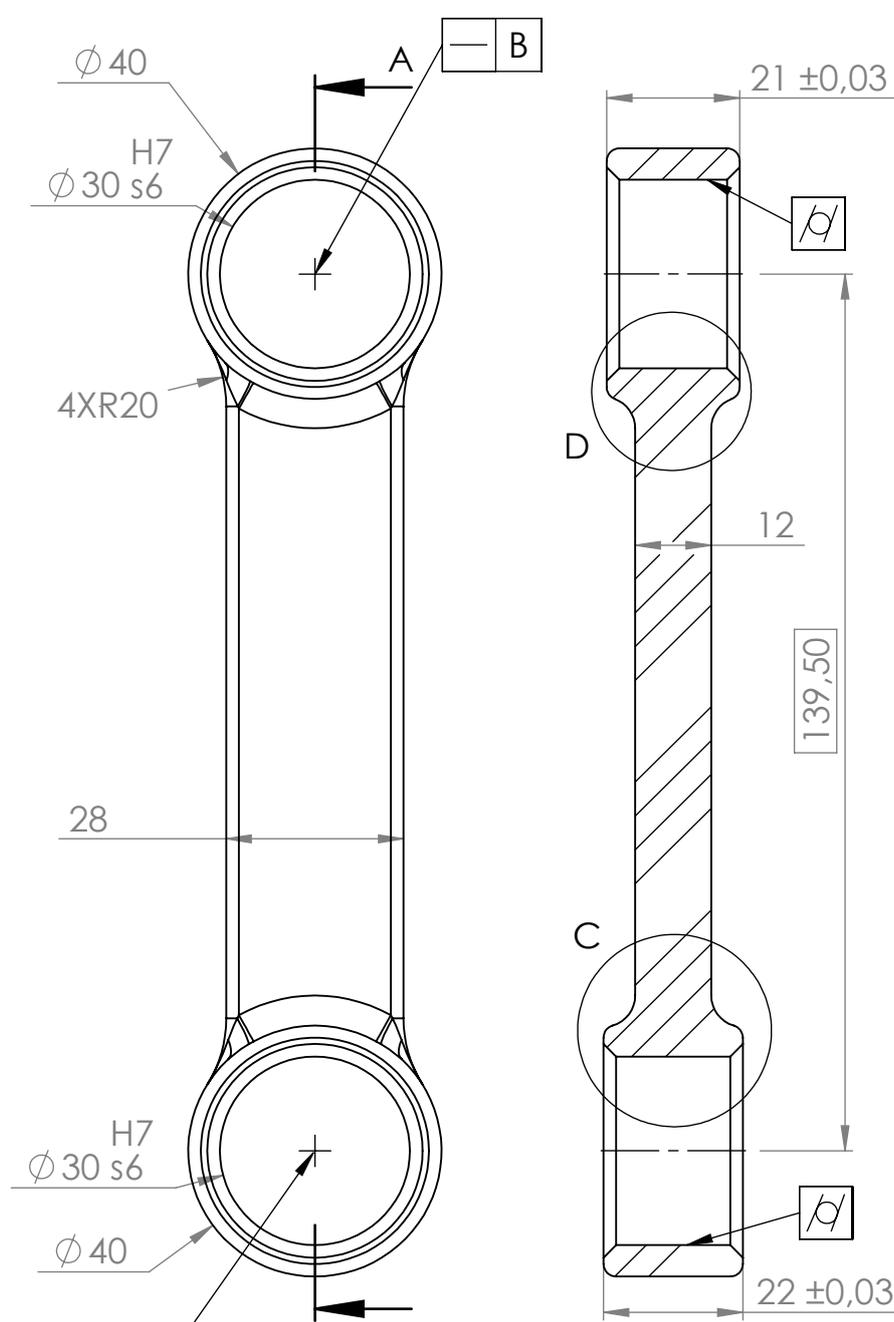
Material: AISI SAE 4340

	FECHA	NOMBRE	FIRMA
Dibujó:	28/02/2018	LUISA SALAZAR RIVERA	
Revisado:			
Aprobado:			
Medidas: mm	BIELA		
ESC 1:2			

UNIVERSIDAD
TECNOLÓGICA DE PEREIRA

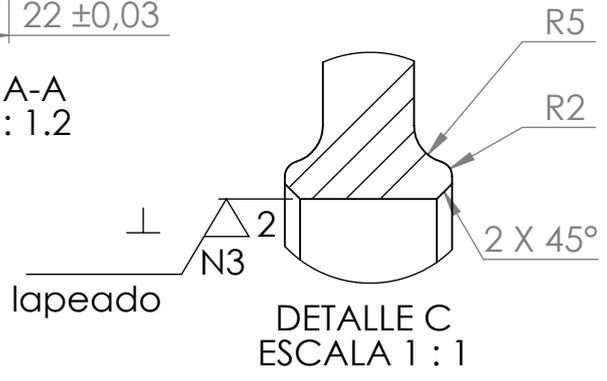
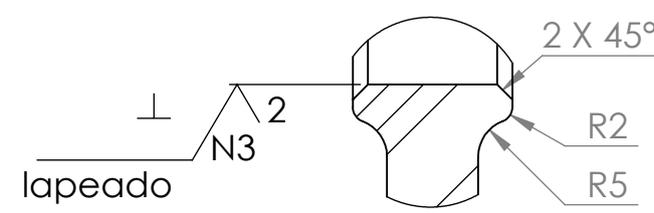
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

HOJA: 1

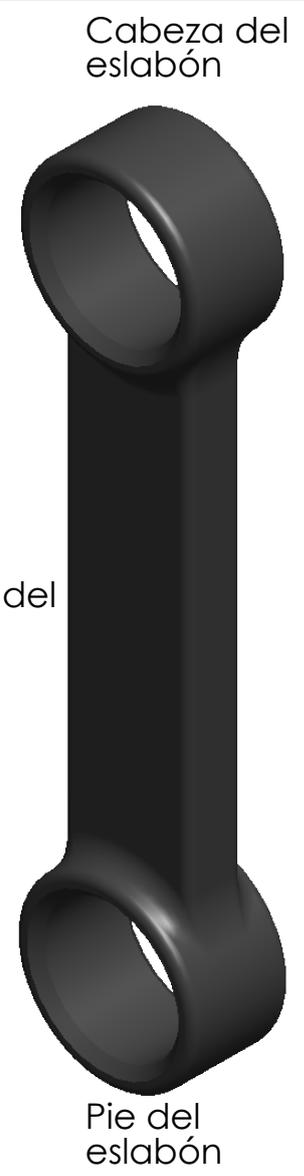


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1.2

DETALLE D
ESCALA 1 : 1



Material: AISI SAE 4340



Cabeza del eslabón

Cuerpo del eslabón

Pie del eslabón

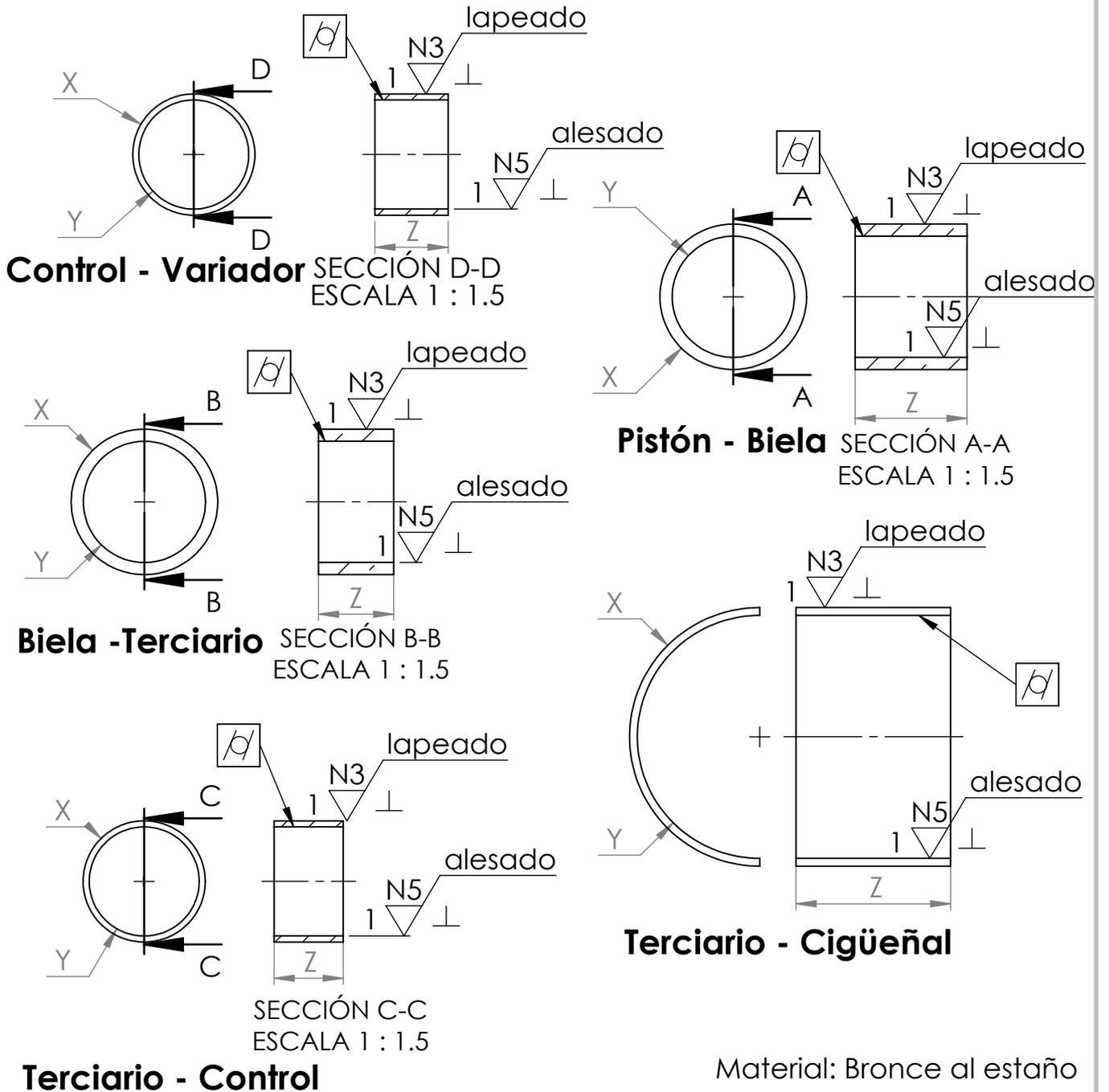
	FECHA	NOMBRE	FIRMA
Dibujó:	28/02/2018	LUISA SALAZAR RIVERA	
Revisado:			
Aprobado:			
Medidas: mm	CONTROL		
ESC 1:1.2			

UNIVERSIDAD
TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

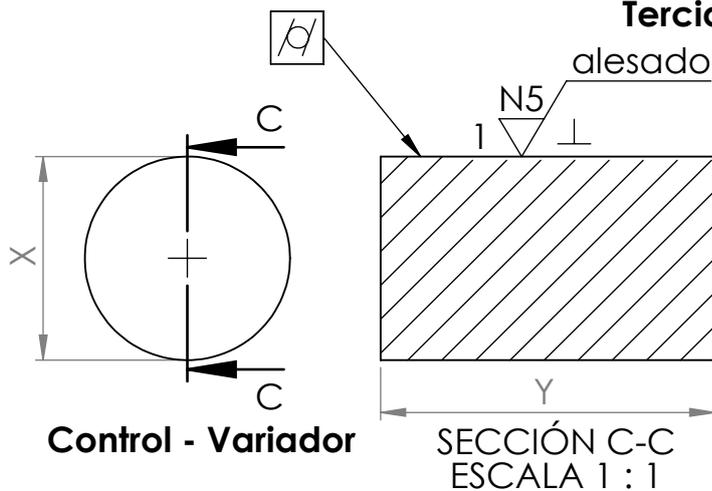
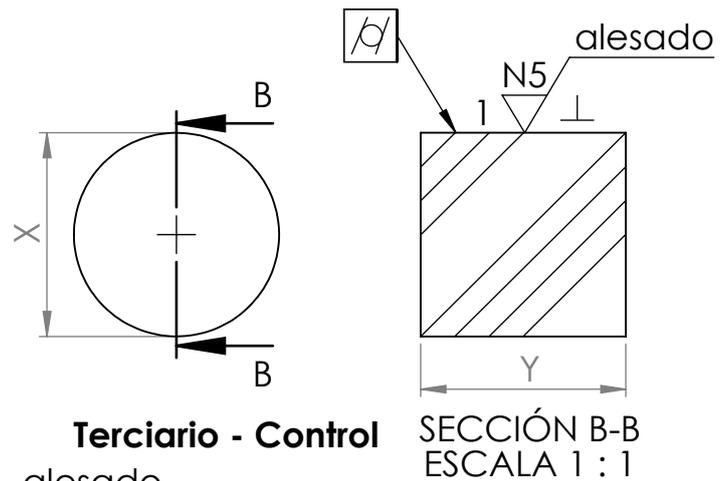
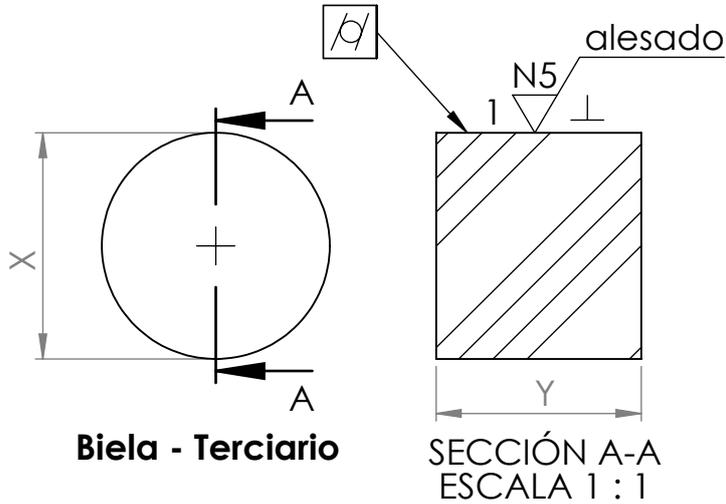
HOJA: 1 de 1

PIEZA	MEDIDA X	MEDIDA Y	MEDIDA Z
Pistón - Biela	S7 $\phi 36$ h6	H7 $\phi 30$ g6	27,50
Biela - Terciario	S7 $\phi 36$ h6	H7 $\phi 30$ g6	18,50
Terciario - Cigüeñal	S7 $\phi 64$ h6	H7 $\phi 60,14$ g6	38
Terciario - Control	S7 $\phi 30$ h6	H7 $\phi 27$ g6	17
Control - Variador	S7 $\phi 30$ h6	H7 $\phi 27$ g6	18



	FECHA	NOMBRE	FIRMA
Dibujó:	28/02/2018	LUISA SALAZAR RIVERA	
Revisado:			
Aprobado:			
Medidas: mm	CASQUILLOS		
ESC 1:1.5			
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA			
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA			
HOJA: 1			

PIEZA	MEDIDA X	MEDIDA Y
Biela - Terciario	$\phi 30$ G7 h6	27
Terciario - Control	$\phi 27$ G7 h6	27
Control - Variador	$\phi 27$ G7 h6	44



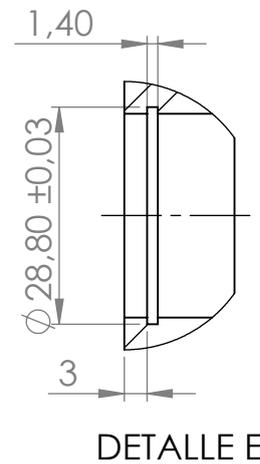
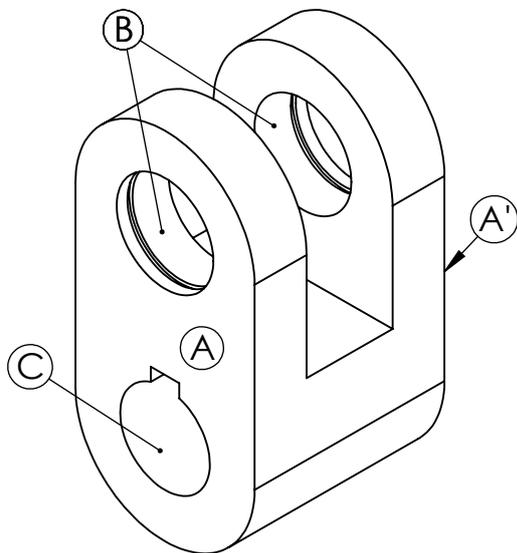
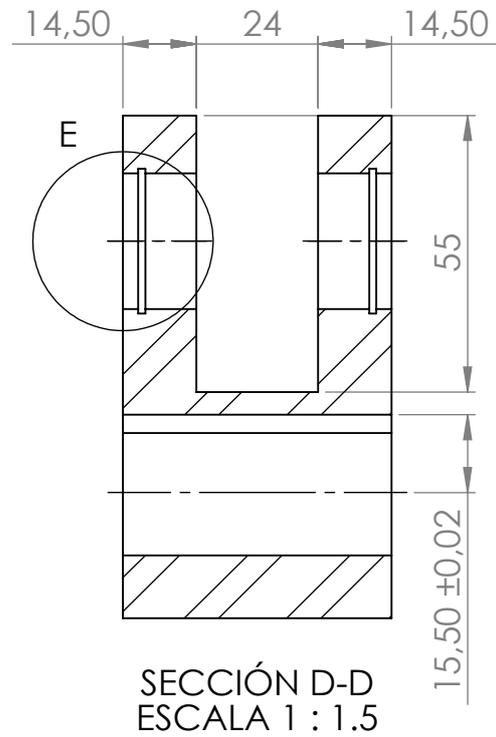
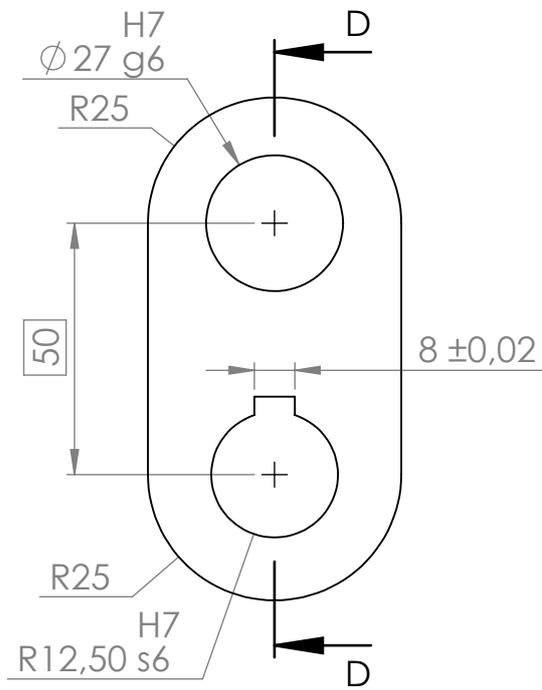
Material: AISI SAE 9310

	FECHA	NOMBRE	FIRMA
Dibujó:	28/02/2018	LUISA SALAZAR RIVERA	
Revisado:			
Aprobado:			
Medidas: mm	BULONES		
ESC 1:1			

UNIVERSIDAD
TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

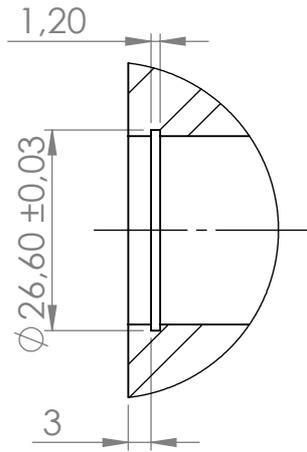
HOJA: 1



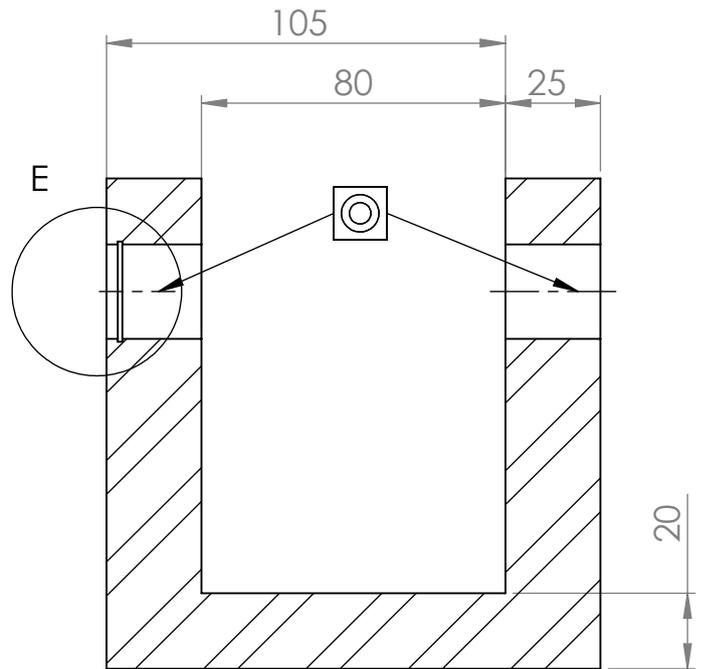
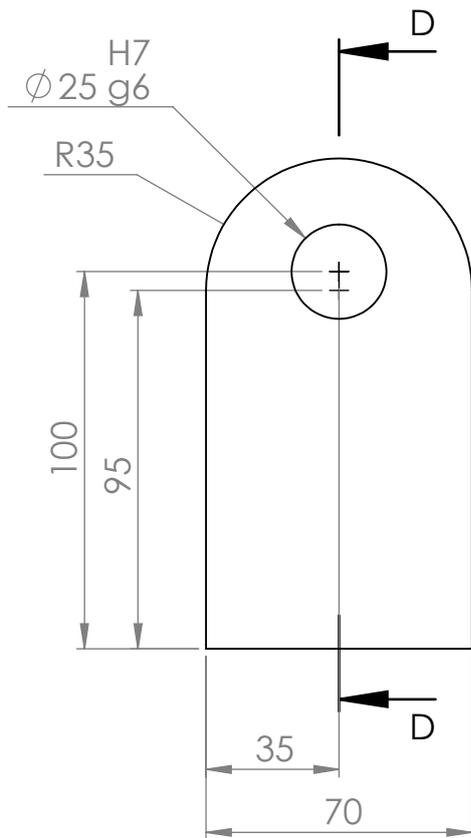
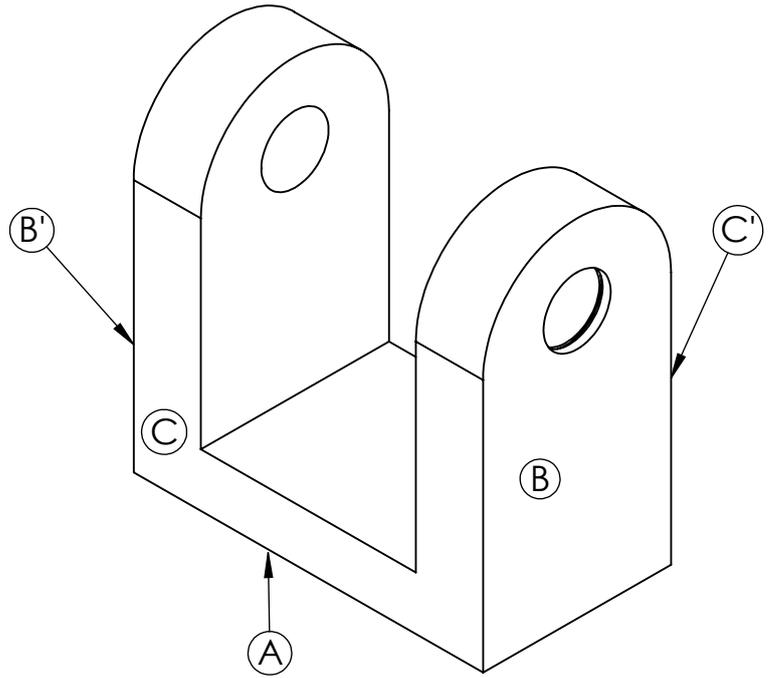
Material: AISI SAE 4340

	FECHA	NOMBRE	FIRMA
Dibujó:	28/02/2018	LUISA SALAZAR RIVERA	
Revisado:			
Aprobado:			
Medidas: mm	CONTROLADOR		
ESC 1:2			

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
HOJA: 1



DETALLE E
ESCALA 1 : 1



SECCIÓN D-D

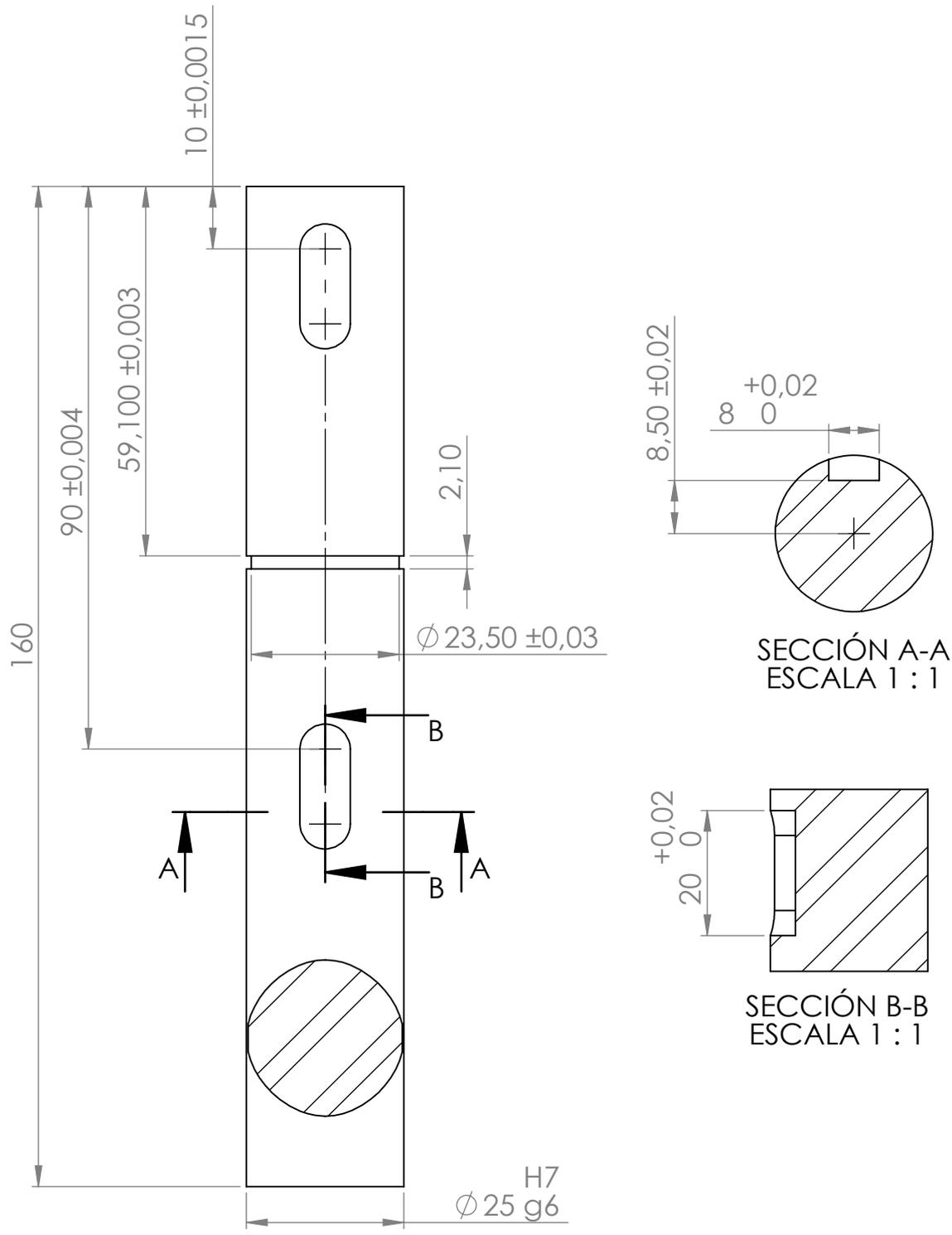
Material: AISI SAE 4340

	FECHA	NOMBRE	FIRMA
Dibujó:	28/02/2018	LUISA SALAZAR RIVERA	
Revisado:			
Aprobado:			
Medidas: mm	<h1>APOYO CONTROLADOR</h1>		
ESC 1:2			

UNIVERSIDAD
TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

HOJA: 1



Ranura para chaveteros de la misma medida

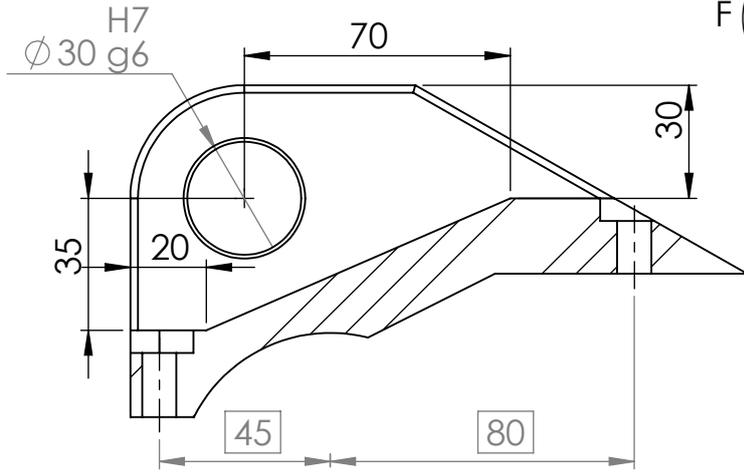
Material: AISI SAE 9310

	FECHA	NOMBRE	FIRMA
Dibujó:	28/02/2018	LUISA SALAZAR RIVERA	
Revisado:			
Aprobado:			
Medidas: mm	EJE CONTROLADOR		
ESC 1:1			

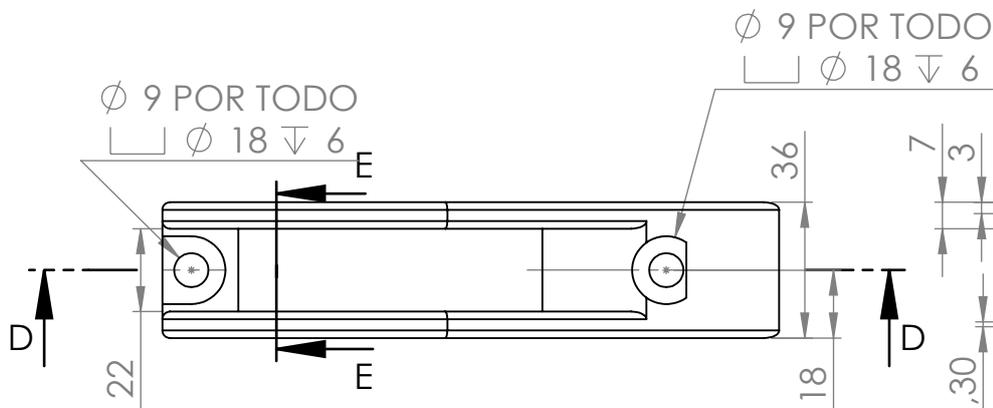
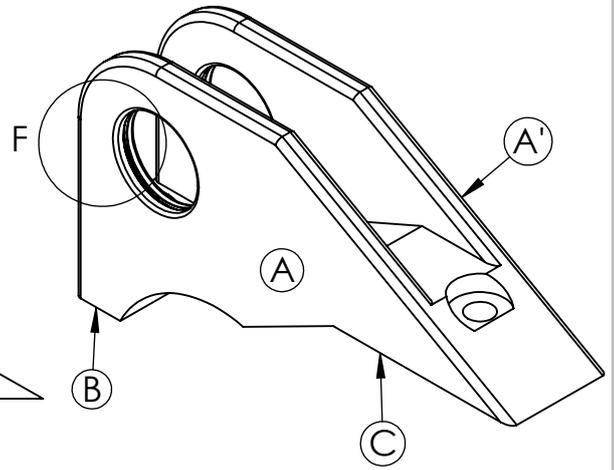
**UNIVERSIDAD
TECNOLÓGICA DE PEREIRA**

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

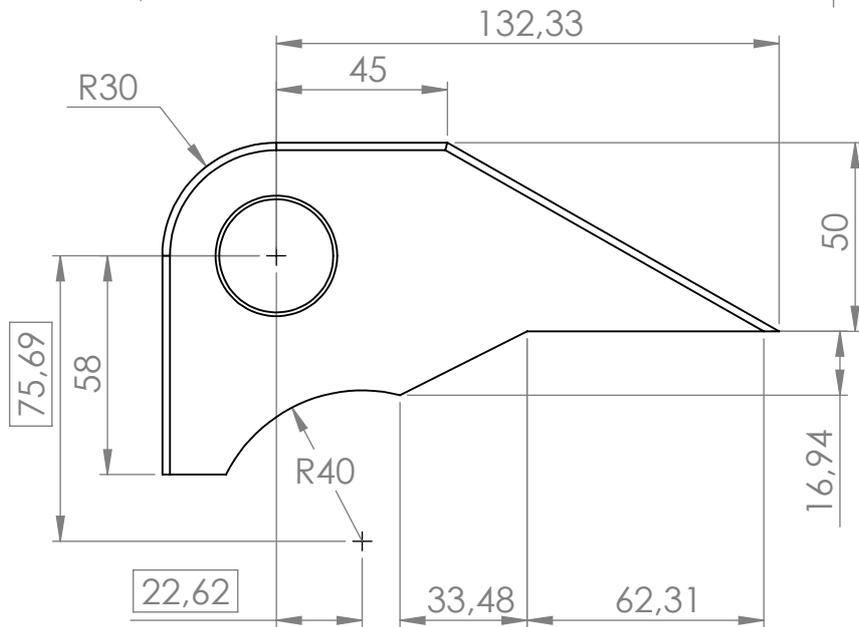
HOJA: 1



SECCIÓN D-D



SECCIÓN E-E



DETALLE F
ESCALA 1.5 : 1

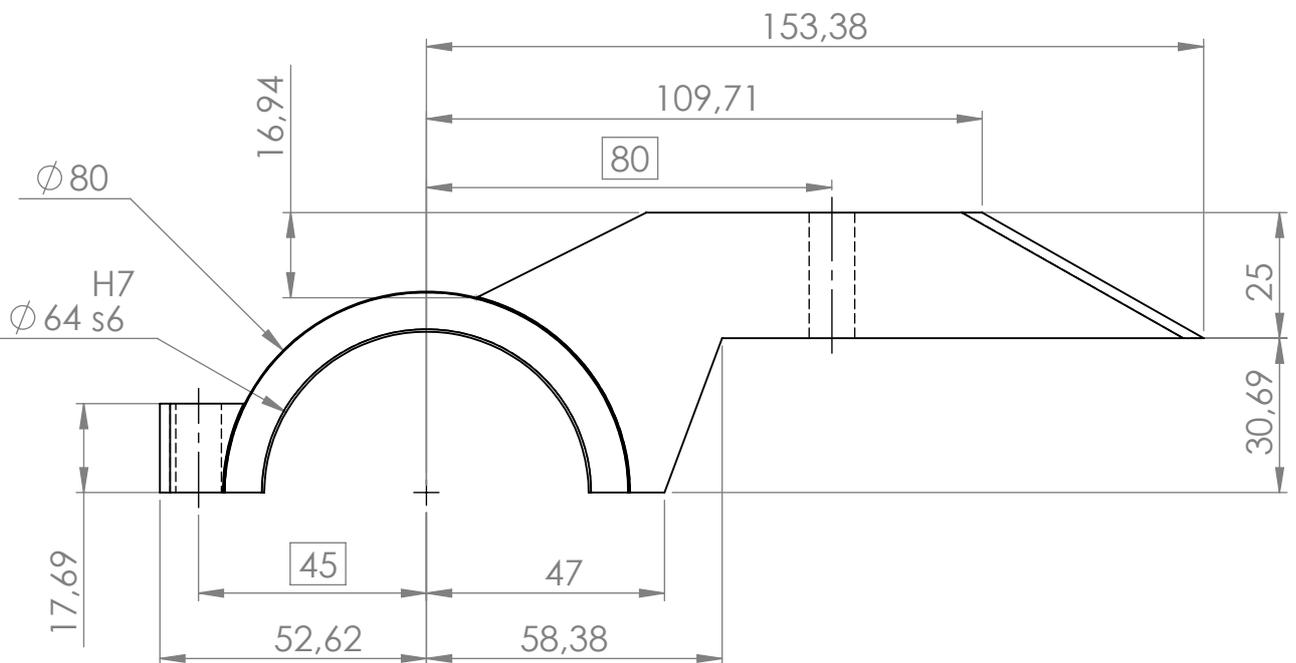
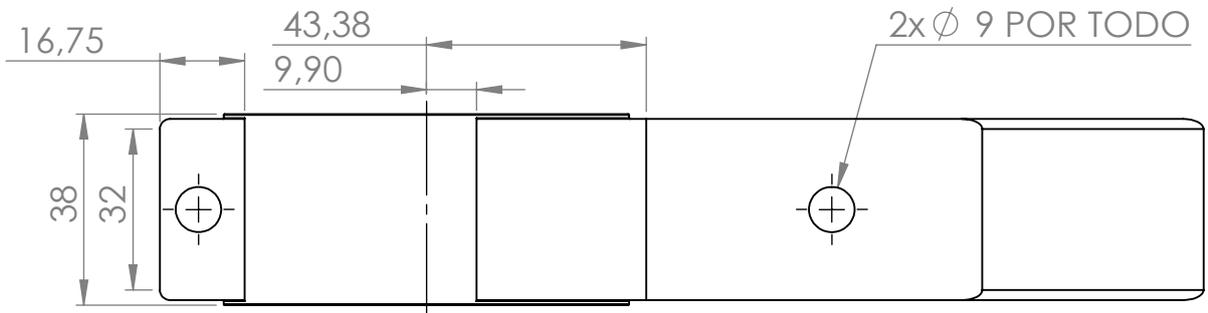
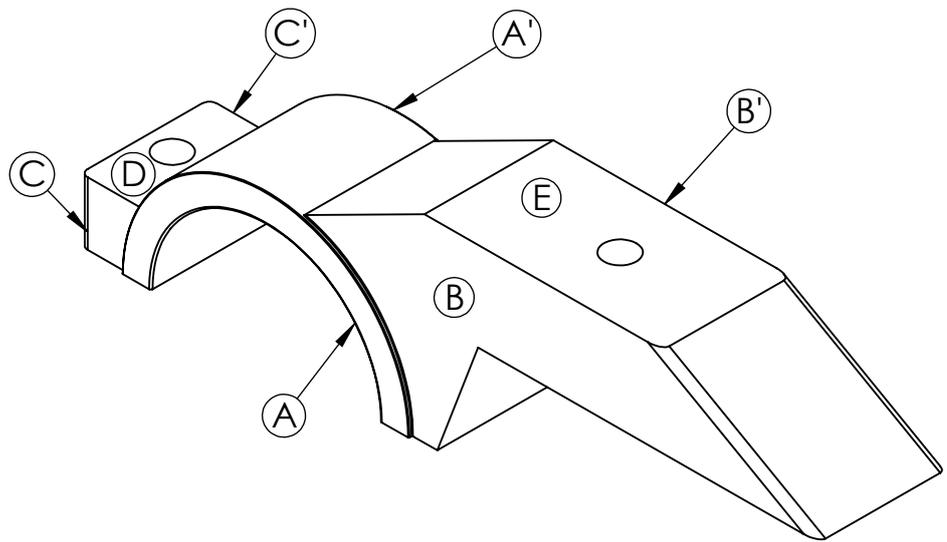
Material: AISI SAE 4340

	FECHA	NOMBRE	FIRMA
Dibujó:	28/02/2018	LUISA SALAZAR RIVERA	
Revisado:			
Aprobado:			
Medidas: mm	TERCIARIO SUPERIOR		
ESC 1:2			

UNIVERSIDAD
TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

HOJA: 1



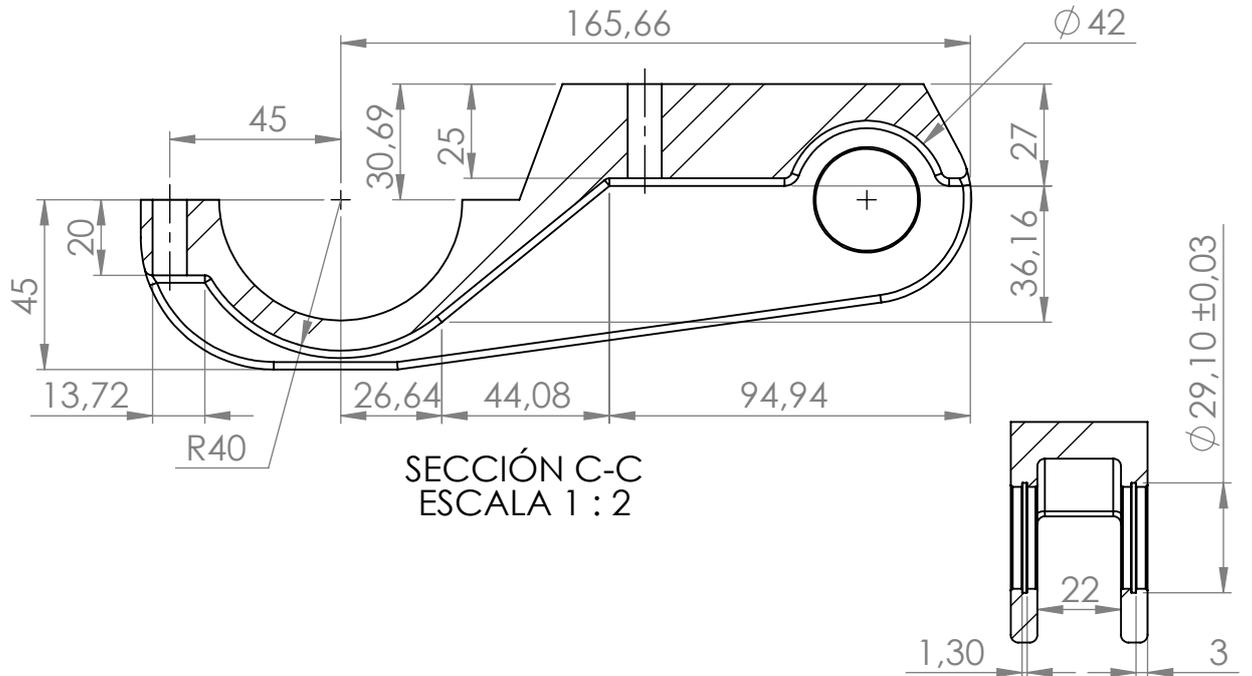
Material: AISI SAE 4340

	FECHA	NOMBRE	FIRMA
Dibujó:	28/02/2018	LUISA SALAZAR RIVERA	
Revisado:			
Aprobado:			
Medidas: mm	TERCIARIO MEDIO		
ESC 1:1.5			

**UNIVERSIDAD
TECNOLÓGICA DE PEREIRA**

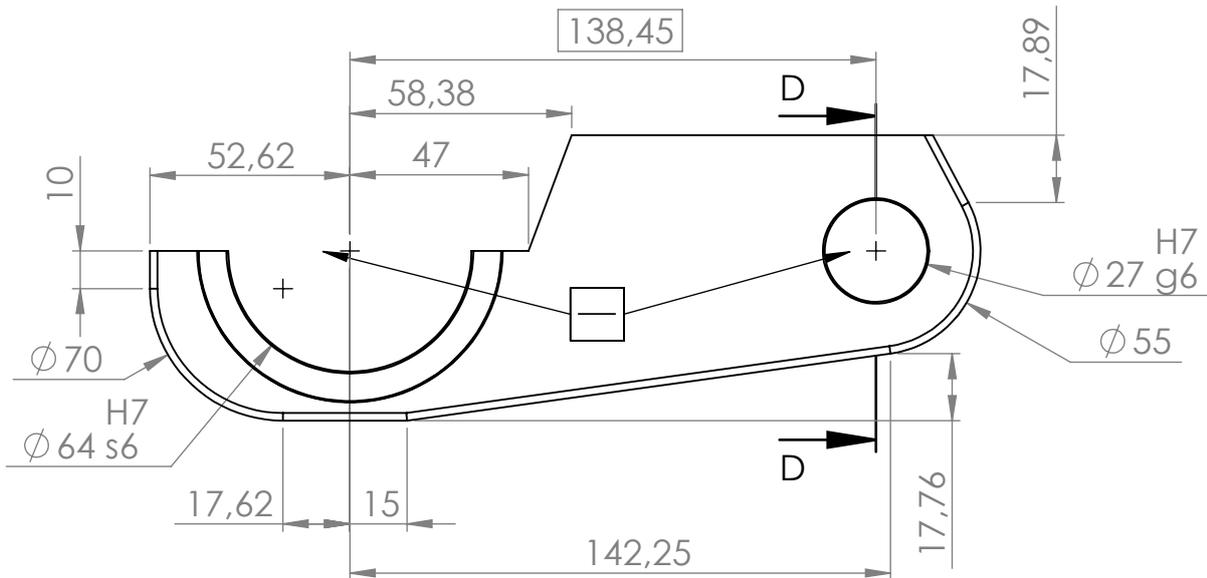
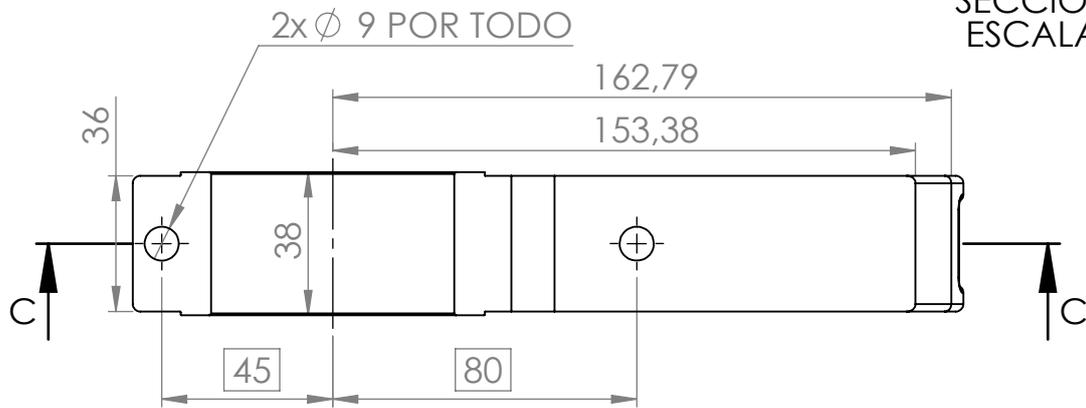
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

HOJA: 1



SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 2

SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 2



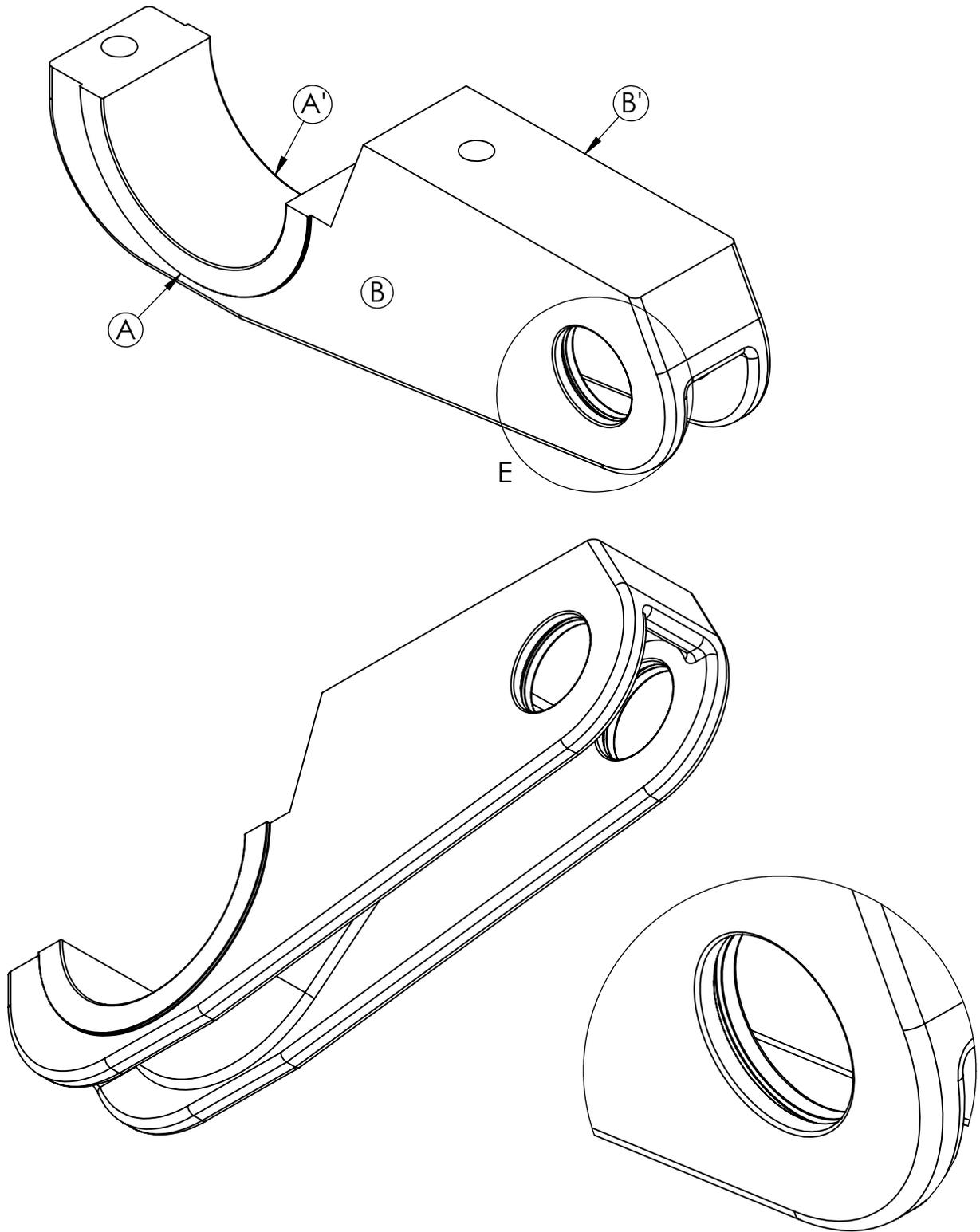
Material: AISI SAE 4340

	FECHA	NOMBRE	FIRMA
Dibujó:	28/02/2018	LUISA SALAZAR RIVERA	
Revisado:			
Aprobado:			
Medidas: mm	TERCIARIO INFERIOR		
ESC 1:2			

**UNIVERSIDAD
TECNOLÓGICA DE PEREIRA**

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

HOJA: 1



DETALLE E
ESCALA 2 : 1.5

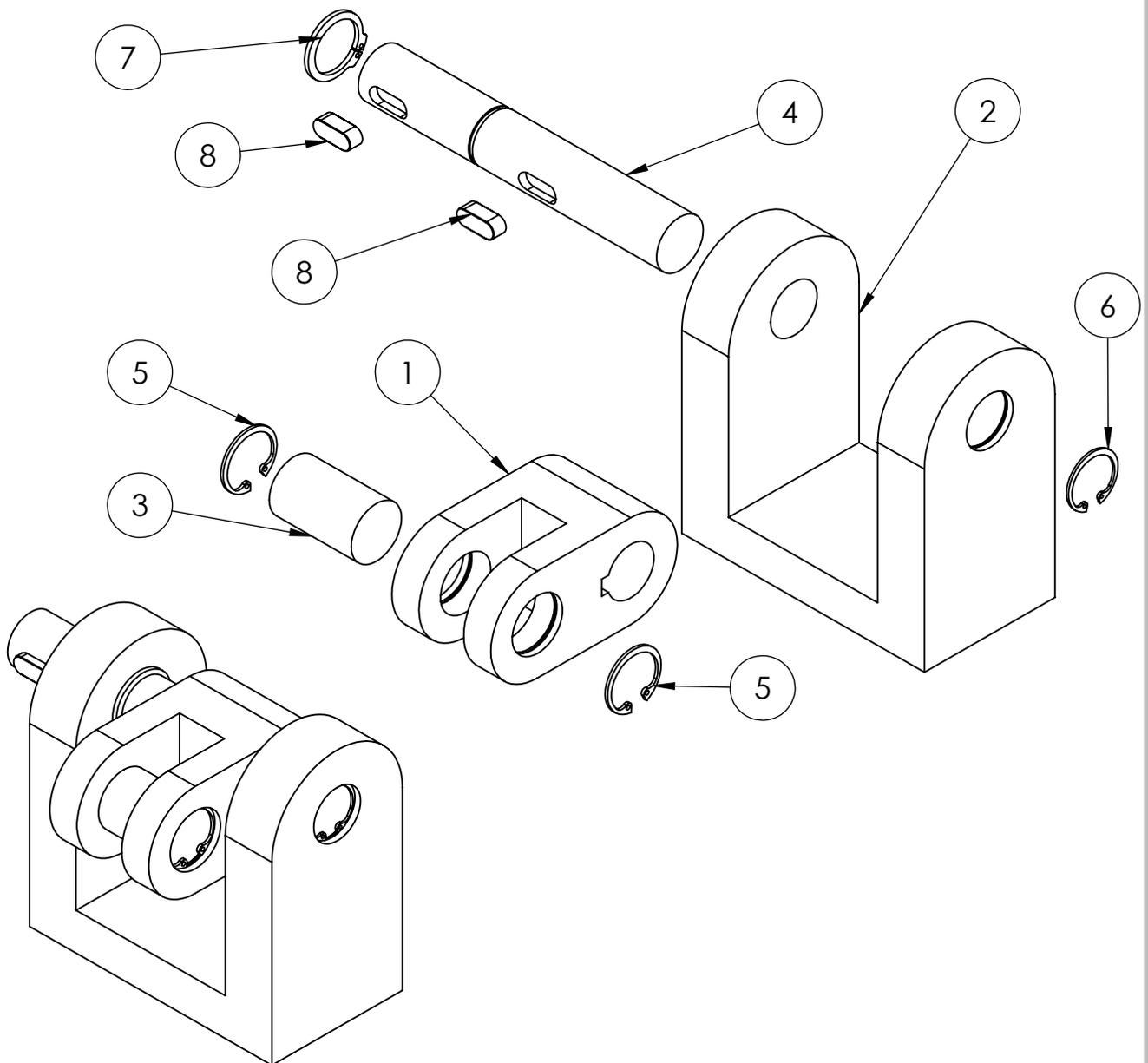
	FECHA	NOMBRE	FIRMA
Dibujó:	28/02/2018	LUISA SALAZAR RIVERA	
Revisado:			
Aprobado:			
Medidas: mm	TERCIARIO INFERIOR		
ESC 1:1.5			

UNIVERSIDAD
TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

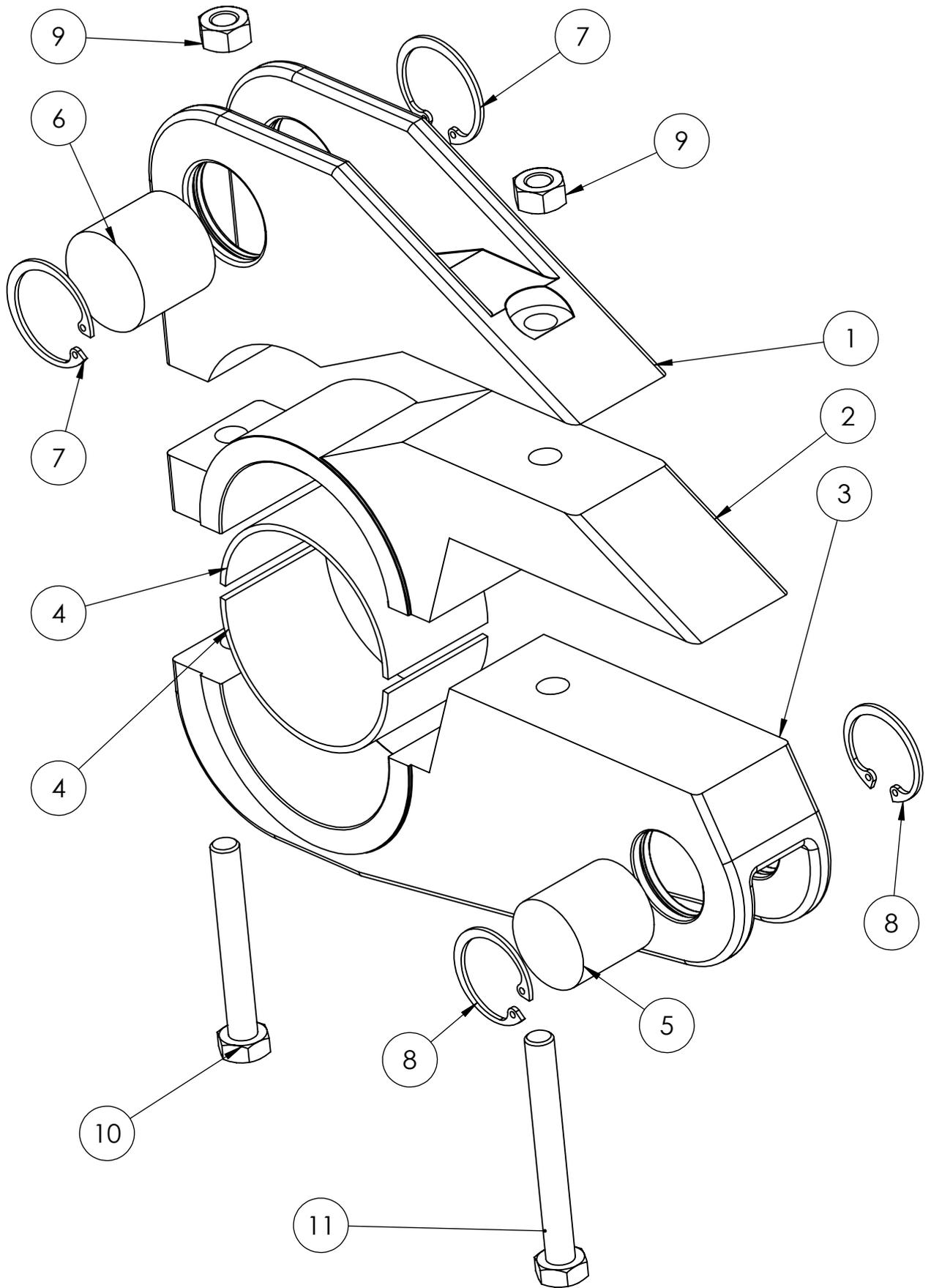
HOJA: 2

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	CONTROLADOR	1
2	APOYO CONTROLADOR	1
3	BULÓN CONTROLADOR	1
4	EJE CONTROLADOR	1
5	B27.7M - 3BM1-27	2
6	B27.7M - 3BM1-25	1
7	B27.8M - 3DM1-25	1
8	Parallel key A8 x 7 x 20 DIN 6885	2



	FECHA	NOMBRE	FIRMA
Dibujó:	28/02/2018	LUISA SALAZAR RIVERA	
Revisado:			
Aprobado:			
Medidas: mm	GRUPO CONTROLADOR		
ESC 1:2.5			

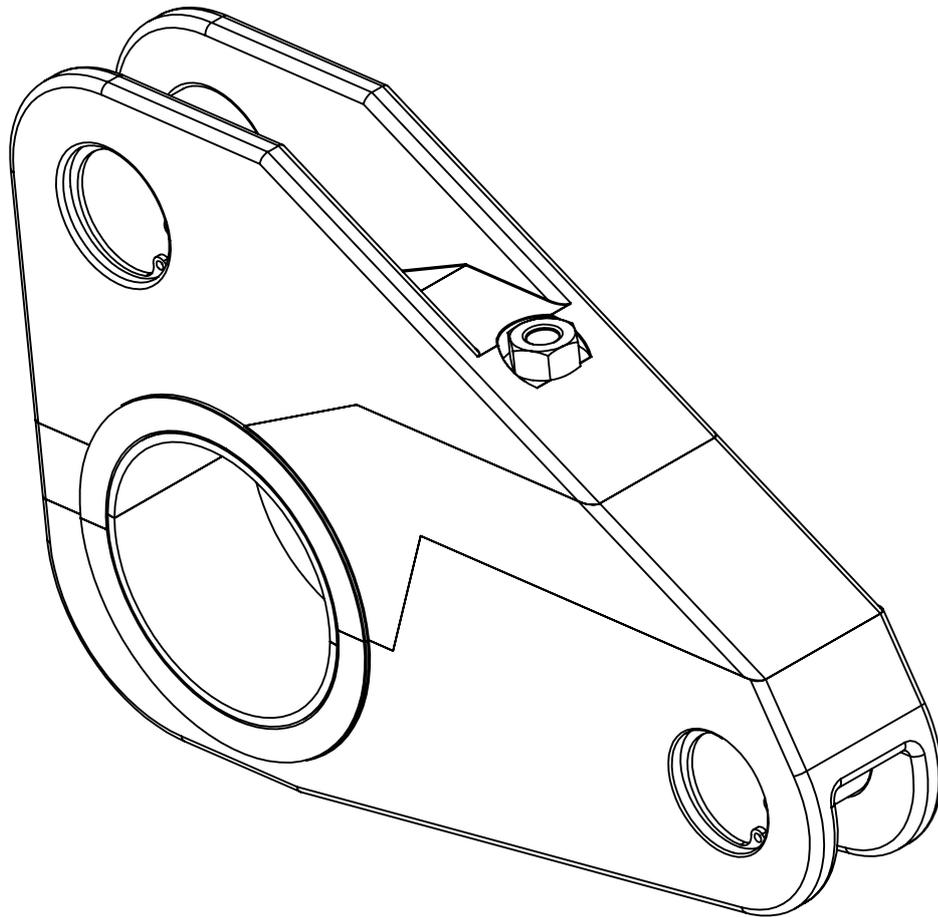
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
HOJA: 1



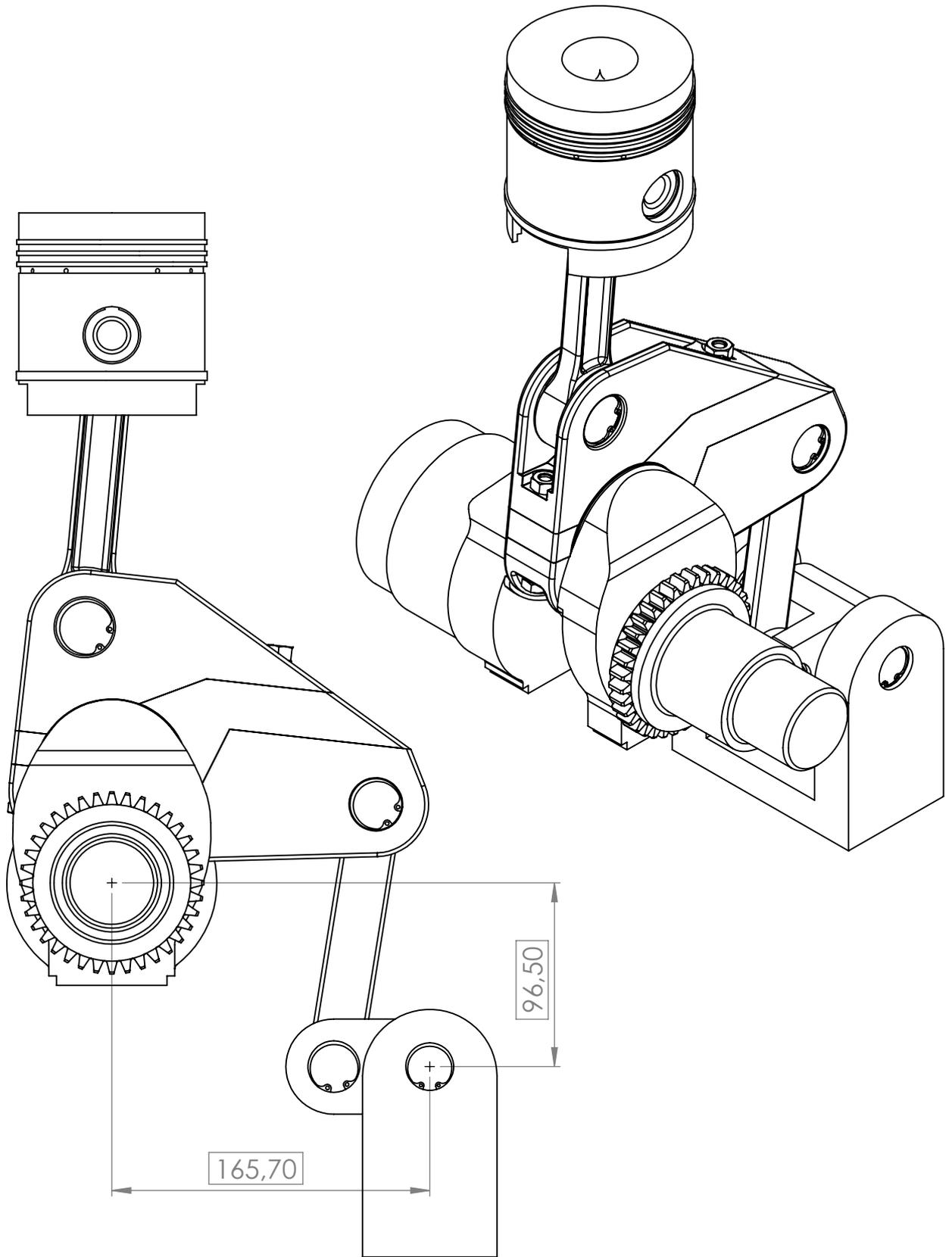
	FECHA	NOMBRE	FIRMA
Dibujó:	28/02/2018	LUISA SALAZAR RIVERA	
Revisado:			
Aprobado:			
Medidas: mm	GRUPO TERCIARIO		
ESC 1:1.5			

**UNIVERSIDAD
 TECNOLÓGICA DE PEREIRA**
 FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
 HOJA: 1

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	TERCIARIO SUPERIOR	1
2	TERCIARIO MEDIO	1
3	TERCIARIO INFERIOR	1
4	CASQUILLO CIGÜEÑAL	2
5	BULÓN CONTROL	1
6	BULÓN BIELA	1
7	B27.7M - 3BM1-30	2
8	B27.7M - 3BM1-27	2
9	B18.2.4.1M - Hex nut, Style 1, M8 x 1.25 - -D-N	2
10	B18.2.3.2M - Formed hex screw, M8 x 1.25 x 60 --22CN	1
11	B18.2.3.2M - Formed hex screw, M8 x 1.25 x 70 --22CN	1



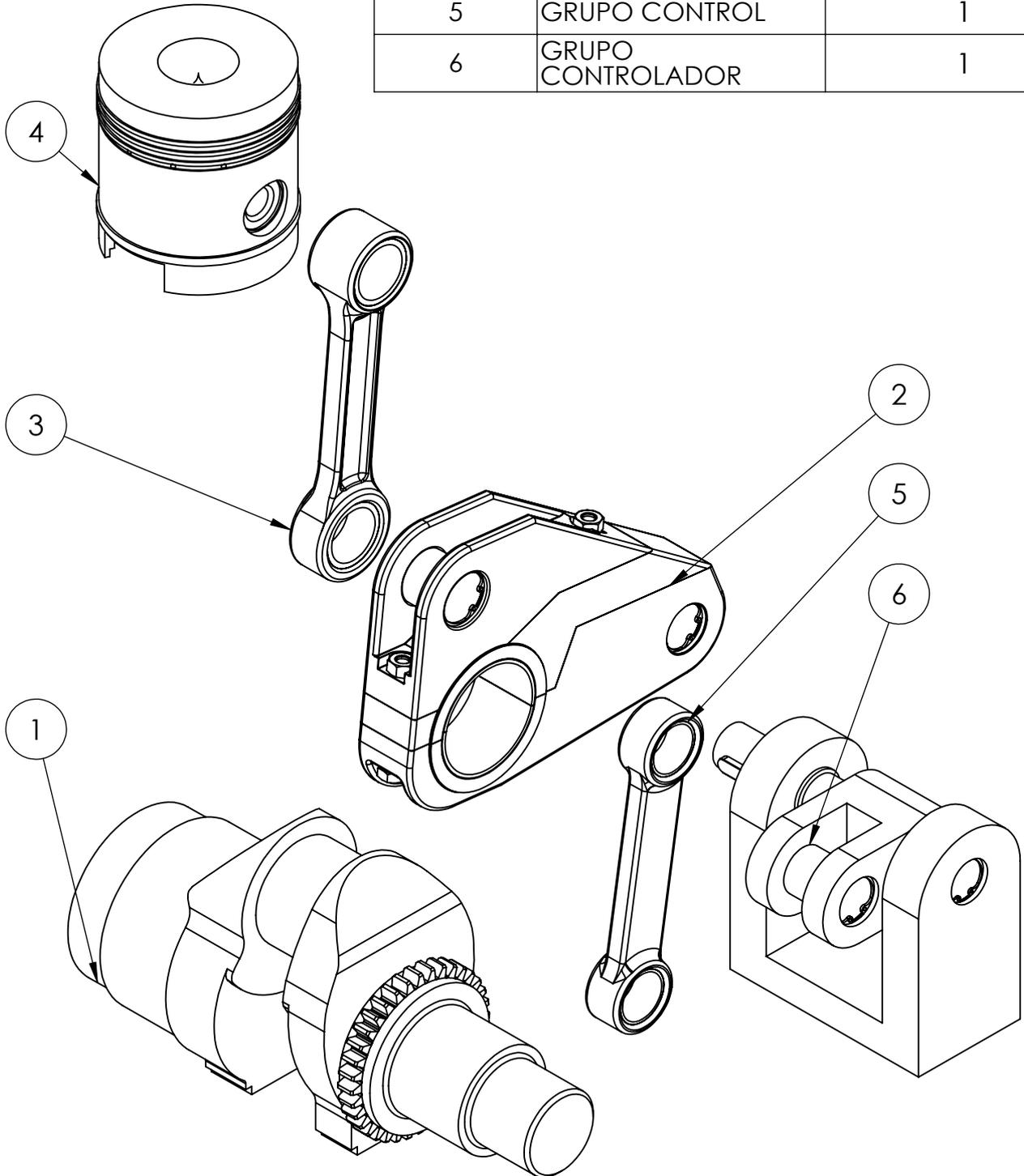
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
Dibujó:	28/02/2018	LUISA SALAZAR RIVERA		
Revisado:				
Aprobado:				FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
Medidas: mm	GRUPO TERCIARIO			HOJA: 2
ESC 1:1.5				



	FECHA	NOMBRE	FIRMA
Dibujó:	28/02/2018	LUISA SALAZAR RIVERA	
Revisado:			
Aprobado:			
Medidas: mm	<h1>ENSAMBLE MECANISMO RCV</h1>		
ESC 1:3			

<h2>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA</h2>
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
HOJA: 1

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	CIGÜEÑAL	1
2	GRUPO TERCIARIO	1
3	GRUPO BIELA	1
4	GRUPO PISTÓN	1
5	GRUPO CONTROL	1
6	GRUPO CONTROLADOR	1



	FECHA	NOMBRE	FIRMA
Dibujó:	28/02/2018	LUISA SALAZAR RIVERA	
Revisado:			
Aprobado:			
Medidas: mm	<h1>ENSAMBLE MECANISMO RCV</h1>		
ESC 1:5			

<p>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA</p>
<p>FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA</p>
<p>HOJA: 2</p>

Anexo G. Rutas de trabajo de mecanizado de las piezas del mecanismo RCV

- 144. Eslabón biela
- 145. Eslabón control
- 146. Casquillos
- 151. Bulones
- 154. Controlador
- 155. Apoyo controlador
- 156. Eje controlador
- 157. Terciario superior
- 158. Terciario medio
- 159. Terciario inferior

PIEZA: BIELA		MAQUINA USADA	HERRAMIENTA	DATOS DEL CORTE			
No.	OPERACIÓN			n (rpm)	V (m/min)	S (mm/min)	t (min)
1	Desbarbado manual	Lima					
2	Rectificado del cuerpo de la biela a 14 mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	300	12	33	0,024
3	Taladrado basto de agujeros a Ø35,5 mm	Fresadora vertical	Broca helicoidal Ø35,5 mm	171	19	0,22	1,38
4	Brochado de los agujeros a Ø36 mm	Brochadora vertical	Brocha circular Ø36 mm		5		0,010
5	Lapeado de agujeros a $\text{Ø}36_{-0,043}^{+0}$ mm	Torno paralelo	Soporte y piedra de lapeado interior Ø34,42-38,10 grano 220	300	33,9		0,2
6	Rectificado de cabeza de la biela a $21,5 \pm 0,03$ mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	1770	12	33	0,0007
7	Rectificado del pie de la biela a 30,5 mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	1250	12	33	0,0015
8	Chafinado de los agujeros en ambas caras 1,5 mm X 45°	Fresadora vertical	Fresa para achaflanado 45° Ø6 mm	1590	180	0,6	0,010

PIEZA: ESLABÓN DE CONTROL		MAQUINA USADA	HERRAMIENTA	DATOS DEL CORTE			
No.	OPERACIÓN			n (rpm)	V (m/min)	S (mm/min)	t (min)
1	Desbarbado manual	Lima					
2	Rectificado del cuerpo del eslabón a 12 mm	Rectificadora de plato de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	380	12	33	0,016
3	Taladrado basto de agujeros a Ø29,5 mm	Fresadora vertical	Broca helicoidal Ø29,5 mm	199	18,4	0,19	1,13
4	Brochado de los agujeros a Ø30 mm	Brochadora vertical	Brocha circular Ø30 mm		5		0,008
5	Lapeado de agujeros a $\text{Ø}30_{-0,035}^{+0}$ mm	Torno paralelo	Soporte y piedra de lapeado interior Ø28,32-30,15 grano 220	320	30,1		0,2
6	Rectificado de cabeza del eslabón a $21\pm 0,03$ mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	1770	12	33	0,0007
7	Rectificado de pie del eslabón a $22\pm 0,03$ mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	1770	12	33	0,0007
8	Chafinado de agujeros en ambas caras $2\times 45^\circ$	Fresadora vertical	Fresa para achaflanado 45° Ø6 mm	1590	180	0,6	0,021

PIEZA: CASQUILLO PISTÓN – BIELA		MAQUINA USADA	HERRAMIENTA	DATOS DEL CORTE			
No.	OPERACIÓN			n (rpm)	V (m/min)	S (mm/min)	t (min)
1	Refrentado de uno de los lados	Torno paralelo	Porta herramienta con plaquita rómbica H80	3490	395	0,04	0,026
2	Rectificado a espesor 27,5 mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50	2030	23	33	0,001
3	Cilindrado exterior de desbaste a Ø36,1 mm	Torno paralelo	Porta herramienta con plaquita rómbica H80	1760	200	0,3	0,469
4	Cilindrado exterior de acabado a Ø36,05 mm	Torno paralelo	Porta herramienta con plaquita rómbica H80	2200	250	0,09	0,139
5	Lapeado exterior a $\text{Ø}36_{-0}^{+0,043}$ mm	Torno paralelo	Soporte y piedra de lapeado exterior Ø28-38 grano 280	300	33,9		0,2
6	Taladrado basto de agujero Ø29 mm	Torno paralelo	Broca helicoidal Ø29 mm	199	18,3	0,19	0,727
7	Cilindrado interior de desbaste Ø29,9 mm	Torno paralelo	Barra de mandrinar Ø16 mm con plaquita rómbica H80	2120	200	0,12	0,973
8	Cilindrado interior de acabado Ø29,95 mm	Torno paralelo	Barra de mandrinar Ø16 mm con plaquita rómbica H80	2650	250	0,05	0,207
9	Alesado interno de acabado $\text{Ø}30_{-0}^{+0,007}$ mm	Alesadora universal	Porta herramienta con plaquita de acabado rómbica V35	2330	220	0,04	0,295

PIEZA: CASQUILLO BIELA – TERCIARIO		MAQUINA USADA	HERRAMIENTA	DATOS DEL CORTE			
No.	OPERACIÓN			n (rpm)	V (m/min)	S (mm/min)	t (min)
1	Refrentado de uno de los lados	Torno paralelo	Porta herramienta con plaquita rómbica H80	3490	395	0,04	0,026
2	Rectificado a espesor 18,5 mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50	2030	23	33	0,001
3	Cilindrado exterior de desbaste a Ø36,1 mm	Torno paralelo	Porta herramienta con plaquita rómbica H80	1760	200	0,3	0,332
4	Cilindrado exterior de acabado a Ø36,05mm	Torno paralelo	Porta herramienta con plaquita rómbica H80	2200	250	0,09	0,098
5	Lapeado exterior a $\text{Ø}36_{-0}^{+0,043}$ mm	Torno paralelo	Soporte y piedra de lapeado exterior Ø28-38 grano 280	3000	33,9		0,2
6	Taladrado basto de agujero Ø29mm	Torno paralelo	Broca helicoidal Ø29	199	18,13	0,19	0,515
7	Cilindrado interior de desbaste Ø29,9 mm	Torno paralelo	Barra de mandrinar con plaquita rómbica H80	2120	200	0,12	0,689
8	Cilindrado interior de acabado Ø29,95 mm	Torno paralelo	Barra de mandrinar con plaquita rómbica H80	2650	250	0,05	0,147
9	Alesado interno de acabado $\text{Ø}30_{-0}^{+0,007}$ mm	Alesadora universal	Porta herramienta con plaquita de acabado rómbica V35	2330	220	0,04	0,209

PIEZA: CASQUILLO TERCIARIO – CIGÜEÑAL		MAQUINA USADA	HERRAMIENTA	DATOS DEL CORTE			
No.	OPERACIÓN			n (rpm)	V (m/min)	S (mm/min)	t (min)
1	Refrentado de uno de los lados	Torno paralelo	Porta herramienta con plaquita rómbica H80	1960	395	0,4	0,081
2	Rectificado a espesor 38 mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50	1140	23	33	0,003
3	Cilindrado exterior de desbaste a Ø64,1 mm	Torno paralelo	Porta herramienta con plaquita rómbica H80	990	200	0,3	1,151
4	Cilindrado exterior de acabado a Ø64,05mm	Torno paralelo	Porta herramienta con plaquita rómbica H80	1240	250	0,09	0,340
5	Lapeado exterior a $\text{Ø}64_{-0}^{+0,053}$ mm	Torno paralelo	Soporte y piedra de lapeado exterior Ø51-70 grano 280	320	30,1		0,4
6	Taladrado basto de agujero Ø59 mm	Torno paralelo	Broca helicoidal Ø59 mm	100	18,5	0,27	1,407
7	Cilindrado interior de desbaste Ø59,9mm	Torno paralelo	Barra de mandrinar Ø25 mm con plaquita rómbica H80	1060	200	0,12	2,689
8	Cilindrado interior de acabado Ø59,95 mm	Torno paralelo	Barra de mandrinar Ø25 mm con plaquita rómbica H80	1320	250	0,05	0,576
9	Alesado interno de acabado $\text{Ø}60,14_{-0}^{+0,010}$ mm	Alesadora universal	Porta herramienta con plaquita de acabado rómbica V35	1160	220	0,04	0,819

PIEZA: CASQUILLO TERCIARIO – CONTROL		MAQUINA USADA	HERRAMIENTA	DATOS DEL CORTE			
No.	OPERACIÓN			n (rpm)	V (m/min)	S (mm/min)	t (min)
1	Refrentado de uno de los lados	Torno paralelo	Porta herramienta con plaquita rómbica H80	4190	395	0,4	0,018
2	Rectificado a espesor 17 mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50	2440	23	33	0,0007
3	Cilindrado exterior de desbaste a Ø30,1 mm	Torno paralelo	Porta herramienta con plaquita rómbica H80	2110	200	0,3	0,242
4	Cilindrado exterior de acabado a Ø30,05 mm	Torno paralelo	Porta herramienta con plaquita rómbica H80	2640	250	0,09	0,072
5	Lapeado exterior a $\text{Ø}30_{-0}^{+0,035}$ mm	Torno paralelo	Soporte y piedra de lapeado exterior Ø28-38 grano 280	300	33,9		0,2
6	Taladrado basto de agujero Ø26mm	Trono paralelo	Broca helicoidal Ø26 mm	225	18,3	0,16	0,472
7	Cilindrado interior de desbaste Ø26,9 mm	Torno paralelo	Barra de mandrinar con plaquita rómbica H80	2360	200	0,12	0,540
8	Cilindrado interior de acabado Ø26,95 mm	Torno paralelo	Barra de mandrinar con plaquita rómbica H80	2950	250	0,05	0,115
9	Alesado interno de acabado $\text{Ø}27_{-0}^{+0,007}$ mm	Alesadora universal	Porta herramienta con plaquita de acabado rómbica V35	2590	220	0,04	0,164

PIEZA: CASQUILLO CONTROL – VARIADOR		MAQUINA USADA	HERRAMIENTA	DATOS DEL CORTE			
No.	OPERACIÓN			n (rpm)	V (m/min)	S (mm/min)	t (min)
1	Refrentado de uno de los lados	Torno paralelo	Porta herramienta con plaquita rómbica H80	4190	395	0,4	0,018
2	Rectificado a espesor 18 mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50	2440	23	33	0,0007
3	Cilindrado exterior de desbaste a Ø30,1 mm	Torno paralelo	Porta herramienta con plaquita rómbica H80	2110	200	0,3	0,256
4	Cilindrado exterior de acabado a Ø30,05 mm	Torno paralelo	Porta herramienta con plaquita rómbica H80	2640	250	0,09	0,076
5	Lapeado exterior a $\text{Ø}30_{-0}^{+0,035}$ mm	Torno paralelo	Soporte y piedra de lapeado exterior Ø28-38 grano 280	300	33,9		0,2
6	Taladrado basto de agujero Ø26mm	Torno paralelo	Broca helicoidal Ø26 mm	225	18,3	0,16	0,5
7	Cilindrado interior de desbaste Ø26,9 mm	Torno paralelo	Barra de mandrinar con plaquita rómbica H80	2360	200	0,12	0,572
8	Cilindrado interior de acabado Ø26,95 mm	Torno paralelo	Barra de mandrinar con plaquita rómbica H80	2950	250	0,05	0,122
9	Alesado interno de acabado $\text{Ø}27_{-0}^{+0,007}$ mm	Alesadora universal	Porta herramienta con plaquita de acabado rómbica V35	2590	220	0,04	0,174

PIEZA: BULÓN BIELA- TERCIARIO		MAQUINA USADA	HERRAMIENTA	DATOS DEL CORTE			
No.	OPERACIÓN			n (rpm)	V (m/min)	S (mm/min)	t (min)
1	Refrentado uno de los lados	Torno paralelo	Porta herramienta con plaquita rómbica H80	3470	295	0,4	0,019
2	Rectificado a un espesor de 27 mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	1270	12	33	0,00014
3	Cilindrado de desbaste a Ø30,1 mm	Torno paralelo	Porta herramientas con plaquita rómbica H80	2120	200	0,4	0,032
4	Cilindrado de acabado a Ø30,05 mm	Torno paralelo	Porta herramientas con plaquita rómbica H80	2650	250	0,1	0,113
5	Alesado de acabado a $\text{Ø}30_{-0,007}^{+0}$	Alesadora universal	Porta herramienta con plaquita de acabado rómbica V35	2330	220	0,04	0,289

PIEZA: BULÓN TERCIARIO - CONTROL		MAQUINA USADA	HERRAMIENTA	DATOS DEL CORTE			
No.	OPERACIÓN			n (rpm)	V (m/min)	S (mm/min)	t (min)
1	Refrentado uno de los lados	Torno paralelo	Porta herramientas con plaquita rómbica H80	3470	295	0,4	0,019
2	Rectificado a un espesor de 27 mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	1410	12	33	0,00011
3	Cilindrado de desbaste a Ø27,1 mm	Torno paralelo	Porta herramientas con plaquita rómbica H80	2340	200	0,4	0,028
4	Cilindrado de acabado a Ø27,05 mm	Torno paralelo	Porta herramientas con plaquita rómbica H80	2940	250	0,1	0,092
5	Alesado de acabado a $\text{Ø}27_{-0,007}^{+0}$	Alesadora universal	Porta herramienta con plaquita de acabado rómbica V35	2590	220	0,04	0,260

PIEZA: BULÓN CONTROL - VARIADOR		MAQUINA USADA	HERRAMIENTA	DATOS DEL CORTE			
No.	OPERACIÓN			n (rpm)	V (m/min)	S (mm/min)	t (min)
1	Refrentado uno de los lados	Torno paralelo	Porta herramientas con plaquita rómbica H80	2080	295	0,4	0,053
2	Rectificado a un espesor de 45 mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	1410	12	33	0,00011
3	Cilindrado de desbaste a Ø27,1 mm	Torno paralelo	Porta herramientas con plaquita rómbica H80	2340	200	0,4	0,048
4	Cilindrado de acabado a Ø27,05 mm	Torno paralelo	Porta herramientas con plaquita rómbica H80	2940	250	0,1	0,153
5	Alesado de acabado a $\text{Ø}27_{-0,007}^{+0}$ mm	Alesadora universal	Porta herramienta con plaquita de acabado rómbica V35	2590	220	0,04	0,434

PIEZA: CONTROLADOR		MAQUINA USADA	HERRAMIENTA	DATOS DEL CORTE			
No.	OPERACIÓN			n (rpm)	V (m/min)	S (mm/min)	t (min)
1	Refrentar cara A	Torno paralelo	Porta herramientas con plaquita rómbica H80	930	295	0,4	0,144
2	Rectificar cara A' a un espesor de 53 mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	382	12	33	0,016
3	Fresar el contorno exterior de la pieza	Fresadora vertical	Fresa de desbaste de perfil Ø25 mm	2160	170	2,5	1,187
4	Taladrado basto de agujeros B a Ø26,5 mm	Fresadora vertical	Broca helicoidal Ø26,5 mm	225	18,7	0,16	0,834
5	Brochado de los agujeros B a Ø27 mm	Brochadora vertical	Brocha circular Ø27 mm		5		0,006
6	Alesado en acabado de agujeros B a $\text{Ø}27_{-0}^{+0,007}$ mm	Alesadora universal	Porta herramienta con plaquita de acabado rómbica V35	2590	220	0,04	0,289
7	Fresado de ranuras internas en agujeros B a $\text{Ø}28,8 \pm 0,03$ mm	Fresadora vertical	Porta fresa con plaquita para ranurado 1x1 mm	1100	100	0,01	0,327
8	Taladrado basto de agujero C a Ø24,5 mm	Fresadora vertical	Broca helicoidal Ø24,5	225	18,7	0,16	1,472
9	Brochado del agujero C a Ø25 mm	Brochadora vertical	Brocha de Ø25 mm		5		0,010
10	Lapeado de agujero C a $\text{Ø}25_{-0,035}^{+0}$ mm	Torno paralelo	Soporte y piedra de lapeado interior Ø24,43-25,25 grano 220	400	31,4		0,5
11	Brochado de chavetero en agujero C	Brochadora vertical	Porta herramientas con pastilla de brochado 8x3,4 mm		4,8	0,05	0,014
12	Fresado de ranura de 24 mm	Fresadora vertical	Fresa de ranurar Ø12 mm	2380	90	0,072	0,645

PIEZA: APOYO CONTROLADOR		MAQUINA USADA	HERRAMIENTA	DATOS DEL CORTE			
No.	OPERACIÓN			n (rpm)	V (m/min)	S (mm/min)	t (min)
01	Refrentar cara A	Torno paralelo	Porta herramientas con plaquita rómbica H80	720	295	0,4	0,244
2	Rectificar cara B	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	283	12	33	0,029
3	Rectificar cara B' hasta espesor 130 mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	283	12	33	0,029
4	Rectificar cara C	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	283	12	33	0,029
5	Rectificar cara C' hasta espesor 35	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	283	12	33	0,029
6	Fresar ranura de 80 mm	Fresadora vertical	Fresa de ranurar Ø20 mm	1430	90	0,114	2,690
7	Fresar redondeo Ø35 mm de la pieza	Fresadora vertical	Fresa de desbaste de perfil Ø25 mm	2160	170	2,5	0,977
8	Taladrado basto de agujero a Ø24,5 mm	Fresadora vertical	Broca helicoidal Ø24,5 mm	225	18,7	0,16	1,382
9	Brochado de desbaste agujero a Ø25 mm	Brochadora vertical	Brocha circular Ø25 mm		5		0,010
10	Alesado de acabado en agujero a $25^{+0,007}_{-0}$ mm	Alesadora universal	Porta herramienta con plaquita de acabado rómbica V35	2800	220	0,04	0,446
11	Fresado de ranura de $\text{Ø}26,6 \pm 0,03$ mm	Fresadora vertical	Porta fresa con plaquita para ranurado 1x1 mm	1180	100	0,01	0,135

PIEZA: EJE CONTROLADOR		MAQUINA USADA	HERRAMIENTA	DATOS DEL CORTE			
No.	OPERACIÓN			n (rpm)	V (m/min)	S (mm/min)	t (min)
1	Refrentado uno de los lados	Torno paralelo	Porta herramientas con plaquita rómbica H80	375	295	0,4	0,05
2	Rectificado a 160 mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	1527	12	33	0,0001
3	Cilindrado de desbaste a Ø25,1 mm	Torno paralelo	Porta herramientas con plaquita rómbica H80	2530	200	0,4	0,160
4	Cilindrado de acabado a $\text{Ø}25^{+0}_{-0,007}$ mm	Torno paralelo	Porta herramientas con plaquita rómbica H80	3180	250	0,1	0,501
5	Tronzado de ranura a $\text{Ø}23,5^{+0,03}$ mm	Torno paralelo	Porta herramienta con inserto de tronzado 1,6 mm	1350	100	0,1	0,666
6	Fresado del chavetero a 10 mm del extremo	Fresadora vertical	Fresa chaveteros Ø8 mm	3580	90	0,096	0,058
7	Fresado del chavetero a 90 mm del extremo	Fresadora vertical	Fresa chaveteros Ø8mm	3580	90	0,096	0,058

PIEZA: Terciario Superior		MAQUINA USADA	HERRAMIENTA	DATOS DEL CORTE			
No.	OPERACIÓN			n (rpm)	V (m/min)	S (mm/min)	t (min)
1	Refrentar cara A	Torno paralelo	Porta herramientas con plaquita rómbica H80	700	295	0,4	0,314
2	Rectificar cara A' a un espesor de 36 mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	230	12	33	0,081
3	Fresar el contorno exterior de la pieza	Fresadora vertical	Fresa de desbaste de perfil Ø25 mm	2160	170	2,5	2,246
4	Fresado basto de ranura interna de 22 mm	Fresadora vertical	Fresa de ranurar Ø20 mm	3180	200	0,1	5,837
5	Fresado de acabado de ranura interna de 22 mm	Fresadora vertical	Fresa de ranurar Ø2 mm	12000	80	0,007	2,025
6	Avellanado de roscas M8x1,25	Fresadora vertical	Fresa de avellanar plana M8x1.25	310	15	0,21	0,092
7	Taladrado y roscado de agujeros M8x1,25	Fresadora vertical	Broca – Machuelo M8x1,25	180	4	0,1	1,722
8	Taladrado de agujeros basto a Ø29,5 mm	Fresadora vertical	Broca helicoidal Ø29,5 mm	199	18,4	0,19	0,370
9	Brochado interior de desbaste agujero a Ø30 MM	Brochadora vertical	Brocha circular de Ø30 mm		5		0,003
10	Alesado de acabado en agujero a $30_{-0}^{+0,007}$ mm	Alesadora vertical	Porta herramienta con plaquita de acabado rómbica V35	2340	220	0,1	0,059
11	Fresado de ranura de $\text{Ø}32,1 \pm 0,03$ mm	Fresadora vertical	Porta fresa con plaquita para ranurado 1x1,8 mm	990	100	0,1	0,303

PIEZA: TERCIARIO MEDIO		MAQUINA USADA	HERRAMIENTA	DATOS DEL CORTE			
No.	OPERACIÓN			n (rpm)	V (m/min)	S (mm/min)	t (min)
1	Refrentar cara A	Torno paralelo	Porta herramienta de plaquita rómbica H80	450	295	0,4	0,30
2	Rectificar cara A' a un espesor de 38 mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	470	12	33	0,0120
3	Fresar escalón de caras B y C	Fresadora vertical	Fresa de ranurar Ø20 mm	3180	200	0,1	0,035
4	Fresar escalón de caras B' y C'	Fresadora vertical	Brocha exterior	3180	200	0,1	0,035
5	Fresar contorno de la pieza	Fresadora vertical	Fresa de desbaste de perfil Ø25 mm	2160	170	2,5	3,083
6	Apoyado en caras D y E, taladrado y roscado de agujeros M8x1,25	Fresadora vertical	Broca – Machuelo M8x1,25	180	4	0,1	2,333

PIEZA: Terciario inferior		MAQUINA USADA	HERRAMIENTA	DATOS DEL CORTE			
No.	OPERACIÓN			n (rpm)	V (m/min)	S (mm/min)	t (min)
1	Refrentar cara A	Torno paralelo	Porta herramienta de plaquita rómbica H80	430	295	0,4	0,430
2	Rectificar cara A' a un espesor de 36 mm	Rectificadora de eje vertical	Muela cilíndrica de copa Ø50 mm	470	12	33	0,016
3	Fresar escalón de cara B	Fresadora vertical	Fresa de ranurar Ø20 mm	3180	200	0,1	0,072
4	Fresar escalón de cara B'	Fresadora vertical	Fresa de ranurar Ø20 mm	3180	200	0,1	0,072
5	Fresar el contorno exterior de la pieza	Fresa vertical	Fresa de desbaste de perfil Ø25 mm	2160	170	2,5	2,892
6	Fresado basto de ranura de 22 mm	Fresadora vertical	Fresa de ranurar Ø20 mm	3180	200	0,1	2,78
7	Fresado de acabado de ranura de 22 mm	Fresadora vertical	Fresa de ranurar Ø2 mm	12000	80	0,007	2,023
9	Taladrado y roscado de agujeros M8x1,25	Fresadora vertical	Broca – Machuelo M8x1,25	180	4	0,1	2,5
10	Taladrado basto de agujeros a Ø26,5 mm	Fresadora vertical	Broca helicoidal Ø26 mm	225	18,3	0,16	0,389
11	Brochado de agujeros a Ø27 mm	Brochadora vertical	Brocha circular de Ø27 mm		5		0,003
12	Alesado de agujeros a $\varnothing 27_{-0}^{+0,007}$ mm	Alesadora vertical	Porta herramienta con plaquita de acabado rómbica V35	2590	220	0,1	0,054
13	Fresado de ranuras de $\varnothing 29,10 \pm 0,03$ mm	Fresadora vertical	Porta fresa con plaquita para ranurado 1x1 mm	1090	100	0,01	0,193