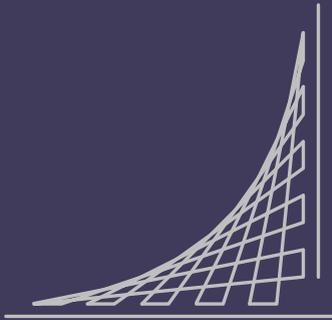


ESCUELA COLOMBIANA DE INGENIERÍA JULIO GARAVITO
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA



ESCUELA
COLOMBIANA
DE INGENIERÍA
JULIO GARAVITO

ESTUDIO DEL IMPACTO EN LAS PRESTACIONES DE
UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA
ALTERNATIVO USANDO EL SISTEMA DE RELACIÓN
DE COMPRESIÓN VARIABLE MCE5

TRABAJO DIRIGIDO

Presentado por:

Duván Caballero Casallas

Dirigida por:

Ph.D., M.Sc., Ing. Oscar Hernando Venegas Pereira

Bogotá, Agosto de 2021

TRABAJO DIRIGIDO

ESTUDIO DEL IMPACTO EN LAS PRESTACIONES DE UN
MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO
USANDO EL SISTEMA DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN
VARIABLE MCE5

Presentado por
DUVÁN CABALLERO CASALLAS

En el
Grupo de Investigación:
Diseño Sostenible en Ingeniería Mecánica - DSIM

Para la obtención del énfasis en
GESTIÓN EFICIENTE Y SOSTENIBLE DE LA ENERGÍA

Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito
Programa de Ingeniería Mecánica
Bogotá, Agosto de 2021

TRABAJO DIRIGIDO

ESTUDIO DEL IMPACTO EN LAS PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO USANDO EL SISTEMA DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE MCE5

Presentado por:

Duván Caballero Casallas

Dirigido por:

Ph.D., M.Sc., Ing. Oscar Hernando Venegas Pereira

Co-dirigido por:

Ph.D., M.Sc., Ing. Luisa Fernanda Mónico Muñoz

Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito
Programa de Ingeniería Mecánica
Bogotá, Agosto de 2021

Resumen

Este estudio presenta el impacto en las prestaciones de un motor de combustión interna alternativo (MCIA) de relación de compresión variable (VCR), llamado MCE5 VCR-i, si se usa en lugar de un MCIA convencional de la misma geometría. El estudio analiza el movimiento del MCIA VCR en cuestión y la fricción en el sistema pistón cilindro de cada MCIA, para finalmente, obtener que el MCIA convencional presenta desde 1,51 hasta 2,43 veces la fricción del VCR en el régimen de giro de $500rpm$ a $6000rpm$, cuando ambas pérdidas están divididas por la presión media indicada que producen en su ciclo termodinámico. Adicionalmente, se obtienen los rangos de relación de compresión en los que debería usarse el MCIA VCR en función del rendimiento térmico y prestaciones esperadas, tanto a un ingreso de combustible constante, como a uno variable con presión máxima en el cilindro fija.

Palabras clave: Relación de compresión variable, prestaciones, rendimiento térmico, energía, fricción.

Abstract

This study presents the performance impact of a variable compression ratio (VCR) reciprocating internal combustion engine (MCIA), called the MCE5 VCR-i, if used instead of a conventional MCIA of the same geometry. The study analyzes the movement of the MCIA VCR in question and the friction in the piston-cylinder system of each MCIA, to finally obtain that the conventional MCIA presents from 1.51 to 2.43 times the friction of the VCR in the rotation rate from $500rpm$ to $6000rpm$, when both losses are divided by the medium pressure indicated, produced in their thermodynamic cycles. In addition, the compression ratio ranges in which the MCIA VCR should be used are obtained based on the thermal performance and expected performance, at a constant fuel input, and at a variable one with a fixed maximum pressure in the cylinder.

Keywords: Variable compression ratio, performance, thermal performance, energy, friction.

A mis padres, por cada una de sus oraciones.

A Angie, por tanta motivación.

A mis tutores, por la entrega y colaboración.

Índice general

Índice general	xi
Índice de figuras	xiii
Índice de tablas	xvi
Lista de símbolos	xvii
1 Antecedentes y marco conceptual	1
1.1. Antecedentes	1
1.1.1. Motores de relación de compresión variable	3
1.1.2. Motor MCE-5 VCR-i	10
1.2. Marco conceptual	16
1.2.1. Cinemática	17
1.2.2. Pérdidas	19
1.2.3. Prestaciones	25
Referencias	30
2 Planteamiento del problema	39
2.1. Formulación del problema y justificación	39
2.2. Objetivos	41
2.3. Alcances y limitaciones	41
2.4. Metodología	42
2.5. Cronograma	43
Referencias	47
3 Resultados y análisis	49

3.1. Cinemática	50
3.2. Ciclos termodinámicos	60
3.3. Fricción	65
3.4. Prestaciones	76
Referencias	85
4 Conclusiones y recomendaciones	87
4.1. Conclusiones	87
4.2. Recomendaciones o desarrollos futuros	88
Referencias Globales	89

Índice de figuras

1.1. Punto muerto superior (PMS) y punto muerto inferior (PMI)	4
1.2. Clasificación motores VCR	5
1.3. Concepto de motor Ford	6
1.4. Funcionamiento de motor Alvar	7
1.5. Motor Omnivore de Lotus	7
1.6. Motor SVC de Saab	8
1.7. Motor VC-Turbo de Nissan infiniti	9
1.8. Comparación del rendimiento de la familia de MCIA MCE-5 VCRi con inyección directa (GDI) y sistemas multipuertos de inyección electrónica (MPFI), frente a motores convencionales.	11
1.9. Partes de motor MCE-5 VCRi	12
1.10. Movimiento de motor MCE-5 VCRi	13
1.11. Fuerzas laterales en un MCIA convencional y en el MCE-5 VCRi . . .	14
1.12. Piezas extra en MCE-5 VCRi con mayor generación de fricción . . .	14
1.13. Esfuerzo radial en la falda del pistón a 3000 rpm y 10 bar de presión media indicada (PMI)	15
1.14. Comportamiento de la fricción en un MCIA convencional y el MCE-5 VCR-i teniendo en cuenta la inercia de las piezas y una IMEP de 25 bar	15
1.15. Mecanismo biela manivela	17
1.16. Geometría motor convencional	18
1.17. Pérdidas en elementos según régimen de giro	20
1.18. Adaptación de porcentajes de distribución de pérdidas de energía en MCIA	21
1.19. Comportamiento de la FMEP de los elementos del pistón según la velocidad del motor	22

1.20. Paquete de segmentos en un pistón	22
1.21. Pérdidas de potencia por fricción en paquete de segmentos y falda de pistón, según el ángulo del cigüeñal	23
1.22. Representación de fuerzas que actúan en el pistón de un MCIA . . .	23
1.23. Diagrama presión volumen de ciclo Otto	26
1.24. Comportamiento de la eficiencia térmica de acuerdo a la relación de compresión en MCIA con ciclo Otto	28
2.1. Esquema metodológico	44
2.2. Cronograma de actividades	45
3.1. Movimiento cigüeñal - biela	50
3.2. Posición de pie de biela y centro de engranaje de transmisión en función del giro del cigüeñal	51
3.3. Movimiento engranaje - pistón auxiliar	52
3.4. Posición necesaria de pistón auxiliar, desde tope inferior, en función de la relación de compresión deseada	53
3.5. Movimiento engranaje de transmisión - pistón de combustión	55
3.6. Ángulo instantáneo β y apertura máxima del engranaje de trans- misión	55
3.7. Posición de cabeza de pistón de combustión c en función del giro del cigüeñal	56
3.8. Velocidad de pistón de combustión en función del giro del cigüeñal, a 6000 rpm	57
3.9. Tiempo requerido para cambiar en una unidad la r_c en función del régimen de giro	58
3.10. Giro de cigüeñal requerido para cambiar en una unidad la r_c en función del régimen de giro	58
3.11. Velocidad del pistón auxiliar con que se cambiaría en una unidad cada r_c según el tiempo mínimo empleado registrado	59
3.12. Ciclo Otto para MCIA MCE-5 VCRI con diferentes relaciones de compresión	62
3.13. Ciclo Otto a diferentes relaciones de compresión en función del giro del cigüeñal	62
3.14. Presión en diferentes grados de cigüeñal en función de la relación de compresión	63
3.15. Ciclo Otto a presión máxima límite para MCIA MCE-5 VCRI	64
3.16. Diagrama de cuerpo libre en pistón convencional	66
3.17. Detalle de diagrama de cuerpo libre en pistón convencional	66
3.18. Fricción debida a inclinación de biela a 1500 rpm	67
3.19. Diagrama de cuerpo libre de anillos del pistón	68

3.20. Fricción en anillos de pistón a 1500 rpm	69
3.21. Fricción en MCIA convencional y VCR a diferentes rc a 4500 rpm .	70
3.22. Fricción a diferentes grados del cigüeñal en función de rc , a 4500 rpm. Los puntos representan los valores para el MCIA convencional	71
3.23. Fricción de MCIA convencional a diferente régimen de giro	72
3.24. Presión en ciclo Otto y pérdidas de fricción en función del volumen en el cilindro para MCIA convencional y VCR en estudio a rc 10,8 y 1500 rpm	73
3.25. Relación entre f_{pmi} y p_{mi} a diferente régimen de giro y relaciones de compresión	74
3.26. Pérdidas por fricción f_{mep} a diferentes relaciones de compresión y régimen de giro	76
3.27. Comparación de f_{pmi}/p_{mi} a partir de conceptos fundamentales y f_{pme}/p_{mi} a partir de bibliografía	77
3.28. PMI y torque indicado a diferentes relaciones de compresión	78
3.29. Potencia indicada a diferentes relaciones de compresión en función del régimen de giro	79
3.30. Rendimiento mecánico debido a fricción en sistema pistón cilindro .	79
3.31. Torque efectivo e indicado para diferentes relaciones de compresión en función del régimen de giro	80
3.32. Potencia efectiva para diferentes regímenes de giro en función de la relación de compresión	81
3.33. Cambio de amplitud máximo en potencia según el régimen de giro. La línea horizontal representa la amplitud máxima de referencia . .	82
3.34. Derivada de rendimiento térmico con respecto a la relación de compresión. La línea punteada representa el valor de referencia.	83

Índice de tablas

1.1. Constantes para cálculo de coeficientes de fricción	25
3.1. Datos de entrada para análisis de ciclos termodinámicos	61
3.2. Datos de entrada para análisis de fricción	75

Lista de símbolos

Griegos

φ	Ángulo de biela.
γ	Coefficiente adiabático.
Δl_1	Cambio de posición de centro de engranaje de transmisión.
β	Ángulo instantáneo de engranaje de transmisión.
μ	Coefficiente de fricción.
η_{nmf}	Rendimiento mecánico friccional
θ	Ángulo de giro del cigüeñal.
μ_a	Viscosidad dinámica de aceite.
η_e	Rendimiento efectivo.
α	Ángulo para cambio de relación de compresión.

Latinos

$\%faldada$	Área de contacto de la falda con la camisa.
\dot{m}_f	Gasto másico de combustible.
\overline{U}_p	Velocidad lineal media del pistón.
$\overline{U}_{\overline{p}}$	Velocidad lineal promedio del pistón.
hyd	Constante de lubricación.
i	Constante de número de tiempos de MCIA.
l_1	Extremo 1 de la biela.
l_2	Extremo 2 de la biela.
l	Longitud de biela.

n	Régimen de giro.
n_m	Rendimiento mecánico.
U_p	Velocidad lineal del pistón.
a_1	Extremo 1 de la manivela.
a_2	Extremo 2 de la manivela.
a	Longitud de manivela.
S	Carrera del pistón de combustión.
s	Distancia entre el centro del cigüeñal y el bulón en la cabeza del pistón.
A	Área de pistón.
B	Fuerza en biela.
B	Fuerza transmitida por la biela.
B_x	Fuerza normal al cilindro.
c	Posición de cabeza de pistón MCE5.
C_p	Calor específico a presión constante.
C_v	Calor específico a volumen constante.
D	Diámetro de pistón.
F	Fuerza por presión en cilindro.
F_f	Fuerza de fricción.
f_{pmi}	Presión media indicada de fricción.
g	Rotación del engranaje.
h	Posición del pistón auxiliar.
L_{ps}	Altura de falda del pistón.
n_c	Número de segmentos de compresión.
N_i	Potencia indicada.
n_i	Rendimiento indicado.
n_o	Número de segmentos de aceite.
p	Presión en el cilindro de combustión.
P_e	Fuerzas de presión del anillo elástico.
p_{car}	Presión en el cárter.
Q_{HV}	Poder calorífico del combustible.
r	Radio de engranaje de transmisión.
r_c	Relación de compresión.
t	Tiempo.
T_e	Torque efectivo.

T_i	Torque indicado.
t_o	Espesor de película de aceite.
V	Volumen en el cilindro.
V_c	Volumen de la cámara de combustión.
V_d	Volumen desplazado.
w_c	Ancho de segmento de compresión.
W_e	Trabajo efectivo.
W_i	Trabajo indicado.
w_o	Ancho de segmento de aceite.

Capítulo 1

Antecedentes y marco conceptual

En este primer capítulo, se encuentran los antecedentes y desarrollos previos de una tecnología implementada en motores de combustión interna alternativos (MCIA), conocida como relación de compresión variable (VCR), detallando las variables geométricas que influyen en su accionar y los conceptos necesarios para su entendimiento.

Posteriormente, se describe el concepto de relación de compresión y su impacto en el rendimiento de los MCIA. Se muestran los motores con VCR y su clasificación de acuerdo a la forma en que logran variar la relación de compresión.

Una vez introducidos los motores VCR, se describe un diseño particular, el motor con VCR de la marca MCE-5 llamado MCE-5 VCRi, parte de su historia y las características particulares que lo hacen destacar entre los de su clase.

Finalmente, se exponen los conceptos a utilizar en los estudios térmicos, friccionales y de prestaciones que permitan estudiar el comportamiento y las ventajas del motor MCE-5 VCRi frente a motores convencionales.

1.1. Antecedentes

Un estudio de emisiones contaminantes, realizado por la Organización Meteorológica Mundial (OMM), indica que los niveles de dióxido de carbono CO_2

y de otros gases de efecto invernadero aumentaron hasta niveles récord, llegando a emisiones globales de CO_2 fósil de 36.8 Gigatoneladas en 2019 y concentraciones de 331 partes por billón de N_2O en 2018 [1-4]. En la Unión Europea (UE), el transporte aporta más del 30% de las emisiones de CO_2 , siendo el transporte por carretera, impulsado principalmente por motores de combustión interna alternativos (MCIAs), quienes aportan el 72% de esas emisiones, que se suman a una problemática ambiental [5].

Es la misma UE quien implementa reglamentación en emisiones aplicable a los MCIAs y está en miras a reducciones muy estrictas con la normativa Euro 7 a partir de 2025 [6]. El parque automotor ha tomado varias medidas para cumplir con esta reglamentación y reducir las emisiones. Una medida es apostar por autos eléctricos con los lineamientos expuestos en la conferencia del cambio climático de 2018 [7]; sin embargo, aunque los autos eléctricos contaminan menos que los de combustión durante su uso, el balance es diferente cuando se tiene en cuenta la contaminación por generación de baterías con fuentes de energía provenientes del petróleo y carbón, que a 2019 suministraban el 60,1% de la energía consumida a nivel mundial, reduciendo así la viabilidad de los autos eléctricos en varios países [8-12].

Existe también un gran interés en la mejora de los MCIAs actuales, con tecnologías novedosas como la implementada por la marca Mazda, denominada e-SkyactivX, donde se logra alternativamente la alta eficiencia de los motores de encendido por compresión (MEC) y el rendimiento a alto grado de carga y régimen de giro de los motores de encendido provocado (MEP). La tecnología e-SkyactivX usa una estrategia de encendido por compresión controlada por chispa (SPCCI) para reducir emisiones contaminantes y consumo de combustible empleando mezclas con una relación aire gasolina de hasta 40:1, 3 veces superior a las convencionales, logrando una alta compresión y temperatura de la mezcla [13-17].

La marca Bosch, por su parte, trabaja en la reducción de óxidos de nitrógeno (NO_x) mediante la reducción catalítica selectiva (RCS). Una tecnología aplicada a pruebas en motores Diesel, logrando en 2018 emisiones de NO_x de 13 mg/km en condiciones de manejo normales y valores promedio de 40 mg/km en condiciones más desafiantes, emitiendo la mitad de NO_x permitidos por la reglamentación EURO 6 [18]. La RCS transforma gran parte de los contaminantes (NO_x) en dinitrógeno inerte (N_2) y agua (H_2O) [19-21]. Esta mejora a los sistemas de escape, junto con tecnologías de catalizadores, absorbedores y filtros de partículas, disminuyen contaminación en los motores Diesel, que según Coz [9], emiten menos CO_2 por kilómetro que los motores de gasolina.

El uso de hidrógeno en automóviles destaca en los automóviles Hyundai Nexo y el aún no comercializado Toyota Fine-Confort Ride Concept, los cuales logran autonomía de 666 km y 1000 km respectivamente, usando pilas de combustible de hidrógeno. En MCIA se adelantan estudios para el uso de hidrógeno en la combustión, que inyectado en pequeñas proporciones junto a la gasolina, acelera la combustión y ayuda a la reducción de NO_x . Aún así, la implementación de MCIA con hidrógeno se ve limitada principalmente por los costos del rediseño de los motores, falta de infraestructura para recargar el hidrógeno y el volumen requerido para su almacenamiento [22-26].

Las limitaciones de las tecnologías actuales son motivo de estudio, e impulsan la búsqueda de nuevas alternativas para la reducción de emisiones contaminantes en MCIA, donde destacan tecnologías para aumentar eficiencia de combustión y para adaptar esta de acuerdo con el rendimiento esperado del motor, como lo hacen los motores con relación de compresión variable (VCR) [27].

1.1.1. Motores de relación de compresión variable

Los MCIA con mecanismos de VCR son motores capaces de modificar la denominada relación de compresión, que se detalla en la sección 1.2.2. y es el cociente entre el volumen máximo del cilindro, estando el pistón en punto muerto inferior (PMI), y el volumen mínimo, con el pistón ahora en punto muerto superior (PMS), como se ve en la Figura 1.1 [28-30]. La relación de compresión tiene influencia sobre el trabajo útil entregado por el motor, afectando la eficiencia, economía de combustible y las emisiones resultantes de la combustión [31, 32]. No es común obtener todos los beneficios mencionados en un solo modo de uso, así que los VCR se analizan en dos situaciones particulares, cuando se busca alta eficiencia térmica y cuando se busca alta potencia o elevado grado de carga [33, 34].

En el funcionamiento de MCIA, una primera situación es descrita por la necesidad de alcanzar una alta eficiencia térmica, ahorro de combustible y reducción de efectos contaminantes en la combustión. Todo esto, es posible utilizando una relación de compresión alta, como bien lo hacen los motores de encendido por compresión (MEC), los cuales tienen relaciones de compresión entre 14 y 24 para automóviles [28]. Los motores de encendido provocado (MEP), por su parte, dependen de estrategias de inyección avanzadas para acercarse al cumplimiento de estas necesidades [16, 35].

La otra situación es dada ahora por la necesidad de alcanzar una alta potencia o un grado de carga muy alto. Esto es posible al dejar ingresar una alta

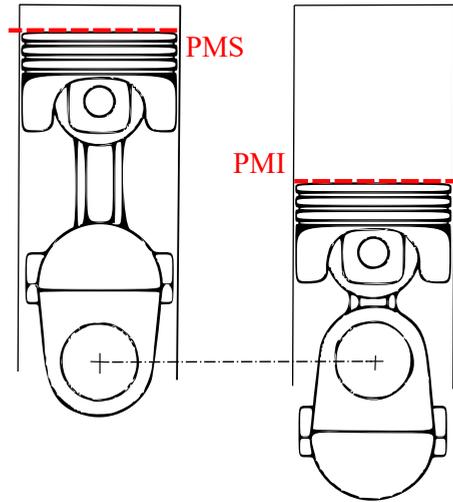


Figura 1.1: Punto muerto superior (PMS) y punto muerto inferior (PMI)

cantidad de combustible al cilindro, lo que implica mayor energía y presión en la combustión. La alta presión, sumada a una alta relación de compresión puede ser perjudicial en MEC por ocasionar el fenómeno del knocking, por lo que en este caso se prefiere el uso de MEP que tienen relaciones de compresión inferiores. El knocking, o golpeteo, es un fenómeno presentado por el autoencendido del combustible antes de lo esperado, lo que produce una onda de choque y aumento abrupto en presión y temperatura, algo perjudicial para cualquier MCIA [16, 35, 36].

Como se puede ver, para alta eficiencia y reducción de combustible y contaminantes se requiere una alta relación de compresión, contrario a lo que se espera para altos grados de carga, pues allí la relación de compresión ideal está en un rango que está entre 6 y 10 para MEP [28]. Aunque se intuye que se debe escoger entre uno o el otro, resulta que los motores deben estar preparados para dar lo mejor en cualquier situación y responder a esa versatilidad que requiere la conducción, y es precisamente esto lo que hacen los motores con relación de compresión variable (VCR), adaptarse a las condiciones y brindar la relación de compresión adecuada rápidamente, bajo los principios vistos anteriormente [33].

Los MCIA de VCR se pueden clasificar de acuerdo a las formas de variar la relación de compresión. Una clasificación propuesta por Milojevic [27, 34, 37], como se ve en la Figura 1.2, parte de dos grandes grupos, uno donde se varía el volumen de la culata, y otro donde se varía la posición del PMS al

que llegan los cilindros. Variar el volumen de la culata es algo complejo por el tamaño de esta, su peso, las condiciones de temperatura, presión y ahora fatiga a las que se enfrentan sus materiales. Por otra parte, es posible cambiar la posición del PMS según convenga, bien sea con un cigüeñal convencional o uno no convencional, teniendo en ambos casos una culata estática [34].

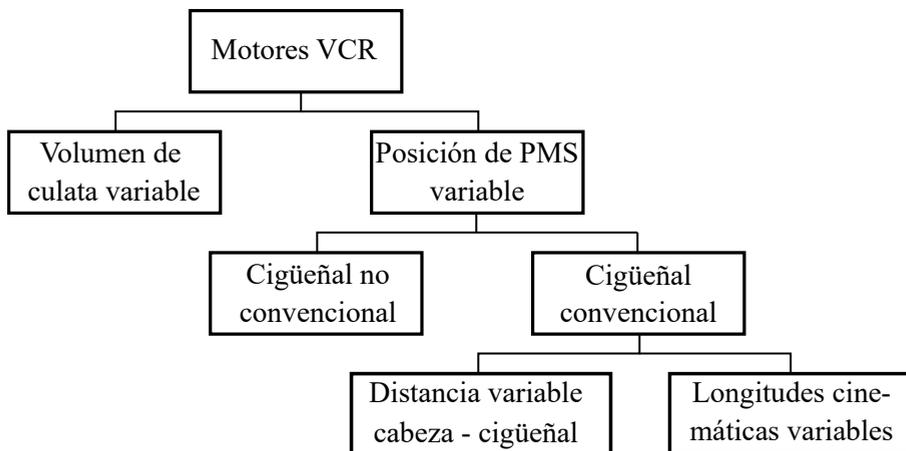


Figura 1.2: Clasificación motores VCR

En cuanto a patentes se trata, los MCIA de VCR tienen presencia de manera conceptual, con diseños definidos y mejorados constantemente, impulsados por sus propios inventores y por diferentes empresas del sector automotor, en las que destacan Nissan, Toyota, Honda, Ford, Mercedes Benz, General Motors, Saab, Lotus Peugeot y MCE5 [29, 38-43]. Algunas patentes, aunque registradas, no tienen gran impacto en los desarrollos actuales, estando sin implementación a gran escala hasta que se justifique su viabilidad; sin embargo, aportan al desarrollo de nuevas tecnologías e ideas para la generación y mejoras de MCIA con VCR [44-48].

La empresa automovilística Ford cuenta con la patente de un MCIA con VCR y control de *knocking* presentada en el año 2000 [41]. El diseño, que se muestra en la Figura 1.3 pretende funcionar con un rango de relaciones de compresión inicial, que es modificado desplazando el pistón auxiliar (1), lo que cambia el volumen de la culata en ese momento, y a su vez, la relación de compresión. Se busca mover el pistón auxiliar según el grado de carga para que el nuevo rango de relaciones de compresión se ajuste a las condiciones de combustión, evitando predetonación de la mezcla. La patente ha resultado inviable por problemas de sellado y durabilidad de los componentes que permiten el cambio de relación de compresión [41, 49, 50].

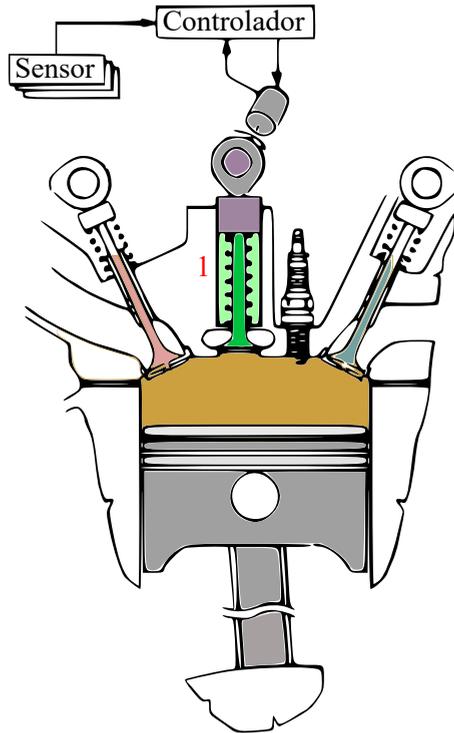


Figura 1.3: Concepto de motor Ford

Los denominados conceptos, son diseños que alcanzan un nivel de desarrollo destacable y generalmente son impulsados por grandes empresas. El concepto de motor Alvar, que se muestra en la Figura 1.4 es el de un MCIA de VCR de 4 cilindros principales (1), cada uno con un cilindro secundario (2) en la parte superior de la cámara de combustión, y dos cigüeñales, uno principal (3) acoplado con los pistones principales, y uno secundario (4) acoplado con los pistones secundarios. El funcionamiento de este concepto de Volvo, consiste en utilizar el movimiento del cigüeñal principal (3) para mover el cigüeñal secundario (4) a la mitad de velocidad del principal. De esta manera, los pistones secundarios (2) pueden subir y bajar para variar el volumen de la culata en ciertos momentos, y con esto, la relación de compresión [49, 51, 52].

Los diseños de MCIA con VCR también se encuentran en motores de dos tiempos, como en el caso del motor Omnivore presentado por Lotus en 2009. Este concepto de motor monocilindrico, logra funcionar con gran variedad de combustibles gracias al control de detonación que brinda su relación de compresión variable, que se ajusta según el tiempo de combustión de cada

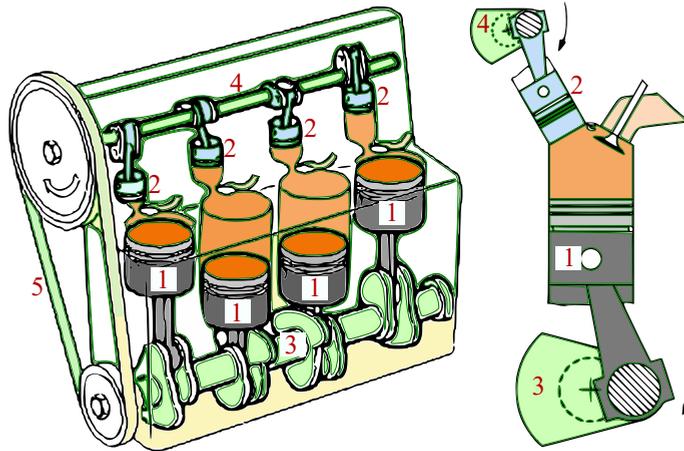


Figura 1.4: Funcionamiento de motor Alvar

combustible. El Omnivore, que se ve en la Figura 1.5 logra variar su relación de compresión moviendo verticalmente el pistón auxiliar (1), que modifica el volumen de la culata y permite relaciones de compresión entre 10:1 y 40:1, con una alta reducción de emisiones contaminantes [42, 53].

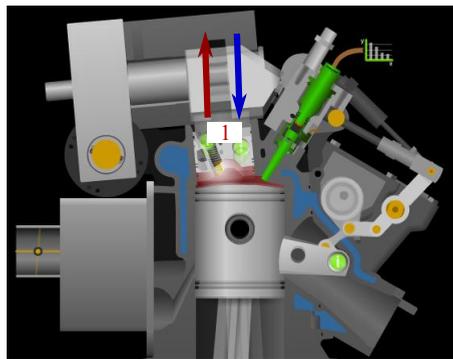


Figura 1.5: Motor Omnivore de Lotus

El motor de relación de compresión variable de Saab (SVC), en el año 2000, fue el primer motor con VCR presentado al público, aunque nunca llegó a producción en serie. El SVC contaba con 5 cilindros en línea, con una cilindrada de 1598 cc y estimaba una reducción de 30% de combustible, con un aumento de eficiencia térmica de entre el 4% y 5%. Este motor sobrealimentado, lograba relaciones de compresión entre 8 y 14, pudiendo generar hasta 227 hp.

Aunque novedoso, el funcionamiento del SVC implica mayor cantidad de piezas, peso y un difícil control de autoencendido, factores que junto a elevados costos no permitieron a la marca General Motors continuar con su producción [43, 49].

El motor SVC contaba también con una culata articulada como se ve en la Figura 1.6, que permite la inclinación de la parte superior de la cámara de combustión y con esto un cambio en su volumen, que se evidencia en un aumento del área roja de la Figura 1.6. El movimiento de la culata se realiza con un cilindro hidráulico, permitiendo hasta 4° de inclinación, que controlado adecuadamente se traduce en una relación de compresión variable desde 8:1 hasta 14:1 [43, 54-56].

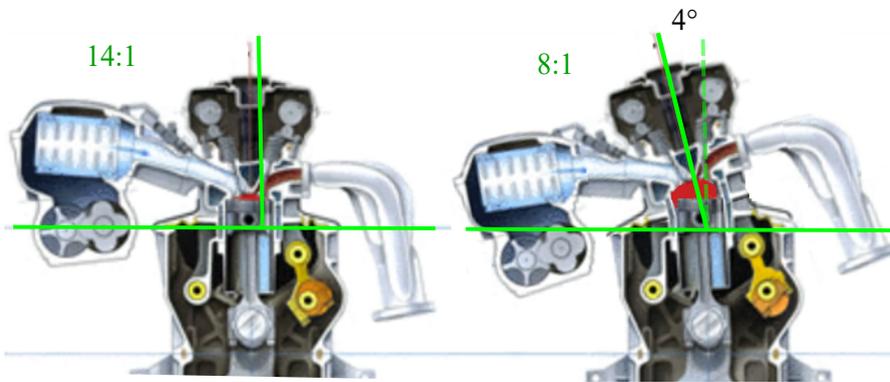


Figura 1.6: Motor SVC de Saab

Otro motor MCIA de VCR es el DiesOtto de Mercedes Benz, que se probó en el automóvil F700, logrando 234 hp y 400 Nm de par máximo [42, 53]. El nombre DiesOtto hace referencia a los ciclos en que puede trabajar el motor, que, a bajo régimen de giro y grado de carga, usa encendido por compresión en ciclo Diesel, y cuando se busca lo contrario usa encendido por chispa como los motores con ciclo Otto. Para lograr un rendimiento versátil, el DiesOtto utiliza sistema de relación de compresión variable, dos turbocompresores en serie y estrategia de combustión de ignición simultánea por compresión de carga homogénea (HCCI), que funciona con inyección directa de una mezcla pobre de aire y gasolina y es capaz de reducir emisiones contaminantes aunque presenta problemas de *knocking* sin VCR [16, 42, 57-59].

Otro motor de gran importancia para los MCIA de VCR es el Nissan Infiniti VC-Turbo. Este motor, presentado en 2008, cuenta actualmente con producción en serie, en los modelos de auto Nissan QX50 y Nissan Altima desde 2018

[38]. La potencia entregada por este ejemplar es de 268 hp y un par máximo de 390 Nm. Tiene 4 cilindros y alimentación con turbo. La relación de compresión es variada entre 8 y 14 gracias a un segundo cigüeñal, y la modificación del cigüeñal principal, lo que lo clasifica en MCIA con VCR de cigüeñal no convencional [60].

El funcionamiento del motor Infiniti VC-Turbo parte de un eje (1) como el que se muestra a la derecha de la Figura 1.7. A este eje se conecta la punta derecha de un brazo rígido (2), mientras que la punta izquierda del brazo se conecta a un eje inferior (3). Otro brazo (4) parte del eje inferior (3) hasta la pieza en forma de rombo (5) conectada al cigüeñal (6) y a la biela (7), que mueve el pistón de combustión (8). El eje 1 es accionado mediante un motor eléctrico, girando y cambiando a su vez el ángulo de acople de los brazos 2 y 4 al eje 3. Con su ángulo cambiado, el extremo superior del brazo 4 cambia de posición, haciendo que el extremo izquierdo del rombo 5, que pivota sobre el eje 6, suba o baje la biela 7 y el cilindro de combustión 8 según convenga, lo que cambia el PMS y la relación de compresión [35, 60].

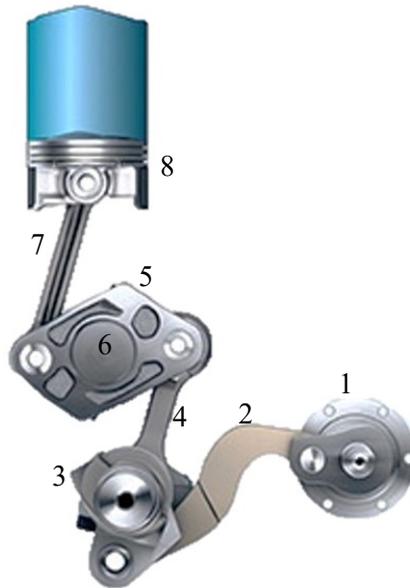


Figura 1.7: Motor VC-Turbo de Nissan infiniti

Como se puede ver, los MCIA con VCR, comparten mejoras relacionadas con reducción de contaminantes, alta eficiencia a ciertos grados de carga y

buena respuesta de prestaciones en otros. Adicionalmente, cada diseño particular presenta novedades y desarrollos únicos que abren la puerta a nuevas mejoras y a su combinación con diferentes tecnologías. A continuación se muestra un MCIA de VCR que cumple con las mejoras comunes de los VCR, además de reducción de esfuerzos laterales en los cilindros de combustión, similar al Infiniti VC-Turbo, posibilidad de usar estrategias de combustión novedosas, semejantes a las presentadas en el motor DiesOtto de Mercedes Benz y el SkyActive de Mazda, y deja los medios para el uso con diferentes ciclos termodinámicos como el Atkinson y el Miller.

1.1.2. Motor MCE-5 VCR-i

Un motor con sistema de compresión variable particular es el conocido como MCE-5 VCRi de la empresa MCE-5. Este motor, que ya ha sido probado en un automóvil, el Peugeot 407, tiene la particularidad de además de solventar problemas ambientales con una reducción de hasta 30% en emisiones de CO_2 frente a motores existentes, alcanzar valores de 268hp y 480 Nm de potencia y torque respectivamente, a 1500 rpm. El motor MCE-5 VCRi tiene una eficiencia máxima de 40% y una superior al 35% en la mayor parte de su rango de operación, valor máximo al que llegan algunos de los mejores MCIA tras 120 años de optimización [61, 62]. Una comparación entre el rendimiento de la familia de motores MCE-5 VCRi de 1,5L y motores convencionales, para el estandarizado "nuevo ciclo de conducción europeo" (NEDC), vigente hasta el año 2018, se ve en la Figura 1.8, donde se muestra las grandes ventajas de las tecnologías MCE-5 frente al MCIA Original v6, comparado en términos de potencia, torque y consumo [61].

El MCE-5 VCRi ha evolucionado desde su primera patente presentada por Vianney Rabhi en 1998 [63] para llegar al diseño mostrado en la Figura 1.9. Como partes fijas se tienen la culata en la parte superior (1) y el bloque motor (4). Las partes en movimiento conservan elementos de motores convencionales, como lo son el cigüeñal (10), biela (8), y pistón de combustión (2). Los elementos adicionales a destacar son principalmente un pistón auxiliar (3), cremalleras (5), un engranaje de transmisión (6), un rodillo de sincronización (7), y cilindros de presión. El diseño general ayuda a la reducción acústica del motor y mantiene un juego mínimo entre dientes de engranajes [64].

El funcionamiento del MCE-5 VCRi parte del giro del engranaje de transmisión 6 desde el extremo derecho, como se ve en la Figura 1.10, mediante el actuador hidráulico del pistón auxiliar 3, controlado electrónicamente con un desplazamiento de hasta 10.8 mm; ese movimiento permite que la cremallera 5, conectada al extremo izquierdo del engranaje de transmisión 6, suba o baje

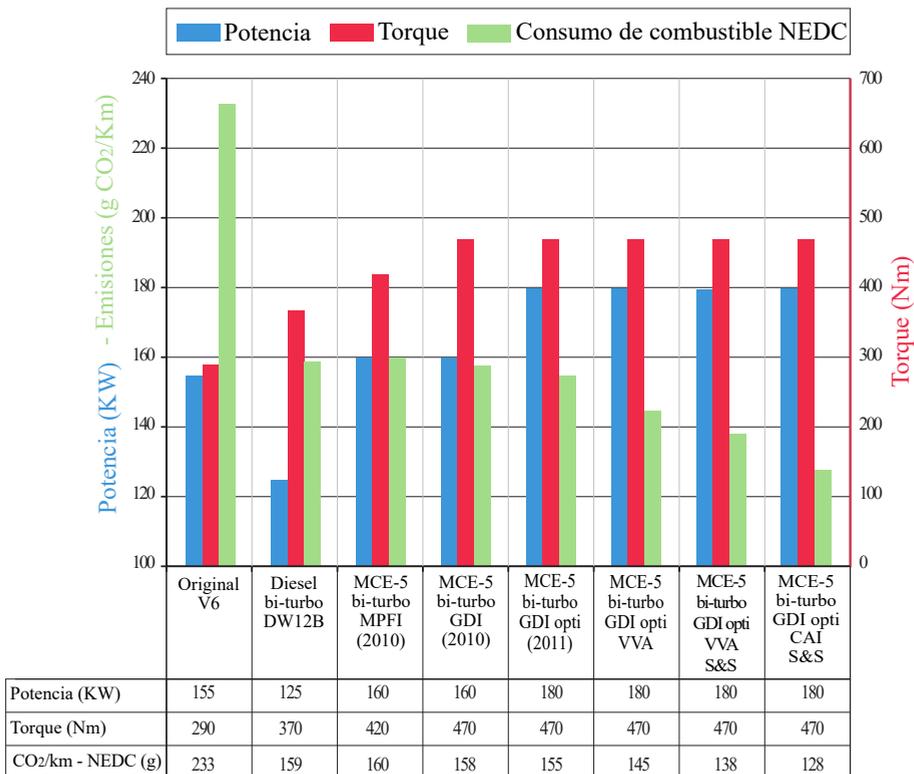


Figura 1.8: Comparación del rendimiento de la familia de MCIA MCE-5 VCRi con inyección directa (GDI) y sistemas multipuertos de inyección electrónica (MPFI), frente a motores convencionales.

con respecto a la culata 1. A su vez, la cabeza de pistón 2, cambia su posición y la del PMS por estar unida a la cremallera 5, generando relaciones de compresión variables [65]. Así, este motor se clasifica en el grupo de motores con VCR que varía la posición del PMS mediante cigüeñal no convencional.

El diseño del motor MCE-5 VCRi corresponde a la tendencia de realizar motores de alto rendimiento con baja cilindrada y tamaño (*downzising*), que tenga un buen desempeño especialmente a bajas velocidades (*downspeeding*) [64, 66, 67]. Para lograrlo, utiliza un mayor número de piezas que un motor convencional, con mayor complejidad de manufactura y ensamble. Esta mayor cantidad de piezas suele traducirse en mayor fricción y pérdidas de energía en cualquier motor; sin embargo, esto debe estudiarse con más detalle teniendo en cuenta conceptos como la presión media efectiva por fricción (*pme*), me-

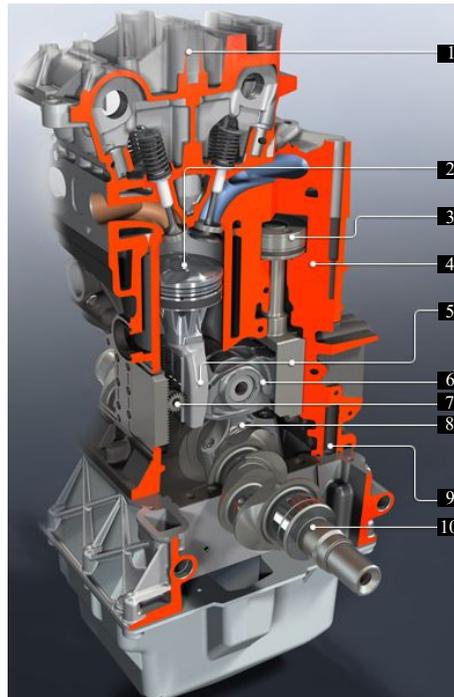


Figura 1.9: Partes de motor MCE-5 VCRI

didada proporcional a las pérdidas de energía presentadas por el contacto entre piezas en el motor [68].

La marca MCE5, a modo publicitario, asigna a el contacto de los pistones y anillos, con las camisas de los cilindros de combustión, la mayor cantidad de las pérdidas por fricción, estando entre 40% y 60% del total [66]. Estos valores se reducirían en el motor MCE-5 VCRI gracias a que los esfuerzos laterales, producidos en el mecanismo, son soportados por el rodillo de sincronización 7 de la Figura 1.9, y no por las camisas de los cilindros como en los motores convencionales, como se ve en la Figura 1.11. Al tener tanta participación en el total de pérdidas, las reducciones en pérdidas por fricción en el cilindro de combustión eliminarían gran cantidad de pérdidas de energía en el sistema general [64, 66].

Si bien se reduce fricción en el cilindro de combustión, las piezas adicionales que presenta el motor MCE-5 VCRI frente a los convencionales, especialmente las que se muestran a detalle en la Figura 1.12, generan fricción e inercia que debe ser reducida para que el balance friccional general sea favorable para este motor. Para ello, se usan engranajes rectos en la transmisión de



Figura 1.10: Movimiento de motor MCE-5 VCRI

movimiento, que eliminan los esfuerzos axiales y suelen tener alta eficiencia, cercana al 98 %. Además, los engranajes se seleccionan con bajo módulo, lo que sumado a correcciones geométricas de los dientes, entre ellas la reducción de su altura, disminuye la razón de contacto entre pares de dientes, favoreciendo el movimiento continuo, sin deslizamiento y de bajas pérdidas, llegando a un 99,7% de eficiencia [64, 66].

De acuerdo a los informes de MCE5, la fricción en los cilindros del motor MCE-5 VCRI no tiene una dependencia tan relevante de la presión de combustión como en los motores convencionales, puesto que la magnitud de la componente radial de las fuerzas en el cilindro es mucho menor que en estos motores. Un ejemplo de esto se muestra en la Figura 1.13, donde se comparan los esfuerzos radiales de un MCIA MCE-5 VCRI y el MCIA Mitsubishi 4A91, para el que se incrementan los esfuerzos laterales en el momento de la combustión (360°). La fricción también depende de la velocidad a la que hacen contacto los componentes, la eficiencia de estos, y su lubricación [69, 70]. Estos tres aspectos representan retos para el motor MCE-5 VCRI; no obstante, el reto de la eficiencia en engranajes parece ser bien solventado por las ca-

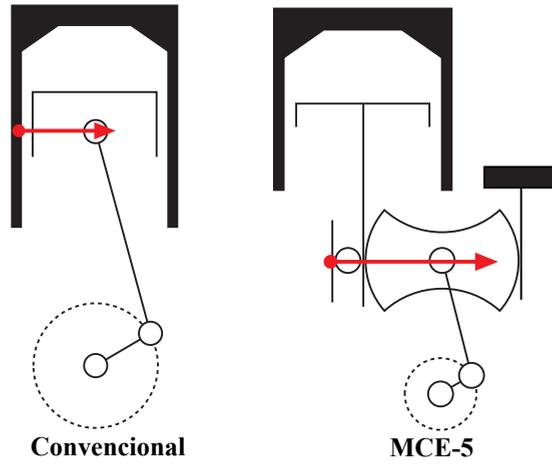


Figura 1.11: Fuerzas laterales en un MCI convencional y en el MCE-5 VCRi



Figura 1.12: Piezas extra en MCE-5 VCRi con mayor generación de fricción

racterísticas de diseño ya mencionadas, que permiten llegar hasta un valor de 99,7% de eficiencia según MCE [64, 66].

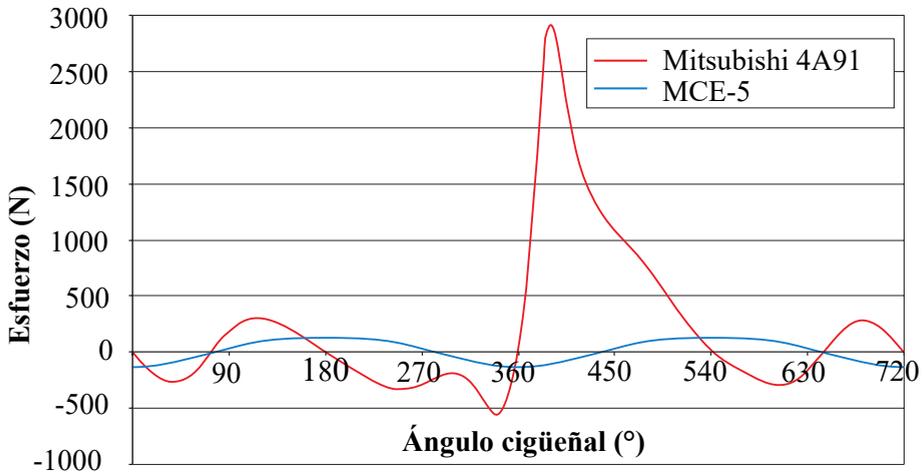


Figura 1.13: Esfuerzo radial en la falda del pistón a 3000 rpm y 10 bar de presión media indicada (PMI)

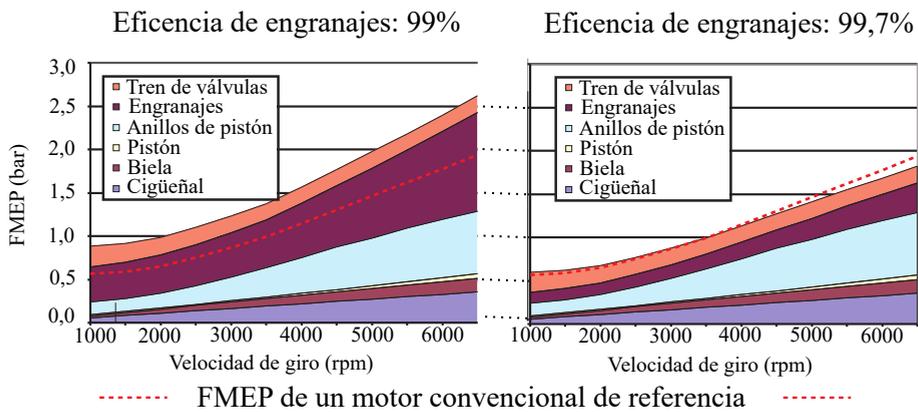


Figura 1.14: Comportamiento de la fricción en un MCIA convencional y el MCE-5 VCR-i teniendo en cuenta la inercia de las piezas y una IMEP de 25 bar

En la Figura 1.14 se representan las pérdidas por fricción de los componentes del motor MCE-5 VCRi según las rpm en el cigüeñal y la IMEP, comparando con las pérdidas por fricción totales de un motor convencional, teniendo a la izquierda un valor de eficiencia en el sistema de engranajes del 99%, y a la

derecha uno de 99,7%. La Figura 1.14 evidencia la razón por la cuál se requiere una eficiencia de al menos 99,7% en el sistema de engranajes del motor MCE-5 VCRi, porque con ella, el balance general de fricción es favorable sobre el convencional en un amplio rango de velocidad [64, 66]. Si bien esta figura muestra pérdidas de fricción, no representa una fuente propia de uso para este estudio, ya que solo se presentan resultados a modo publicitario más no se tiene un desarrollo público ni presentación de características o parámetros que llevan a obtener dichos resultados.

Las camisas de los cilindros de MCIA convencionales son más propensas a generar holguras y deformaciones que el MCIA MCE-5 VCRi por la presencia de esfuerzos laterales. Las deformaciones generan un sistema pistón - cilindro menos compacto, por donde puede pasar aceite de lubricación a la cámara de combustión, generando emisiones de contaminantes y pérdidas de presión. Al no ser tan propenso a deformaciones, el motor MCE-5 VCRi permite una mejor y más simple lubricación, aumentando la vida útil de los elementos, mejorando la eficiencia de los engranajes y reduciendo la fricción entre piezas, que lleva también a un funcionamiento más silencioso [68, 69, 71].

Como proyección a futuro, el MCIA MCE-5 VCRi planteaba su producción en serie para 2021 asociándose con la marca China Dongfeng; sin embargo, no se ha anunciado la realización de este objetivo hasta el momento [72, 73]. Más allá de una producción en serie, se busca el aumento de eficiencia de este motor hasta un 50%, generando un encendido por compresión de mezclas ultra pobres, sin dejar de lado el desarrollo de tecnologías como el enfriamiento de la mezcla de combustible con *intake cooling*, ni la sobrealimentación por turbocompresor, que permite el uso de ciclo Miller, cerrando la válvula de admisión tiempo después de comenzar la compresión en el cilindro, lo que lleva a mayor eficiencia y reducción de pérdidas por bombeo, relacionadas con la presión de admisión y escape en el ciclo termodinámico [74-76]. En cuanto a rendimiento, MCE5 plantea reducir consumo de combustible hasta un 45%, produciendo 16% más potencia y 62% más torque [61].

1.2. Marco conceptual

Para un mejor entendimiento de los MCIA, especialmente los MCIA de VCR, se presentan a continuación conceptos relacionados con la geometría, cinemática y los factores que ocasionan pérdidas de energía en estos motores. Adicionalmente, se muestran los conceptos y ecuaciones necesarias para el cálculo de prestaciones en MCIA.

1.2.1. Cinemática

En la Figura 1.15 se muestra un mecanismo biela-manivela de un motor convencional, en este, la biela se representa con la letra l y la manivela con la letra a . El objetivo de este mecanismo es obtener un movimiento lineal recíproco del extremo $l1$ de la biela, mientras la manivela presenta un movimiento rotatorio, teniendo como punto de rotación el extremo $a1$. El extremo $a2$ de la manivela se conecta al extremo $l2$ de la biela mediante un pasador, así, se transmiten las fuerzas de un elemento a otro sin restringir la rotación entre ellos. Por último, el extremo $l1$, donde se situaría la cabeza del pistón en un MCI convencional, es restringido geoméricamente por un cilindro, que solo permite el movimiento vertical del pistón [77].

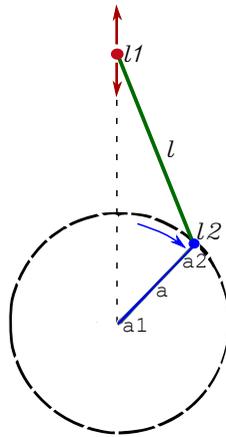


Figura 1.15: Mecanismo biela manivela

Los mecanismos de MCI convencionales, con mecanismos biela-manivela se pueden representar como se muestra en la Figura 1.16, donde a representa la longitud de la manivela, l la longitud de la biela, $l1$ la distancia entre el centro del cigüeñal y el bulón en la cabeza del pistón; y el ángulo θ , medido desde la vertical hasta la manivela, en sentido de las manecillas del reloj. La longitud de la biela y la manivela son fijas, puesto que se trata de elementos rígidos, contrario a la distancia $l1$, que varía conforme cambia el ángulo θ , y su magnitud está descrita por la ecuación 1.1, y representa el movimiento del pistón dentro del cilindro de combustión [78].

$$l1 = a \cdot \cos(\theta) + \sqrt{l^2 - a^2 \cdot \text{sen}^2(\theta)} \quad (1.1)$$

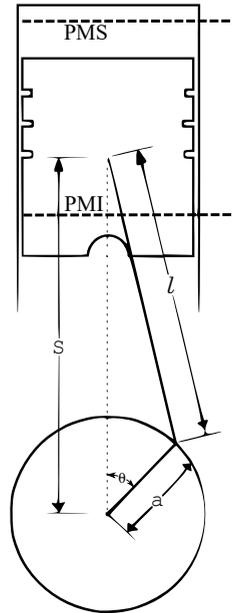


Figura 1.16: Geometría motor convencional

De las variables geométricas de la Figura 1.16 se pueden extraer ecuaciones matemáticas como la ecuación 1.2, que representa la carrera del pistón, siendo esta la distancia entre el PMS y el PMI en el cilindro de combustión. Dicho movimiento se realiza con una velocidad lineal promedio $\overline{U_p}$ que depende del régimen de giro en revoluciones por minuto n y se ve en la ecuación 1.3. Sin embargo, es más útil conocer la velocidad instantánea del pistón U_p , que por concepto es la derivada de la posición con respecto al tiempo (ecuación 1.4). Ya que generalmente se tiene l en función de θ como en la ecuación 1.1, se usa la ecuación 1.5, que relaciona los grados que gira el cigüeñal a un régimen de giro n en grados por segundo (w), con el tiempo t en segundos que tarda en realizar ese giro. Así, U_p sirve para conocer la relación entre la velocidad instantánea y la velocidad promedio del pistón, que se ve en la ecuación 1.6 [79].

$$S = 2 \cdot a \quad (1.2)$$

$$\overline{U_p} = 2 \cdot S \cdot n \quad (1.3)$$

$$U_p = \frac{ds}{dt} \quad (1.4)$$

$$\theta = w \cdot t \quad (1.5)$$

$$\frac{U_p}{U_p} = \frac{\pi}{2} \cdot \text{sen}(\theta) \cdot \left[1 + \frac{\cos(\theta)}{\sqrt{l^2 - \text{sen}^2(\theta)}} \right] \quad (1.6)$$

1.2.2. Pérdidas

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) realizan un proceso químico de combustión para transformar la energía proveniente del combustible a una energía mecánica que permita el movimiento lineal del pistón, y a su vez el giro del cigüeñal. Para obtener la energía mecánica final, se deben superar problemas relacionados tanto con la combustión, como con las piezas empleadas para llevar el movimiento al cigüeñal. La combustión, aunque sucede muy rápido, transfiere calor a las paredes del cilindro y culata, lo que sumado a defectos en la renovación de mezcla aire combustible, llevan a pérdidas de energía y eficiencia [16, 80].

Para aumentar la eficiencia en MCIA se busca la reducción de pérdidas en la transmisión de la energía, desde que se inicia el movimiento en el pistón, hasta que transmite su fuerza al cigüeñal para que gire. Dichas pérdidas se conocen como pérdidas mecánicas, y pueden agruparse en 3 clases, las pérdidas por fricción, que representan cerca del 60% del total de pérdidas; las pérdidas por bombeo, con un 25% del total y por último las pérdidas por auxiliares, donde se estima un 15% del total de pérdidas en los MCIA. El total de pérdidas mecánicas oscila entre 15% y 30% para motores de aspiración natural y entre 10% y 20% en motores sobrealimentados [70, 79, 81].

Las principales pérdidas por fricción se presentan en sistemas de distribución de gases, cojinetes del cigüeñal y el sistema pistón - cilindro, siendo este último de gran interés por no solo ser influenciado por peso de las piezas y fuerzas de inercia, sino que también influyen las fuerzas debidas a los gases, generando una sección crítica por las altas temperaturas a la que se somete ese sistema y la dificultad de lubricación sin generar más emisiones contaminantes por la quema de lubricantes. El aporte de cada grupo a las pérdidas totales según el régimen de giro de un motor de prueba puede verse en la figura 1.17, donde la motorizada fmep representa las ya mencionada presión media efectiva por presión. [16, 78, 79].

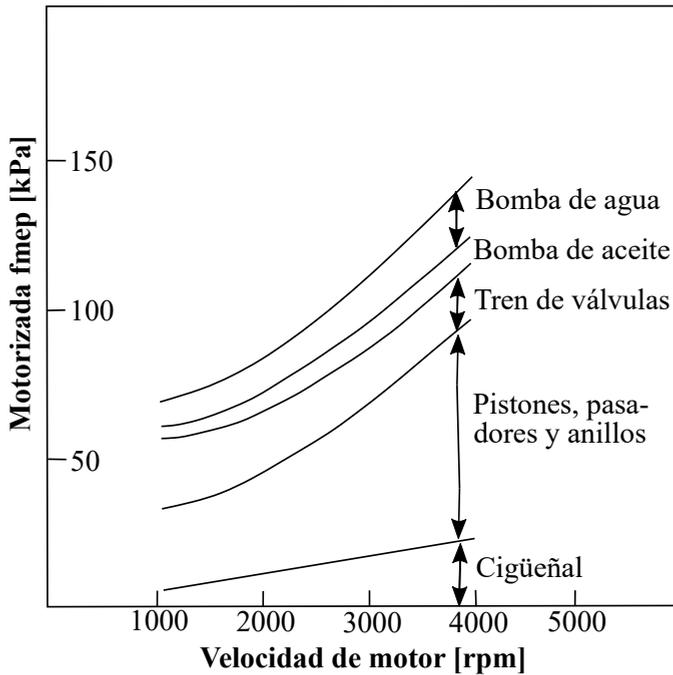


Figura 1.17: Pérdidas en elementos según régimen de giro

Para Montoya [81], y los autores allí mencionados, el sistema pistón - segmentos - biela - cilindro, es el responsable de entre 20% y 55% del total de pérdidas por fricción. Dichos valores concuerdan con los de Iniesta [70], quien asigna un 55% de pérdidas por fricción al sistema de pistón - segmentos - camisa. La distribución de pérdidas en este último grupo, para Youssef [82], están entre 25% y 47% para el pistón, 28% y 45% para los segmentos y 18% a 33% para la biela. Los segmentos tales como el de fuego, el de compresión y el rascador aportan un 23%, 17% y 60% respectivamente a la fricción en el paquete de segmentos del pistón. Una representación gráfica de estos porcentajes se ve en la Figura 1.18 [70, 81-83]. El aporte de los elementos en el sistema pistón - cilindro a la f_{pme} según la velocidad del motor se ve en la Figura 1.19 [84].

El paquete de segmentos, que se muestra en la Figura 1.20 contiene generalmente un segmento de fuego, ubicado en la parte superior del cilindro, que recibe gran parte de la presión de la combustión, el segundo segmento es el de compresión, encargado de soportar la presión existente bajo el segmento de fuego y ayudar a arrastrar el aceite remanente en el cilindro, suministrado por el tercer segmento, conocido como rascador o de engrase, y que se encarga de

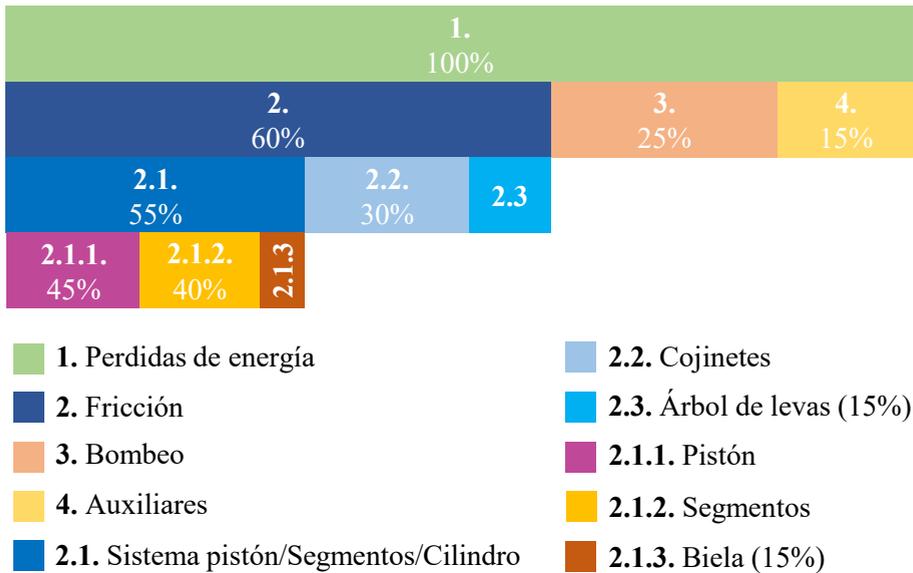


Figura 1.18: Adaptación de porcentajes de distribución de pérdidas de energía en MCI

la lubricación del cilindro, además de evitar que los excesos de aceite lleguen a la cámara de combustión, arrastrándolos de nuevo al cárter [70, 85]. Estudios de fricción en este paquete de segmentos posicionan al segmento de fuego como el que ocasiona mayores pérdidas de potencia por fricción, siendo el más afectado por la presión en el cilindro, como se muestra en la Figura 1.21 [69, 86].

El cálculo teórico de la fricción para el sistema pistón - segmentos - cilindro se realiza bajo diferentes métodos de acuerdo al autor [70, 78, 81-84, 86, 87]. En estos cálculos es necesaria la identificación de las fuerzas que actúan en el sistema, que pueden verse gráficamente como se muestra en la Figura 1.22, donde, para Ronda [86], p representa la presión en el cilindro, p_{car} la presión en el cárter, FN_B es la fuerza normal que ejerce el pistón sobre las paredes del cilindro, y F_B es la fuerza transmitida por la biela, en las direcciones x y y .

Un método para el cálculo de fricción en segmentos - camisa - pistón, presentado por Iniesta [70], determina la fpme generada en el sistema como se muestra en la ecuación 1.7, teniendo una dependencia de una constante de lubricación (hyd), la velocidad lineal media del pistón (\overline{U}_p), el área de contacto de la falda con la camisa (% falda) y la altura de falda del pistón (L_{ps}). S es la carrera del pistón y b su diámetro. Este cálculo puede ser complementado

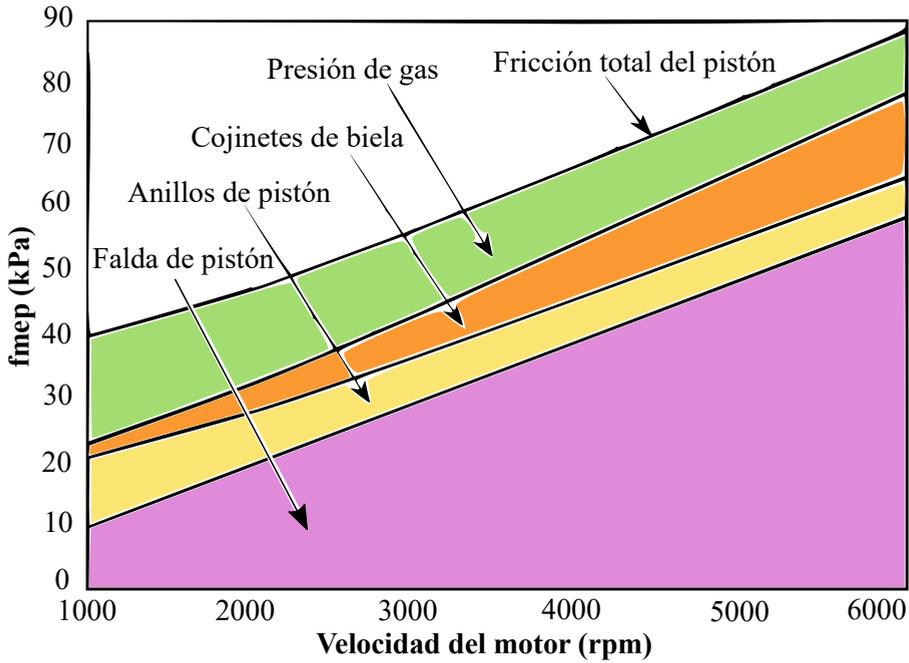


Figura 1.19: Comportamiento de la FMEP de los elementos del pistón según la velocidad del motor

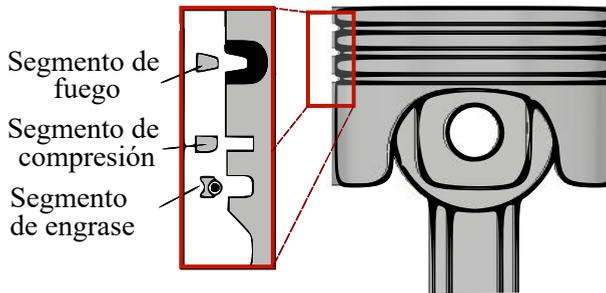


Figura 1.20: Paquete de segmentos en un pistón

con los métodos propuestos por más autores para más precisión [70, 78, 81, 83-87].

$$f_{mep_{pist}} = hyd \cdot \frac{\overline{U}_p \cdot \%faldad \cdot 2\pi \cdot 0.5d \cdot b}{s \cdot d^2} \quad (1.7)$$

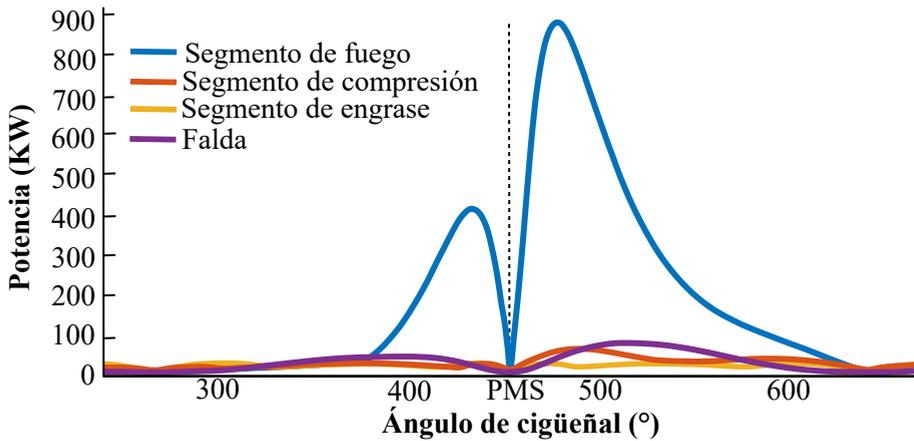


Figura 1.21: Pérdidas de potencia por fricción en paquete de segmentos y falda de pistón, según el ángulo del cigüeñal

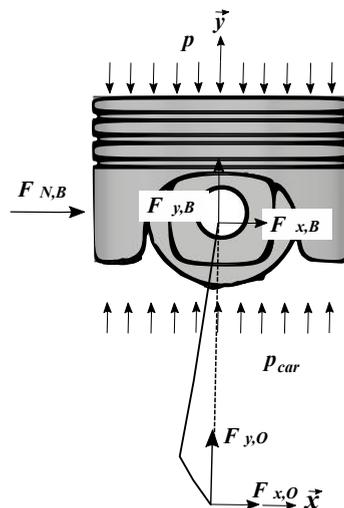


Figura 1.22: Representación de fuerzas que actúan en el pistón de un MCI

Kouremenos, por su parte, analiza la fricción en el sistema pistón cilindro en 3 zonas principales. La primera zona está dada por la fricción generada en el segmento de combustión del pistón, donde se considera una lubricación mixta, por presentar zonas en que el contacto de materiales es posible [70]. Al determinar el torque perdido en el anillo con lubricación mixta (rml), por sus siglas en inglés, se tiene en cuenta la difícil lubricación en el coeficiente c_2 de la ecuación 1.8, que al igual que los coeficientes c_1 y c_3 , son el resultado

de las modificaciones realizadas por Kouremenos a los coeficientes de Rezeka and Henein.

$$T_{rml} = c2 \cdot \pi \cdot D \cdot \mu_c \cdot w_c \cdot (p + P_e) \cdot (1 - |\sin(\theta)|) \cdot a \cdot |R_1| \quad (1.8)$$

La segunda zona de análisis se encuentra en los anillos de aceite, que presentan una lubricación más hidrodinámica, con una película de aceite de mayor grosor a la presentada en el anillo de combustión, y que permite una reducción en la fricción, aunque se vea afectada por la forma de los anillos, la presión en el cilindro, la velocidad y lubricación, como se ve en la ecuación 1.9, que hace referencia al torque perdido en el anillo con lubricación viscosa (*r_vl*) por sus siglas en inglés. Por último, la tercera zona de análisis es la mejor lubricada y se encuentra en la falda del pistón o "piston skirt" (*ps*); sus pérdidas de fricción se determinan en la ecuación 1.10 y son afectadas por la velocidad del pistón y no por la presión en el cilindro, además, el coeficiente *c*₃ tiene en cuenta la variación en la película de aceite y los efectos producidos por la inclinación de la biela en motores convencionales.

$$T_{rvl} = c1 \cdot \sqrt{\mu \cdot |\bar{U}| \cdot w_o \cdot (p + P_e) \cdot (n_o + 0.4 \cdot n_c)} \cdot D \cdot a \cdot |R_1| \quad (1.9)$$

$$T_{ps} = c3 \cdot \mu \cdot \frac{r \cdot \omega \cdot R_1}{t_o} \cdot D \cdot L_{ps} \cdot a \cdot |R_1| \quad (1.10)$$

El valor *R*₁ se conoce como un radio transformado, y está descrito por la ecuación 1.11, donde tiene influencia la velocidad instantánea del pistón *U* y la velocidad angular del motor *w*. Por otra parte, los coeficientes *c*₁, *c*₂ y *c*₃ dependen de la velocidad angular del motor en revoluciones por minuto, como se muestra en la ecuación 1.12, de una velocidad angular de referencia, que es 1500 rpm, y de los coeficientes de fricción que se muestran en la Tabla 1.1.

$$R_1 = \frac{U}{r \cdot w} \quad (1.11)$$

$$c_i = c_{opt,i} \cdot \left(\frac{n}{n_{ref}} \right)^{e_i} \quad (1.12)$$

Se integra la fricción total debida a torque para dejar las pérdidas en términos de trabajo, para posteriormente dividir este trabajo en el volumen desplazado por el pistón, y finalmente, obtener así la presión media efectiva por fricción.

<i>Coefficiente optimizado $c_{opt,i}$</i>	<i>Exponente optimizado e_i</i>
21.5	0.115
0.205	0.413
0.095	1.573

Tabla 1.1: Constantes para cálculo de coeficientes de fricción

1.2.3. Prestaciones

En búsqueda de una mayor eficiencia energética se ha trabajado a lo largo de los años en mejorar los procesos termodinámicos en el funcionamiento del motor, llevando a utilizar diferentes ciclos que logren aumentar el trabajo entregado y la relación de este con el combustible consumido, no solo con ciclos convencionales como el Otto de encendido provocado (MEP) o Diesel de encendido por compresión (MEC), sino que se usan variaciones a estos, como en el caso de los ciclos Atkinson, Miller y Dual, que cumplen en cierta medida con su objetivo para condiciones específicas de funcionamiento [76, 88].

El ciclo Otto se caracteriza por adición de calor a volumen constante, generado instantáneamente por el encendido de la mezcla aire combustible en el cilindro, mediante una chispa. En el caso del MCE-5 VCRi, el combustible se inyecta directamente al cilindro en el ciclo de funcionamiento del motor. Aunque el MCE-5 VCRi puede trabajar bajo encendido por auto ignición controlada o encendido por compresión (CAI - HCCI), en relaciones de compresión de 6 a 18, es complejo que el motor alcance valores de 18 por el riesgo de contacto entre el pistón y la culata, así que suele emplearse en un rango de relación de compresión entre 6 y 15 para encendido provocado, y hasta 18 en encendido por compresión [61].

La Figura 1.23 muestra el diagrama presión volumen de un ciclo Otto, comenzando con el pistón en punto muerto superior (PMS) en el punto 0, y descendiendo hasta punto muerto inferior (PMI) con la válvula de admisión abierta, permitiendo la admisión a presión de ingreso constante hasta el punto 1, de acuerdo a la ecuación 1.13. Inicia la compresión de manera rápida y adiabática, lo que eleva la presión y temperatura hasta el punto 2 con influencia de la relación de compresión y la constante k , relación entre el calor específico a presión constante y volumen constante, como se ve en la ecuación 1.14. El pistón llega de nuevo a PMS y se enciende la chispa que provoca la combustión de la mezcla, el aumento de presión y temperatura hasta sus puntos máximos, en 3, se determina por la ecuación 1.15, para finalmente, retornar el pistón a

PMI, en 4, mientras se transmite movimiento al cigüeñal y la presión cae de acuerdo a la ecuación 1.16 [79].

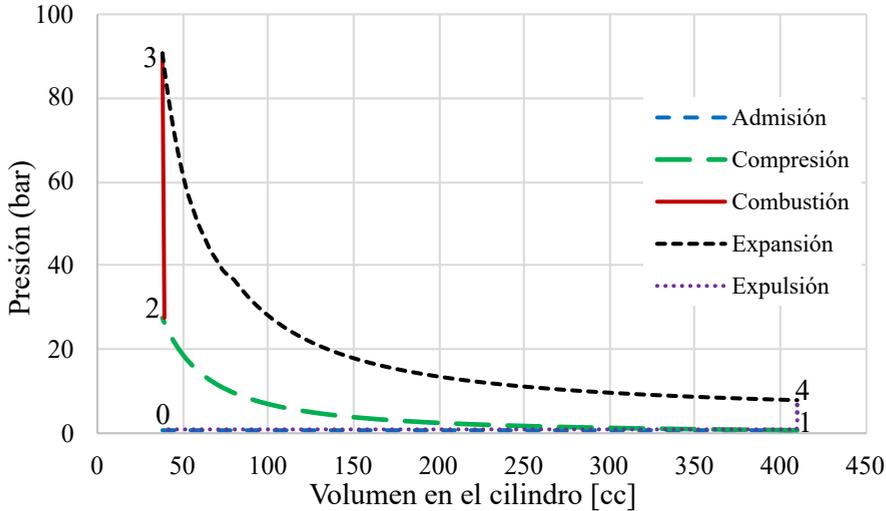


Figura 1.23: Diagrama presión volumen de ciclo Otto

$$p_0 = p_1 \quad (1.13)$$

$$p_2 = p_1 \cdot r_c^k \quad (1.14)$$

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (1.15)$$

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{1}{r_c} \right)^k \quad (1.16)$$

El trabajo realizado en la admisión se calcula como se ve en la ecuación 1.17, donde interviene la presión y el volumen en el cilindro, de manera similar a lo ocurrido en la compresión, donde el trabajo se calcula de acuerdo a la ecuación 1.18. El poder calorífico, el calor específico a volumen constante, la relación aire combustible y la eficiencia de combustión determinan el calor agregado al proceso en las ecuaciones 1.19 y 1.20. En el proceso de expansión

no hay transferencia de calor, aunque sí se realiza trabajo, determinado por la ecuación 1.21.

$$W_{0-1} = p_0 \cdot (V_1 - V_0) \quad (1.17)$$

$$W_{1-2} = p_0 \cdot (V_2 - V_1) \quad (1.18)$$

$$Q_{2-3} = m_f \cdot Q_{HV} \cdot \eta_c = (m_a + m_f) \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (1.19)$$

$$Q_{HV} \cdot \eta_c = (AF + 1) \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (1.20)$$

$$W_{3-4} = \frac{p_4 \cdot V_4 - p_3 \cdot V_3}{1 - k} \quad (1.21)$$

Otro ciclo, conocido como el ciclo Dual, se caracteriza por adición de calor en dos etapas, a volumen constante y a presión constante, teóricamente. En un funcionamiento real, como en los motores de tecnología SkyActive o DiesOtto, el ciclo Dual sirve para que el MCIA funcione alternativamente como un motor MCE, o uno MEP, dependiendo del grado de carga [13, 53]. No obstante, en este ciclo Dual también es posible el uso de tecnologías alternativas de combustión, donde el tipo de inyección de combustible, número de inyecciones por ciclo y relación aire combustible en la mezcla toman un papel fundamental para generar mejoras [16, 80].

El ciclo Atkinson, conocido por su alta eficiencia presenta cambios en la apertura y cierre de válvulas de admisión de los MCIA, ayudando a controlar el fenómeno del knocking y aumentando el trabajo de expansión del pistón con respecto a su trabajo de compresión, generando un balance positivo en el ciclo termodinámico. El funcionamiento del ciclo Atkinson consiste en un cierre tardío de la válvula de admisión de combustible, comprimiendo solo una parte del volumen de mezcla que se podría comprimir en el cilindro. Este funcionamiento reduce la relación de compresión efectiva, pues el volumen comprimido se reduce y el de la cámara de combustión permanece constante [89].

A diferencia del ciclo Atkinson, el ciclo Miller cuenta con sobrealimentación generada por turbocompresores. Este elemento adicional permite una elevada presión de ingreso de la mezcla, lo que permite obtener una combustión posterior a alta presión, que sirve para realizar un alto trabajo positivo durante

la carrera de expansión del pistón. El ciclo Miller presenta mayor densidad de la mezcla y mayor rendimiento volumétrico que el ciclo Atkinson, además de reducir pérdidas por bombeo generadas en los procesos de admisión y escape [90, 91].

La eficiencia térmica es el principal indicador de rendimiento en ciclos termodinámicos. Para el ciclo Otto, la eficiencia térmica depende de la relación de compresión r_c como se muestra en la Figura 1.24. Como se puede ver, a mayor relación de compresión, mayor es la eficiencia térmica teórica del ciclo, que está dada por la ecuación 1.22. El término γ es el coeficiente adiabático que se define como el cociente entre el calor específico a presión constante (C_p) y el calor específico a volumen constante (C_v) [55].

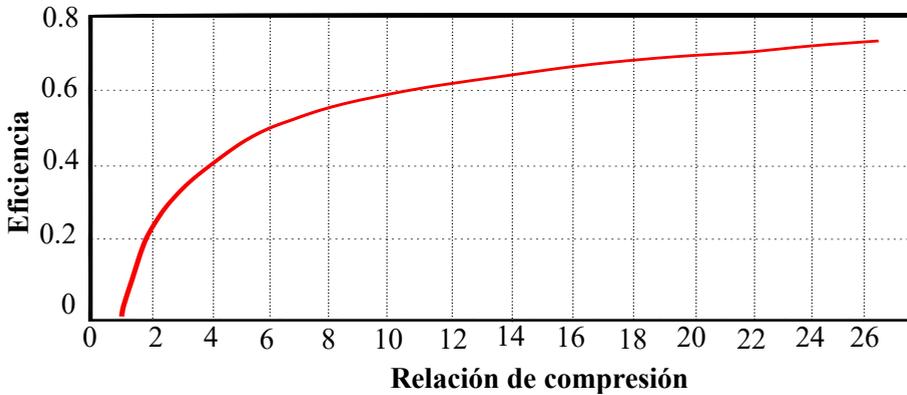


Figura 1.24: Comportamiento de la eficiencia térmica de acuerdo a la relación de compresión en MCIA con ciclo Otto

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_c^{1-\gamma}} \quad (1.22)$$

La relación de compresión, a su vez, es una medida de el volumen total en el cilindro, es decir el volumen desplazado por el pistón (V_d) más el volumen de la cámara de combustión (V_c), divididos por el volumen de la cámara de combustión, como se muestra en la ecuación 1.23 [29].

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (1.23)$$

Las prestaciones o el rendimiento de los MCIA se pueden estudiar en dos puntos, uno en el cilindro de combustión, de donde se obtienen datos de acuer-

do a las propiedades termodinámicas del ciclo de funcionamiento del motor, y su geometría. El otro punto es el eje del motor, donde se conoce cómo está rindiendo el motor en realidad, después de las pérdidas mecánicas mencionadas en la sección anterior. A los parámetros estudiados en el cilindro de combustión se le conocen como parámetros indicados, mientras que los estudiados en el eje del motor se conocen como parámetros efectivos [26, 79].

Un parámetro indicado que puede ser obtenido del gráfico presión volumen $p - V$ de un ciclo termodinámico es el trabajo indicado W_i , que es el área bajo la curva de dicho ciclo y puede ser obtenido por medio de una integral entre el PMI luego de admisión y el PMI antes de escape o teniendo en cuenta el bombeo generado por la admisión de combustible y la expulsión de gases. La ecuación 1.24 muestra el valor del trabajo indicado, donde p es la presión en el cilindro y V el volumen [79].

$$W_i = \int p \cdot dV \quad (1.24)$$

Al dividir el trabajo indicado, por una unidad de tiempo se obtiene la potencia indicada, bien sea del motor o de un cilindro, según se requiera. La manera de hallar esa potencia indicada se ve en la ecuación 1.25, donde i es 0.5 para motores de 4 tiempos ya que realizan medio ciclo por revolución, y 1 para motores de 2 tiempos, ya que culminan su ciclo en una revolución. n es el régimen de giro en revoluciones por minuto [79, 80].

$$N_i = W_i \cdot i \cdot n \quad (1.25)$$

Ahora bien, si el trabajo indicado es dividido por el volumen desplazado en los cilindros del motor V_d se puede obtener la presión media indicada del motor, como se muestra en la ecuación 1.26. Este valor constante equivale a la presión que produciría un trabajo igual al trabajo indicado durante la carrera de expansión del pistón [80].

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_d} \quad (1.26)$$

Conociendo la presión media indicada y el volumen desplazado, es fácil hallar el par indicado, parámetro que describe la habilidad del motor para

realizar trabajo, y su ecuación matemática es la escrita en la ecuación 1.27 [79].

$$T_i = \frac{i}{2 \cdot \pi} \cdot pmi \cdot V_d \quad (1.27)$$

Por último se tiene el rendimiento indicado, que representa la eficiencia con que es transformada la energía del combustible en energía mecánica en el pistón luego de la combustión. La ecuación 1.28 describe su valor, que depende de la potencia indicada N_i , el gasto másico de combustible \dot{m}_f y el poder calorífico del combustible Q_{HV} [80].

$$n_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f \cdot Q_{HV}} \quad (1.28)$$

Si bien todos estos parámetros son importantes, no son los que se pueden leer en una prueba real de un motor, puesto que no tienen en cuenta pérdidas mecánicas como las que se describen en la sección anterior, así que se debe recurrir a los parámetros efectivos, que pueden ser obtenidos a partir de la medición de torque y rpm en los motores y el uso analógico de las ecuaciones anteriores, destacando que ahora se obtiene una presión media efectiva pme en lugar de la antes conocida PMI, y que este valor es el punto de comparación más efectivo entre motores porque involucra la cilindrada y el ciclo de funcionamiento dado por el valor de i [79, 80, 92].

Teniendo ahora, parámetros indicados y efectivos, es posible relacionarlos mediante el rendimiento mecánico n_m , su valor describe la eficiencia con que se transmite la energía desde el pistón hasta el eje del motor. La ecuación 1.29 muestra las equivalencias del rendimiento mecánico [79].

$$n_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{T_e}{T_i} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{n_e}{n_i} = \frac{PME}{PMI} \quad (1.29)$$

Referencias

- [1] SIEGMUND, P y col. *The Global Climate in 2015-2019*. Inf. téc. World Meteorological Organization, 2019.
- [2] ANDREW, R. y col. *WMO Statement on the State of the Global Climate in 2019*. Inf. téc. World Meteorological Organization, 2019.

- [3] GLOBAL-ATMOSPHERE-WATCH y WORLD-METEOROLOGICAL-ORGANIZATION. «WMO GREENHOUSE GASBULLETIN The State of Greenhouse Gases in the Atmosphere Based on GlobalObservations through 2019». *World Meteorological Organization* (nov. de 2020).
- [4] FRIEDLINGSTEIN, P y col. «Global Carbon Budget 2019». *Earth System Science Data* 11.4 (2019), págs. 1783-1838.
- [5] BRUYNINCKX, H. «Hacia una movilidad limpia e inteligente transporte y medio ambiente en Europa». *Agencia Europea del Medio Ambiente* (2016).
- [6] EUROPEA, C. «Reglamento (UE) 2017/1154 de la comisión de 7 de junio de 2017». GROW.
- [7] FALIVENEN, L. y F. KOOP. *Informe COP24 Katowice 2018*. Inf. téc. y otros autores. Sustentabilidad Sin Fronteras, 2018.
- [8] GONZÁLEZ PARRA, V. *Estudio del Impacto Macroeconómico de las Energías Renovables en España*. Inf. téc. APPA Asociación de Empresas de Energías Renovables, 2019.
- [9] COZ GARCÍA, A. y col. «Contaminación derivada del consumo de un coche eléctrico en el mix energético español». *Universidad de Cantabria* (2018).
- [10] ROBLES, C. y O. RODRÍGUEZ. «Un panorama de las energías renovables en el Mundo, Latinoamérica y Colombia». *Espacios* 39.34 (2018), pág. 10.
- [11] WHITEMAN, A. y col. *Renewable capacity statistics 2020*. Inf. téc. IRENA, 2020.
- [12] FERRARI, L. «Energías fósiles: diagnóstico, perspectivas e implicaciones económicas». *Revista Mexicana de Física* 59.2 (2013), págs. 36-43.
- [13] CURRAN, S. y R. WAGNER. «Impact of multimode range and location on urban fuel economy on a light-duty spark-ignition based powertrain using vehicle system simulations». *Oak Ridge National Laboratory* (abr. de 2020).
- [14] TRUJILLO TELLO, J., C. PADILLA PADILLA, L. BUENAÑO MOYANO y B. CUAICAL ANGULO. *Evolución y Tendencia de los Sistemas de Control de Motores de Combustión Interna Alternativos, Una Revisión Bibliográfica*. Ed. por F. DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS. Vol. 3. 2. INGENIO, 2020, págs. 5-14.

- [15] ERSHOV, M. A. y col. «Hybrid low-carbon high-octane oxygenated gasoline based on low-octane hydrocarbon fractions». *Science of The Total Environment* 756 (2021), pág. 142715.
- [16] RIESCO-ÁVILA, J., A. GALLEGOS-MUÑOZ, J. MONTEFORT-SÁNCHEZ y S. MARTÍNEZ-MARTÍNEZ. «Procesos alternativos de combustión en motores de combustión interna». *Acta Universitaria* 15.1 (2005), págs. 36-54.
- [17] MACIÁN, V., J. MONSALVE SERRANO, D. VILLATA y Á. FOGUÉ ROBLES. «Extending the potential of the dual-mode dual-fuel combustion towards the prospective EURO VII emissions limits using gasoline and OMEX». *Energy Conversion and Management* 233 (2021), pág. 113927.
- [18] BOSCH, R. *Breakthrough: new Bosch diesel technology provides solution to NOx problem* Bosch CEO Denner also calls for transparency on fuel consumption and CO2 emissions. Inf. téc. BOSCH, 2018.
- [19] LUGO, C. y col. «Estudio de reacciones catalizadas como reformado de metano y reducción catalítica selectiva de NOx sobre perovskitas del tipo La_{0.7}Sr_{0.3}Ni_{1-x}CoxO₃ obtenidas vía SCS». *Revista Ciencia e Ingeniería*. Vol 41.2 (2020).
- [20] URRUTXUA ANDIA, M. «Selective catalytic reduction with internal NH₃ generation in previous NOx storage and reduction catalyst for NOx removal in light-duty diesel vehicles». Tesis doct. Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea, 2019.
- [21] CASTILLO RUIZ DE AZUA, J. «Efecto sinérgico Pt Pd en catalizadores para almacenamiento y reducción de NOx y evaluación de resistencia hidrotérmica: sistemas monometálicos, multimetálicos y en combinación con reducción catalítica selectiva sobre Cu chabazita». Tesis de lic. Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea, 2018.
- [22] BAI-GANG, S., T. HUA-YU y L. FU-SHUI. «The distinctive characteristics of combustion duration in hydrogen internal combustion engine». *International Journal of Hydrogen Energy* 39.26 (2014), págs. 14472-14478.
- [23] GRACIA MADRIDEJOS, R. «Estudio de emisiones de gases contaminantes de un ciclo Otto y propuesta de mejora mediante inyección de hidrógeno». Tesis de lic. Universitat Politècnica de Catalunya, 2020.
- [24] OLONA, A. L. *Hyundai Nexo, primer vehículo de Hidrógeno con 5 estrellas*. Inf. téc. A.D.A.S: Nuevas tecnologías al servicio de la seguridad vial, 2019.

- [25] ELEMENTENERGY. *Hydrogen Mobility Europe. Emerging Conclusions*. Inf. téc. Element Energy, 2021.
- [26] CARDONA, A., J. S. ÁLVAREZ JARAMILLO y A. A. ARRIETA AMELL. «Evaluación del comportamiento mecánico y ambiental de un motor diésel modo encendido provocado con biogás enriquecido con CH₄ e hidrógeno». *Scientia et Technica* 25.1 (2020), págs. 65-76.
- [27] MILOJEVIC, S. y R. PESIC. «Determination of Combustion Process Model Parameters in Diesel Engine with Variable Compression Ratio». *Journal of Combustion* 2018 (7 de ago. de 2018), pág. 5292837.
- [28] MORALES, M. Y., R. GUZMÁN y A. HERNÁNDEZ. «Caracterización de un motor de combustión interna con dos tipos de combustible». *Instituto Mexicano del Transporte* (2014), pág. 13.
- [29] MCE-5VCRI. «What is VCRI?» *Pushing back the fuel consumption reduction limits* (2015).
- [30] AKIHISA, D. y S. DAISAKU. *Research on improving thermal efficiency through variable super-high expansion ratio cycle*. Inf. téc. SAE Technical Paper, 2010.
- [31] BELTRÁN, J. «Análisis del uso de diferentes tipos de gasolinas y aditivos en la vida útil de algunos elementos de un motor de combustión interna». *Investigación Tecnológica ISTCT* 2.1 (2020), págs. 9-9.
- [32] PESIC, R., S. MILOJEVIC y S. VEINOVIC. «Benefits and challenges of variable compression ratio at diesel engines». *Thermal Science* 14 (ene. de 2010), págs. 1063-1073.
- [33] MCE-5VCRI. «It continuously controls the compression ratio». *Pushing back the fuel consumption reduction limits*. 2013.
- [34] SALAZAR, L. «Diseño de sistema de relación de compresión variable, para un motor de combustión interna monocilíndrico de investigación similar al CFR». Tesis de lic. Universidad Tecnológica de Pereira, 2018.
- [35] BOCOS VALERO, J. M. «Desarrollo de un método para determinar la relación de compresión de un motor de combustión interna alternativo en tiempo real a partir de la medida de la presión cilindro». Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2017.
- [36] CHEN, C., P. PAL, M. AMEEN, D. FENG y H. WEI. «Large-Eddy simulation study on cycle-to-cycle variation of knocking combustion in a spark-ignition engine». *Applied Energy* 261 (2020).

- [37] GAITÁN, H. y C. VALBUENA. «Diseño conceptual del sistema que permite variar la relación de compresión en un motor de combustión interna». Trabajo de grado para optar al título de ingeniero aeronáutico. 2019.
- [38] MISHRA, R., P. THAKARE, S. PATIL, K. KANNAV y N. VITALKAR. «VC-T Engine An Advancement in 4-Stroke Engine». *Blue Eyes Intelillence In-gineering* (2016).
- [39] ESAKI. *Biela de longitud variable y motor de combustión interna con relación de compresión variable*. Y otros autores. 2016.
- [40] YAMADA y YOSHIKAZU. *Un motor de relación de compresión variable*. 2007.
- [41] CLARKE, J. R. y R. J. TABACZYNSKI. *Internal combustion engine with adjustable compression ratio and knock control*. 2000.
- [42] REY GARRIDO, J. «Estado del arte y perspectivas de futuro de la movilidad personal urbana». B.S. thesis. Universidad Carlos III de Madrid, 2014.
- [43] SCHWARTZ, D. «Motor de compresión variable de SAAB: demasiado extraño para vivir, demasiado raro para morir». eEuroparts. 2018.
- [44] VAN-AVERMAETE, G. *Motor de encendido por compresión, de relación volumétrica variable*. 1990.
- [45] CONDAMIN, B. *Motor de combustión interna con relación volumétrica variable*. 1994.
- [46] LEITHINGER, S. F. *Motor de combustión interna del tipo de motor de pistones con una relación de compresión variable*. 1999.
- [47] WATANABE, S. *Motor de carrera variable*. 2017.
- [48] J, C. A., K. VINAYAK y S. NIRANJAN. «State of the art technology in variable compression ratio mechanism for spark ignition engine». *Sādhana* 43.12 (2018), págs. 1-16.
- [49] ROBERTS, M. *Benefits and challenges of variable compression ratio (VCR)*. Inf. téc. SAE Technical Paper, 2003.
- [50] SHAIK, A., N. S. V. MOORTHY y R. RUDRAMOORTHY. «Variable compression ratio engine: a future power plant for automobiles-an overview». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 221.9 (2007), págs. 1159-1168.
- [51] ERLANDSSON, O., G. LUNDHOLM, F. SODERBERG y B. J. ANDVICTOR WONG. *Demonstrating the Performance and Emission Characteristics of a Variable Compression Ratio*. Inf. téc. SAE Technical Paper, 1998.

- [52] CLAYTON STEWART, M. «Design and analysis of a variable-compression, ratio internal-combustion engine: the Alvar engine concept». Tesis doct. Massachusetts Institute of Technology, 1997.
- [53] ROJO SALGUERO, C. «Modelización del funcionamiento termomecánico de un motor Otto». B.S. thesis. Universitat Politècnica de Catalunya, 2015.
- [54] YIVA, N. «Modelling for fuel optimal control of a variable compression engine». Tesis doct. Institutionen för systemteknik, 2007.
- [55] HOELTGEBAUM, T. «Variable compression ratio engines: a mechanism approach». Disertación presentada al Programa de Posgrado en Ingeniería Mecánica para obtener la Maestría en Ingeniería Mecánica. 2016.
- [56] BERGSTEN, L. «Saab variable compression SVC Variabilität und Kontrolle». *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 62.6 (2001), págs. 424-431.
- [57] ZAIDI, K. *Development of a Direct Injection-Homogeneous Charge Compression Ignition (DI-HCCI) Heavy Duty DiesOtto Engine by using Effervescent Atomization*. Inf. téc. SAE Technical Paper, 2009.
- [58] SU, L., M. ZHANG, J. WANG y Z. HUANG. «Direct numerical simulation of DME auto-ignition with temperature and composition stratification under HCCI engine conditions». *Fuel* 285 (2021), pág. 119073.
- [59] DUAN, X., M.-C. LAI, M. JANSONS, G. GUO y J. LIU. «A review of controlling strategies of the ignition timing and combustion phase in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine». *Fuel* 285 (2021), pág. 119142.
- [60] HIYOSHI, R. y col. «Mecanismo de relación de compresión variable para motor de combustión interna». MX 2017015337 A. 2018.
- [61] MCE-5VCRI. «Key results». *Pushing back the fuel consumption reduction limits* (2013).
- [62] DUBOIS, F. «Une technologie décisive pour les groupes motopropulseurs automobiles jusqu'en 2030 et au-delà». MCE5 Beyond Standards. 2018.
- [63] RABHI, V. *Dispositivo que permite variar la cilindrada y/o la relación volumétrica efectivas de un motor de pistones durante su funcionamiento*. 2002.
- [64] MCE-5VCRI. «It increases friction». *Pushing back the fuel consumption reduction limits* (2013).

- [65] MCE-5VCRi. «Actionneur VCR». *Repousser les limites de la réduction de consommation de carburant* ().
- [66] MCE-5VCRi. «It reduces friction». *Pushing back the fuel consumption reduction limits* ().
- [67] SROKA, Z. J. «Some aspects of thermal load and operating indexes after downsizing for internal combustion engine». *Journal of thermal analysis and calorimetry* 110.1 (2012), págs. 51-58.
- [68] DARDALIS, D., A. BASU, M. J. HALL y R. D. MATTHEWS. «The Rotating Liner Engine (RLE) Diesel Prototype: Reducing Internal Engine Friction by about 40 % under Idle Conditions». *Applied Sciences* 11.2 (2021), pág. 779.
- [69] DELPRETE, C. y A. RAZAVYKIA. «Piston ring-liner lubrication and tribological performance evaluation: A review». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 232.2 (2018), págs. 193-209.
- [70] INIESTA GÓMEZ, E. «Estudio y validación de una metodología de ensayo para el análisis experimental de la fuerza de fricción en el bloque pistón-camisa-segmentos de un MCIA». Tesis de lic. 2016.
- [71] MCE-5VCRi. «Its service life is not compatible with that of a vehicle». *Pushing back the fuel consumption reduction limits* ().
- [72] GAY, B. «Dongfeng, premier client de la technologie du moteur à taux de compression variable de MCE-5». *Technologies*. 2016.
- [73] BROOKE, L. «Targeting 40 % BTE with advanced VCR». *Automotive Engineering*. 2017.
- [74] MCE-5VCRi. «En route vers 50% de rendement». 2018.
- [75] MCE-5VCRi. «Le moteur à combustion interne est essentiel pour la mobilité 2030-2050». *Ingénieurs de l'auto* 850.
- [76] NOVELLA ROSA, R. «Estudio de la influencia de los ciclos Atkinson y Miller sobre el proceso de combustión y las emisiones contaminantes en un motor Diesel». Tesis doct. Universidad Politécnica de Valencia, 2009.
- [77] SHIMOSAKA, M. Y. «Estudo dinâmico comparativo entre mecanismos biela-manivela e garfo escocês». B.S. thesis. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2016.
- [78] HEYWOOD, J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Education, 2018.

- [79] PAYRI GONZÁLES, F. y J. M. DESANTES FERNÁNDEZ. *Motores de combustión interna alternativos*. Universitat Politècnica de València, 2011.
- [80] TORNÉ BENEYTEZ, D. «Simulación CFD de la inyección y combustión con sistema dual-fuel en un MCI heavy-duty». B.S. thesis. Universitat Politècnica de Catalunya, 2020.
- [81] MONTOYA, V. A. «Contribución al estudio experimental de la fricción pistón-camisa en un motor de combustión interna». Tesis doct. Universidad Politécnica de Madrid, 2008.
- [82] YOUSSEF, A. M., G. CALDERBANK, I. SHERRINGTON, E. H. SMITH y H. RAHNEJAT. «A Critical Review of Approaches to the Design of Floating-Liner Apparatus for Instantaneous Piston Assembly Friction Measurement». *Lubricants* 9.1 (2021), pág. 10.
- [83] RICHARDSON, D. E. «Review of power cylinder friction for diesel engines». *J. Eng. Gas Turbines Power* 122.4 (2000), págs. 506-519.
- [84] KAMIL, M., M. RAHMAN y R. A. BAKAR. «An integrated model for predicting engine friction losses in internal combustion engines». *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering* 9.1 (2014), págs. 1695-1708.
- [85] FERNÁNDEZ PILATAXI, C. J. y R. L. MENESES HUERA. «Modelado y análisis computacional del conjunto móvil de un motor de combustión interna alimentado con diésel y biodiésel». B.S. thesis. 2021.
- [86] RONDA GONZÁLEZ, J. M. «Modelado de las pérdidas mecánicas en motores Diesel de inyección directa». Tesis de lic. 2018.
- [87] STANLEY, R., D. TARAZA, N. HENEIN y W. BRYZIK. *A simplified friction model of the piston ring assembly*. Inf. téc. SAE Technical Paper, 1999.
- [88] ORTEGA CÁRCAMO, N. J. «Evaluación del efecto de inyección de agua en el desempeño de un motor ciclo Diésel en operación dual con GLP». 2020.
- [89] HEANO, E., C. A. ROMERO-PIEDRAHITA y H. QUINTERO. «Sistematización de los cálculos de prediseño de los motores de combustión interna». *Revista UIS Ingenierías* 18.3 (2019), págs. 47-58.
- [90] GONCA, G. y col. «Application of the Miller cycle and turbo charging into a diesel engine to improve performance and decrease NO emissions». *Energy* 93 (2015), págs. 795-800.
- [91] GONCA, G. y B. SAHIN. «Effect of turbo charging and steam injection methods on the performance of a Miller cycle diesel engine (MCDE)». *Applied Thermal Engineering* 118 (2017), págs. 138-146.

- [92] MONTILLA, C. A., J. F. ARROYAVE, A. J. CORREA y J. P. CARDONA. «Medición De Par Motor En El Eje De Salida De Un Motor De Combustión Interna Alternativo». *Scientia et technica* 1.37 (2007).

Capítulo 2

Planteamiento del problema

En este capítulo se muestra el planteamiento del problema, la justificación de su realización, los objetivos a lograr y la metodología a seguir en el desarrollo del trabajo.

2.1. Formulación del problema y justificación

La actualidad ambiental lleva a generar reglamentaciones para reducir las emisiones contaminantes, desde acciones a baja escala hasta un nivel industrial [1, 2]. En un intermedio se encuentran las acciones para disminuir la contaminación a causa del transporte, donde se han llegado a implementar tecnologías más limpias y sostenibles [3] [4-6]. En este punto, la poca autonomía, falta de infraestructura y amplia dependencia energética de combustibles fósiles en el mundo opacan los autos eléctricos y da paso a desarrollos en MCIA [7-10] [11]. En el caso de los MCIA con relación a compresión variable (VCR), se cumplen los objetivos de disminución de emisiones a buenos niveles de potencia y torque, como se vió en la Figura 1.8 del capítulo 1, donde se compara la familia de MCIA MCE-5 VCRi con motores convencionales [12].

Los datos son esperanzadores para los MCIA de VCR, y principalmente para el MCE5 VCR-i, que al momento de ser probado, competía con MCIA convencionales, incluyendo los mejores de inyección directa de gasolina (GDI), a los que aparentemente supera en un 60 % a 70 % en torque específico ($320Nm/l$), conservando una eficiencia de 40 % y potencia específica de $120kW/l$, 20 % superior a los motores GDI, según la MCE5. El MCIA MCE5 VCRi incluso pro-

mete reducir esfuerzos radiales en el cilindro de combustión, como se ve en la Figura 1.13, donde tiene 13.5 veces menos carga radial que que el Mitsubishi 4A91 en el momento de la combustión [13].

Pese a las ventajas de los MCIA de VCR, y principalmente del motor MCE5 VCR-i, se tienen vacíos en información que evidencian una brecha científica en el campo de conocimiento de estas tecnologías. Estos vacíos de información generan teorías fundamentadas en percepciones visuales, tales como la creencia de que el MCE5 VCR-i produce mayor fricción que otros MCIA por contar con más piezas que algunos de ellos [14]. Aunque a simple vista, las declaraciones anteriores son una realidad para muchos, publicaciones como los presentados en la Figura 1.14 comentan en qué situaciones el balance de fricción puede ser negativo para el MCE-5 VCR-i, MCIA que, aunque sin publicaciones científicas detalladas que lo respalden, dice responder de manera bastante favorable a la fricción a velocidades inferiores a $3500rpm$ [13, 14].

Los vacíos de información en el MCE-5 VCRi no son solo por falta de estudios, sino por falta de detalles en los existentes. Un problema de la información obtenida acerca del MCIA MCE-5 VCRi es que prácticamente toda proviene de los mismos productores del motor. Esto, aunque lejos de generar desconfianza, genera la necesidad de visualizar su tecnología desde un punto de vista más científico que comercial, la necesidad de realizar estudios con base a teorías y métodos ya aceptados, que permitan una comparación objetiva y detallada entre el MCE-5 VCRi y MCIA convencionales. Es aquí en donde se justifica realizar este trabajo dirigido, en avanzar en el campo del conocimiento al presentar un estudio cinemático y de fricción propio desde principios básicos en la zona donde más pérdidas suelen presentarse [15], justificado en conceptos fundamentales y complementando posteriormente con teorías ya fundamentadas analítica y matemáticamente por más autores.

Este trabajo será un aporte al conocimiento de la tecnología de los MCE-5 VCRi, que comparado con un motor convencional semejante, dará respuesta a la pregunta de investigación de este trabajo, que es **¿cúal es el impacto en términos de prestaciones que lleva el uso del MCE-5 VCRi en lugar de un MCIA convencional de la misma geometría?** Esta nueva fuente de información puede ser una base para futuras investigaciones y desarrollos que permitan mejorar el MCE5 VCR-i. Mejoras que serían bastante valiosas para un motor con algo más de dos décadas de desarrollo, pero que con este, y muchos más estudios y desarrollos podría ser capaz de solventar los problemas y retos de la movilidad actual y futura, tanto en términos de rendimiento como de cuidado ambiental.

2.2. Objetivos

Objetivo general:

- Estudiar el impacto en las prestaciones de un motor de combustión interna alternativo al usar el sistema de relación de compresión variable de la empresa MCE-5 llamado MCE-5 VCRI.

Objetivos específicos:

- Analizar la cinemática del movimiento del sistema de relación de compresión variable MCE-5 VCRI.
- Estimar la reducción en pérdidas de fricción en el sistema pistón-cilindro al usar el sistema MCE-5 VCRI.
- Determinar el incremento en rendimiento térmico y en prestaciones con el sistema MCE-5 VCRI.
- Comparar el comportamiento de los parámetros indicados del sistema del motor MCE-5 VCRI con un sistema convencional.

2.3. Alcances y limitaciones

A continuación se presentan los alcances y limitaciones a los que está sujeto este estudio.

Alcances

El alcance de este trabajo es determinar el efecto del uso de un sistema de compresión variable MCE-5 VCRI en motores de combustión interna alternativos (MCIA) en términos de prestaciones indicadas.

Se estudiará la cinemática del MCIA MCE-5 VCRI, analizando el movimiento de las piezas que lo componen y la forma en la que logran variar la relación de compresión del motor. Debe generarse un CAD del mecanismo del motor para facilitar este análisis.

Se realizará una comparación de pérdidas de fricción en el sistema pistón cilindro de un MCE-5 VCRI y un MCIA convencional con la mismas dimensiones. La comparación se realizará enfatizando en el tipo de movimiento de cada motor y sus propiedades geométricas.

Adicionalmente, se determinará el incremento en rendimiento térmico de un MCE-5 VCRi frente a su motor convencional semejante, bajo los principios de un ciclo Otto ideal y propiedades térmicas obtenidas de bibliografía.

Limitaciones

Este trabajo está limitado a un estudio netamente teórico, donde no se contempla realizar prototipos o pruebas experimentales.

Los estudios realizados se fundamentarán en teorías, conceptos, ecuaciones y constantes ya existentes y planteadas por otros autores, adaptándolo al motor en estudio.

El análisis friccional se limita al sistema pistón - cilindro, evitando así profundizar en elementos y movimientos de otros sistemas.

El análisis térmico y de prestaciones no contempla efectos relacionados con las estrategias de inyección, efecto de turbocompresores ni tecnologías no consideradas en el ciclo Otto ideal.

2.4. Metodología

Para el desarrollo de este trabajo se sigue la metodología presentada en la Figura 2.1. Se inicia con una fase de consulta del estado del arte, donde se indaga acerca de la actualidad automovilística en el mundo, las problemáticas a las que se enfrenta el sector automotor y las tecnologías existentes o en desarrollo para combatir dichas problemáticas, enfatizando en los motores de combustión interna alternativos (MCIA) con relación de compresión variable (VCR). Se realiza una búsqueda de motores VCR en el mercado y diseños de estos en patentes. Con suficiente información obtenida, se elige un MCIA con VCR como objeto de análisis en las fases posteriores de la metodología, recopilando primero artículos y publicaciones sobre fricción y cinemática de este motor.

La segunda fase consiste en el análisis cinemático del movimiento de la cabeza del pistón en el cilindro del motor estudiado, se consultan sus dimensiones en fuentes bibliográficas y se usan en la generación de un modelo CAD en Inventor. El modelo CAD, similar al motor original, es simulado cinemáticamente para analizar el comportamiento de la velocidad, posición y aceleración en un punto de la cabeza del pistón mientras el cigüeñal gira. Los resultados se interpretan y analizan posteriormente.

Como tercera fase se tiene el análisis térmico y de prestaciones, donde el análisis de posición de la cabeza del pistón obtenido en la fase 2, junto

con teoría de ciclos termodinámicos sirven para la determinación del diagrama presión - volumen (pV) descrito por el motor a diferentes relaciones de compresión. Adicionalmente se realiza un análisis teórico de combustión y de prestaciones indicadas tanto en el motor con VCR estudiado como en un motor convencional semejante para comparar los resultados.

En la cuarta fase, de análisis de pérdidas por fricción en el sistema pistón - cilindro, se estiman dichas pérdidas tanto para el MCE5 VCR-i como para su MCIA semejante con sistema biela manivela tradicional. Este estudio parte de diagramas de cuerpo libre y conceptos básicos de fricción, sin ahondar en temas tribológicos y mostrando el comportamiento general de la fricción en ambos MCIA. El estudio se complementa con la adaptación de estudios de otros autores para dar otro punto de vista y tener más herramientas de análisis.

Finalmente, como fase cinco se encuentra la presentación de las conclusiones del estudio. En esta fase se recopilan los resultados obtenidos en los estudios realizados anteriormente, se analizan y presentan como respuesta a los objetivos planteados inicialmente. En la Figura 2.1, se muestra un esquema de la metodología seguida.

2.5. Cronograma

Con el fin de cumplir los objetivos planteados, y siguiendo la metodología anteriormente mencionada, se realizan las siguientes actividades que pueden agruparse en consulta del estado del arte, análisis cinemático del movimiento de la cabeza del pistón en el cilindro del motor, análisis térmico y de prestaciones, análisis de pérdidas por fricción en el sistema pistón - cilindro y conclusiones del estudio. El cronograma se muestra en la Figura 2.2, donde los números de la primera columna corresponden al número de actividad a realizar.

Actividades:

Consulta del estado del arte:

1. Buscar información del sector automovilístico y automotor actual.
2. Buscar artículos y publicaciones de motores con relación de compresión variable (VCR).
3. Buscar diseños de motores con VCR en el mercado y en patentes.
4. Recopilar artículos y publicaciones referentes al motor MCE5 VCR-i.

Análisis cinemático del movimiento de la cabeza del pistón en el cilindro del motor

5. Buscar datos geométricos de piezas de MCE5 VCR-i.

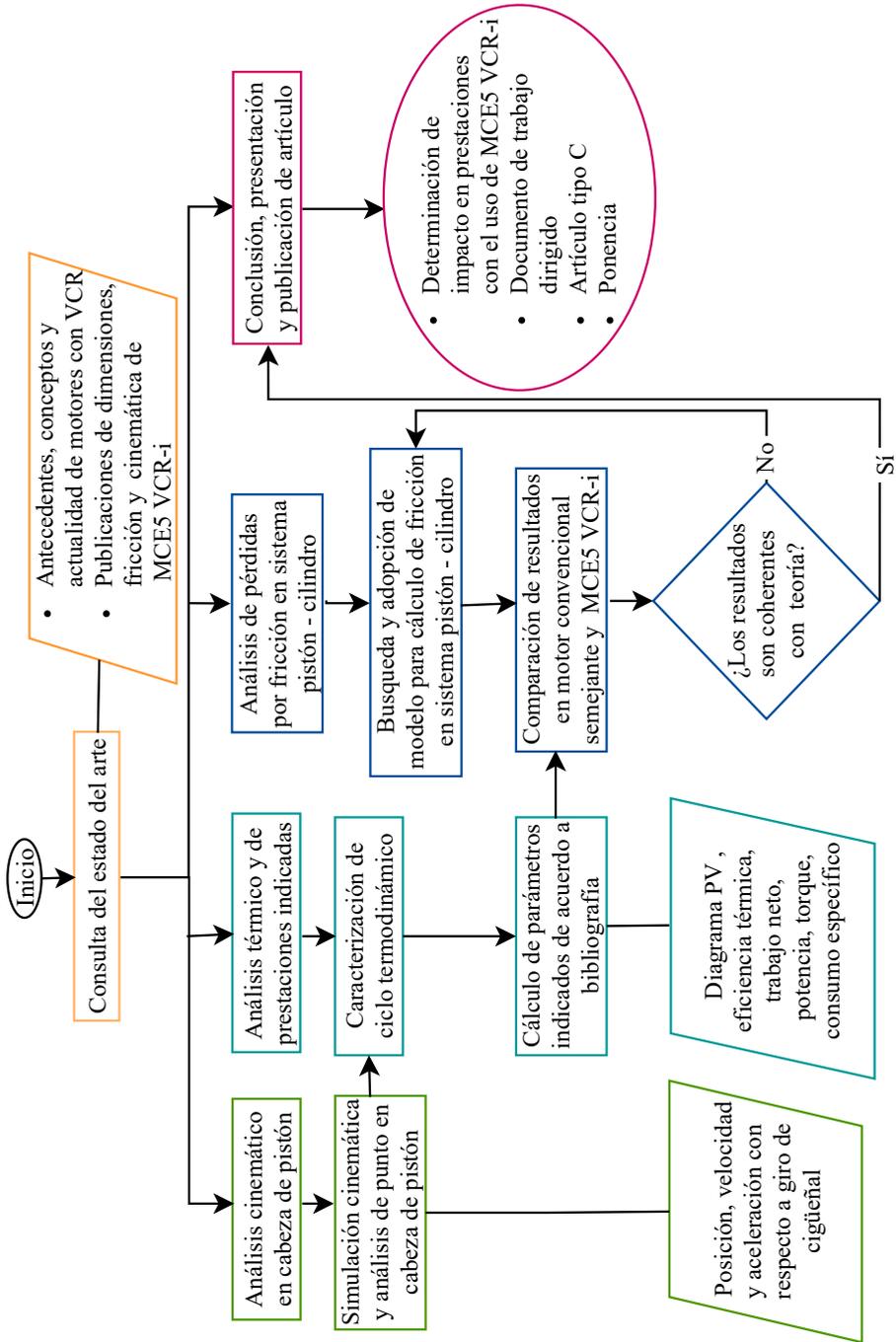


Figura 2.1: Esquema metodológico

SEMANAS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1																
2																
3																
4																
5																
6																
7																
8																
9																
10																
11																
12																
13																
14																
15																
16																
17																
18																
19																
20																
21																
22																
23																
24																
25																
26																
27																
28																
29																
30																
31																
32																
INFORMES DE AVANCE																

Figura 2.2: Cronograma de actividades

6. Aproximar valores geométricos no conocidos con base en representaciones gráficas de piezas.
7. Generar CAD de piezas del motor MCE5 en Inventor.
8. Calcular relaciones de engranajes y cremalleras.
9. Ensamblar piezas con relaciones de posición y movimiento.
10. Calcular parámetros iniciales de simulación cinemática.
11. Realizar simulación cinemática con trazo en cabeza de pistón.
12. Exportar resultados de simulación cinemática a software de cálculo.

13. Representar datos en función de los grados de giro del cigüeñal.

Análisis térmico y de prestaciones

14. Calcular volumen de cámara de combustión según bibliografía y parámetros geométricos.
15. Calcular volumen instantáneo de cilindro.
16. Calcular relación de compresión en función de volúmenes y desplazamiento de pistón auxiliar.
17. Definir parámetros iniciales en ciclo térmico del motor.
18. Generar diagramas presión-volumen pV de acuerdo a ecuaciones en bibliografía.
19. Generar diagramas PV para relaciones de compresión de 6 a 18 para la misma presión máxima en cilindro.
20. Realizar simulación cinética de motor según diagrama PV para diferentes posiciones de cigüeñal.
21. Calcular parámetros indicados de acuerdo a bibliografía.
22. Calcular rendimiento térmico y en prestaciones de MCE-5 VCRI.

Análisis de pérdidas por fricción en el sistema pistón - cilindro

23. Buscar métodos de cálculo de fricción en cilindro de MCIA.
24. Hallar coeficientes necesarios para cálculo de fricción en sistemas pistón cilindro.
25. Calcular fricción en pistón cilindro en MCE-5 VCRI.
26. Calcular geometría de motor convencional semejante al MCE-5 VCRI.
27. Calcular fricción en pistón - cilindro de motor convencional usando mismos coeficientes que en MCE-5 VCRI.
28. Comparar pérdidas de fricción en pistón - cilindro de cada motor.
29. Comparar prestaciones de indicadas de cada motor.

Presentación de conclusiones y respuesta a objetivos

30. Verificar los resultados obtenidos en los estudios realizados según teoría
31. Concluir analizar los resultados obtenidos
32. Presentación de conclusiones en modo de respuesta a los objetivos del trabajo

Referencias

- [1] FALIVENEN, L. y F. KOOP. *Informe COP24 Katowice 2018*. Inf. téc. y otros autores. Sustentabilidad Sin Fronteras, 2018.
- [2] GLOBAL-ATMOSPHERE-WATCH y WORLD-METEOROLOGICAL-ORGANIZATION. «WMO GREENHOUSE GASBULLETIN The State of Greenhouse Gases in the Atmosphere Based on Global Observations through 2019». *World Meteorological Organization* (nov. de 2020).
- [3] EUROPEA, C. «Reglamento (UE) 2017/1154 de la comisión de 7 de junio de 2017». GROW.
- [4] CURRAN, S. y R. WAGNER. «Impact of multimode range and location on urban fuel economy on a light-duty spark-ignition based powertrain using vehicle system simulations». *Oak Ridge National Laboratory* (abr. de 2020).
- [5] BOSCH, R. *Breakthrough: new Bosch diesel technology provides solution to NOx problem Bosch CEO Denner also calls for transparency on fuel consumption and CO2 emissions*. Inf. téc. BOSCH, 2018.
- [6] ELEMENTENERGY. *Hydrogen Mobility Europe. Emerging Conclusions*. Inf. téc. Element Energy, 2021.
- [7] GONZÁLEZ PARRA, V. *Estudio del Impacto Macroeconómico de las Energías Renovables en España*. Inf. téc. APPA Asociación de Empresas de Energías Renovables, 2019.
- [8] COZ GARCÍA, A. y col. «Contaminación derivada del consumo de un coche eléctrico en el mix energético español». *Universidad de Cantabria* (2018).
- [9] ROBLES, C. y O. RODRÍGUEZ. «Un panorama de las energías renovables en el Mundo, Latinoamérica y Colombia». *Espacios* 39.34 (2018), pág. 10.
- [10] WHITEMAN, A. y col. *Renewable capacity statistics 2020*. Inf. téc. IRENA, 2020.
- [11] FERRARI, L. «Energías fósiles: diagnóstico, perspectivas e implicaciones económicas». *Revista Mexicana de Física* 59.2 (2013), págs. 36-43.
- [12] MCE-5VCRI. «Key results». *Pushing back the fuel consumption reduction limits* (2013).
- [13] MCE-5VCRI. «Il protège le cylindre». *Repousser les limites de la réduction de consommation de carburant* ().

- [14] MCE-5VCRI. «It increases friction». *Pushing back the fuel consumption reduction limits* (2013).
- [15] INIESTA GÓMEZ, E. «Estudio y validación de una metodología de ensayo para el análisis experimental de la fuerza de fricción en el bloque pistón-camisa-segmentos de un MCIA». Tesis de lic. 2016.

Capítulo 3

Resultados y análisis

En este capítulo se desarrollan estudios cinemáticos, termodinámicos, de fricción y de prestaciones que permitan el análisis del motor de combustión interna alternativo (MCIA), con relación de compresión variable (VCR), MCE-5 VCRi y su MCIA convencional semejante.

En la primera sección se detalla el análisis cinemático del MCIA MCE-5 VCRi, desde el movimiento del cigüeñal y pistón auxiliar, hasta el pistón de combustión, describiendo las ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento del movimiento de las piezas principales involucradas.

Posteriormente, se analizan los ciclos termodinámicos que describen los MCIA estudiados, a partir de la teoría de los ciclos Otto, con el fin de obtener la presión teórica en el cilindro para cada momento del ciclo a medida que gira el cigüeñal, que servirá en la sección siguiente como dato de entrada para analizar la fricción en el pistón de combustión.

Teniendo datos cinemáticos y de presión en el sistema pistón - cilindro, se toman conceptos básicos y valores de referencia de lubricación y fricción de la bibliografía, para ser empleados en un análisis que determine la fricción presente en el MCE-5 VCRi y su MCIA convencional semejante, dejando un punto de comparación y análisis entre ambos motores.

Finalmente, se obtienen prestaciones indicadas de los ciclos termodinámicos, que junto a las pérdidas de fricción calculadas, y con un valor de rendimiento mecánico obtenido de bibliografía, permiten conocer las prestaciones efectivas de cada MCIA analizado y las diferencias entre ellos.

3.1. Cinemática

Al ser el MCE5 VCR-i un motor con un mecanismo diferente a los convencionales, y no tener claridad de las ecuaciones que describen su movimiento, se analiza en esta sección la relación entre pares de piezas conectadas, que finalmente dan movilidad a su sistema general.

Cigüeñal - biela: El cigüeñal, como se explicó en el capítulo 1 con la manivela, tiene un movimiento de rotación, que en la vista mostrada en la Figura 3.1 se encuentra en sentido horario. El extremo inferior de la biela, conocido como cabeza de biela, gira acoplado a la manivela del cigüeñal, mientras que el extremo superior, o pie de biela, mantiene un movimiento vertical recíproco en una trayectoria alineada con el eje del cigüeñal.

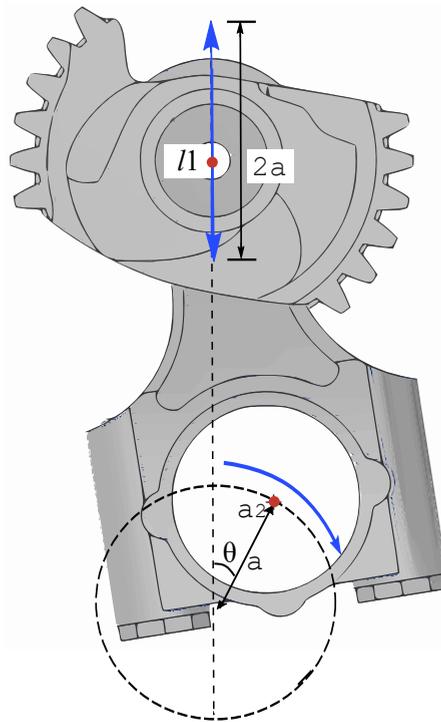


Figura 3.1: Movimiento cigüeñal - biela

El movimiento del subsistema biela cigüeñal se comporta como el de los MCA convencionales, así, a medida que el ángulo θ cambia, la componente vertical del punto $a2$ ($a2_y$) cambia de acuerdo a la ecuación 3.1, mientras que el punto $l1$ se mueve en su línea vertical según la ecuación 1.1 con respecto al

punto a_1 , pero ya no haciendo referencia a un punto el pistón principal sino a uno en el acople de la biela con el engranaje de transmisión en el MCE-5 VCRI, y su comportamiento se muestra en la Figura 3.2.

$$a_{2y} = a \cdot \cos(\theta) \quad (3.1)$$

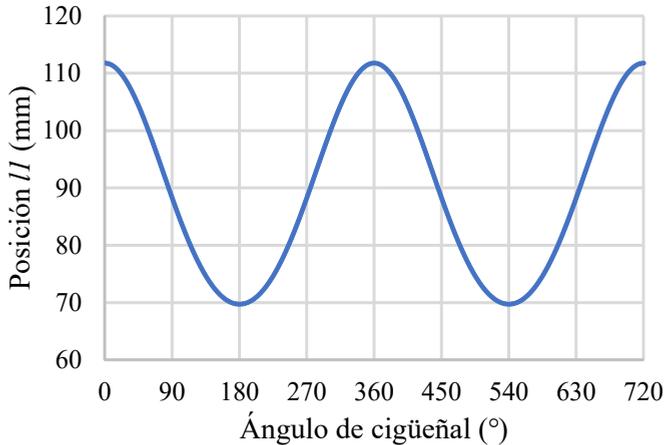


Figura 3.2: Posición de pie de biela y centro de engranaje de transmisión en función del giro del cigüeñal

La velocidad promedio de l_1 , $\overline{l_1}$, que representa la velocidad lineal con que se desplaza el punto l_1 desde el punto más bajo hasta el punto más alto posible, a n revoluciones por minuto, se ve en la ecuación 1.6, reemplazando $\overline{U_p}$ por $\overline{l_1}$.

Pistón auxiliar - engranaje de transmisión: El engranaje de transmisión cuenta con un movimiento vertical por el acople al pie de la biela en su parte central, y un movimiento de rotación g , generado por el desplazamiento del pistón auxiliar en la parte derecha de la Figura 3.3.

De acuerdo a las estrategias de cambio de relación de compresión, de MCE-5 VCRI, el valor de la relación de compresión base, definida así por separar modos de funcionamiento y características del motor determinadas por la relación de compresión, es 10 [1]. Se nombra el ángulo α , visto en la Figura 3.3, como el comprendido entre una línea horizontal que pasa por el centro del engranaje, y la recta que va desde el centro del engranaje al punto de contacto con la cremallera. El ángulo α es positivo para relaciones de compresión superiores a 10, y negativo para valores inferiores a 10, la relación de compresión base.

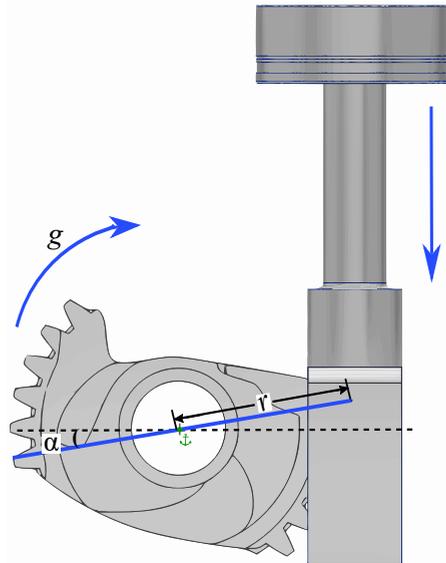


Figura 3.3: Movimiento engranaje - pistón auxiliar

Para aumentar la relación de compresión, se tiene en cuenta la Figura 3.4, que representa el comportamiento de la posición necesaria del pistón auxiliar, para llegar a la relación de compresión deseada. La Figura 3.4 es obtenida, en primera medida, a partir de la ecuación 1.23, usando la relación de compresión mínima 6, que se da cuando el pistón auxiliar está en su tope mecánico más alto de 13mm y se puede conocer el volumen máximo en la cámara de combustión, despejando V_c de la ecuación 1.23, y obteniendo un valor de $74,31\text{cc}$.

El valor de V_c comprende dos volúmenes diferentes, el volumen de combustión mínimo V_{cu} , presente entre la culata y la cabeza del pistón cuando este está en el PMS a la relación de compresión máxima, y el volumen cilíndrico generado al mover el pistón auxiliar para cambiar de r_c , que tiene como base el área del cilindro, y como altura el desplazamiento del pistón auxiliar h desde su tope mecánico más bajo. Sumando estos dos valores se obtiene la ecuación 3.2, que describe el volumen de la cámara de combustión para cualquier relación de compresión, pues tiene como variable al desplazamiento del pistón auxiliar (h).

$$V_c = V_{cu} + h \cdot A \quad (3.2)$$

Si bien V_c cambia con respecto a la posición del pistón auxiliar; V_{cu} tiene un valor constante, que puede determinarse evaluando el valor de V_c de $74,31\text{cc}$

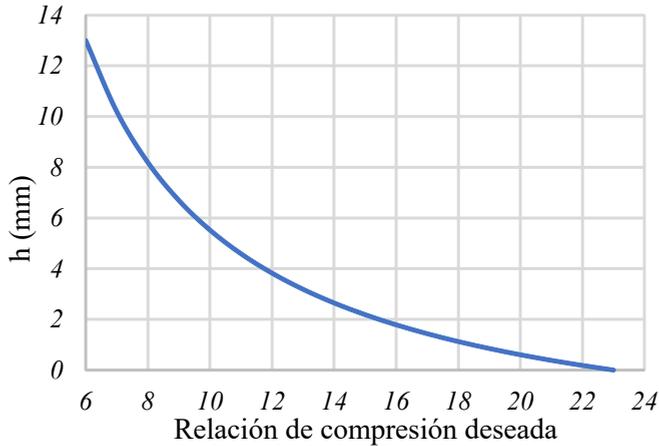


Figura 3.4: Posición necesaria de pistón auxiliar, desde tope inferior, en función de la relación de compresión deseada

obtenido para una r_c de 6, en la ecuación 3.2, lo que despejando para V_{cu} da como resultado un valor de 16,88cc. Finalmente, es posible conocer la posición h necesaria para obtener una relación de compresión deseada según la ecuación 3.3, que nace de despejar V_c en la ecuación 1.23, igualarla a la ecuación 3.2 y despejar para h .

$$h = \frac{\frac{AS}{r_c^{-1}} - V_{cu}}{A} \quad (3.3)$$

La relación entre la posición h del pistón auxiliar y la rotación del engranaje de transmisión g está dado por la ecuación 3.4, donde r representa el radio del engranaje, como se ve en la Figura 3.3. Al tener la misma distancia entre el centro del engranaje, con cada uno de los pistones, auxiliar y de combustión, el desplazamiento lineal del pistón de combustión será de la misma magnitud que el realizado en el pistón auxiliar, a diferencia de que el sentido del desplazamiento es inverso.

$$g = h = r \cdot \alpha \quad (3.4)$$

Despejando α de la ecuación 3.4, se obtiene que depende de la división de h entre r ; sin embargo, ya que se busca un valor de cero para α en la posición que genere una relación de compresión de 10, y así cumplir que α sea positivo para relaciones de compresión superiores a la base, y negativo

para relaciones de compresión inferiores, se evalúa la relación de compresión de 10 en la ecuación 3.4 despejada para α , y su resultado de $0.11048rad$ se resta para obtener la ecuación 3.5, que cumple con los signos esperados para α de acuerdo a la relación de compresión.

$$\alpha = \frac{h}{r} - 0.11048 \quad (3.5)$$

Engranaje de transmisión - pistón de combustión: Aunque la relación de compresión varíe, la carrera S del pistón principal se conserva en $84mm$ como se muestra en la Figura 3.5, donde a pesar de un desplazamiento en el pistón auxiliar, y por ende, un movimiento rotacional g , se mantiene un desplazamiento S de la cabeza del pistón, entre PMS y PMI, pues ambos puntos se trasladan verticalmente una distancia de la magnitud de g . La manivela de cigüeñal desplaza máximo dos veces su longitud al punto $l1$, de la misma manera que se calcula la carrera S en la ecuación 1.2 aplicable a MCI convencionales, para un total de $42mm$ que también se desplaza el pistón principal por estar acoplado al engranaje de transmisión. Con este movimiento se ha realizado la mitad de carrera para el pistón principal del MCE-5 VCRi, faltando $42mm$ de desplazamiento que se generan con el movimiento rotacional del engranaje de transmisión.

Con teoría de cremalleras, si se divide la longitud lineal de $42mm$ entre el radio del engranaje, se obtiene que el engranaje recorre un ángulo de giro máximo de 48° en el paso de un PMS a PMI, o viceversa, como se representa en la Figura 3.6. En esta misma figura se puede definir β , que es el ángulo instantáneo comprendido entre la línea de contacto del engranaje de transmisión con el pistón principal, y una línea horizontal que pasa por el centro del engranaje. Ahora, si se define $\Delta l1$ como el desplazamiento vertical del punto $l1$, se crea una ecuación que de como resultado el valor de β en cada instante; esta ecuación es la ecuación 3.6. Conociendo a β , y la posición de $l1$, se sabe ahora la posición del pistón de combustión para cada ángulo del cigüeñal, que se obtiene en la ecuación 3.7 y se grafica en la Figura 3.7 evidenciando que para diferentes relaciones de compresión las curvas solo se desplazan, conservando la amplitud y comportamiento senoidal.

$$\beta = 48^\circ - \alpha + \frac{\Delta l1}{r} \quad (3.6)$$

$$c = l1 + r \cdot \beta \quad (3.7)$$

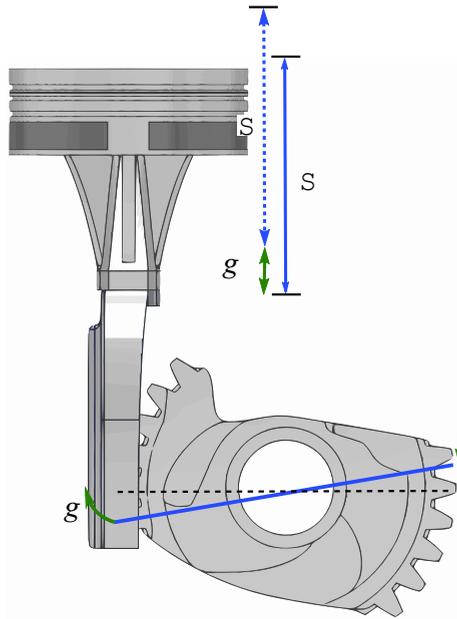


Figura 3.5: Movimiento engranaje de transmisión - pistón de combustión

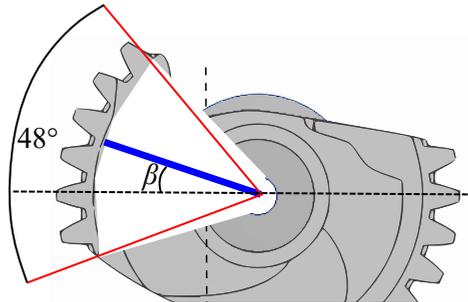


Figura 3.6: Ángulo instantáneo β y apertura máxima del engranaje de transmisión

A partir de la posición del pistón de combustión para cada grado del cigüeñal obtenida anteriormente, y el régimen de giro del MCIA, se puede conocer la velocidad media $\overline{U_p}$ e instantánea U_p de la cabeza de los pistones del MCE-5 VCRi, que está dada por las ecuaciones 1.3 y 1.4 respectivamente, como en MCIA convencionales, a diferencia de que debe sustituirse a s por el ya calculado c en la ecuación 1.4. En un punto crítico, a la velocidad de giro de 6000rpm , el comportamiento de U_p se ve en la Figura 3.8, llegando a valores

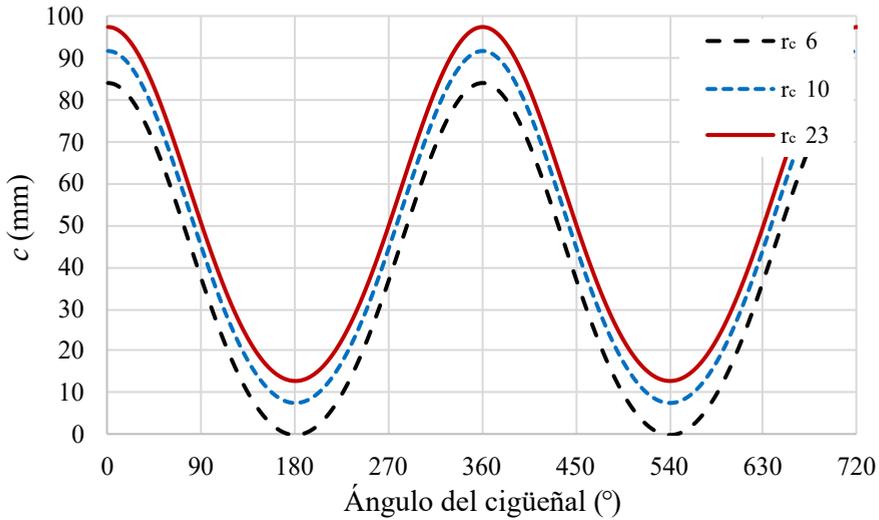


Figura 3.7: Posición de cabeza de pistón de combustión c en función del giro del cigüeñal

máximos de $27,12\text{m/s}$, calculados con la derivada de c con respecto al tiempo.

Aunque el mecanismo del MCE-5 VCRI difiere del convencional, principalmente por el engranaje de transmisión, se ve en la Figura 3.8 que la velocidad en la cabeza del pistón es la misma que tendría un MCIA convencional semejante, con curvas de velocidad del doble de amplitud que la descrita por el centro del engranaje de transmisión. Adicionalmente, la velocidad del pistón principal del MCE5-VCRI se ve afectada por el movimiento del pistón auxiliar, aumentando cuando ambos pistones van en sentidos opuestos, y disminuyéndola cuando los movimientos son en el mismo sentido. Esto puede ser un problema a la hora de cambiar de relación de compresión, pues si la velocidad del pistón aumenta considerablemente, es posible que genere problemas de resistencia y se requiera un motor mucho más robusto para soportar esta alta velocidad lineal.

Para estudiar la influencia de la velocidad generada en el pistón de combustión, gracias al cambio de relación de compresión se toma de bibliografía propia del fabricante el tiempo que le toma al MCE-5 VCRI cambiar de relaciones de compresión en rangos de 18 a 7, y de 12 a 8 experimentalmente a diferentes relaciones de compresión [2]. Estos son los únicos tiempos experimentales encontrados, que para el análisis presente, son de mayor utilidad en términos unitarios, es decir, el tiempo empleado por el dispositivo para cam-

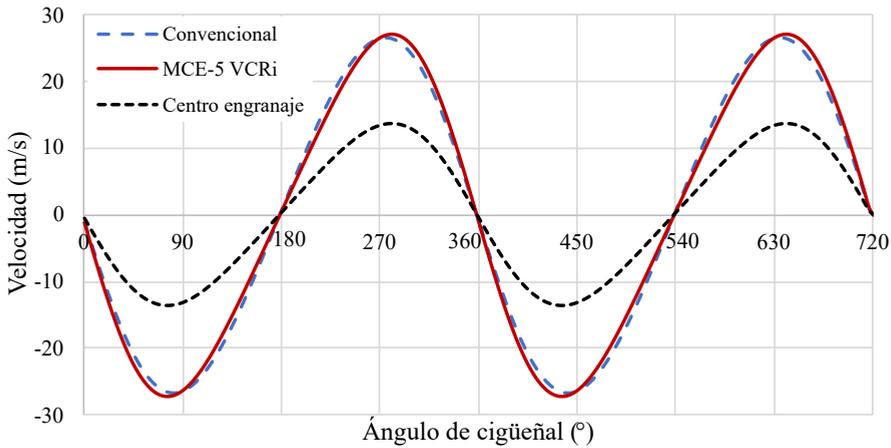


Figura 3.8: Velocidad de pistón de combustión en función del giro del cigüeñal, a 6000 rpm

biar en una unidad la relación de compresión, obtenido dividiendo el tiempo que toma cambiar de relación de compresión de 18 a 7, y de 12 a 8, entre 11 y 4 respectivamente, que son las unidades de relación de compresión comprendidas en cada rango.

El tiempo unitario de cambio de relación de compresión se puede ver gráficamente en la Figura 3.9, en función del régimen de giro, asumiendo que la velocidad de cambio de relación de compresión en cada rango es lineal y notándose que se requiere menos tiempo para cambiar una unidad de relación de compresión cuando el rango de cambio es de 18 a 7 que cuando es de 12 a 8. Los datos de tiempo en segundos se llevan a términos de grados del giro del cigüeñal en la Figura 3.10, usando la ecuación 1.5, así, el eje vertical muestra los grados de giro que alcanza a recorrer el cigüeñal mientras se cambia una unidad de relación de compresión, en función del régimen de giro.

En la Figura 3.10 se evidencia que en ninguno de los dos rangos de cambio de r_c mostrados se superan los 180° de giro de cigüeñal para cambiar en una unidad la relación de compresión, por lo que, ignorando otros factores, se puede decir que el MCE-5 VCRi sería capaz de ajustar una unidad de este valor, antes de la combustión en el PMS, aún si recibe la orden en el mismo ciclo, durante los primeros grados de la compresión. Si se observa el comportamiento de la Figura 3.10, se ve una tendencia del MCE-5 VCRi de tardar una cantidad de grados del cigüeñal determinada en cambiar una relación de compresión sin importar el régimen de giro, esto se logra aumentando la velocidad del pistón

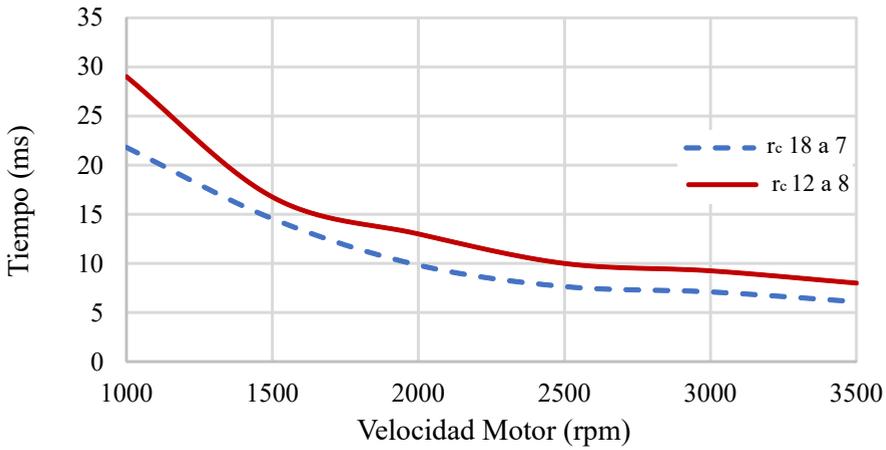


Figura 3.9: Tiempo requerido para cambiar en una unidad la r_c en función del régimen de giro

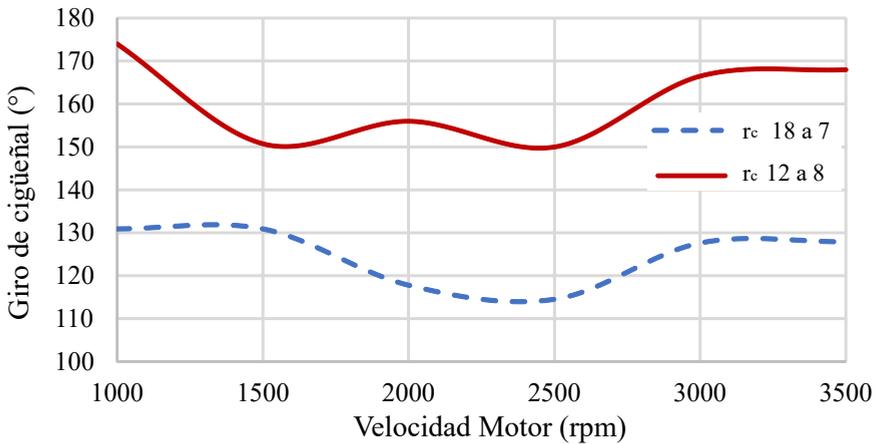


Figura 3.10: Giro de cigüeñal requerido para cambiar en una unidad la r_c en función del régimen de giro

auxiliar a medida que se aumenta el régimen de giro del motor, tal y como se ve en el comportamiento decreciente del tiempo empleado en cambiar una relación de compresión, a medida que aumentan las revoluciones por minuto del motor en la Figura 3.9.

De tener una velocidad en el pistón auxiliar constante, en función del régimen de giro, o muy baja, los grados de giro del cigüeñal aumentarían, y el

cambio de relación no se alcanzaría a realizar durante una carrera del pistón. Para pasar de tiempos a velocidad, como se ve en la ecuación 3.8, se usa el cambio de la posición necesaria del pistón auxiliar para cambiar a cada relación de compresión Δh , obtenido en la Figura 3.4, dividido por el menor tiempo empleado para cambiar una unidad de relación de compresión de la Figura 3.9; así, se construye la Figura 3.11, que muestra velocidad de cambio de cada unidad de r_c , en condiciones críticas de máxima velocidad registrada, y que bajo la condición de que tarda el mismo tiempo con cada cambio de r_c , se tiene que la velocidad del pistón auxiliar incrementa de forma exponencial cuando se cambia de r_c altas a bajas, siendo 6,4 veces más rápido el cambio de r_c de 8 a 7 que de 17 a 16.

$$v_h = \Delta h / t_{min} \quad (3.8)$$

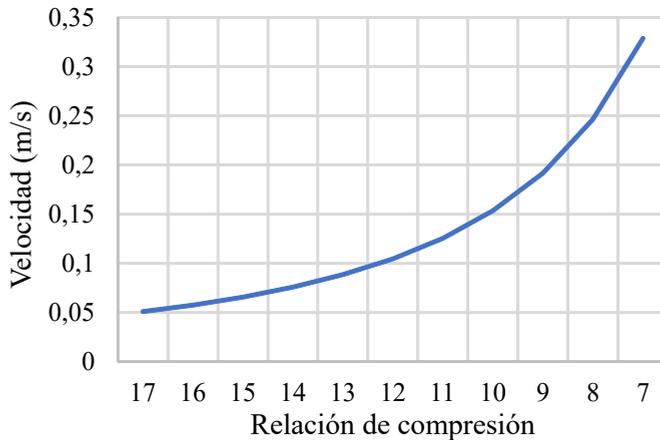


Figura 3.11: Velocidad del pistón auxiliar con que se cambiaría en una unidad cada r_c según el tiempo mínimo empleado registrado

Si bien los datos de tiempo de la Figura 3.9 solo hacen referencia a cambios de alta r_c a baja r_c , no es necesario tener datos de tiempo empleado para ir de baja r_c a alta, debido a que es más crítico, y se requiere mayor velocidad de respuesta al pasar de r_c altas, con bajo consumo de combustible, a r_c bajas, con alto torque o potencia, ideales para iniciar rápidamente un adelanto a un auto o arrancar en un semáforo. Aunque la respuesta del pistón auxiliar es bastante rápida, no compromete considerablemente la velocidad del pistón de combustión, ya que, como se ve en la Figura 3.11, las velocidades más altas registradas en el pistón auxiliar, de $0,33m/s$, no superan el 1,2% de la

velocidad máxima posible en el pistón de combustión, de 27, 12m/s, lo que no representa excesos de velocidad incluso en la ya planteada sobreposición de movimientos, que puede presentarse cuando los dos pistones se encuentran moviéndose en sentidos opuestos, así que este parámetro no obliga a usar materiales de mayor resistencia para la construcción del MCE5 VCR-i.

3.2. Ciclos termodinámicos

Con los datos geométricos del MCIA MCE-5 VCRI, y con parámetros propios de un ciclo Otto, es posible obtener diagramas presión volumen (p-V) de los ciclos termodinámicos a los que opera el motor, que indican la presión en el cilindro de combustión en función del cambio de volumen en este, debido al giro del cigüeñal. A su vez, se analiza el ciclo termodinámico de un MCIA convencional semejante, con la misma geometría del motor VCR en estudio y bajo las mismas condiciones térmicas, con la diferencia de que trabaja con una relación de compresión fija de 10.8, seleccionada por estar en los rangos propios de un motor a gasolina actual, estar cerca de 10, la relación de compresión de referencia del MCE-5 VCRI, y ser el valor de la relación de compresión del motor original del Peugeot 407 1.8 16V 125 CV Confort 4P, familia del automóvil en que se probó el MCE-5 VCRI, y por tanto, el mejor valor de referencia con que se puede realizar el análisis [1, 3-5].

La tabla 3.1 muestra los datos de partida para el análisis de los ciclos termodinámicos, donde los datos mostrados, aplican tanto para el MCIA MCE-5 VCRI, como para su MCIA convencional semejante. Los datos geométricos se basan en el diseño del MCE-5 VCRI, y los datos termodinámicos se basan en las propiedades de la gasolina y el ciclo Otto. La presión de admisión, mostrada en la Tabla 3.1 se toma despreciando efectos de turbo cargadores y sus respectivas relaciones de presión, para poder realizar un análisis más centrado en el mecanismo del MCE5 VCRI, evitando atribuirle resultados afectados por condiciones externas a él [6-10]. La temperatura de ingreso de la mezcla al cilindro de combustión se encuentra cercana a la temperatura ambiente, pues también se busca despreciar efectos del intercooler o la recirculación de gases de escape (EGR). La expulsión de los gases quemados se realiza a la presión atmosférica para términos de análisis.

Se selecciona la relación aire combustible (AF) ideal que deberá hacer combustión en el motor, cuyo valor se muestra en la Tabla 3.1 [3]. Aunque es posible trabajar con mezclas ricas, con mayor presencia de gasolina a la ideal, o mezclas pobres en caso contrario, se analizan los ciclos termodinámicos con la AF ideal, es decir, con una relación estequiométrica [3]. El poder calorífi-

Datos geométricos			
Diámetro pistón	D	75	mm
Carrera	s	84	mm
Número de cilindros	z	4	
Presión máxima soportada	130	bar	
Datos termodinámicos			
Presión ingreso	P_{in}	1.013	bar
Temperatura ingreso	T_1	295	K
Presión escape	P_{esc}	1.013	bar
Relación de calores específicos	k	1.4	
Calor específico a v cte	C_v	1.5857	kJ/kgK
Poder calorífico combustible	Q_{HV}	45310	kJ/kg
Relación aire combustible	AF	14.7	kgA/kgF
Eficiencia combustión	η_C	0.95	

Tabla 3.1: Datos de entrada para análisis de ciclos termodinámicos

co, calor específico a volumen constante, y la relación de calor específicos k son valores propios del combustible y se ven en la Tabla 3.1, mientras que la eficiencia de combustión está relacionada con la cantidad efectiva de mezcla que hace combustión en el cilindro [4, 11-16]. Con los datos de la Tabla 3.1, se siguen las ecuaciones de análisis del ciclo Otto del Capítulo 1 para obtener la presión y el volumen en cada punto.

Los ciclos termodinámicos del MCIA MCE-5 VCRi para diferentes relaciones de compresión, se obtienen en la Figura 3.12, donde se compara con el ciclo descrito por el motor convencional semejante. Como se observa, el aumento en la relación de compresión permite presiones máximas más altas, sin necesidad de adicionar más combustible, así que al aumentar la relación de compresión se puede aumentar la presión en el cilindro y el área dentro del diagrama p - V , lo que tiene influencias en el trabajo entregado en cada ciclo, la presión media indicada y finalmente en las prestaciones, como se verá más adelante. Los diagramas de la Figura 3.12 se trasladan horizontalmente, aunque se mantiene la distancia entre PMS y PMI para cada ciclo mostrado, lo que evidencia la conservación de la carrera del pistón, aunque se cambie la relación de compresión.

Para tener otra referencia de la Figura 3.12, que no se desplaza a diferencia del volumen del cilindro, se muestra en la Figura 3.13 la presión en el cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal. Aquí es posible ver el aumento de presión en el inicio de la carrera de combustión, sin desplazamientos entre

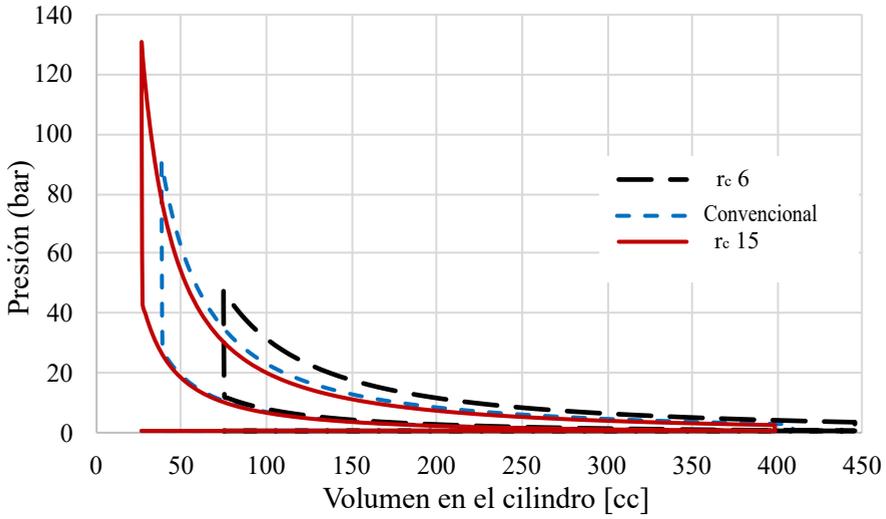


Figura 3.12: Ciclo Otto para MClA MCE-5 VCRI con diferentes relaciones de compresión

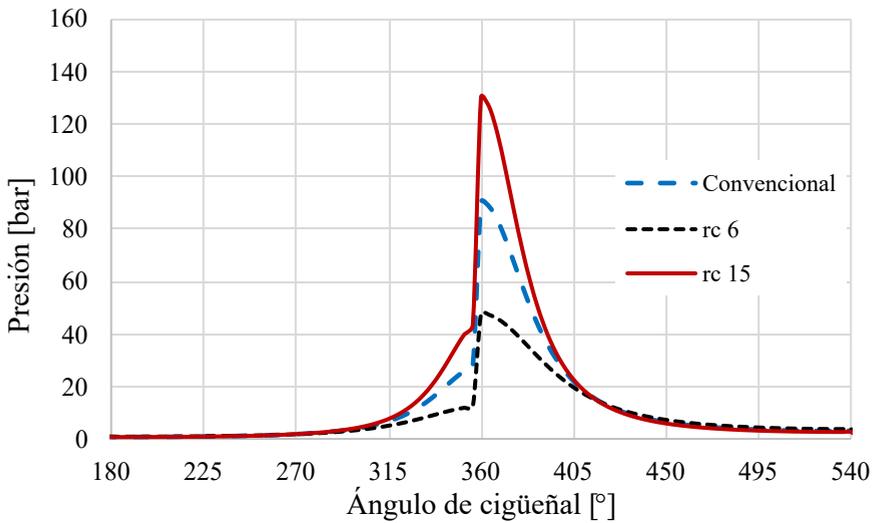


Figura 3.13: Ciclo Otto a diferentes relaciones de compresión en función del giro del cigüeñal

diferentes relaciones de compresión. Los saltos de presión son abruptos por tratarse de un ciclo Otto con encendido de chispa instantáneo, después de esto la presión tienden a converger para las diferentes relaciones de compresión. En la Figura 3.14 se ve como la presión aumenta linealmente a medida que aumenta la relación de compresión para diferentes grados de cigüeñal cercanos al inicio de la combustión, siendo más notorio el aumento a 360 grados.

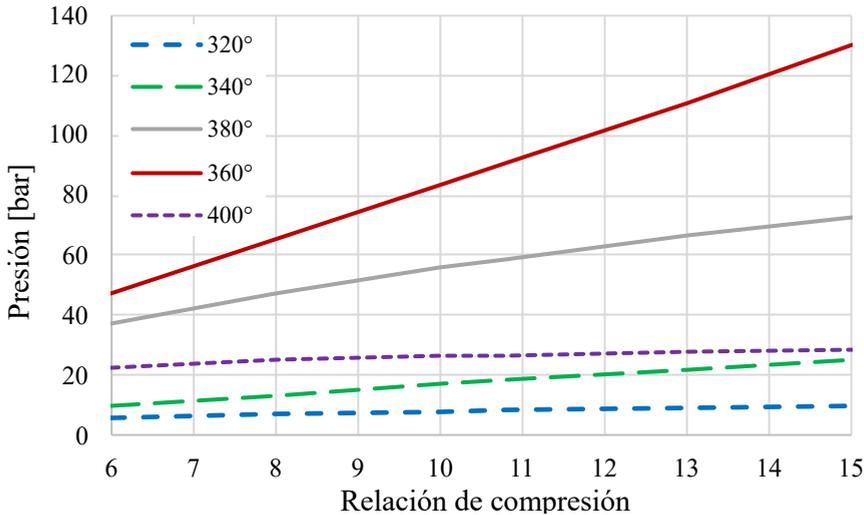


Figura 3.14: Presión en diferentes grados de cigüeñal en función de la relación de compresión

Relacionando la Figura 3.14 con los esfuerzos en el cilindro de combustión, por los cambios abruptos de presión, se evidencian menos esfuerzos cuando se trabaja a una relación de compresión baja, pues los valores de la presión para una r_c de 6, por ejemplo, es muy cercana para los diferentes grados de giro del cigüeñal, evitando también fenómenos acústicos característicos de los MCI MEC, que operan a altas relaciones de compresión; ahora, a altas relaciones de compresión ocurre lo contrario, las curvas de presión a diferentes grados de cigüeñal están más lejos unas de las otras y no resulta fácil garantizar que los esfuerzos no afecten la estructura del motor después del uso prolongado, ni que el sonido sea apenas perceptible durante el funcionamiento.

Ahora, suponiendo que durante todo el ciclo de conducción se quiere llegar a la presión máxima que puede soportar el motor manteniéndose estructuralmente seguro, de 130 bar, se construye la Figura 3.15, donde ya no se mantiene una entrada de combustible constante, sino que varía lo suficiente

para alcanzar una presión máxima en el ciclo de 130 bar. La entrada de calor al ciclo, y por tanto de combustible se representa en la línea vertical al final de la compresión en cada ciclo, y su longitud es proporcional a la cantidad de calor agregado; así, como se ve en la Figura 3.15, para llegar a la misma presión máxima, las relaciones de compresión altas requieren de menor consumo de combustible que las r_c bajas. Además, el área de los diagramas p-V se hacen cada vez más grandes a medida que se disminuye la relación de compresión, lo que representará mayor pmi y prestaciones finalmente.

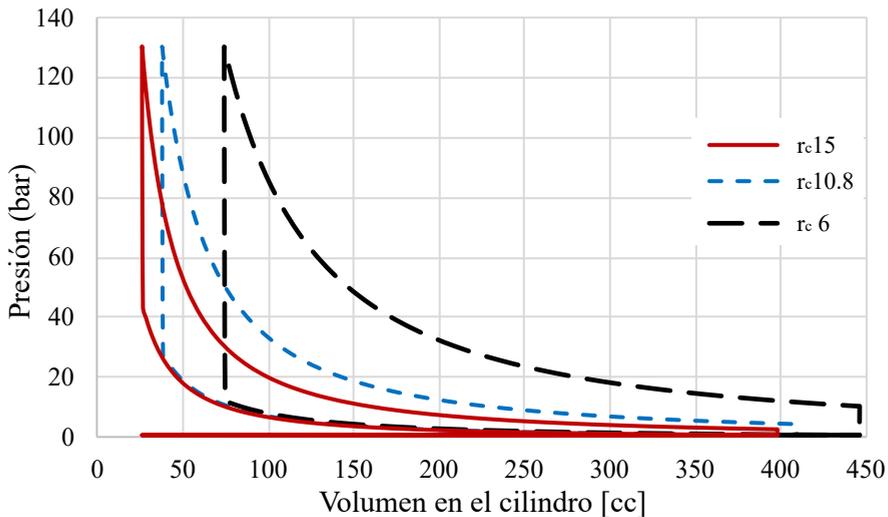


Figura 3.15: Ciclo Otto a presión máxima límite para MCIA MCE-5 VCRI

Para lograr ciclos como los de la Figura 3.15, se podría aprovechar la inyección directa de combustible en los cilindros del motor VCR en estudio, haciendo uso de las variables de las ecuaciones 1.19 y 1.20; así, no solo se puede variar la cantidad de combustible inyectado, en términos de caudal, sino en términos de relación AF, pudiendo trabajar con mezclas más pobres o ricas según se requiera. Al ser el calor específico otra variable, y un parámetro propio del combustible, es posible sustituir este y regular los demás parámetros, para obtener comportamientos similares a los de la Figura 3.15, y beneficios en términos de economía y reducción de emisiones contaminantes que pueda ofrecer el nuevo combustible empleado.

Los beneficios anteriores, bajo las condiciones iniciales planteadas, no se pueden obtener completamente con un MCIA convencional, pues, se tendría limitada la presión a la final de la compresión y la presión máxima en el ciclo,

lo que dejaría una entrada de calor constante y un área en el diagrama $p-v$ igual en todas las operaciones, permitiendo poca versatilidad en el motor, contrario a lo que se obtiene en el motor con r_c variable estudiado.

3.3. Fricción

Al tener tanta participación en las pérdidas de fricción, resulta importante realizar análisis de fricción en la cabeza del pistón de los MCIA para conocer su influencia en las prestaciones. Dicho análisis también es de gran interés en el MCIA MCE-5 VCRi por la particularidad del movimiento de su pistón, que aunque se habla de que reduce los esfuerzos laterales en el contacto con el cilindro, no se conoce bajo estudios públicos en cuánta medida, ni las características de esos artículos. A continuación, se muestra un análisis a partir de conceptos fundamentales de fricción, y posteriormente se compara con los resultados obtenidos bajo la teoría de Kouremenos [17], vista en el capítulo 1.

Para iniciar este análisis, en la Figura 3.16 se muestra el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en la cabeza del pistón de un motor convencional, el primer tipo a analizar. La presión en la parte superior del pistón genera una fuerza sobre su área, que se transmite a la biela en la dirección del ángulo φ , comprendido entre una línea vertical que pasa por el centro del cigüeñal y la biela, visto en la Figura 3.17. La biela, como elemento rígido, genera una reacción a la fuerza B , que actúa en sentido contrario a esta. La fuerza de reacción se puede descomponer en sus componentes escalares, teniendo ahora dos fuerzas ortogonales vistas a detalle en la Figura 3.17, que actúan, una en dirección axial, la fuerza B_y , y una en dirección radial, la fuerza B_x .

La fuerza B_x , es una fuerza normal a la superficie interior del cilindro de combustión, que hace contacto con el pistón, y es clave en el cálculo de fricción, como se aprecia en la ecuación 3.9, pues, la fuerza de fricción F_f es proporcional al coeficiente de fricción existente entre los elementos en contacto, y a la fuerza normal B_x . Se toma un coeficiente de fricción de 0.0225 de Taraza, que es escogido por ser el valor crítico de lubricación mixta que tienen los elementos del pistón en el cilindro. La relación entre el ángulo φ y el ángulo θ se encuentra usando la ley de senos como se ve en la ecuación 3.10, pues de acuerdo a la Figura 3.16, el ángulo θ es opuesto a la línea de la biela b , de la misma manera en que el ángulo φ lo es a la línea de la manivela a .

$$F_f = \mu \cdot B_x \quad (3.9)$$

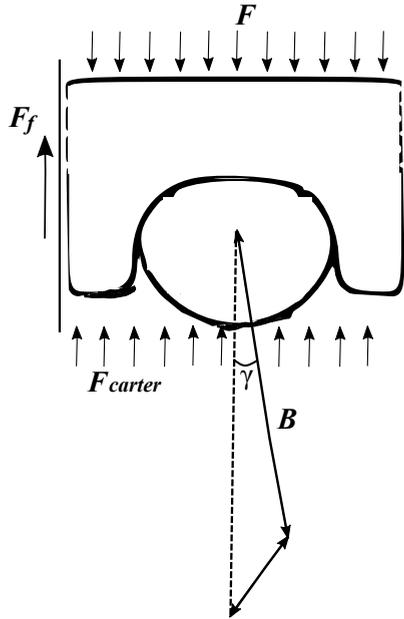


Figura 3.16: Diagrama de cuerpo libre en pistón convencional

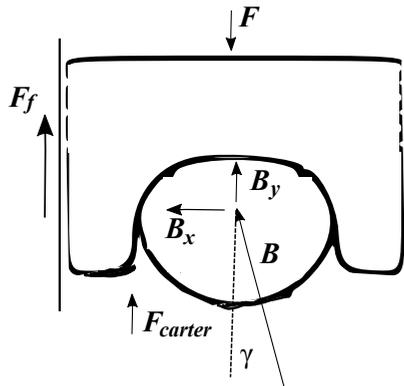


Figura 3.17: Detalle de diagrama de cuerpo libre en pistón convencional

$$\frac{\text{sen}(\theta)}{b} = \frac{\text{sen}(\varphi)}{a} \quad (3.10)$$

Con la presión en el cilindro multiplicada por el área del pistón, se obtiene la fuerza F , que ahora puede ser incluida en la sumatoria de fuerzas verticales de la ecuación 3.11. B_y es producto de la descomposición trigonométrica de la

fuerza B , que se muestra en las ecuaciones 3.12 y 3.13. La masa m corresponde a la de la cabeza del pistón [18], y la aceleración a la derivada de la velocidad del pistón, de la ecuación 1.4 con respecto al tiempo. Si se despeja f_f de la ecuación 3.11, y se iguala a la ecuación 3.9, teniendo en cuenta que el valor de B_x está dado por la ecuación 3.12, es posible despejar la fuerza B en términos de φ como se muestra en la ecuación 3.14.

$$F - B_y - f_f = m \cdot a \quad (3.11)$$

$$B_x = B \cdot \cos(\varphi) \quad (3.12)$$

$$B_y = B \cdot \sen(\varphi) \quad (3.13)$$

$$B = \frac{F - ma}{\mu \cdot \sen(\varphi) + \cos(\varphi)} \quad (3.14)$$

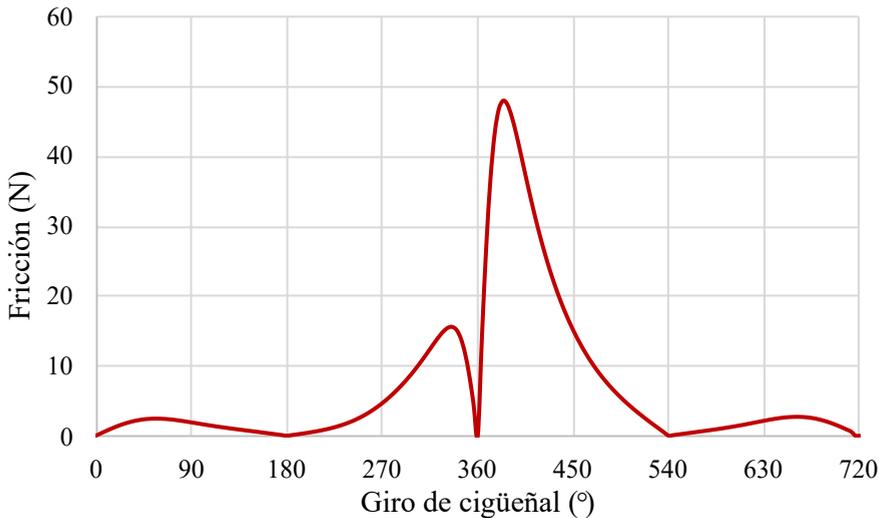


Figura 3.18: Fricción debida a inclinación de biela a 1500 rpm

Con el valor de B , y las ecuaciones 3.12 y 3.9, se realiza el cálculo de fricción f_f generada, en este caso, por la inclinación de la biela para cada ángulo del cigüeñal, pues se tiene en cuenta el ángulo φ y la fuerza B_x . Para analizar sin importar el sentido del movimiento del pistón, es decir, si se desplaza hacia

arriba o hacia abajo, se grafica el valor absoluto de f_f . El resultado se aprecia en la Figura 3.18, donde la fricción máxima se presenta justo después de los 360 grados de giro de cigüeñal, es decir, al inicio de la carrera de combustión, pues allí la presión es máxima y la transmisión de fuerza a la pared del cilindro incrementa considerablemente. Por otra parte, la fricción toma un valor de cero en los puntos muertos del pistón, ya que, por definición, la fricción es la fuerza que se opone al movimiento de los elementos, y en estos puntos no hay movimiento. Cuando la biela tiene su apertura máxima, y la manivela está horizontal, se presentan picos de fricción, pues la componente x de B llega a su valor máximo.

Por otra parte, los anillos aportan fricción al sistema pistón - cilindro en análisis, y lo hacen bajo el mismo principio de la ecuación 3.9. Dejando de lado a la fuerza B , ya tenida en cuenta anteriormente, se muestra en la Figura 3.19 el diagrama de cuerpo libre del anillo de combustión del pistón. En este caso, la presión del cilindro, presente en la holgura al interior del anillo y ranura del pistón, genera una fuerza lateral que actúa hacia la pared del cilindro, y se distribuye en la cara externa del anillo, que entra en contacto con el cilindro.

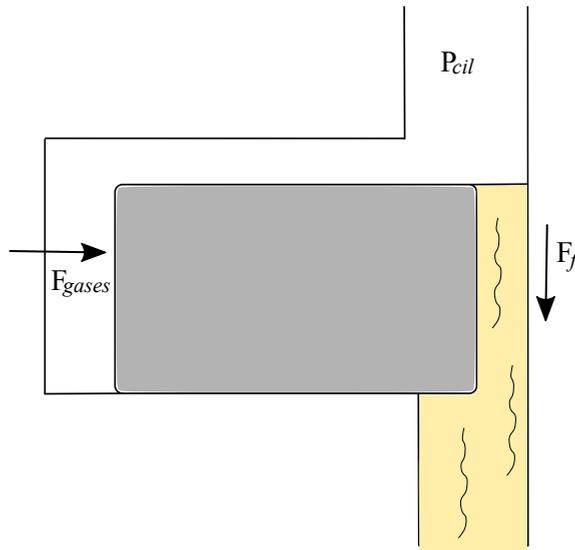


Figura 3.19: Diagrama de cuerpo libre de anillos del pistón

En el sentido radial del anillo de fuego, la fuerza F_{gases} se calcula multiplicando la presión que ejercen los gases, obtenida de los ciclos termodinámicos de la sección anterior, por el área de la superficie del anillo que entraría en contacto con el cilindro en ausencia de lubricante, tal como se ve en la ecuación

3.15, que se presenta en términos de las componentes geométricas del anillo, como lo son su radio r_{ac} y su altura h_{ac} . La reacción de la pared del cilindro y el lubricante en contacto tiene la misma magnitud de la fuerza F_{gases} , por lo que puede sustituir a B_x en la ecuación 3.9, y poder así determinar la fricción presente en el anillo de fuego en estudio. Dado que la fricción depende de la presión p de los gases en el cilindro, que se calculó en función del grado de cigüeñal en la sección anterior, se puede obtener la fricción en el anillo para cada ángulo de giro del cigüeñal, como se ve en la curva segmentada de la Figura 3.20.

$$F_{gases} = 2 \cdot \pi \cdot r_{ac} \cdot h_{ac} \cdot p \quad (3.15)$$

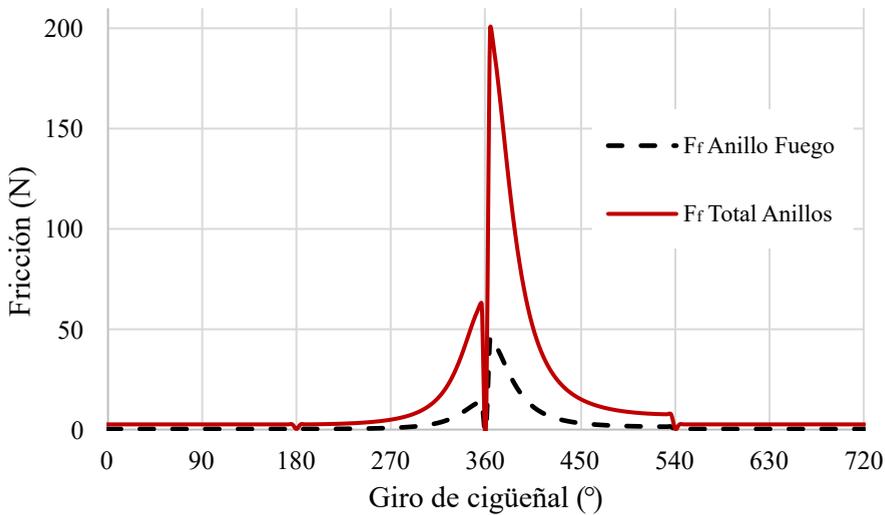


Figura 3.20: Fricción en anillos de pistón a 1500 rpm

Para tener en cuenta la influencia del cambio de presión y de coeficiente de fricción en los anillos, se usa la relación de pérdidas presentes en el anillo de fuego con respecto a las ocasionadas por el total de anillos del pistón (23%), del capítulo 1; así, el total de anillos aportan la fricción mostrada en la línea continua de la Figura 3.20. Se tiene en cuenta que la fricción en estos elementos también es cero cuando no hay movimiento, para la generación de las gráficas. Teniendo en cuenta que el MCE-5 VCRi no cuenta con inclinación de la biela, los resultados de la Figura 3.20 también corresponden a la fricción en el motor de VCR en estudio, mostrando como ahorro de fricción los resultados

de la Figura 3.18 con respecto a un MCIA convencional, para una relación de compresión de 10,8 a 1500 rpm.

Si se realiza el cociente entre la fricción máxima aportada por los anillos del pistón, con respecto a la obtenida por la inclinación de la biela, a 1500 rpm, se tiene que la primera es 4,3 veces la segunda, pudiéndose justificar en que la fricción en ambos casos depende principalmente de la fricción en el cilindro; no obstante, la fricción debida a la inclinación de la biela es proporcional al ángulo de inclinación φ , que es mínimo en el punto de máxima presión, atenuando los efectos de la fricción en este punto, y dejando como mayor protagonista de la fricción en el sistema pistón cilindro a los anillos del pistón.

Los cálculos de fricción se pueden usar ahora para conocer su comportamiento a diferentes relaciones de compresión para el MCE5 VCR-i, tal como se ve en la Figura 3.21, donde se evidencia mayores pérdidas a medida que se incrementa la relación de compresión, principalmente porque la presión en el cilindro aumenta y hay más fuerza empujando los anillos hacia las paredes del cilindro. Es evidente que la fricción es proporcional a la relación de compresión justo después de la combustión, según la Figura 3.21, sin embargo, para otros momentos del ciclo no es tan clara la tendencia.

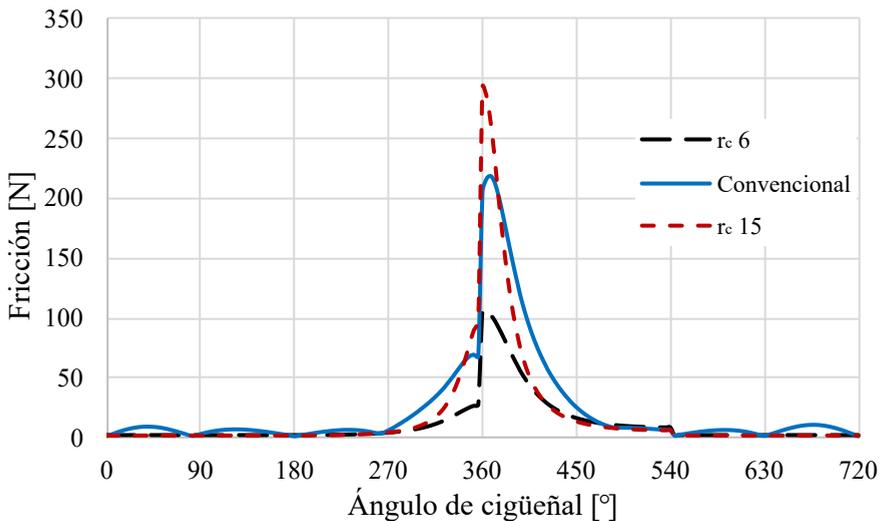


Figura 3.21: Fricción en MCIA convencional y VCR a diferentes r_c a 4500 rpm

En la Figura 3.22 se muestra la fricción en diferentes posiciones del cigüeñal, a medida que se aumenta la relación de compresión. Las líneas continuas muestran una tendencia de la fricción a aumentar linealmente a medida que

aumenta la relación de compresión, especialmente en las cercanías al inicio de la combustión, y una tendencia a permanecer constante lejos de ese punto. Los círculos, por su parte, representan la fricción en diferentes posiciones del cigüeñal para el motor convencional, mostrándose siempre por encima de la tendencia del MCE5 VCR-i para los ángulos de cigüeñal mostrados. Esto quiere decir que para cada ángulo de cigüeñal seleccionado, hay más fricción en el MCIA convencional que en el VCR. Si se realiza el cociente entre la fricción del MCIA convencional, y la del VCR, se encuentra que el convencional tiene 14,5 % más de fricción en el ángulo de cigüeñal de 370 grados según la Figura 3.22.

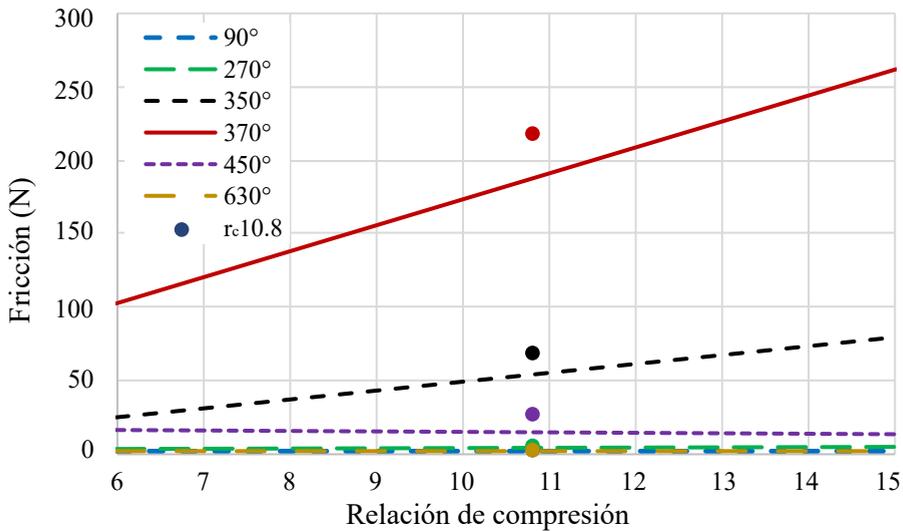


Figura 3.22: Fricción a diferentes grados del cigüeñal en función de r_c , a 4500 rpm. Los puntos representan los valores para el MCIA convencional

Al graficar el comportamiento de la fricción del MCIA de VCR en estudio, a diferentes regímenes de giro, y a la misma relación de compresión, se encuentra que las curvas tienden a solaparse, mientras que para el MCIA convencional, se perciben los cambios mostrados en la Figura 3.23. Como se observa, la tendencia de la fricción al aumentar el régimen de giro, es de incrementar en el motor convencional, especialmente en los ángulos de cigüeñal cercanos al inicio de combustión, mientras que el MCIA de VCR no se muestra altamente afectado por este parámetro. Estas diferencias se encuentran por el aumento de aceleración, y por consiguiente, aumento de la fuerza B_x transmitida solo al cilindro del motor convencional. Los puntos máximos de fricción son más dependientes de la relación de compresión y presión en el cilindro que por el

régimen de giro, esto resulta lógico en cercanías al inicio de la combustión, ya que el pistón se encuentra en una velocidad cero justo antes del pico de presión, sin importar el régimen de giro.

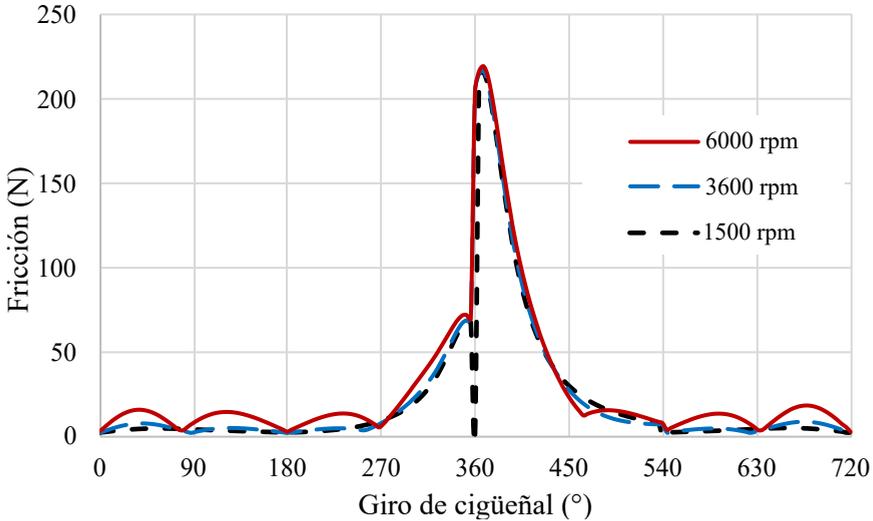


Figura 3.23: Fricción de MCIA convencional a diferente régimen de giro

Para tener claridad del comportamiento de la fricción con respecto al volumen en el cilindro se genera la Figura 3.24, para ello, se divide la fuerza de fricción entre el área del pistón, lo que deja la fricción en términos de pérdidas de presión p_f . En el eje vertical derecho se encuentran la escala de pérdidas por fricción, con valores inferiores a los del eje izquierdo, que corresponde a la presión nominal en el cilindro, sin pérdidas. El comportamiento del MCE5 VCR-i a la misma relación de compresión de su motor convencional es muy similar a la del ciclo nominal, mientras que el motor convencional encierra más área en sus líneas de presión y muestra mayores pérdidas, si se leen los valores de ambos motores en el eje derecho.

Para conocer la influencia de la fricción en el pistón en las prestaciones de los MCIA en estudio, se llevan las pérdidas de presión a términos de presión media indicada de fricción (f_{pmi}), llamadas en este caso así porque son teóricas. Para obtener la (f_{pmi}) se aplica la integral de la ecuación 1.24, reemplazando la presión p , por la fricción en términos de pérdidas de presión p_f , para posteriormente dividir el resultado por el volumen desplazado de la ecuación 1.26. Para visualizar las pérdidas por fricción con respecto a lo recibido por el motor, en la Figura 3.25 muestra la relación de (f_{pmi}/pmi), que

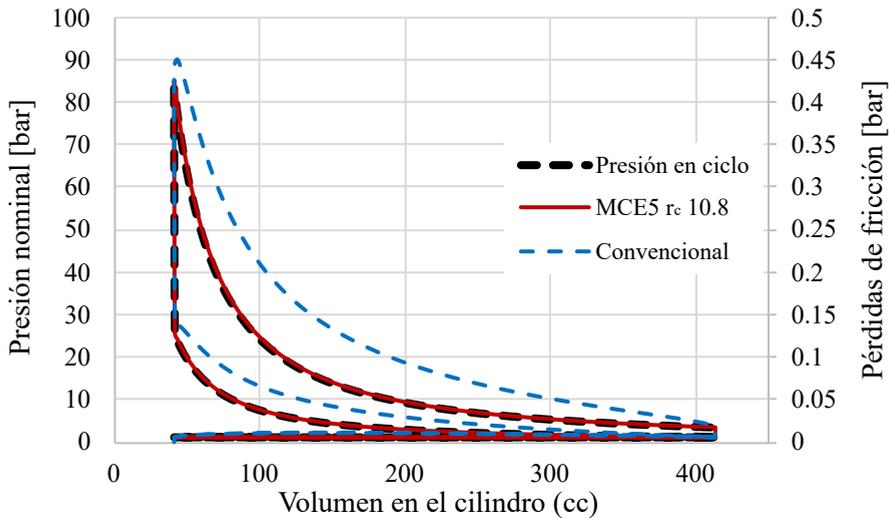


Figura 3.24: Presión en ciclo Otto y pérdidas de fricción en función del volumen en el cilindro para MCIA convencional y VCR en estudio a $rc\ 10,8$ y $1500\ rpm$

indica el porcentaje de f_{pmi} que se pierde en el cilindro gracias a la fricción con respecto a la pmi , factor clave y directamente relacionado con las prestaciones de los MCIA.

Como se ve en la Figura 3.25, la relación (f_{pmi}/pmi) no se ve afectada en el MCE5 por el régimen de giro ni la relación de compresión, mientras que el motor convencional si muestra una tendencia de aumento de pérdidas relativas cuando aumenta el régimen de giro. Esto está alineado con la alta influencia de la presión en la fricción del MCIA VCR en estudio mencionada anteriormente. De la Figura 3.25 se puede inferir que el motor convencional genera más pérdidas con respecto a lo entregado, que las generadas por el VCR, para todo el régimen de giro estudiado, de acuerdo a lo estudiado en el sistema pistón cilindro; así, si se tiene como objetivo aumentar prestaciones sin aumentar en gran medida la fricción en el sistema estudiado, con respecto a las prestaciones obtenidas, es mejor usar el MCIA VCR sin importar la relación de compresión empleada, que usar el motor convencional.

La Figura 3.25 sugiere que en el motor convencional se encuentra menor fricción en el sistema pistón cilindro con respecto a las prestaciones entregadas cuando se conduce a bajo régimen de giro, y que va aumentando conforme aumentan las rpm, por tanto, las ventajas del MCIA VCR son más notorias a alto régimen de giro, con respecto al convencional. Por otra parte, los porcentajes

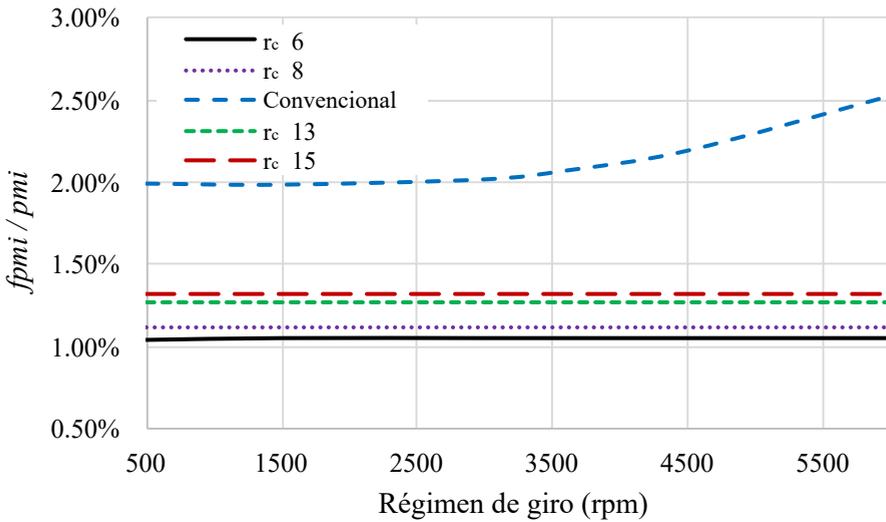


Figura 3.25: Relación entre $fpmi$ y pmi a diferente régimen de giro y relaciones de compresión

del eje vertical de la Figura 3.25 correspondientes a cada motor no superan el 2,6 %, mostrándose una baja afectación de la fricción en las prestaciones teóricas bajo las condiciones dadas; no obstante, con cambios en la lubricación y coeficiente de fricción, puede verse un aumento de los porcentajes obtenidos, aunque manteniendo la tendencia de la Figura 3.25.

Si se divide el valor máximo de $(fpmi/pmi)$ en el MCIA convencional, entre el calor mínimo de $(fpmi/pmi)$ del VCR, encontrado a r_c de 6, se encuentra que el MCIA convencional tiene máximo 143 % más pérdidas de fricción por pmi entregada que el VCR, bajando hasta un valor 51,4 % más veces cuando se trabaja a bajo régimen de giro y relación de compresión de 15 en el VCR. Estos valores muestran gran disminución de pérdidas con respecto a las prestaciones entregadas cuando se usa el motor VCR estudiado.

Con objeto de complementar el estudio anterior, y dar al lector un punto de comparación, se emplea el estudio de Kouremenos [17], visto en el capítulo 1, adaptando conceptos y ecuaciones a las necesidades del estudio y a las características de los MCIA MCE5 VCR-i y su MCIA convencional semejante. El análisis tiene en cuenta los datos de la Tabla 3.2, donde los valores referentes a lubricación se toman según bibliografía [19-23] y aplican para ambos motores mencionados, lo que deja como protagonista del estudio al tipo de movimiento de cada pistón [17]. Se tiene en cuenta que los MCIA convencionales suelen

tener una relación diámetro - longitud de falda de 2.17 en promedio, lo que se usa para conocer la longitud de la falda del pistón que tendría un MCIA convencional semejante, en función de su diámetro, y que se muestra en la Tabla 3.2 [19-23].

Datos usados			
Viscosidad dinámica de aceite	μ	0.015	kg/ms
Ancho de segmento de aceite	w_o	0.004	m
Fuerzas de presión del anillo elástico	P_e	26050	N/m ²
Número de segmentos de aceite	n_o	1	
Número de segmentos de compresión	n_c	2	
Diámetro de pistón	D	0.075	m
Radio de cigüeñal	a	0.021	m
Ancho de segmento de compresión	w_c	0.003	m
Espesor de película de aceite	t_o	2	μm
Longitud de falda de pistón	L_{ps}	0.034483	m

Tabla 3.2: Datos de entrada para análisis de fricción

Se analizan las 3 zonas principales, descritas en el capítulo 1 que representan la mayor cantidad de pérdidas en el sistema pistón de combustión cilindro, y son las correspondientes a los anillos del pistón y su falda. Esta última zona resulta despreciable para el MCE5 para términos del estudio, puesto que es la que mayor influencia tiene de las fuerzas debidas a la inclinación de la biela, cosa que es ausente en este tipo de motor. Con las ecuaciones 1.8 a 1.12, y los conceptos mencionados en el capítulo 1, se obtienen las pérdidas de pme en términos de fricción (f_{pme}) mostradas en la Figura 3.26. Las curvas se construyen para las diferentes relaciones de compresión, con respecto al régimen de giro. Como se puede ver, la f_{mep} incrementa a mayor velocidad de giro del motor y la relación de compresión, estando siempre por debajo en el MCE-5 VCRI, que en su motor convencional semejante. Aunque los datos de lubricación pueden hacer diferir la magnitud de los resultados obtenidos de los reales, los primeros sirven como medio de comparación entre un MCIA y otro, como se busca en este trabajo.

Se dividen los resultados de la Figura 3.26 por la presión media indicada, calculada con la ecuación 1.26, para dejarlos en términos de f_{pmi}/p_{mi} como se muestra en la Figura 3.27, mientras que los valores de la Figura 3.25 son puestos nuevamente en la Figura 3.27 para comparar bajo los mismos ejes de referencia. Si bien f_{pmi} se refiere a términos teóricos, hace referencia a pérdidas esperadas en la conducción, así que puede compararse con la f_{mep}

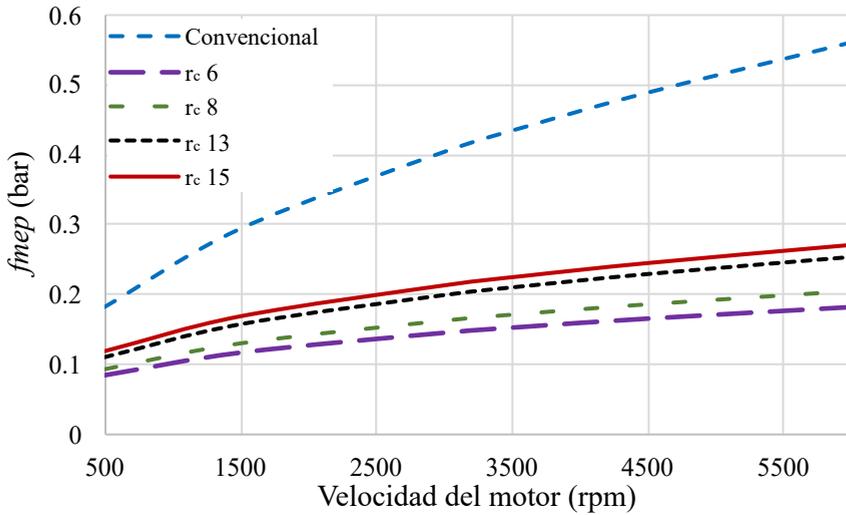


Figura 3.26: Pérdidas por fricción f_{mep} a diferentes relaciones de compresión y régimen de giro

calculada bajo la teoría de Kouremenos [17], y se hace bajo el mismo punto de referencia pmi .

Aunque se parte de ecuaciones, condiciones en lubricación y nivel de detalle diferente, se encuentra gran similitud en las curvas de la Figura 3.27, primando los conceptos fundamentales en las tendencias de ambos estudios. Para el estudio de este trabajo, ahora llamado estudio 1, identificado con las líneas punteadas se encuentra mayor diferencia entre las pérdidas de un motor y otro, mostrando mayor divergencia a altas revoluciones por minuto, pues mientras el motor con VCR muestra un comportamiento constante en este estudio, se ve más influenciado con respecto al régimen de giro en el otro estudio comparado, o estudio 2. La amplitud de las curvas del estudio 1 son inferiores a las del estudio 2, con un cambio porcentual máximo de 0.5% en el primero, frente a un 0.9% del segundo. Esto puede explicarse en la influencia tan marcada de la velocidad angular del motor en las ecuaciones 1.9 a 1.10, que afectan más los resultados que la aceleración del pistón en el estudio 1.

3.4. Prestaciones

Con los ciclos termodinámicos, y las pérdidas por fricción calculadas anteriormente, es posible calcular las prestaciones indicadas y efectivas en los

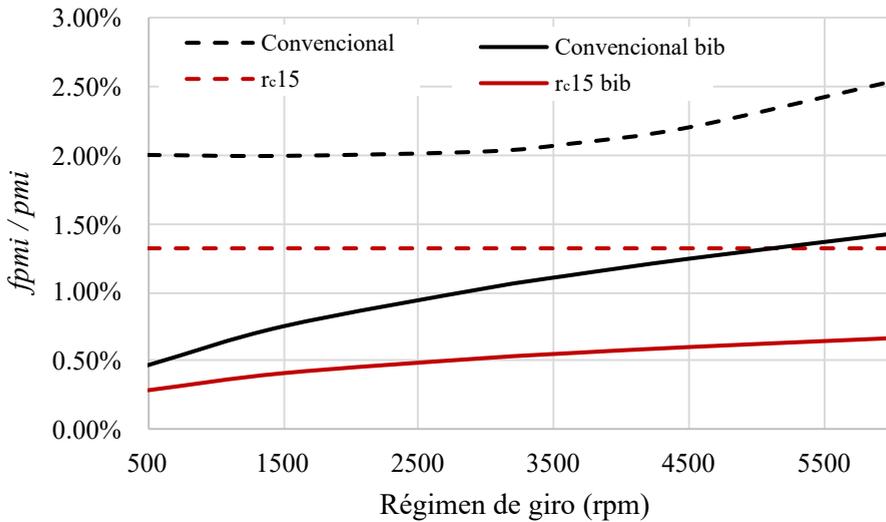


Figura 3.27: Comparación de $fpmi/pmi$ a partir de conceptos fundamentales y $fpme/pmi$ a partir de bibliografía

MCIA MCE5 VCR-i y su convencional semejante, lo que puede ser un punto de partida para conocer la influencia de la fricción en el pistón de ambos motores sobre las prestaciones. En esta sección se calculan los parámetros indicados de cada motor a partir de su ciclo termodinámico y las ecuaciones propias de un ciclo Otto, vistas en el capítulo 1. Posteriormente, se toma el valor de rendimiento mecánico que producirían solo las pérdidas de fricción de la sección anterior, para conocer el comportamiento efectivo esperado en los MCIA analizados. Los valores obtenidos serán llamados efectivos por tener en cuenta pérdidas; no obstante, no son puramente efectivos por evitar que otros factores no alineados con los objetivos, como la fricción en cojinetes y cigüeñal influyan en los resultados.

El trabajo indicado se calcula con el trabajo de la ecuación 1.17, que tiene una representación negativa por tener que comprimir el fluido en el cilindro, y sumar al trabajo generado por la expansión de los gases en la ecuación 1.21. Este trabajo indicado es usado en la ecuación 1.26 para obtener la presión media indicada. La Figura 3.28 muestra el cambio de la pmi en función de la relación de compresión y se lee con el eje vertical izquierdo. Se ve una tendencia a subir a medida que aumenta la relación de compresión, lo mismo que pasa con el torque indicado, obtenido con la ecuación 1.27 y mostrado en la misma figura, pues ambos aumentan con el aumento de la relación de compresión y no dependen del régimen de giro.

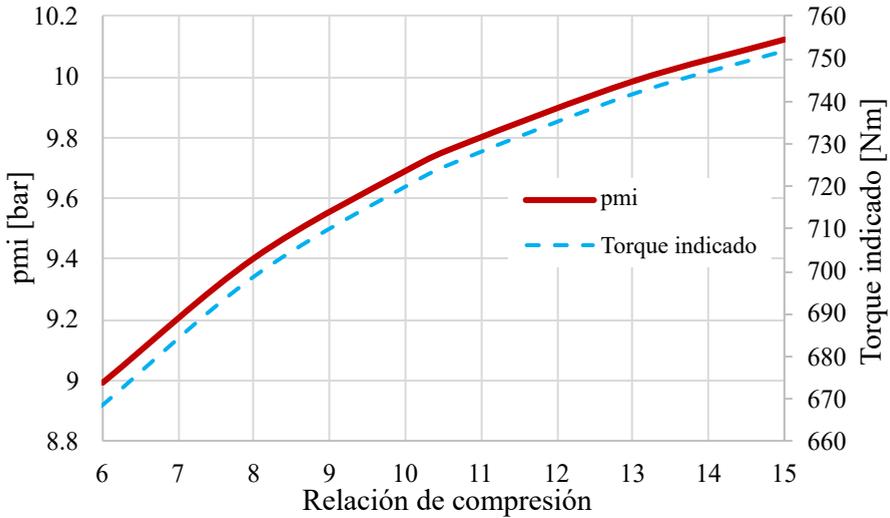


Figura 3.28: PMI y torque indicado a diferentes relaciones de compresión

Por su parte, la potencia indicada sí involucra el régimen de giro, y se calcula conforme a la ecuación 1.25. El comportamiento de esta potencia se muestra en la Figura 3.29, donde se evidencia una tendencia a aumentar conforme aumenta el régimen de giro y, aunque en poca medida, aumentan conforme al aumento en la relación de compresión. El parámetro de potencia está altamente relacionado con el trabajo, ya que este último no contempla el tiempo en que se realiza el trabajo, pero la potencia sí, mostrando la capacidad de los MCIAs en estudio de realizar trabajo y la velocidad con que pueden hacerlo.

En términos de prestaciones, se busca un rendimiento mecánico que tenga en cuenta exclusivamente las pérdidas de fricción para ver la influencia del mecanismo de transmisión del MCE-5 VCRi en las prestaciones del motor. Este valor, nombrado rendimiento mecánico por fricción en el sistema pistón cilindro n_{nmf} , calculado en la ecuación 3.16 parte de las prestaciones que tendría el motor después de pérdidas, dividido por las prestaciones disponibles teóricamente antes de pérdidas, en analogía al rendimiento mecánico de la ecuación 1.29. El comportamiento de n_{mf} se ve en la Figura 3.30, teniendo valores altos para ambos motores, mostrando mejor rendimiento en el MCIAs con VCR y mayor cambio con respecto al régimen de giro en el convencional, de 0,54% para el rango de velocidad trabajado.

$$n_{mf} = \frac{pmi - f pm_i}{pm_i} \quad (3.16)$$

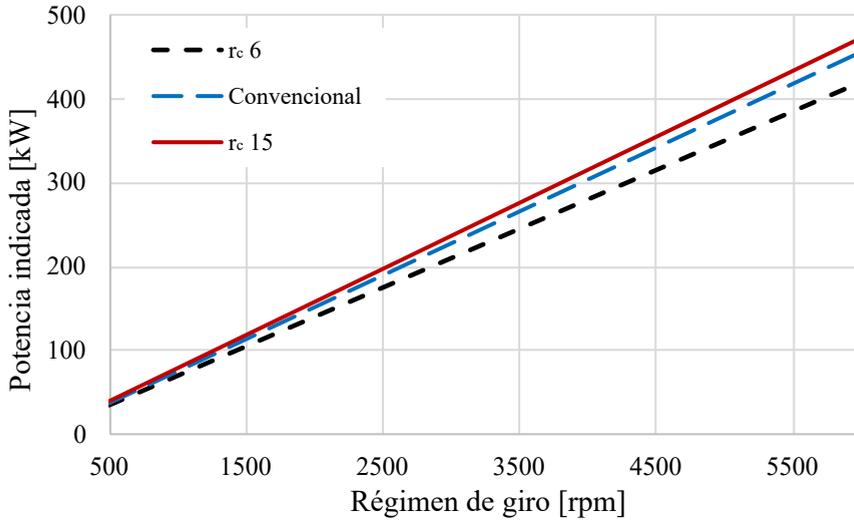


Figura 3.29: Potencia indicada a diferentes relaciones de compresión en función del régimen de giro

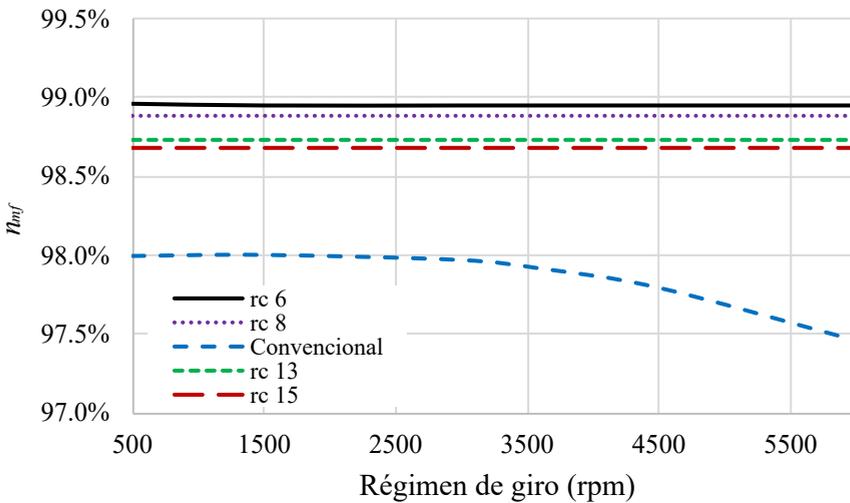


Figura 3.30: Rendimiento mecánico debido a fricción en sistema pistón cilindro

La Figura 3.31 muestra el comportamiento del torque de los MCIA estudiados bajo el mismo ingreso de calor en el ciclo Otto, en términos indicados en las líneas punteadas, y teniendo en cuenta las pérdidas por fricción en las líneas continuas. Así, el torque efectivo siempre es menor al indicado, aunque ambos comparten una proporcionalidad a la relación de compresión. Si bien se espera un comportamiento parabólico de los parámetros efectivos, no son evidentes en la Figura 3.31, por tener en cuenta solo la fricción en el sistema pistón cilindro y no variables como el consumo de combustible, fricción en otras áreas del motor, entre otras, que puedan marcar más la tendencia parabólica de las curvas.

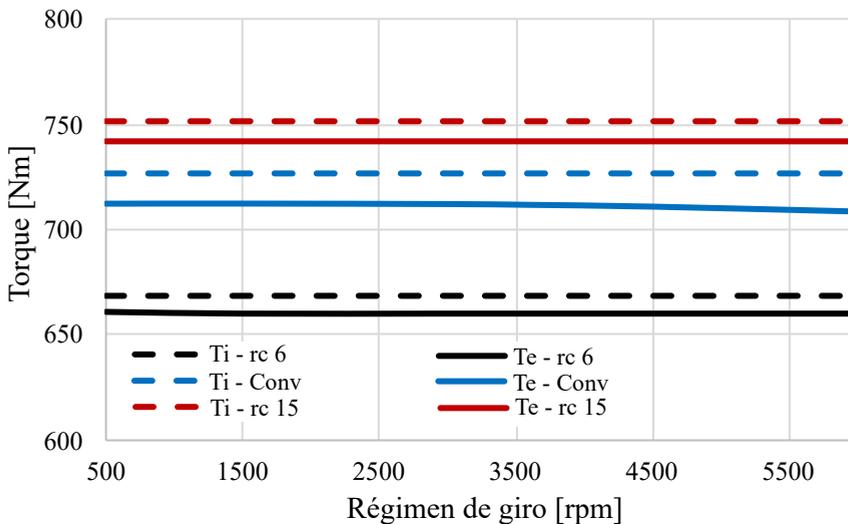


Figura 3.31: Torque efectivo e indicado para diferentes relaciones de compresión en función del régimen de giro

De manera semejante, en la Figura 3.32 se muestra la potencia efectiva teórica para los motores en función ahora de la relación de compresión, manteniendo también un ingreso de combustible constante. Si bien hay un aumento de la potencia con respecto a la relación de compresión, esto no resulta altamente notorio a bajos regímenes de giro. La Figura 3.32 muestra altos aumentos de potencia con respecto al régimen de giro, pues para un aumento de 500rpm a 3600rpm , que representa 7,2 veces el régimen de giro inicial, hay un aumento de 11,9 veces la potencia inicial, influenciado por el valor de n_{mf} .

Es posible hallar el valor de relación de compresión con máxima potencia, generando la ecuación de tendencia de la curva de 6000rpm , e igualando a

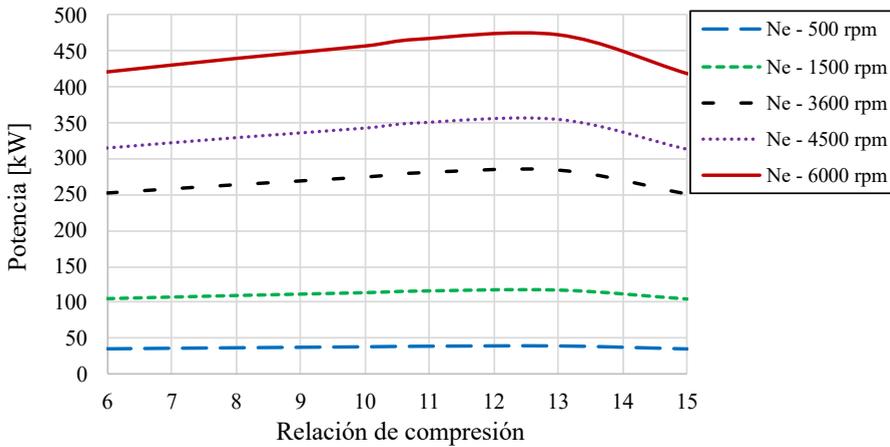


Figura 3.32: Potencia efectiva para diferentes regímenes de giro en función de la relación de compresión

ceros el valor de su derivada; el resultado es 12,64, lo que quiere decir que el máximo de potencia, bajo el ingreso de combustible constante de la sección ciclos, y los efectos de la fricción en el sistema pistón cilindro, se encuentra a una r_c de 12,64, entregando 487,16 kW. Adicionalmente, si se toma el valor de potencia promedio para cada régimen de giro, como 452,2 kW para 6000 rpm, por ejemplo, se obtiene que las relaciones de compresión que se encuentran por encima de este valor son las de 9,1 a 14,1. Los valores de relación de compresión que entregan potencia por encima de la media aplican para los demás regímenes de giro por la tendencia de las curvas de la Figura 3.32; no obstante, no tiene efecto considerable a bajas revoluciones por minuto.

La relación entre potencia máxima, dividida por potencia mínima a todo régimen de giro es de 1,13%, aunque este valor implique una amplitud de 55 kW en la curva de 6000 rpm, y tan solo 4,6 kW a 500 rpm. Para conocer el régimen de giro al que comienza a ser significativo el resultado del cambio de r_c , se toma referencia el 30% de la amplitud máxima de 55 kW, (16,57 kW), posteriormente se calcula la amplitud en potencia de cada curva de régimen de giro estudiado, obteniendo la Figura 3.33, donde la línea horizontal representa el cambio de potencia de referencia. Bajo las condiciones establecidas, se obtiene que los regímenes de giro que obtienen un aumento de potencia considerable cambiando la relación de compresión son los superiores a la intersección de las rectas de la Figura 3.33, es decir, superiores a 1800 rpm, valor en que el cambio máximo de potencia de las diferentes velocidades comienza a superar al de referencia.

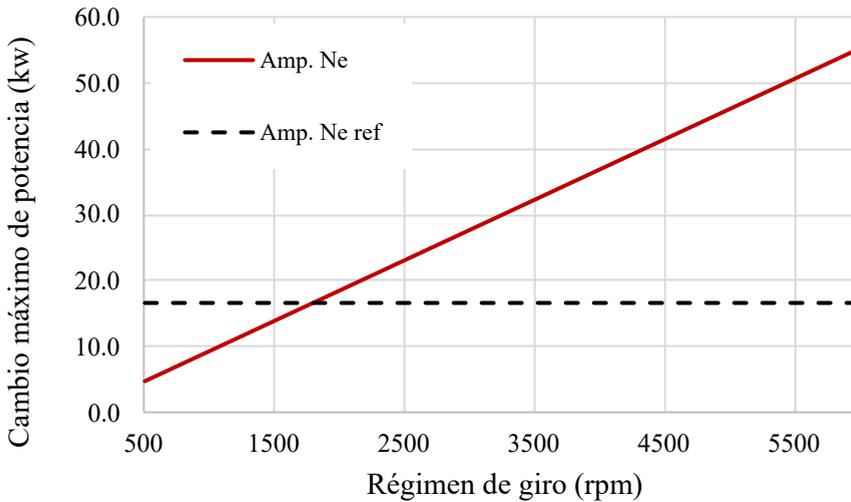


Figura 3.33: Cambio de amplitud máximo en potencia según el régimen de giro. La línea horizontal representa la amplitud máxima de referencia

Al calcular el rendimiento térmico en función de la relación de compresión, bajo la ecuación 1.22, se obtiene el comportamiento de la Figura 1.24 del capítulo 1. Aunque el rendimiento térmico aumente con la relación de compresión, la influencia de aumentar esta última tiende a representar bajos cambios a altas relaciones de compresión. Para ver el valor que cambia el rendimiento térmico, en función de la relación de compresión, se muestra en la Figura 3.34 la derivada del rendimiento térmico con respecto a la relación de compresión d_{η_t} . Como puede verse, a mayor relación de compresión, menor es el cambio presentado en la eficiencia térmica, lo que lleva a buscar el valor de r_c crítico en que esto ocurre. Bajo el criterio de considerar relevantes los cambios superiores al 30% del valor máximo de d_{η_t} , se multiplica 30% por el valor máximo de d_{η_t} en el rango de relación de compresión usado en el MCE-5 VCRi, que es 6. El valor de referencia obtenido (0,00977) se representa con una línea horizontal en la Figura 3.34, separando los cambios considerables de rendimiento térmico de los más pequeños.

Igualando las dos curvas de la Figura 3.34 se obtiene la relación de compresión crítica a la que debería analizarse con mayor detalle si vale la pena aumentar la relación de compresión, pues ya no se obtienen tantos beneficios por cada unidad de r_c aumentada como antes del valor de r_c crítico, que es 14, 18 en este caso. Este valor resulta bastante conservador con respecto a las r_c encontradas en motores diesel del mercado; no obstante, debe tenerse en

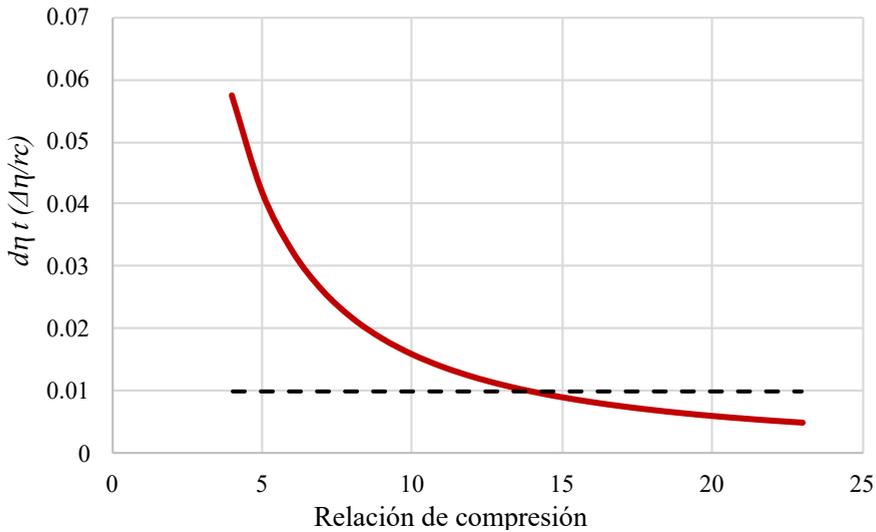


Figura 3.34: Derivada de rendimiento térmico con respecto a la relación de compresión. La línea punteada representa el valor de referencia.

cuenta que se escogió un valor de referencia del 30% del valor máximo de d_{η_t} para este análisis, para ser congruente con el valor de referencia escogido para analizar la potencia anteriormente, aunque puede ser inferior de acuerdo a los objetivos de estudio, y obtener r_c críticas más altas. Por otra parte, al comparar el valor obtenido, se encuentra que está cercano a la r_c máxima a la que opera el MCIA VCR en estudio con gasolina, el combustible usado para el cálculo. También es posible comparar la r_c crítica con la usada por MCIA MEP actuales, cercana a 11, mostrándose por encima de lo convencional y mostrando mayor rendimiento que estos en la Figura 1.24.

Interpretando los resultados de rendimiento y prestaciones obtenidos, de manera conjunta, se encuentran 3 zonas de funcionamiento que pueden dar mayor claridad de cómo aprovechar un MCIA VCR bajo las condiciones del estudio presente, mencionadas a lo largo del documento y destacadas por el consumo constante de combustible. La primera zona se encuentra desde r_c 6 a 9, 1, caracterizada por brindar prestaciones por debajo de la media y contar con un rendimiento térmico que aumenta con velocidad, pero sigue siendo bajo con respecto al encontrado en la segunda zona. La zona dos inicia en una r_c de 9, 1 y finaliza en r_c de 14, 1, marcada por los valores en que se supera la media de prestaciones de la Figura 3.32, coincidiendo 14, 1 con la r_c que limita el rango de relaciones de compresión con alta respuesta favorable a los aumentos de r_c en términos de η .

Por último, la zona 3 se caracteriza por ser la más afectada por la fricción en el sistema pistón cilindro, bajando las prestaciones al nivel de las de la zona 1, pero siendo la de mayor rendimiento térmico de las 3, aunque este valor varíe poco a lo largo de sus límites, marcados por una r_c de 14,1 y de 15. El valor máximo de la zona 3 se escoge porque de acuerdo a la Figura 3.32, es el valor en que las prestaciones comienzan a bajar con respecto a las de la zona 1, pudiéndose extrapolar la tendencia de su curva, y de la del rendimiento térmico a una zona 4, en donde las pérdidas hacen que las prestaciones sean bajas, aunque se cuente con rendimientos térmicos altos y estables por su comportamiento de bajo cambio.

Los zonas encontradas bajo la misma entrada de combustible difieren de lo encontrado en la sección de ciclos termodinámicos al analizar una entrada variable de combustible, con el fin de garantizar la presión máxima en el interior del cilindro, aunque se cambie de relación de compresión. Teniendo ahora un panorama de prestaciones efectivas, se puede analizar lo encontrado bajo estas condiciones. En primera medida se asume que el fenómeno de autoencendido de la mezcla inicia a la presión de fin de compresión de la relación de compresión convencional, algo coherente con los criterios de selección de relaciones de compresión máximas de acuerdo a las características del combustible y su octanaje en MCIA.

La primera zona, en este caso, inicia en la relación de compresión mínima estudiada, (6), y termina en la relación de compresión crítica de inicio de knocking, que es 10,8. Esta zona se caracteriza por mostrar gran área en la curva p-V de la Figura 3.15 para las relaciones de compresión bajas, indicando mayores prestaciones esperadas en el motor que en las r_c altas, que cuentan con menor área en su interior. A diferencia de la Figura 1.24, el rendimiento térmico es inverso a la relación de compresión para este análisis, ya que en términos termodinámicos depende del ingreso de combustible al ciclo, y la cantidad de este último es inversamente proporcional a la relación de compresión, como se ve en las líneas verticales de la Figura 3.15, así que se esperan altas prestaciones y bajo rendimiento térmico.

La segunda zona se encuentra justo después de la relación de compresión crítica de knocking (10,8) y la r_c más alta estudiada. Aquí sucede lo inverso a la zona 1, pues no se aprovechan las altas prestaciones que podrían esperarse con una entrada constante de combustible, sino que se reduce el consumo de este para aumentar el rendimiento térmico, pues refiriéndose nuevamente a la Figura 3.15, se ingresa menor calor al ciclo Otto y aunque se sacrifica potencia, aumenta el rendimiento térmico.

Referencias

- [1] MCE-5. «Synoptic scheme of the VCR strategies». Pushing back the fuel consumption reduction limits. 2013.
- [2] MCE-5. «It's quick». Pushing back the fuel consumption reduction limits. 2013.
- [3] ÑACATO SALAZAR, J. A. y F. S. CHALÁ PÉREZ. «Estudio comparativo del uso de biocombustible y gasolina en motores de ciclo Otto». B.S. thesis. QUITO/EPN/2008, 2008.
- [4] ÇENGEL, Y. A. y M. A. BOLES. *Termodinámica*. Ed. por T. M.-H. COMPANIES. 7.^a ed. McGraw-Hill, 2011.
- [5] COCHESYCONCESIONARIOS.COM. «PEUGEOT 407 1.8 16V 125 CV CONFORT 4P». Prestaciones y dimensiones.
- [6] JIAO, K. y col. «Numerical simulation of air flow through turbocharger compressors with dual volute design». *Applied Energy* 86.11 (2009), págs. 2494-2506.
- [7] HARLEY, P, S. SPENCE, D. FILSINGER, M. DIETRICH y J. EARLY. «Meanline modeling of inlet recirculation in automotive turbocharger centrifugal compressors». *Journal of Turbomachinery* 137.1 (2015).
- [8] TORREGROSA, A. y col. «Local flow measurements in a turbocharger compressor inlet». *Experimental Thermal and Fluid Science* 88 (2017), págs. 542-553.
- [9] CHEN, H., I. HAKEEM y R. F. MARTINEZ-BOTAS. «Modelling of a turbocharger turbine under pulsating inlet conditions». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 210.5 (1996), págs. 397-408.
- [10] MOHTAR, H., P. CHESSE, A. YAMMINE y J. HETET. *Variable inlet guide vanes in a turbocharger centrifugal compressor: local and global study*. Inf. téc. SAE Technical Paper, 2008.
- [11] CASTILLO HERNÁNDEZ, P, A. MENDOZA DOMÍNGUEZ y P. CABALLERO MATA. «Análisis de las propiedades fisicoquímicas de gasolina y diesel mexicanos reformulados con Etanol». *Ingeniería, investigación y tecnología* 13.3 (2012), págs. 293-306.
- [12] QUIMBITA, A. y E. GUALLICHICO. «Determinación del potencial energético y mecánico del motor mazda f2 al utilizar los tipos de gasolina comercial empleados en el ecuador». *Latacunga: Universidad de las Fuerzas Armadas* (2017).

- [13] IEA. *Energy statistics manual*. Ed. por EUROSTAT. OECD Publishing, 2004.
- [14] CASTILLO HERNÁNDEZ, P. y col. «Estudio de las propiedades fisicoquímicas de gasolina y diesel mexicanos con etanol al 10% y 15% en volumen». Tesis de lic. Instituto tecnológico y de estudios superiores de Monterrey, 2008.
- [15] REYES, G., J. IÑIGUEZ IZQUIERDO, W. PUPIALES, C. SORIA y J. YÉPEZ. «Estudio de emisiones contaminantes utilizando mezcla de gasolina e hidrogeno como combustible en un motor de combustión interna a 2800 msnm». *Revista Científica y Tecnológica UPSE* 5.1 (2018), págs. 19-28.
- [16] PAYRI GONZÁLES, F. y J. M. DESANTES FERNÁNDEZ. *Motores de combustión interna alternativos*. Universitat Politècnica de València, 2011.
- [17] KOUREMENOS, D. ., C. D. RAKOPOULOS, D. T. HOUNTALAS y T. K. ZANNIS. *Development of a detailed friction model to predict mechanical losses at elevated maximum combustion pressures*. Inf. téc. SAE Technical Paper, 2001.
- [18] MCE-5. «Combustión pistón». Pushing back the fuel consumption reduction limits. 2013.
- [19] MENG, F. M., Y. Y. ZHANG, Y. Z. HU y H. WANG. «Thermo-elasto-hydrodynamic lubrication analysis of piston skirt considering oil film inertia effect». *Tribology international* 40.7 (2007), págs. 1089-1099.
- [20] LI, D. F., S. M. ROHDE y H. A. EZZAT. «An automotive piston lubrication model». *ASLE transactions* 26.2 (1983), págs. 151-160.
- [21] ZHU, D., Y.-Z. HU, H. S. CHENG, T. ARAI y K. HAMAI. «A numerical analysis for piston skirts in mixed lubrication part II deformation considerations». *ASME* (1993).
- [22] MENG, X. e Y. XIE. «A new numerical analysis for piston skirt–liner system lubrication considering the effects of connecting rod inertia». *Tribology International* 47 (2012), págs. 235-243.
- [23] ZHU, D., H. S. CHENG, T. ARAI y K. HAMAI. «A numerical analysis for piston skirts in mixed lubrication Part I Basic modeling». *ASME* (1992).

Capítulo 4

Conclusiones y recomendaciones

4.1. Conclusiones

En este estudio se logró estudiar el impacto del uso del sistema de relación de compresión variable del motor MCE5 VCR-i en términos cinemáticos, cinéticos, friccionales y de prestaciones, bajo conceptos fundamentales y uso de datos bibliográficos en donde los alcances del estudio fueran una limitación o los cálculos lo permitieran.

Se usaron conceptos básicos de geometría, motores convencionales y cremalleras para conocer los principios matemáticos y la ecuación que determina la posición del pistón principal del MCE5- VCRi en función del giro del cigüeñal, cuyo comportamiento visto en la Figura 3.7, resulta igual al de MCIA convencionales cuando no se está cambiando de r_c .

Se determinó la posición necesaria del pistón auxiliar del MCIA VCR estudiado, para cambiar a cualquier relación de compresión dentro del rango de operación del motor. El comportamiento de este valor se muestra en la Figura 3.4 y se complementa con un análisis bajo las condiciones de máxima velocidad registrada en el pistón auxiliar, y máximo régimen de giro posible del MCIA, mostrando que, aunque se superpongan las velocidades de cambio de relación de compresión y velocidad lineal del pistón de combustión, este último presenta un aumento de velocidad de tan solo 1.2 % del valor de velocidad

lineal máxima obtenida en funcionamiento normal, por lo que no compromete estructuralmente el motor ni obliga a usar materiales más resistentes.

Se encontró una reducción de pérdidas de fricción en el sistema pistón cilindro, al usar un MCIA con mecanismo de compresión variable de MCE5 VCR-i en lugar de uno semejante con sistema convencional; pues el segundo presenta desde 1,51 hasta 2,43 veces la fricción del primero en el régimen de giro estudiado, cuando ambas pérdidas están divididas por la *p_{mi}* que producen en su ciclo termodinámico. En términos de fricción pura, el MCIA convencional produce hasta 14,5% más fricción que el VCR a la misma r_c en grados cercanos al del inicio de la combustión, dejando en evidencia las ventajas del movimiento vertical de su pistón.

Para el estudio de ingreso de calor constante se obtuvieron 3 zonas de funcionamiento principales. De una r_c de 6 a 9,1 se encuentra bajo rendimiento térmico aunque con rápido incremento, mientras que las prestaciones están por debajo de la media. De r_c 9,1 a 14,1 están las prestaciones más altas, con un rendimiento térmico medio y poco variable. Finalmente, de r_c 14,1 a 15, se encuentran los rendimientos térmicos más altos y casi constantes, con prestaciones nuevamente por debajo de la media debido a la influencia de la fricción calculada.

Finalmente; en el caso de estudio a presión máxima en el cilindro constante, se estiman altas prestaciones consumo de combustible aunque bajo rendimiento de r_c 6 a 10,8; mientras que de r_c 10,8 a 15 los valores se invierten, estando ahora con bajas prestaciones y consumo de combustible, para lograr un alto rendimiento térmico.

4.2. Recomendaciones o desarrollos futuros

En busca de complementar este estudio y conocer a profundidad el MCE5 VCR-i, es posible desarrollar un análisis tribológico en el que se pueda ahondar más en la determinación de coeficientes de fricción y más variables que afecten la fricción en los sistemas.

El análisis de fricción entre piezas puede enriquecer el desarrollo del MCE-5 VCRi, pues da mayor claridad de las pérdidas del sistema en general, y un mayor acercamiento a los rendimientos mecánicos reales.

Finalmente, un prototipo del motor en cuestión puede ser clave en el paso de parámetros teóricos a experimentales, que enriquezcan aún más los estudios presentes.

Referencias Globales

- [1] BRUYNINCKX, H. «Hacia una movilidad limpia e inteligente transporte y medio ambiente en Europa». *Agencia Europea del Medio Ambiente* (2016).
- [2] EUROPEA, C. «Reglamento (UE) 2017/1154 de la comisión de 7 de junio de 2017». GROW.
- [3] ANDREW, R. y col. *WMO Statement on the State of the Global Climate in 2019*. Inf. téc. World Meteorological Organization, 2019.
- [4] COZ GARCÍA, A. y col. «Contaminación derivada del consumo de un coche eléctrico en el mix energético español». *Universidad de Cantabria* (2018).
- [5] FALIVENEN, L. y F KOOP. *Informe COP24 Katowice 2018*. Inf. téc. y otros autores. Sustentabilidad Sin Fronteras, 2018.
- [6] FERRARI, L. «Energías fósiles: diagnóstico, perspectivas e implicaciones económicas». *Revista Mexicana de Física* 59.2 (2013), págs. 36-43.
- [7] FRIEDLINGSTEIN, P. y col. «Global Carbon Budget 2019». *Earth System Science Data* 11.4 (2019), págs. 1783-1838.
- [8] WHITEMAN, A. y col. *Renewable capacity statistics 2020*. Inf. téc. IRENA, 2020.
- [9] ROBLES, C. y O. RODRÍGUEZ. «Un panorama de las energías renovables en el Mundo, Latinoamérica y Colombia». *Espacios* 39.34 (2018), pág. 10.
- [10] SIEGMUND, P. y col. *The Global Climate in 2015-2019*. Inf. téc. World Meteorological Organization, 2019.

- [11] GONZÁLEZ PARRA, V. *Estudio del Impacto Macroeconómico de las Energías Renovables en España*. Inf. téc. APPA Asociación de Empresas de Energías Renovables, 2019.
- [12] GLOBAL-ATMOSPHERE-WATCH y WORLD-METEOROLOGICAL-ORGANIZATION. «WMO GREENHOUSE GASBULLETIN The State of Greenhouse Gases in the Atmosphere Based on Global Observations through 2019». *World Meteorological Organization* (nov. de 2020).
- [13] CURRAN, S. y R. WAGNER. «Impact of multimode range and location on urban fuel economy on a light-duty spark-ignition based powertrain using vehicle system simulations». *Oak Ridge National Laboratory* (abr. de 2020).
- [14] ERSHOV, M. A. y col. «Hybrid low-carbon high-octane oxygenated gasoline based on low-octane hydrocarbon fractions». *Science of The Total Environment* 756 (2021), pág. 142715.
- [15] MACIÁN, V., J. MONSALVE SERRANO, D. VILLATA y Á. FOGUÉ ROBLES. «Extending the potential of the dual-mode dual-fuel combustion towards the prospective EURO VII emissions limits using gasoline and OMEx». *Energy Conversion and Management* 233 (2021), pág. 113927.
- [16] RIESCO-ÁVILA, J., A. GALLEGOS-MUÑOZ, J. MONTEFORT-SÁNCHEZ y S. MARTÍNEZ-MARTÍNEZ. «Procesos alternativos de combustión en motores de combustión interna». *Acta Universitaria* 15.1 (2005), págs. 36-54.
- [17] TRUJILLO TELLO, J., C. PADILLA PADILLA, L. BUENAÑO MOYANO y B. CUAICAL ANGULO. *Evolución y Tendencia de los Sistemas de Control de Motores de Combustión Interna Alternativos, Una Revisión Bibliográfica*. Ed. por F. DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS. Vol. 3. 2. INGENIO, 2020, págs. 5-14.
- [18] BOSCH, R. *Breakthrough: new Bosch diesel technology provides solution to NOx problem Bosch CEO Denner also calls for transparency on fuel consumption and CO2 emissions*. Inf. téc. BOSCH, 2018.
- [19] CASTILLO RUIZ DE AZUA, J. «Efecto sinérgico Pt Pd en catalizadores para almacenamiento y reducción de NOx y evaluación de resistencia hidrotérmica: sistemas monometálicos, multimetálicos y en combinación con reducción catalítica selectiva sobre Cu chabazita». Tesis de lic. Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea, 2018.

- [20] LUGO, C. y col. «Estudio de reacciones catalizadas como reformado de metano y reducción catalítica selectiva de NO_x sobre perovskitas del tipo La_{0.7}Sr_{0.3}Ni_{1-x}CoxO₃ obtenidas vía SCS». *Revista Ciencia e Ingeniería*. Vol 41.2 (2020).
- [21] URRUTXUA ANDIA, M. «Selective catalytic reduction with internal NH₃ generation in previous NO_x storage and reduction catalyst for NO_x removal in light-duty diesel vehicles». Tesis doct. Universidad del País Vasco Euskal Herriko Unibertsitatea, 2019.
- [22] OLONA, A. L. *Hyundai Nexo, primer vehículo de Hidrógeno con 5 estrellas*. Inf. téc. A.D.A.S: Nuevas tecnologías al servicio de la seguridad vial, 2019.
- [23] GRACIA MADRIDEJOS, R. «Estudio de emisiones de gases contaminantes de un ciclo Otto y propuesta de mejora mediante inyección de hidrógeno». Tesis de lic. Universitat Politècnica de Catalunya, 2020.
- [24] CARDONA, A., J. S. ÁLVAREZ JARAMILLO y A. A. ARRIETA AMELL. «Evaluación del comportamiento mecánico y ambiental de un motor diésel modo encendido provocado con biogás enriquecido con CH₄ e hidrógeno». *Scientia et Technica* 25.1 (2020), págs. 65-76.
- [25] ELEMENTENERGY. *Hydorgen Mobility Europe. Emerging Conclusions*. Inf. téc. Element Energy, 2021.
- [26] MILOJEVIC, S. y R. PESIC. «Determination of Combustion Process Model Parameters in Diesel Engine with Variable Compression Ratio». *Journal of Combustion* 2018 (7 de ago. de 2018), pág. 5292837.
- [27] AKIHISA, D. y S. DAISAKU. *Research on improving thermal efficiency through variable super-high expansion ratio cycle*. Inf. téc. SAE Technical Paper, 2010.
- [28] MCE-5VCR1. «What is VCRi?» *Pushing back the fuel consumption reduction limits* (2015).
- [29] MORALES, M. Y., R. GUZMÁN y A. HERNÁNDEZ. «Caracterización de un motor de combustión interna con dos tipos de combustible». *Instituto Mexicano del Transporte* (2014), pág. 13.
- [30] BELTRÁN, J. «Análisis del uso de diferentes tipos de gasolinas y aditivos en la vida útil de algunos elementos de un motor de combustión interna». *Investigación Tecnológica ISTCT* 2.1 (2020), págs. 9-9.
- [31] PESIC, R., S. MILOJEVIC y S. VEINOVIC. «Benefits and challenges of variable compression ratio at diesel engines». *Thermal Science* 14 (ene. de 2010), págs. 1063-1073.

- [32] MCE-5VCR1. «It continuously controls the compression ratio». Pushing back the fuel consumption reduction limits. 2013.
- [33] SALAZAR, L. «Diseño de sistema de relación de compresión variable, para un motor de combustión interna monocilíndrico de investigación similar al CFR». Tesis de lic. Universidad Tecnológica de Pereira, 2018.
- [34] BOCOS VALERO, J. M. «Desarrollo de un método para determinar la relación de compresión de un motor de combustión interna alternativo en tiempo real a partir de la medida de la presión cilindro». Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2017.
- [35] CHEN, C., P. PAL, M. AMEEN, D. FENG y H. WEI. «Large-Eddy simulation study on cycle-to-cycle variation of knocking combustion in a spark-ignition engine». *Applied Energy* 261 (2020).
- [36] GAITÁN, H. y C. VALBUENA. «Diseño conceptual del sistema que permite variar la relación de compresión en un motor de combustión interna». Trabajo de grado para optar al título de ingeniero aeronáutico. 2019.
- [37] CLARKE, J. R. y R. J. TABACZYNSKI. *Internal combustion engine with adjustable compression ratio and knock control*. 2000.
- [38] YAMADA y YOSHIKAZU. *Un motor de relación de compresión variable*. 2007.
- [39] MISHRA, R., P. THAKARE, S. PATIL, K. KANNAV y N. VITALKAR. «VC-T Engine An Advancement in 4-Stroke Engine». *Blue Eyes Intelillence In-gineering* (2016).
- [40] REY GARRIDO, J. «Estado del arte y perspectivas de futuro de la movilidad personal urbana». B.S. thesis. Universidad Carlos III de Madrid, 2014.
- [41] SCHWARTZ, D. «Motor de compresión variable de SAAB: demasiado extraño para vivir, demasiado raro para morir». eEuroparts. 2018.
- [42] ESAKI. *Biela de longitud variable y motor de combustión interna con relación de compresión variable*. Y otros autores. 2016.
- [43] VAN-AVERMAETE, G. *Motor de encendido por compresión, de relación volumétrica variable*. 1990.
- [44] J, C. A., K. VINAYAK y S. NIRANJAN. «State of the art technology in variable compression ratio mechanism for spark ignition engine». *Sāadhanā* 43.12 (2018), págs. 1-16.
- [45] CONDAMIN, B. *Motor de combustión interna con relación volumétrica variable*. 1994.

- [46] LEITHINGER, S. F. *Motor de combustión interna del tipo de motor de pistones con una relación de compresión variable*. 1999.
- [47] WATANABE, S. *Motor de carrera variable*. 2017.
- [48] ROBERTS, M. *Benefits and challenges of variable compression ratio (VCR)*. Inf. téc. SAE Technical Paper, 2003.
- [49] SHAIK, A., N. S. V. MOORTHY y R. RUDRAMOORTHY. «Variable compression ratio engine: a future power plant for automobiles-an overview». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 221.9 (2007), págs. 1159-1168.
- [50] ERLANDSSON, O., G. LUNDHOLM, F. SODERBERG y B. J. ANDVICTOR WONG. *Demonstrating the Performance and Emission Characteristics of a Variable Compression Ratio*. Inf. téc. SAE Technical Paper, 1998.
- [51] CLAYTON STEWART, M. «Design and analysis of a variable-compression, ratio internal-combustion engine: the Alvar engine concept». Tesis doct. Massachusetts Institute of Technology, 1997.
- [52] ROJO SALGUERO, C. «Modelización del funcionamiento termomecánico de un motor Otto». B.S. thesis. Universitat Politècnica de Catalunya, 2015.
- [53] BERGSTEN, L. «Saab variable compression SVC Variabilitat und Kontrolle». *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 62.6 (2001), págs. 424-431.
- [54] HOELTGEBAUM, T. «Variable compression ratio engines: a mechanism approach». Disertación presentada al Programa de Posgrado en Ingeniería Mecánica para obtener la Maestría en Ingeniería Mecánica. 2016.
- [55] YIVA, N. «Modelling for fuel optimal control of a variable compression engine». Tesis doct. Institutionen för systemteknik, 2007.
- [56] DUAN, X., M.-C. LAI, M. JANSONS, G. GUO y J. LIU. «A review of controlling strategies of the ignition timing and combustion phase in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine». *Fuel* 285 (2021), pág. 119142.
- [57] SU, L., M. ZHANG, J. WANG y Z. HUANG. «Direct numerical simulation of DME auto-ignition with temperature and composition stratification under HCCI engine conditions». *Fuel* 285 (2021), pág. 119073.
- [58] ZAIDI, K. *Development of a Direct Injection-Homogeneous Charge Compression Ignition (DI-HCCI) Heavy Duty DiesOtto Engine by using Effervescent Atomization*. Inf. téc. SAE Technical Paper, 2009.

- [59] HIYOSHI, R. y col. «Mecanismo de relación de compresión variable para motor de combustión interna». MX 2017015337 A. 2018.
- [60] DUBOIS, F. «Une technologie décisive pour les groupes motopropulseurs automobiles jusqu'en 2030 et au-delà». MCE5 Beyond Standards. 2018.
- [61] MCE-5VCR1. «Key results». *Pushing back the fuel consumption reduction limits* (2013).
- [62] MCE-5VCR1. «It increases friction». *Pushing back the fuel consumption reduction limits* (2013).
- [63] RABHI, V. *Dispositivo que permite variar la cilindrada y/o la relación volumétrica efectivas de un motor de pistones durante su funcionamiento*. 2002.
- [64] MCE-5VCR1. «It reduces friction». *Pushing back the fuel consumption reduction limits* ().
- [65] MCE-5VCR1. «Actionneur VCR». *Repousser les limites de la réduction de consommation de carburant* ().
- [66] SROKA, Z. J. «Some aspects of thermal load and operating indexes after downsizing for internal combustion engine». *Journal of thermal analysis and calorimetry* 110.1 (2012), págs. 51-58.
- [67] MCE-5VCR1. «Its service life is not compatible with that of a vehicle». *Pushing back the fuel consumption reduction limits* ().
- [68] DARDALIS, D., A. BASU, M. J. HALL y R. D. MATTHEWS. «The Rotating Liner Engine (RLE) Diesel Prototype: Reducing Internal Engine Friction by about 40% under Idle Conditions». *Applied Sciences* 11.2 (2021), pág. 779.
- [69] DELPRETE, C. y A. RAZAVYKIA. «Piston ring-liner lubrication and tribological performance evaluation: A review». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 232.2 (2018), págs. 193-209.
- [70] INIESTA GÓMEZ, E. «Estudio y validación de una metodología de ensayo para el análisis experimental de la fuerza de fricción en el bloque pistón-camisa-segmentos de un MCIA». Tesis de lic. 2016.
- [71] MCE-5VCR1. «Il protège le cylindre». *Repousser les limites de la réduction de consommation de carburant* ().
- [72] GAY, B. «Dongfeng, premier client de la technologie du moteur à taux de compression variable de MCE-5». Technologies. 2016.

- [73] MCE-5VCR1. «Le moteur à combustion interne est essentiel pour la mobilité 2030-2050». Ingénieurs de l'auto 850.
- [74] NOVELLA ROSA, R. «Estudio de la influencia de los ciclos Atkinson y Miller sobre el proceso de combustión y las emisiones contaminantes en un motor Diesel». Tesis doct. Universidad Politécnica de Valencia, 2009.
- [75] SHIMOSAKA, M. Y. «Estudo dinâmico comparativo entre mecanismos biela-manivela e garfo escocês». B.S. thesis. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2016.
- [76] HEYWOOD, J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Education, 2018.
- [77] PAYRI GONZÁLES, F. y J. M. DESANTES FERNÁNDEZ. *Motores de combustión interna alternativos*. Universitat Politècnica de València, 2011.
- [78] TORNÉ BENEYTEZ, D. «Simulación CFD de la inyección y combustión con sistema dual-fuel en un MCI heavy-duty». B.S. thesis. Universitat Politècnica de Catalunya, 2020.
- [79] ORTEGA CÁRCAMO, N. J. «Evaluación del efecto de inyección de agua en el desempeño de un motor ciclo Diésel en operación dual con GLP». 2020.
- [80] GONCA, G. y col. «Application of the Miller cycle and turbo charging into a diesel engine to improve performance and decrease NO emissions». *Energy* 93 (2015), págs. 795-800.
- [81] GONCA, G. y B. SAHIN. «Effect of turbo charging and steam injection methods on the performance of a Miller cycle diesel engine (MCDE)». *Applied Thermal Engineering* 118 (2017), págs. 138-146.
- [82] HEANO, E., C. A. ROMERO-PIEDRAHITA y H. QUINTERO. «Sistematización de los cálculos de prediseño de los motores de combustión interna». *Revista UIS Ingenierías* 18.3 (2019), págs. 47-58.
- [83] MONTOYA, V. A. «Contribución al estudio experimental de la fricción pistón-camisa en un motor de combustión interna». Tesis doct. Universidad Politécnica de Madrid, 2008.
- [84] RICHARDSON, D. E. «Review of power cylinder friction for diesel engines». *J. Eng. Gas Turbines Power* 122.4 (2000), págs. 506-519.
- [85] YOUSSEF, A. M., G. CALDERBANK, I. SHERRINGTON, E. H. SMITH y H. RAHNEJAT. «A Critical Review of Approaches to the Design of Floating-Liner Apparatus for Instantaneous Piston Assembly Friction Measurement». *Lubricants* 9.1 (2021), pág. 10.

- [86] KAMIL, M., M. RAHMAN y R. A. BAKAR. «An integrated model for predicting engine friction losses in internal combustion engines». *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering* 9.1 (2014), págs. 1695-1708.
- [87] FERNÁNDEZ PILATAXI, C. J. y R. L. MENESES HUERA. «Modelado y análisis computacional del conjunto móvil de un motor de combustión interna alimentado con diésel y biodiésel». B.S. thesis. 2021.
- [88] RONDA GONZÁLEZ, J. M. «Modelado de las pérdidas mecánicas en motores Diesel de inyección directa». Tesis de lic. 2018.
- [89] STANLEY, R., D. TARAZA, N. HENEIN y W. BRYZIK. *A simplified friction model of the piston ring assembly*. Inf. téc. SAE Technical Paper, 1999.
- [90] MONTILLA, C. A., J. F. ARROYAVE, A. J. CORREA y J. P. CARDONA. «Medición De Par Motor En El Eje De Salida De Un Motor De Combustión Interna Alternativo». *Scientia et technica* 1.37 (2007).
- [91] BROOKE, L. «Targeting 40% BTE with advanced VCR». *Automotive Engineering*. 2017.
- [92] BAI-GANG, S., T. HUA-YU y L. FU-SHUI. «The distinctive characteristics of combustion duration in hydrogen internal combustion engine». *International Journal of Hydrogen Energy* 39.26 (2014), págs. 14472-14478.
- [93] MCE-5VCR1. «En route vers 50% de rendement». 2018.
- [94] FOURNIER ALDAPE, E., O. TENANGO PIRIN, Y. D. J. MARIACA BELTRÁN y L. A. RODRÍGUEZ PICÓN. «Análisis termoestructural de un pistón de motor de combustión interna con recubrimiento térmico». *Instituto de Ingeniería y Tecnología* (2020).
- [95] MCE-5. «Combustión pistón». Pushing back the fuel consumption reduction limits. 2013.
- [96] MCE-5. «Its piston is naturally cold». Pushing back the fuel consumption reduction limits. 2013.
- [97] MCE-5. «Actuator VCR». Pushing back the fuel consumption reduction limits. 2013.
- [98] MCE-5. «It has a wide control range». Pushing back the fuel consumption reduction limits. 2013.
- [99] MCE-5. «It's precise and controls VCR cylinder by cylinder». Pushing back the fuel consumption reduction limits. 2013.

- [100] MCE-5. «It's quick». Pushing back the fuel consumption reduction limits. 2013.
- [101] MCE-5. «Racks». Pushing back the fuel consumption reduction limits. 2013.
- [102] MCE-5. «Gearwheel». Pushing back the fuel consumption reduction limits. 2013.
- [103] MCE-5. «Synchronized roller». Pushing back the fuel consumption reduction limits. 2013.
- [104] MCE-5. «Connecting rod». Pushing back the fuel consumption reduction limits. 2013.
- [105] MCE-5. «Crankshaft». Pushing back the fuel consumption reduction limits. 2013.
- [106] ÑACATO SALAZAR, J. A. y F. S. CHALÁ PÉREZ. «Estudio comparativo del uso de biocombustible y gasolina en motores de ciclo Otto». B.S. thesis. QUITO/EPN/2008, 2008.
- [107] ÇENGEL, Y. A. y M. A. BOLES. *Termodinámica*. Ed. por T. M.-H. COMPANIES. 7.^a ed. McGraw-Hill, 2011.
- [108] MCE-5. «Synoptic scheme of the VCR strategies». Pushing back the fuel consumption reduction limits. 2013.
- [109] COCHESYCONCESIONARIOS.COM. «PEUGEOT 407 1.8 16V 125 CV CONFORT 4P». Prestaciones y dimensiones.
- [110] JIAO, K. y col. «Numerical simulation of air flow through turbocharger compressors with dual volute design». *Applied Energy* 86.11 (2009), págs. 2494-2506.
- [111] HARLEY, P., S. SPENCE, D. FILSINGER, M. DIETRICH y J. EARLY. «Meanline modeling of inlet recirculation in automotive turbocharger centrifugal compressors». *Journal of Turbomachinery* 137.1 (2015).
- [112] TORREGROSA, A. y col. «Local flow measurements in a turbocharger compressor inlet». *Experimental Thermal and Fluid Science* 88 (2017), págs. 542-553.
- [113] CHEN, H., I. HAKEEM y R. F. MARTINEZ-BOTAS. «Modelling of a turbocharger turbine under pulsating inlet conditions». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 210.5 (1996), págs. 397-408.

- [114] MOHTAR, H., P. CHESSE, A. YAMMINE y J. HETET. *Variable inlet guide vanes in a turbocharger centrifugal compressor: local and global study*. Inf. téc. SAE Technical Paper, 2008.
- [115] CASTILLO HERNÁNDEZ, P., A. MENDOZA DOMÍNGUEZ y P. CABALLERO MATA. «Análisis de las propiedades fisicoquímicas de gasolina y diesel mexicanos reformulados con Etanol». *Ingeniería, investigación y tecnología* 13.3 (2012), págs. 293-306.
- [116] QUIMBITA, A. y E. GUALLICHICO. «Determinación del potencial energético y mecánico del motor mazda f2 al utilizar los tipos de gasolina comercial empleados en el ecuador». *Latacunga: Universidad de las Fuerzas Armadas* (2017).
- [117] IEA. *Energy statistics manual*. Ed. por EUROSTAT. OECD Publishing, 2004.
- [118] CASTILLO HERNÁNDEZ, P y col. «Estudio de la propiedades fisicoquímicas de gasolina y diesel mexicanos con etanol al 10% y 15% en volumen». Tesis de lic. Instituto tecnológico y de estudios superiores de Monterrey, 2008.
- [119] REYES, G., J. IÑIGUEZ IZQUIERDO, W. PUPIALES, C. SORIA y J. YÉPEZ. «Estudio de emisiones contaminantes utilizando mezcla de gasolina e hidrogeno como combustible en un motor de combustión interna a 2800 msnm». *Revista Científica y Tecnológica UPSE* 5.1 (2018), págs. 19-28.
- [120] MENG, F. M., Y. Y. ZHANG, Y. Z. HU y H. WANG. «Thermo-elasto-hydrodynamic lubrication analysis of piston skirt considering oil film inertia effect». *Tribology international* 40.7 (2007), págs. 1089-1099.
- [121] LI, D. F., S. M. ROHDE y H. A. EZZAT. «An automotive piston lubrication model». *ASLE transactions* 26.2 (1983), págs. 151-160.
- [122] MENG, X. e Y. XIE. «A new numerical analysis for piston skirt–liner system lubrication considering the effects of connecting rod inertia». *Tribology International* 47 (2012), págs. 235-243.
- [123] ZHU, D., H. S. CHENG, T. ARAI y K. HAMAI. «A numerical analysis for piston skirts in mixed lubrication Part I Basic modeling». *ASME* (1992).
- [124] KOUREMENOS, D. ., C. D. RAKOPOULOS, D. T. HOUNTALAS y T. K. ZANNIS. *Development of a detailed friction model to predict mechanical losses at elevated maximum combustion pressures*. Inf. téc. SAE Technical Paper, 2001.

-
- [125] ZHU, D., Y.-Z. HU, H. S. CHENG, T. ARAI y K. HAMAI. «A numerical analysis for piston skirts in mixed lubrication part II deformation considerations». *ASME* (1993).
- [126] REZEKA, S. F. y N. A. HENEIN. «A New Approach to Evaluate Instantaneous Friction and Its Components in Internal Combustion Engines». *SAE Transactions* 93 (1984), págs. 932-944.

