



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
Instituto Tecnológico de Pachuca

“2015, Año del Generalísimo José María Morelos y Pavón”

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA

VARIACIÓN DE LA PRESIÓN EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN DE UN MCI CON RESPECTO DE LA POSICIÓN ANGULAR DEL CIGÜEÑAL

TESIS QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA
PRESENTA:

Ing. Cesáreo Vera González

DIRECTOR:

Dr. Luis Manuel Palacios Pineda

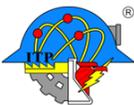
CO-DIRECTORES:

Dr. Celerino Reséndiz Rosas

Dr. Ignacio Ramírez Vargas

95 Páginas

Pachuca de Soto, Hidalgo a 6 de noviembre de 2015.



Carretera México-Pachuca Km. 87.5 A. P. 276 C.P. 42080, Col.
Venta Prieta, Pachuca, Hidalgo. Tels. : 7113073, 7113596, 7113140, 7115119,
7115538 Fax (01771)7113399 www.itpachuca.edu.mx





TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
Instituto Tecnológico de Pachuca

"2015, Año del Generalísimo José María Morelos y Pavón"

Pachuca, Hidalgo, **4/NOVIEMBRE/2015**

OFICIO No. DEPI-175-2015

**C. ING. CESÁREO VERA GONZÁLEZ
PRESENTE**

La que suscribe, Jefa de la División de Estudios de Posgrado e Investigación, comunica a Usted que se autoriza la Impresión de Tesis titulada:

"Variación de la presión en la cámara de combustión de un mci con respecto de la posición angular del cigüeñal"

Para obtener el grado de Maestro en Ingeniería Mecánica, una vez que han sido efectuadas las correcciones indicadas por el Jurado correspondiente.

Sin otro particular por el momento, quedo de Usted.

ATENTAMENTE

"EL HOMBRE ALIMENTA EL INGENIO EN CONTACTO CON LA CIENCIA"

**DRA. ERIKA OSIRIS ÁVILA DÁVILA
JEFA DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN**



SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA
TECNOLÓGICO NACIONAL
DE MÉXICO
I.T. PACHUCA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE
POSGRADO E INVESTIGACIÓN

C.p. Coordinación de Ingeniería Mecánica
Archivo
EOAD/Impp



Carretera México-Pachuca Km. 87.5 A. P. 276 C.P. 42080, Col.
Venta Prieta, Pachuca, Hidalgo. Tels. : 7113073, 7113596, 7113140, 7115119,
7115538 Fax (01771)7113399 www.itpachuca.edu.mx





TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
Instituto Tecnológico de Pachuca

"2015, Año del Generalísimo José María Morelos y Pavón"

División de Estudios de Posgrado e Investigación
Maestría en Ingeniería Mecánica
ACTA

Siendo las 13:00 horas del 22 de mayo de 2015, reunidos en el aula U10, el Consejo de Posgrado en Ingeniería Mecánica manifiesta la APROBACIÓN del trabajo de tesis titulado: *Variación de la presión en la cámara de combustión de un mci con respecto de la posición angular del cigüeñal*, con el siguiente contenido:

Resumen/Abstract
Nomenclatura
Introducción
Contenido
Índice de cuadros, gráficas y figuras.
1. Introducción
2. Marco Teórico
3. Procedimiento
4. Resultados
5. Análisis de resultados
Conclusiones y recomendaciones
Bibliografía
Apéndices

Para cubrir el requisito parcial correspondiente a TESIS para que el Ing. Cesáreo Vera González obtenga el grado de Maestría en Ingeniería Mecánica, bajo la dirección del Dr. Luis Manuel Palacios Pineda, profesor del posgrado en Ingeniería Mecánica de la División de Estudios de Posgrado e Investigación.

ATENTAMENTE

"EL HOMBRE ALIMENTA EL INGENIO EN CONTACTO CON LA CIENCIA"

EL CONSEJO DE POSGRADO

Dra. Enríque Osiris Ávila Dávila



Dr. Luis Manuel Palacios Pineda

Dr. Mario Emigdio Rodríguez

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA
TECNOLÓGICO NACIONAL
DE MÉXICO
I.T. PACHUCA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE

Castillo

Dr. Ignacio Ramírez Vargas

POSGRADO E INVESTIGACIÓN
Dr. Fernando Rosas

Dr. Abdiel Gómez Mercado



Carretera México-Pachuca Km. 87.5 A. P. 276 C.P. 42080, Col.
Venta Prieta, Pachuca, Hidalgo. Tels.: 7113073, 7113596, 7113140, 7115119,
7115538 Fax (01771)7113399 www.itpachuca.edu.mx



Índice

Índice	iii
Resumen.....	vii
Abstract	viii
Introducción	ix
Justificación	x
Planteamiento del problema	x
Hipótesis.....	x
Objetivo general.....	x
Objetivos específicos.....	xi
Simulación	xi
Capítulo 1 . Marco teórico.....	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Principios de funcionamiento de un motor de combustión interna.....	4
1.2.1. Ciclo Otto.....	5
1.2.2. Ciclo de cuatro tiempos.....	8
1.2.3. Generación de gases	8
1.2.4. Ciclo real	9
1.3. Generalidades de un motor combustión interna.....	10
1.3.1. Definición de motor de combustión interna.....	10
1.3.2. Modelación.....	11
1.3.3. Motor de cuatro tiempos	11
1.4. Componentes y relaciones importantes del motor combustión interna.....	12
1.4.1. Pistón.....	12
1.4.2. Biela.....	13
1.4.3. Cigüeñal	14
1.4.4. Leva	15
1.4.5. Cilindro	16
1.4.6. Culata	16
1.4.7. Válvulas	17
1.4.8 Swirl y tumble.....	17
1.5. Metodología	19
Variación de la presión en la cámara de combustión de un MCI con respecto de la posición angular del cigüeñal	iii

1.5.1.	Contexto de investigación	19
1.5.2.	Métodos e instrumentos.....	21
Capítulo 2 . Modelo analítico y consideraciones dinámicas.....		22
2.1.	Cinemática.....	22
2.2.	Dinámica.....	27
2.3.	Par de motor	28
2.4.	Análisis termodinámico.....	29
2.5.	Análisis CFD (Dinámica de fluidos computacional)	35
1.4.8	Metodología numérica.....	36
Capítulo 3 . Motor Ford Ranger.....		38
3.1.	Características de generales.....	38
Capítulo 4 . Modelación del motor		40
4.1.	Modelado de la cámara de combustión	40
4.1.	Modelado de las válvulas	46
4.2.	Unión de los modelos.....	50
Capítulo 5 . CFD (Dinámica de fluidos computacional)		52
4.1.	Modelado de flujo	52
Capítulo 6 . Resultados.....		55
5.1.	Resultados del modelo de la cámara de combustión obtenidos con el Programa ANSYS	55
5.2.	Contornos de velocidad	57
5.3.	Aerodinámica de flujo	62
5.4.	Comparación de gráficos de acuerdo a la modificación de las trayectorias de la levas ...	66
Conclusiones		68
Referencias.....		69
Anexo 1.....		70
Anexo 2.....		75
Anexo 3.....		76
Anexo 4.....		77

Figura 1. Presión estimada $\sigma=0.05$ (izquierda) y Presión estimada $\sigma=0.1$ (derecha).	1
Figura 2. Comparación de los diagramas de indicadores de resultados de los cálculos y resultados experimentales de motor diesel (WEI Haiqiao, 2011).	2
Figura 3. Comparación de la presión de la botella calculados obtenidos de los tres modelos numéricos (1-D, QD y CFD) con los medios para diferentes regímenes del motor ((E.G. Pariotis a, 2012)).	3
Figura 4. Gráfica de presión para 290 mm de longitud de entrada a 4000 rpm (Taylor, 2013).	4
Figura 5. Inyección de combustible directa e indirecta	5
Figura 6. Representación de relaciones de desplazamiento.....	7
Figura 7. Representación esquemática de la relación de compresión	7
Figura 8. Intercambio de gases	8
Figura 9. Diagrama de la distribución de ciclos real.....	9
Figura 10. Gráfica de desplazamiento y cruce de válvulas.....	9
Figura 11. Representación esquemática de los ciclos de funcionamiento de un motor	11
Figura 12. Pistón.....	13
Figura 13. Biela de Chevy 2003	13
Figura 14. Cigüeñal de Chevy 2003	14
Figura 15. Representación esquemática de la leva y su ubicación en el motor.	15
Figura 16. Perfil de una leva y las secciones que la componen.	15
Figura 17. Monoblock de un motor en línea, con la distribución de pistones.....	16
Figura 18. Cabeza de motor Ford Ranger.....	16
Figura 19. Válvulas de admisión y escape	17
Figura 20. Izquierda: movimiento de swirl producido cuando el flujo ingresa por una sola válvula de admisión. Derecha: movimiento de tumble generado cuando el flujo ingresa por ambas válvulas de admisión.....	18
Figura 21. Metodología de investigación	19
Figura 22. Mecanismo biela-manivela	22
Figura 23. Gráfica de desplazamiento del pistón.....	24
Figura 24. Gráfica de la velocidad del pistón.	25
Figura 25. Gráfica de la aceleración del pistón en función del giro del cigüeñal.....	26
Figura 26. Gráfica de las fuerzas alternas de 1° y 2° orden.....	27
Figura 27. Descomposición de fuerzas alternas para el cálculo del par del motor.	28
Figura 28. Gráfica del par del motor vs ángulo cigüeñal.....	29
Figura 29. Diagrama de balance térmico.	34
Figura 30. Cámara de combustión Ford Ranger (Instituto Mexicano del Petróleo (IMP)).	40
Figura 31. Croquis para generación de la cámara de combustión Ford Ranger (IMP).	41
Figura 32. Generación de trazos para la inserción de planos Ford Ranger (IMP).....	41
Figura 33. Planos creados perpendiculares a la imagen planta Ford Ranger (IMP).	42
Figura 34. Croquis para la generación de superficies o paredes límites de la Ford Ranger (IMP)....	42
Figura 35. Vista superior de la cámara de combustión de la Ford Ranger (IMP).....	43
Figura 36. Vista lateral del modelo Ford Ranger (IMP).	43
Figura 37. Vista superior de la cámara de combustión cerrada Ford Ranger (IMP).	44
Variación de la presión en la cámara de combustión de un MCI con respecto de la posición angular del cigüeñal	v

Figura 38. Modelo de la cámara de combustión Ford Ranger (IMP).	44
Figura 39. Generación de las entradas de admisión y escape.	45
Figura 40. Modelo acabado de la cámara de combustión (sólido).	45
Figura 41. Croquis de la válvula de admisión	46
Figura 42. Revolución del croquis de la válvula de admisión.....	46
Figura 43. Croquizado de la válvula de admisión usando una imagen.	47
Figura 44. Acabado sólido de la válvula de admisión.....	47
Figura 45. Generación del croquis para la válvula de escape.	48
Figura 46. Generación de croquis con una imagen.....	48
Figura 47. Revolución del croquis.	49
Figura 48. Válvula sólida acabada.	49
Figura 49. Ensamble de la cámara de combustión y válvulas.	50
Figura 50. Corte del modelo en el que se muestra el asentamiento de la válvula de admisión.	50
Figura 51. Asentamiento de la válvula de admisión.	51
Figura 52. Análisis de flujo en puerto de admisión (Ford Ranger).	52
Figura 53. Análisis de flujo en frío (Ford Ranger).	53
Figura 54. Mallado de la geometría del motor Ford Ranger.....	54
Figura 55. Desplazamiento de válvulas	55
Figura 56. Vectores de velocidad a 360° de la posición del cigüeñal (cruce de válvulas).....	56
Figura 57. Líneas de corriente de velocidad a 270° de la posición del cigüeñal.	56
Figura 58. Contorno de velocidades a de 0.25° de la posición del cigüeñal.	57
Figura 59. Contorno de velocidades a 0.25° de la posición del cigüeñal avance mínimo.....	58
Figura 60. Contorno de velocidades a 208° de la posición del cigüeñal.	58
Figura 61. Contorno de velocidades a 260° de la posición del cigüeñal.	59
Figura 62. Contorno de velocidades a 316° de la posición del cigüeñal.	59
Figura 63. Contorno de velocidades a 368° de la posición del cigüeñal.	60
Figura 64. Contorno de velocidades a 420.12° de la posición del cigüeñal.	60
Figura 65. Contorno de velocidades a 476.12° de la posición del cigüeñal.	61
Figura 66. Contorno de velocidades a 528.12° de la posición del cigüeñal.	61
Figura 67. Contorno de velocidades a 688.12° de la posición del cigüeñal.	62
Figura 68. Vectores de velocidad a 390° de la posición del cigüeñal.....	63
Figura 69. Líneas de corriente a 390° de la posición del cigüeñal.	63
Figura 70. Vectores de velocidad a 420.125° de la posición del cigüeñal.....	64
Figura 71. Líneas de corriente a 420.125° de la posición del cigüeñal.....	64
Figura 72. Vectores de velocidad a 450.125° de la posición del cigüeñal.....	65
Figura 73. Líneas de corriente a 450.125° de la posición del cigüeñal.....	65
Figura 74. Variación de la presión con respecto al giro del cigüeñal.	66
Figura 75. Relación de remolino durante un ciclo completo.	66
Figura 76. Relación de caída del volumen control.	67
Figura 77. Relación de caída transversal del volumen de control	67

Resumen

En este trabajo se presenta el análisis de la cámara de combustión de un motor de combustión interna (MCI), en línea marca Ford para modelos Ranger 94 de 2.3 litros. Este motor es utilizado en el Instituto Mexicano del Petróleo (IMP) para realizar diversas pruebas a combustibles y sus aditivos se encuentran completamente instrumentados. Se realizó una cuidadosa medición de la cámara de combustión a partir de la caracterización de diversos planos de la cámara. Se elaboró el dominio computacional mediante un software de diseño. Se utilizaron técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), para evaluar el desempeño de la cámara. Mediante el uso de nuestro modelo se determina la variación de la presión durante un ciclo completo de operación del MCI con respecto a la ubicación de la posición del cigüeñal. De la misma manera se obtuvo la visualización del comportamiento de la relación de remolino y caída, parámetros fundamentales para asegurar una alta eficiencia en la combustión. Para la realización del modelo de volumen finito, que correspondería al área de flujo del motor, se midieron la cámara de combustión, las entradas de admisión y escape, las válvulas de admisión y escape y el cilindro del monoblock. Para el desarrollo del volumen de fluido que representa el dominio computacional de nuestro motor se utilizó el programa de modelado SolidWorks 2014. Mediante las medidas de la cámara de combustión y se trazaron planos para poder realizar su reconstrucción en el modelo computacional.

Para el análisis de flujo se utilizó el programa Fluent 15.0, a través del módulo IC-ENGINE para ver el comportamiento del fluido en el interior del motor, en el cual se cargó el dominio computacional. Para la discretización del dominio se empleó una malla dinámica, que permite captar el cambio de volumen de la cámara durante la operación; es decir, de acuerdo con el desplazamiento del pistón el volumen de la cámara va aumentando o reduciendo su volumen de acuerdo a la etapa del ciclo. Con este modelo se obtuvo la distribución de la presión durante la operación completa del motor, el comportamiento de la relación de vorticidad horizontal y vertical y el campo de velocidades.

Abstract

In this abstract I will present the analysis of the combustion chamber of an internal combustion engine (MCI), in line marks for models Ford Ranger 94 of 2.3 liters. This engine is used in the Mexican Institute of petroleum (IMP) to perform various tests on fuels and additives that are completely instrumented. Careful measurement of the combustion chamber from the characterization of different planes of the camera where made. The computational domain using a design software was developed. Dynamics of computational fluids (CFD) techniques were used to evaluate the performance of the camera. Using our model I determined the pressure variation during a full cycle of operation of the MCI according to the location of the crankshaft position. In the same way I obtained display of the behavior of the relationship of swirl and tumble ratio, basic parameters to ensure high efficiency in the combustion.

For the realization of the model of finite volume, which would correspond to the flow of the engine area, the combustion chamber, entries of intake and exhaust, intake and exhaust valves and the cylinder in the monoblock were measured. SolidWorks 2014 modeling program was used for the development of the volume of fluid that represents the computational domain of our engine. Through the actions of the combustion chamber, plans have been traced to its reconstruction in the computational model.

The Fluent 15.0 program was used to analyze the flow analysis, through the module IC-ENGINE you can see the behavior of the fluid on the inside of the engine, in which the computational domain is loaded. The discretization of the domain used a dynamic mesh that captures the change in volume of the Chamber during the operation; i.e. in accordance with the movement of the piston Chamber volume is increasing or decreasing volume according to the stage of the cycle. With this model the pressure distribution was obtained during the whole operation of the engine, the behavior of the relationship swirl and tumble ratio and the velocity field.

Introducción

En la presente tesis se determinará la presión en el cilindro de un motor de combustión interna (MCI) y la influencia que tiene el ángulo del cigüeñal sobre esta y otros factores relevantes que contribuyen en el correcto funcionamiento de un motor que opera a tres mil revoluciones por minuto. La finalidad es determinar de qué manera se puede hacer más eficiente un MCI debido que en la carrera de expansión todavía algo de metano no quemado permanece en la cámara de combustión debido a la falta de accesibilidad de oxígeno en el tiempo.

Un motor es una máquina térmica cuya función es convertir la energía calorífica generada por la quema de un combustible en energía mecánica. Un MCI puede ser de explosión o compresión. En este trabajo se analizará uno a gasolina o encendido por chispa (explosión). El cigüeñal es una pieza importante en el funcionamiento o encendido de motor de combustión interna ya que recibe toda la fuerza generada en la explosión y la convierte en movimiento rotativo.

Ciclos operativos con respecto al movimiento del cigüeñal

Primera fase (admisión)

Movimiento del pistón del punto muerto superior (P.M.S.) al punto muerto inferior (P.M.I.) que es el punto más bajo de su recorrido. En esta fase el cigüeñal ha hecho un giro de 180° que sería un tiempo, y se ha producido la aspiración de una mezcla de oxígeno y combustible (válvula de admisión abierta).

Segunda fase (compresión)

El pistón cambia del P.M.I. hasta el P.M.S., compresión de mezcla aire-combustible, cambios de presión (13 a 14 bar) y temperatura (200°C). Giro del cigüeñal a otros 180° (vuelta completa).

Tercera fase (explosión)

Combustión originada por una chispa, cambios de presión (23 a 24 bar) y temperatura (2000°C). Movimiento del pistón del P.M.S a P.M.I. lo que origina un giro del cigüeñal a 180° (generación de trabajo).

Cuarta fase (escape)

Abertura de la válvula de escape, cambio de posición del pistón del P.M.I. a P.M.S. recorrido del cigüeñal a 180° (completado dos giros con esta fase).

Justificación

Con base en la posición angular del cigüeñal se evaluará el ciclo de funcionamiento de un motor a gasolina, específicamente lo que sucede en el interior del cilindro durante dicho proceso, con el fin de obtener la presión y con ello la temperatura, cambio de volumen, etc. Por lo cual fue importante obtener un modelo del motor a trabajar para observar su comportamiento real.

En este análisis se considera la reacción que ocurre durante la explosión. Mediante el presente trabajo se pretende evaluar el modelo de un MCI Ford Ranger y manara que influye su determinada geometría u operación en el comportamiento del fluido entrante. Los resultados podrán ser usados para modificar los asientos o modificación de entradas de válvulas con el fin de tener una mezcla más homogénea y mejor combustión.

Planteamiento del problema

En un motor a gasolina Ford Ranger 2.3 litros modelo 94 se recrearán la presión en el cilindro, temperatura, cambio de volumen y combustión en función del ángulo del cigüeñal con el propósito de conocer o acercarse a su operación real, su influencia en otros factores que inciden en la operación de un MCI encendido por chispa como lo son rendimiento, emisiones de calor, transferencia de calor a las paredes cilindro, el cambio de entropía, y la duración de la combustión para diferentes velocidades del motor.

En función del cigüeñal se pretende determinar cuál es el funcionamiento óptimo del motor Ford Ranger 2.3 litros modelo 94. Además que factores y en qué grado influyen para esos resultados a las siguientes variables: duración de la combustión, mezcla aire-combustible y relación de compresión.

Todo mediante diferentes análisis como analítico, numérico y experimental, con el fin de hacer comparaciones y poder estimar la el comportamiento de un MCI así como posibles fallas que se pudieran dar en su vida útil.

Hipótesis

- En qué grado influye el cigüeñal en la compresión de flujo en el cilindro, para controlar y optimizar el resultado de la combustión.
- Entre los diferentes análisis que se usarán para monitorear el comportamiento en el interior de los cilindros, en cuál de las 2 simulaciones se tienen mejores resultados y en qué medida se obtiene mayores resultados en la eficiencia del motor.
- En qué medida la modificación de entrada y salida de válvulas modificara los resultados con respecto al funcionamiento normal del motor.
- El comportamiento del swirl en la segunda simulación será positivo y contribuirá a una mejor mezcla.

Objetivo general

Obtención de los fenómenos que ocurren en el interior del cilindro de un motor, mediante la obtención de imágenes que otorguen conocimiento de la generación, desarrollo y

comportamiento de flujo y turbulencia en el motor Ford Ranger modelo 94. Mediante los resultados obtenidos se podrán interpolar en otras geometrías para generar una metodología que nos permita simular la operación de un MCI.

Objetivos específicos

Obtener el valor de la presión al interior del cilindro de un MCI modelo Ford Ranger 2.3 litros modelo 94 a 1800 rpm con respecto al ángulo del cigüeñal. Este análisis considera el efecto de la presión, temperatura, cambio de volumen y combustión que ocurre al interior de este sistema.

Determinar los parámetros de funcionamiento de un motor a gasolina con respecto a su diseño.

Simulación

Para el presente trabajo que es el análisis de la presión, temperatura, cambio de volumen y combustión en el interior de un cilindro en función del ángulo del cigüeñal se utilizara el software de FLUENT 15.0 para conocer su comportamiento.

Capítulo 1 . Marco teórico

En este capítulo se abordarán temas referentes a trabajos similares en el análisis de flujo en motores de combustión interna, funcionamiento, partes más relevantes y como se llevó a cabo tal investigación.

1.1. Antecedentes

Para el presente estudio, fue necesario, documentarse en trabajos similares con el fin de agrupar antecedentes de modelamiento y simulaciones de motores de combustión interna. A continuación se describen algunos de estos trabajos.

- Estudio numérico de la presión en el cilindro en un motor de combustión interna [5] Este trabajo presenta el modelo diferencial de la presión dentro del cilindro de un motor de combustión interna. Donde la carrera de compresión se analizó por la ley de Fourier para el modelado de la presión del cilindro. Una función desconocida aparece en el coeficiente de esta ecuación que es se aproxima por una B-spline cúbica. Para estimar parámetros desconocidos, se utiliza el algoritmo de Levenberg-Marquardt modificado. La solución numérica del problema directo se utiliza para simular la medición de la presión.

Las “ventajas” de este modelo es que se puede resolver mediante análisis inverso con ninguna información acerca de volumen de gas en el cilindro o especificación de los gases contenidos en la cámara del cilindro. Los resultados obtenidos muestran el comportamiento de la presión obtenida mediante el análisis numérico y el comportamiento real en un motor (Figura 1. Presión estimada $\sigma=0.05$ (izquierda) y Presión estimada $\sigma=0.1$ (derecha)).

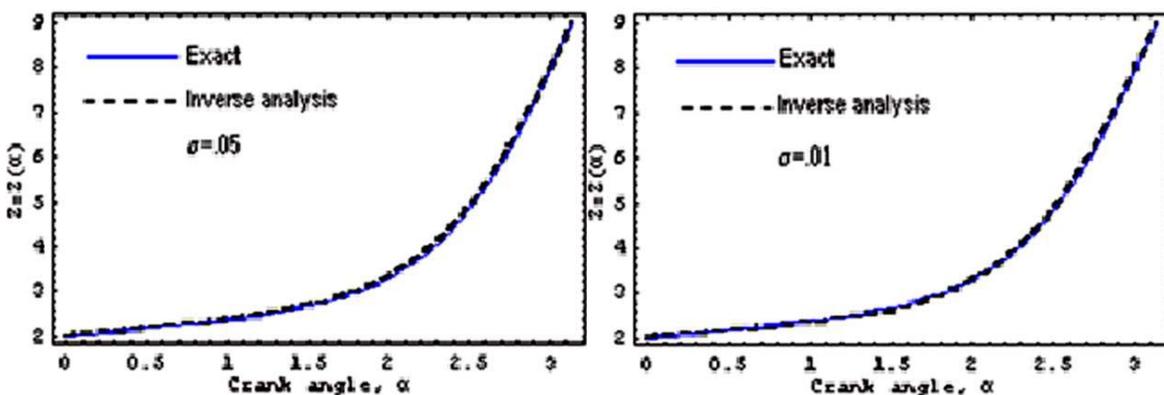


Figura 1. Presión estimada $\sigma=0.05$ (izquierda) y Presión estimada $\sigma=0.1$ (derecha).

- Un modelo de simulación para un motor monocilindro de tiempos de encendido por chispa alimentados con combustibles alternativos [4].

El modelo de la simulación se usó para establecer los parámetros de rendimiento de motores de encendido por chispa, alimentados con una gama de combustibles (gasolina, etanol, o hidrógeno) y de su mezcla.

El modelo matemático y la simulación que se desarrollaron, fue probado y verificado con los datos experimentales para simular un ciclo de 4 tiempos de un motor de encendido por chispa alimentados con gasolina, etanol, o hidrógeno como un único combustible, o su mezcla. Los resultados obtenidos del análisis demostraron la capacidad del modelo para predecir satisfactoriamente el rendimiento y emisiones del motor en funcionamiento. La comparación entre los resultados del modelo actual y los resultados experimentales fueron satisfactorios.

- Cálculo sobre cilindro fluctuación de la presión mediante el uso de la ecuación de onda en el Programa de KIVA [1]:

Mediante el estudio de la presión en la cámara de combustión se puede obtener el ruido de la combustión, golpeteo y fluctuaciones. En base a efectos de proceso en el proceso de combustión en la cámara de combustión en el cilindro, la presión es tratada mediante la ecuación de onda. El mecanismo de fluctuación de presión es tratado de manera tridimensional con la ecuación de onda acústica y el modelo de campo de flujo en el programa KIVA. La curva de fluctuación de la presión del cilindro, campo de temperatura y campo acústico se obtienen a partir del cálculo acoplado de la ecuación de onda y el programa KIVA (Figura 2).

De acuerdo a los resultados de fluctuación de presión del cilindro se puede calcular correctamente con la ecuación de onda.

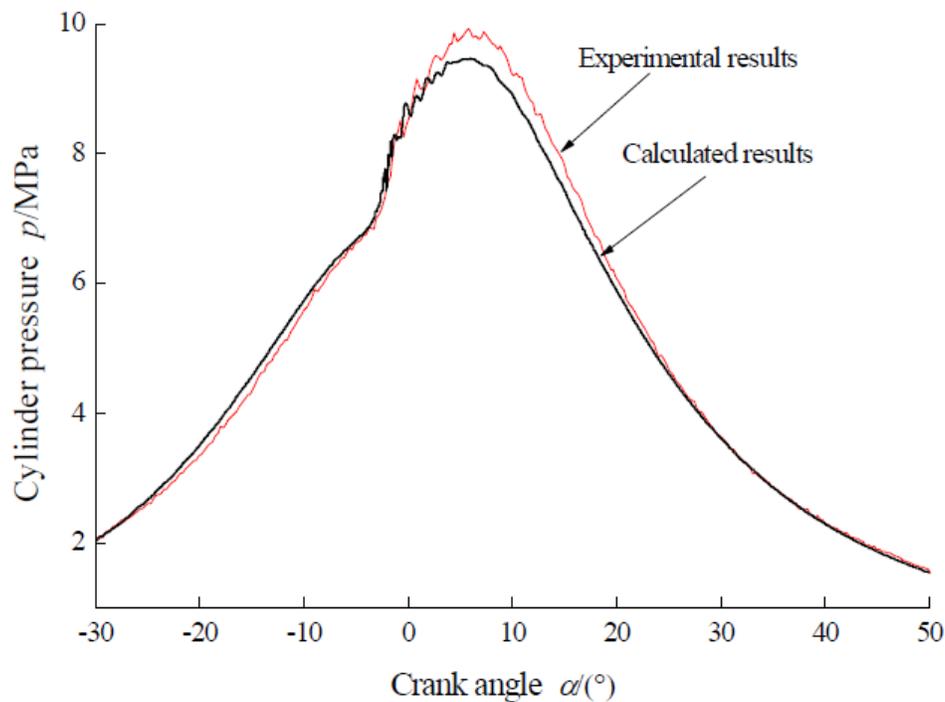


Figura 2. Comparación de los diagramas de indicadores de resultados de los cálculos y resultados experimentales de motor diesel (1).

- Análisis comparativo de los tres modelos de simulación aplicada en un motor de combustión interna motorizada [2]:

En este trabajo se hace una evaluación comparativa entre tiempo de cálculo y los resultados obtenidos utilizando tres modelos computacionales de geometría dinámica. Las simulaciones se corren bajo condiciones de operación del motor en el rango de 1200-3000 rpm. El primer modelo es un modelo termodinámico de una sola zona, el segundo es un modelo cuasi-dimensional híbrido, y el tercero es un modelo de dinámica de fluidos computacional (CFD). A partir del análisis realizado se concluye que el modelo de una sola zona calcula con una precisión razonable la presión en el cilindro, pero subestima el pico en el cilindro que significa que la temperatura del gas cerca del centro muerto superior (TDC). Su principal característica ventajosa es el tiempo de cálculo muy bajo (1 s) en comparación con el 6 min y 20 h requeridas por los modelos cuasi-dimensionales y CFD, respectivamente. Por otro lado, el modelo cuasi-dimensional proporciona información relativa a la distribución local de la temperatura en el cilindro, y describe cualitativamente correctamente la forma como el diseño del cilindro afecta a los campos de flujo en el interior del cilindro y temperatura, como se revela mediante la comparación de sus resultados con los obtenidos con los correspondientes al modelo CFD más precisa pero que consume mucho tiempo (Figura 3).

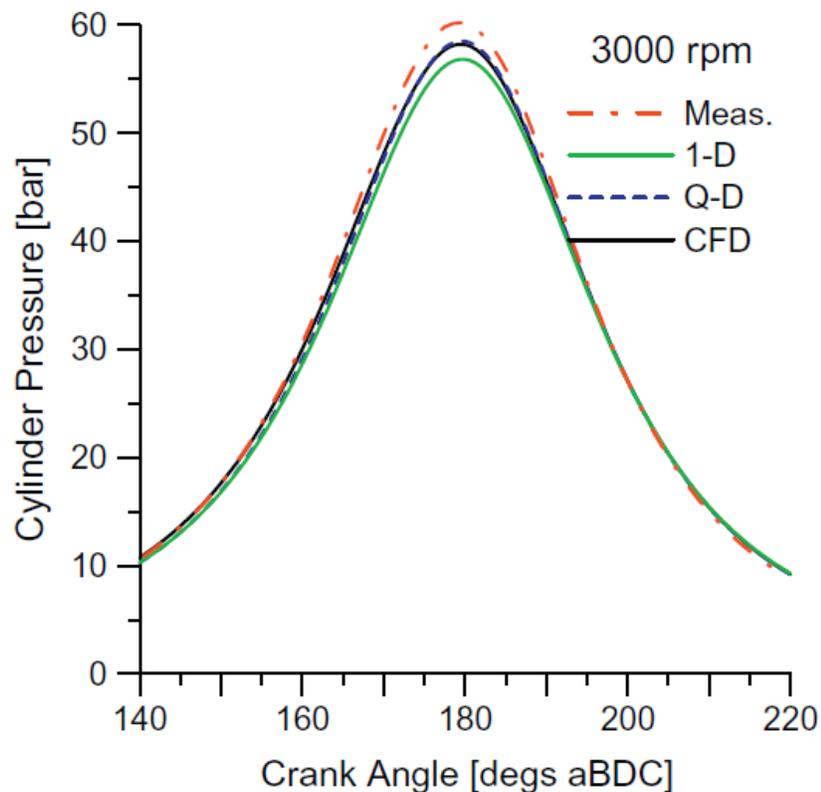


Figura 3. Comparación de la presión de la botella calculados obtenidos de los tres modelos numéricos (1-D, QD y CFD) con los medios para diferentes regímenes del motor (2)).

- La simulación por ordenador de procesos de flujo de motor de combustión interna [3]:

En este artículo se presenta un código informático para la simulación de procesos internos del motor de combustión. El objetivo principal del código es servir como una herramienta para el diseño de los colectores de entrada y de salida de los motores de combustión. El código está construido alrededor a partir de un modelo termodinámico de combustión de dos zonas que se vincula a un método inestable cuasi unidimensional de las características de la tubería, modelo de flujo y un modelo para el eje del cigüeñal. Las predicciones de la potencia del cigüeñal entregado por un motor de combustión interna calculado por medio del código se comparan favorablemente con los resultados medidos (Figura 4).

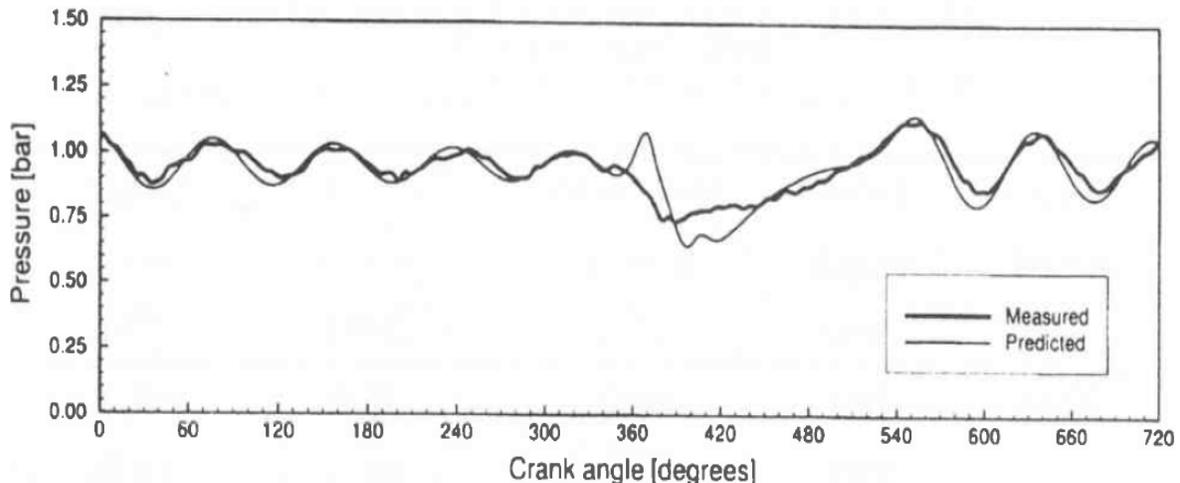


Figura 4. Gráfica de presión para 290 mm de longitud de entrada a 4000 rpm (3).

- Determinación del número de ciclos para el análisis de la presión real en el interior del cilindro de motores de combustión interna [7]:

Aquí el enfoque principal del autor es determinar el número de ciclos mínimo suficiente en diversas condiciones de funcionamiento de un motor de encendido por chispa utilizando el test de Levene. Los resultados mostraron que 50 ciclos son suficientes para hacer un cálculo preciso del ciclo de presión media en diversas condiciones de funcionamiento del motor.

Otros estudios importantes son:

- Modelado del motor de un motor de combustión interna con Twin Cam Phasing Independiente [4]:
- Fundamentos de Ingeniería del motor de combustión interna [9]:
- Simulaciones de flujos turbulentos en motores de combustión interna [10]:

1.2. Principios de funcionamiento de un motor de combustión interna

En este apartado se abordará los principios en los que se basa el funcionamiento de los motores de combustión interna, su clasificación, relaciones y requerimientos para la combustión.

1.2.1. Ciclo Otto

El ciclo Otto de cuatro tiempos, es un ciclo termodinámico. Este ciclo consume una mezcla aire-combustible que es comprimida y que es encendida por una chispa eléctrica. La admisión y escape está controlada por las válvulas.

El ciclo de funcionamiento se realiza en 4 tiempos:

- Admisión
- Compresión
- Expansión
- Escape

Cada ciclo es completado por dos vueltas del cigüeñal que está dado por 720° .

1.2.1.1. Clasificación del ciclo Otto

Los motores a ciclo Otto pueden clasificarse de acuerdo a la mezcla que utilizan:

- Motor Otto de inyección indirecta: la mezcla que genera está dada por la relación de 14.7 kilogramos de aire por cada kilogramo de combustible y requiere que su composición sea la misma.
- Motor Otto de inyección directa: este tipo de motor basa su funcionamiento de dos modos diferentes, que corresponde de acuerdo al tipo de mezcla que utilicen y el momento en que se lleve a cabo cada una. Que puedes ser:
 - Modo estratificado pobre/carrera de compresión.
 - Modo homogéneo/carrera de admisión.

En la Figura 5 se puede apreciar los dos tipos de motores Otto correspondiente al tipo de mezcla que utiliza:

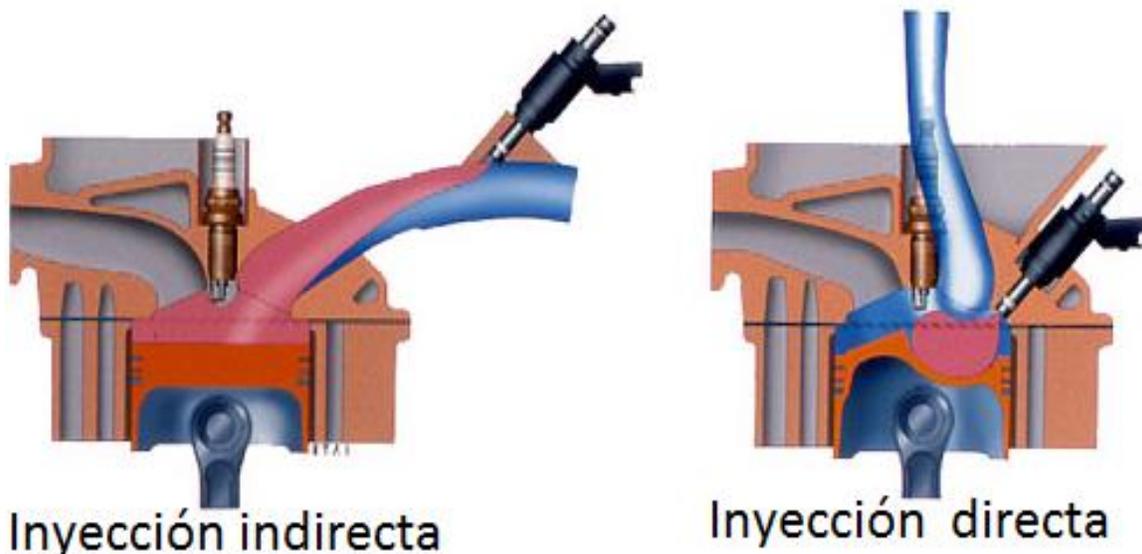


Figura 5. Inyección de combustible directa e indirecta

1.2.1.2. *Combustible*

El motor Otto usa generalmente gasolina, que tiene un poder calorífico que ronda en promedio 10,400 kcal por cada kilogramo. El número de octanaje define la cantidad de energía que puede producir; a mayor octanaje se reduce el riesgo de autoencendido.

1.2.1.3. *Preparación de mezcla*

La mezcla aire-combustible se realiza en el conducto de admisión, cuyo final es el cilindro en el primer tiempo que es la admisión. El combustible es pulverizado y dosificado por el sistema de inyección y es mezclado con el aire. La combinación de estos dos elementos se da en una proporción de 14.7 kg de aire por cada kilogramo de combustible, el cual puede estar determinada por lo siguiente:

- Mezcla pobre de combustible de máximo rendimiento (18/1).
- Mezcla rica de combustible de máxima potencia (12.5/1).

1.2.1.4. *Encendido*

La combustión de la mezcla aire-combustible se lleva a cabo al final de la carrera de compresión, iniciada por la chispa generada eléctricamente en la bujía, debida al sistema de encendido, antes de que el pistón llegue al punto muerto superior. La presión máxima de la explosión se alcanza cuando el pistón está en el P.M.S.

1.2.1.5. *Regulación de carga*

La cantidad de mezcla está regulada de acuerdo a las necesidades de funcionamiento del motor, pero manteniendo la relación aire-combustible. La cantidad de aire esta demandada por el pedal del acelerador, que entre mayor sea la abertura se obtiene mayor cantidad de mezcla, el cual aumenta la energía que se obtiene en la combustión.

1.2.1.6. *Desplazamiento del motor*

- Carrera: es la distancia que recorre el pistón del punto muerto superior al punto muerto superior.
- Punto muerto superior (P.M.S): es el punto más alto de recorrido del pistón dentro del cilindro, donde cambia su sentido en su movimiento alterno.
- Punto muerto inferior (P.M.I.): es el punto más bajo de recorrido del pistón dentro del cilindro, donde cambia a su sentido en su movimiento alterno.
- Volumen del cilindro: es el espacio en el cual se desplaza el pistón del P.M.S. al P.M.I. y que depende tanto de la carrera (L) como del diámetro (D) del cilindro, cuya relación está dada por la expresión (1.1):

$$V_u = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L \quad (1.1)$$

- Cilindrada total: es el volumen unitario por la cantidad de cilindros que constituye el motor y se obtiene mediante la ecuación (1.2):

$$V_T = V_u \cdot N_c \tag{1.2}$$

En la Figura 6 se muestra esquemáticamente el desplazamiento del pistón y las relaciones descritos anteriormente.

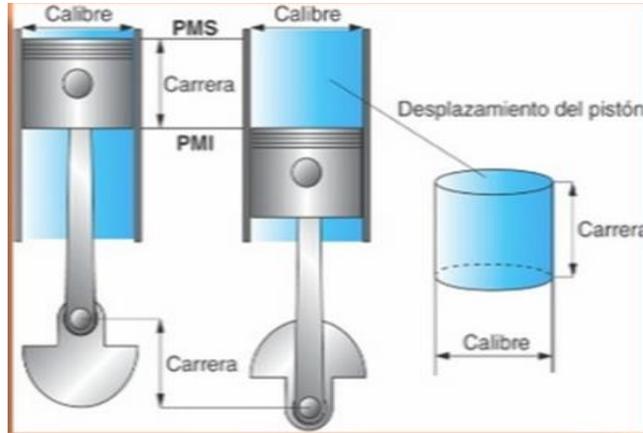


Figura 6. Representación de relaciones de desplazamiento

1.2.1.7. Relación de compresión

La relación de compresión (Figura 7) se genera entre el volumen que ocupa la mezcla aire-combustible en el cilindro cuando el pistón está en el punto muerto inferior, y el volumen que ocupa cuando se sitúa en el P.M.S., esto depende de la presión y la temperatura final de compresión.

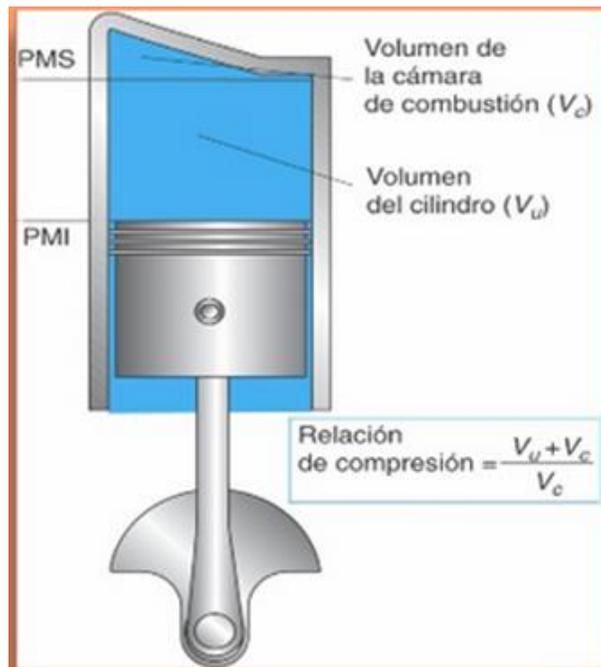


Figura 7. Representación esquemática de la relación de compresión

1.2.2. Ciclo de cuatro tiempos

El ciclo de trabajo de 4 tiempos, es completado por 4 carreras del pistón el cual realiza operaciones diferentes. Los ciclos operativos son:

- Admisión
- Compresión
- Explosión
- Escape

Solo en la es la explosión se genera trabajo, la fuerza generada es recogida por el volante de cuya masa es capaz de almacenar energía cinética que la transmite para la generación de los otros 3 tiempos.

1.2.3. Generación de gases

Esta interacción se lleva a cabo en los tiempos de admisión y escape, que es la combinación en el cilindro de la mezcla de combustible y los gases generados en la combustión. Dependiendo de la expulsión de los residuos depende la eficiencia del motor, para obtener una mezcla fresca para un mayor rendimiento. Este periodo debe realizarse en un periodo muy corto para aumentar la optimización del proceso. En la Figura 8 se aprecia el cruce de válvulas, en el cual hay interacción de dos ciclos.

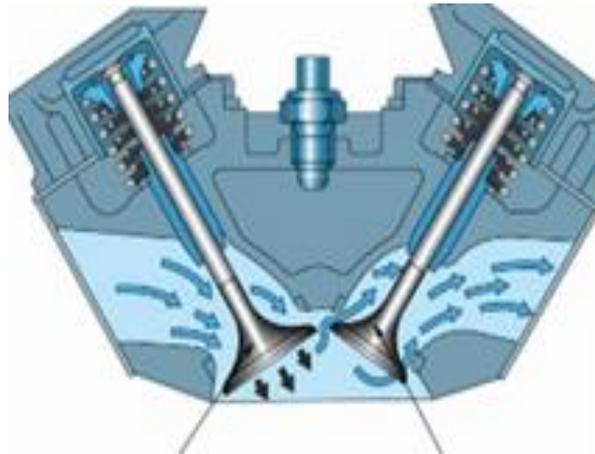


Figura 8. Intercambio de gases

1.2.3.1. Cotas de distribución

Las cotas de distribución marcan el cruce de válvulas (Figura 8). Es el periodo en el que se encuentran abiertas, el cual está determinado en grados del giro cigüeñal de acuerdo al P.M.S. y el P.M.I. También está determinado por las características constructivas del motor. Esto se muestra en la Figura 9 llamada diagrama de distribución y el desplazamiento de las válvulas se puede ver en la Figura 10.

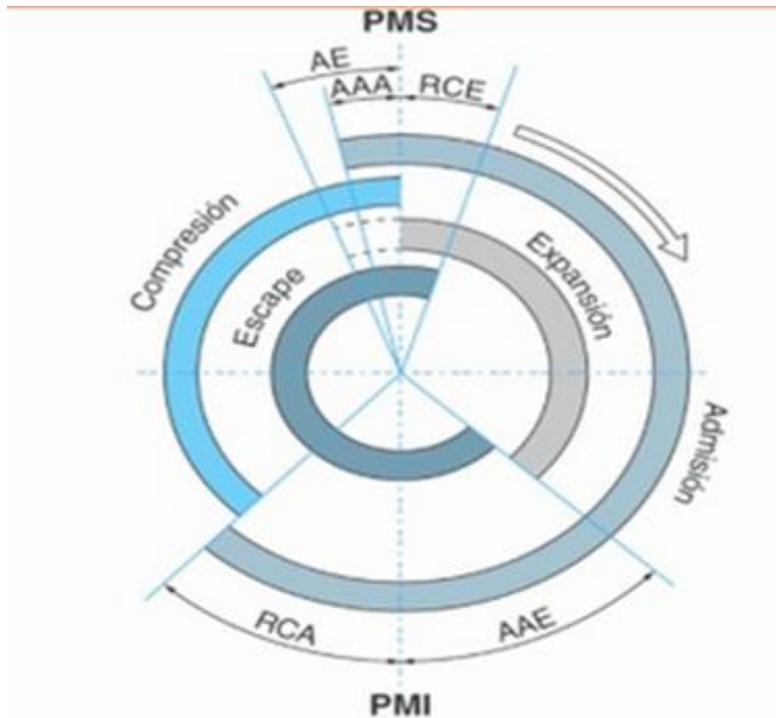


Figura 9. Diagrama de la distribución de ciclos real

- AAE: avance a la apertura de escape.
- RCE: retraso al cierre del escape.
- AAA: avance a la apertura de admisión.
- RCA: retraso al cierre de admisión.

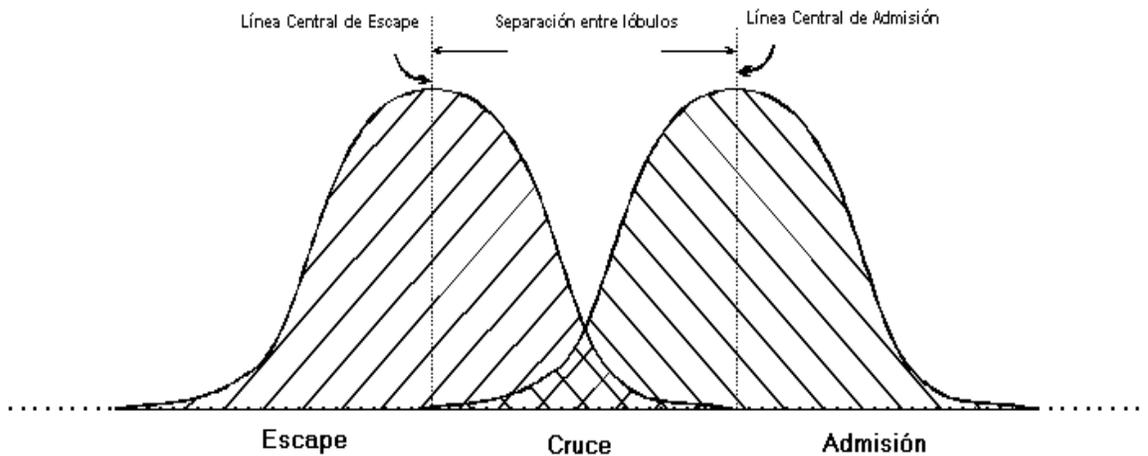


Figura 10. Gráfica de desplazamiento y cruce de válvulas.

1.2.4. Ciclo real

El ciclo de funcionamiento real de un motor, representa las condiciones adecuadas en el que otorga su mayor rendimiento posible con relación al consumo de combustible. La razón por la cual no coincide con el ciclo Otto se debe a:

- Las pérdidas de calor que son muy relevantes en el ciclo real, y que es causada por transferencia hacia las paredes, uso de refrigerante para mantener una temperatura adecuada para el funcionamiento del pistón.
- Tiempo de apertura y cerrado de las válvulas que teóricamente se da en tiempos instantáneos, pero realmente tarda demasiado, por consiguiente se adelantan los tiempos de entrada y salida de las válvulas lo que provoca la pérdida de trabajo efectivo.
- Combustión no instantánea lo que causa pérdida de trabajo útil.
- Pérdidas de presión.

Para compensar estos inconvenientes que impiden la eficiencia efectiva teórica, se modifica la distribución de adelantado y retraso de las válvulas, que permiten la entrada y salida de fluido operante.

Esta modificación en la distribución es conocida como reglaje de distribución que son los siguientes:

- Avance a la apertura de escape (AAE): Permite que la presión interna baje y que cuando inicie el escape la válvula este completamente abierta, evitando estrangulamiento en la salida, para que los gases se evacúen sin problemas.
- Retraso al cierre del escape (RCE): Mejora la expulsión de los gases, el cual ayuda desechar los residuos, para que no haya impedimento de la admisión de mezcla aire-combustible fresco.
- Avance a la apertura de admisión (AAA): Contribuye a que la válvula abra antes de que el pistón llegue al P.M.S. para permitir la entrada de carga libremente.
- Retraso al cierre de admisión (RCA): Obtiene que la válvula cierre antes que el pistón llegue al P.M.I.

1.3. Generalidades de un motor combustión interna

En esta sección se aborda temas sobre la definición de un motor, su clasificación, constitución o modelación de su funcionamiento, ciclo y tiempo del motor Ford Ranger, componentes más importantes que la integran como lo son: pistón, biela, cigüeñal, leva, cilindro, culata y válvulas. Las partes del cual se hacen mención son aquellos que inciden de manera más directa en el flujo o lo que ocurre en el interior del motor.

1.3.1. Definición de motor de combustión interna

Es una máquina que obtiene energía mecánica directamente a partir de la generación de la energía química que se produce por la ignición de combustible en la cámara de combustión, la parte principal de un motor.

1.3.1.1. Tipos de motores

Los MCI se dividen de acuerdo a las siguientes características: ciclos de funcionamiento, el método de carga del cilindro, el combustible utilizado, diseño general (posición y el número de cilindros, el método de ignición, velocidad de rotación, etc.), y método de la refrigeración del motor. Ejemplos de la clasificación de motores:

- Aplicación
- Diseño
- Ciclo de trabajo
- Diseño y ubicación de las válvulas
- Combustible
- Método de preparación de la mezcla
- Método de ignición
- Diseño de la cámara de combustión
- Método de control de carga
- Método de enfriamiento

1.3.2. Modelación

En un MCI, el mecanismo pistón-biela-manivela es el encargado de transformar el movimiento lineal del pistón, ocasionado por la expansión de los gases de combustión, en movimiento circular del cigüeñal mediante la biela, que a la vez está unido a estos por articulaciones en sus extremos; gracias a este mecanismo se logra desarrollar los cuatro procesos del ciclo de trabajo (admisión, compresión, expansión, escape).

1.3.3. Motor de cuatro tiempos

Un motor de cuatro tiempos es un MCI de ciclo Otto o ciclo del Diésel, que precisa cuatro, o en ocasiones cinco, carreras del pistón o émbolo para completar el ciclo termodinámico de combustión. En la Figura 11 está representado el ciclo de funcionamiento Otto a gasolina.

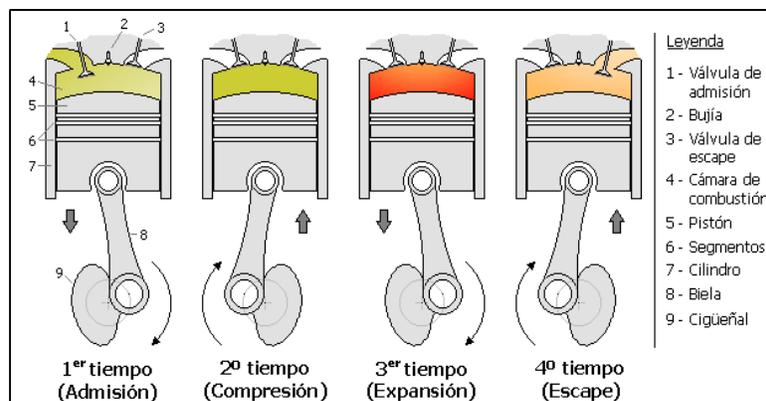


Figura 11. Representación esquemática de los ciclos de funcionamiento de un motor

1.3.3.1. Ciclos de funcionamiento:

1. Primer tiempo o admisión:

En esta fase el descenso del pistón aspira la mezcla aire combustible en los motores de encendido provocado o el aire en motores de encendido por compresión. La válvula de

escape permanece cerrada, mientras que la de admisión está abierta. En el primer tiempo el cigüeñal gira 180° y el árbol de levas da 90° y la válvula de admisión se encuentra abierta y su carrera es descendente.

2 Segundo tiempo o compresión:

Al llegar al final de la carrera inferior, la válvula de admisión se cierra, comprimiéndose el gas contenido en la cámara por el ascenso del pistón. En el 2º tiempo el cigüeñal da 360° y el árbol de levas da 180° , y además ambas válvulas se encuentran cerradas y su carrera es ascendente.

3 Tercer tiempo o explosión/expansión:

Al llegar al final de la carrera superior el gas ha alcanzado la presión máxima. En los motores de encendido provocado o de ciclo Otto salta la chispa en la bujía, provocando la inflamación de la mezcla, mientras que en los motores diésel, se inyecta a través del inyector el combustible muy pulverizado, que se auto inflama por la presión y temperatura existentes en el interior del cilindro. En ambos casos, una vez iniciada la combustión, esta progresa rápidamente incrementando la temperatura y la presión en el interior del cilindro y expandiendo los gases que empujan el pistón. Esta es la única fase en la que se obtiene trabajo. En este tiempo el cigüeñal gira 180° mientras que el árbol de levas gira 90° respectivamente, ambas válvulas se encuentran cerradas y su carrera es descendente.

4 Cuarto tiempo o escape:

Cuando el pistón llega al P.M.I. comienza la cuarta fase que consiste en abrir la válvula de escape, y con la inercia que el cigüeñal ha acumulado sube hasta el P.M.S. empujando los gases viciados por la combustión a través de los conductos de escape. Y con el recorrido de 180° más se han realizado dos vueltas de cigüeñal en la que solo se ha producido trabajo en media vuelta.

1.4. Componentes y relaciones importantes del motor combustión interna

Para el análisis de la variación de la presión en el presente estudio solo se hará énfasis en las partes que inciden en mayor proporción en el funcionamiento del motor. En las figuras 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18 y 19 se muestran de manera general las partes que integran un motor.

1.4.1. Pistón

Los pistones forman la parte inferior de la cámara de combustión en el cilindro. El pistón (Figura 12) transfiere al cigüeñal la potencia generada al quemar la mezcla de aire y combustible.



Figura 12. Pistón

La parte superior del pistón se conoce como cabeza del pistón. La parte superior del pistón contiene varias ranuras donde se instalan los anillos de compresión y de aceite. La parte inferior del pistón, debajo de las ranuras de los anillos, se llama falda. Las superficies de empuje de la falda del pistón guían al pistón en el diámetro interior del cilindro e impiden que el pistón se mueva hacia uno u otro lado en el cilindro. La mayoría de los pistones tienen una marca en un lado o en la parte superior para identificar el lado del pistón que queda hacia el frente del motor.

1.4.2. Biela

La biela (Figura 13) es la parte del motor que recibe el empuje del pistón y transfiere el movimiento al cigüeñal. El perno del pistón está conectado al extremo pequeño de la biela que es el medio de transferencia de movimiento pistón-biela. El extremo grande de la biela se conecta al cigüeñal con la tapa de cojinete de la biela.



Figura 13. Biela de Chevy 2003

1.4.3. Cigüeñal

Es la pieza del motor que recoge el esfuerzo de la explosión, y lo convierte en movimiento rotativo. Se construye generalmente en acero cementado, y templado con aleaciones de cromo y níquel. Además se les da un recubrimiento especial a los apoyos de bancada y muñequillas de biela llamado nitruración. En la Figura 14 se presenta un cigüeñal y las partes que lo constituyen.



Figura 14. Cigüeñal de Chevy 2003

Partes de un cigüeñal:

- Apoyo de bancada: son los puntos donde apoya y sustenta el cigüeñal con el bloque motor. Por norma general es de 3 o 5 apoyos en un motor de cuatro cilindros, siendo de la misma anchura, a excepción del más próximo al volante de inercia que es de mayores dimensiones.
- Muñequilla de biela: (también llamados codos de cigüeñal) determinan la carrera del motor. Son los puntos que acoplan las bielas, y no siempre son del mismo diámetro debido a pequeñas diferencias en el proceso de mecanizado (pueden variar 0.02 mm).
- Contrapeso: su misión es la de equilibrar lo mejor posible el cigüeñal. Se colocan en sentido opuesto a la muñequilla de biela correspondiente, y su peso es normalmente el del codo del cigüeñal. Suelen presentar formas que no perjudiquen al giro del mismo, aunque en la actualidad los contrapesos no chocan nunca con el depósito de aceite que hay en el cárter del motor. Normalmente en el primer o último contrapeso se encuentran las letras, números o códigos de identificación de las medidas de los apoyos de bancada y de biela del cigüeñal.
- Orificios de equilibrado: para ajustar el equilibrado del cigüeñal se realizan unos taladros de diferente profundidad, y normalmente el mismo diámetro en los extremos de los contrapesos.

Arandelas de juego axial (lateral): es necesario el uso de más arandelas que limiten el juego lateral del cigüeñal, principalmente debido al movimiento del propio cigüeñal cuando se acciona el embrague, y estas arandelas tienen siempre posición de montaje.

1.4.4. Leva

Es un elemento mecánico que recibe energía convertida en movimiento angular cuya función es transmitir movimiento y potencia a otro elemento, llamado seguidor, para que éste desarrolle una trayectoria de acuerdo al perfil de la leva. El diseño de su superficie es ideal para transmitir potencia por contacto directo, transformando un movimiento de entrada en oscilación, traslación o ambos, del seguidor. En la Figura 15 se observa una leva de disco acoplada a un seguidor de rodillo.

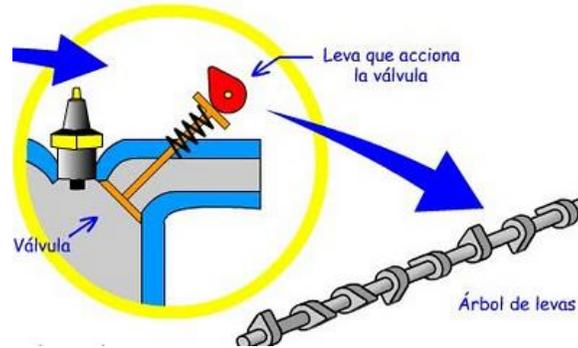


Figura 15. Representación esquemática de la leva y su ubicación en el motor.

Las dimensiones fundamentales de una leva son (Figura 16): la elevación máxima que se encuentra entre nueve y once milímetros y de la cual depende el valor de la sección de paso a través de la válvula; el ángulo de acción a que está determinado por la siguiente ecuación (1.3).

$$a = \frac{\text{anticipo} + 180^\circ + \text{retraso}}{2} = a_i + a_b \tag{1.3}$$

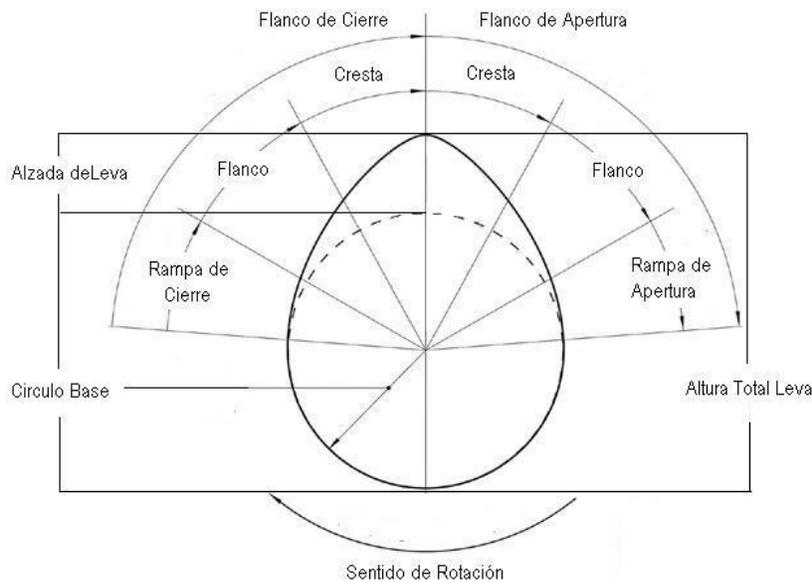


Figura 16. Perfil de una leva y las secciones que la componen.

El radio R del círculo base (12 - 15 mm); el radio de cabeza r (no mayor a 3 mm); la longitud del flanco que se encuentra entre 13 mm y 15 mm; el juego P que es aproximadamente 0,5 mm y el radio reducido $R_1=R-p$.

1.4.5. Cilindro

Es el lugar donde se aloja el pistón y lo conduce en su movimiento y es el elemento central del sistema de compresión. Aquí es donde se genera la fuerza mecánica del motor que se transforma luego en movimiento del vehículo. Su forma está determinada directamente por el tipo de motor y sus características como la cantidad de cilindros y la potencia. En la Figura 17 se puede apreciar la parte superior del monoblock del motor y cómo están distribuidos los tiempos determinados por la posición de los pistones.

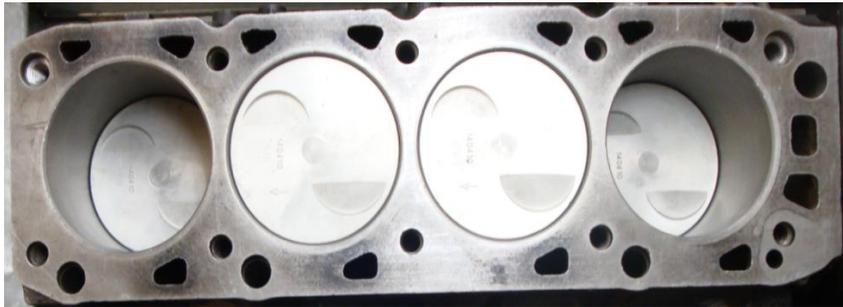


Figura 17. Monoblock de un motor en línea, con la distribución de pistones.

Los cilindros pueden estar constituidos en un mismo bloque del motor o que posean encamisados que se sitúan en el bloque. Para conservar una temperatura estable alrededor de la totalidad del cilindro los bloques son construidos de forma que existan unas camisas de agua alrededor de todos los cilindros.

1.4.6. Culata

Esta pieza es una de las más importantes del motor (Figura 18) por la función que desempeña y su diseño es complejo por los requerimientos que debe cumplir. Puede haber una para todos los cilindros (motores pequeños), o una para cada cilindro o par de cilindros (motores más grandes).



Figura 18. Cabeza de motor Ford Ranger

La culata llega a contener otros elementos como pueden ser:

- Conductos de admisión y de escape: estos conductos empalman con los colectores de admisión y escape
- Asientos de válvula: suelen ser postizos de material duro y resistente al choque.
- Guías de válvulas: Es la pieza sobre la cual desliza la válvula, suele ser de aleaciones especiales y mecanizadas con gran precisión para conseguir un buen centrado y mínimas fugas.
- Circuitos de refrigeración: tienen que ser de tal manera que minimicen las tensiones térmicas debidas a grandes diferencias de temperatura entre puntos muy próximos.
- Junta de culata: sirve para evitar las fugas en la unión entre cilindro y culata, también sirve de junta en las uniones de los conductos de agua y aceite entre bloque y culata.

1.4.7. Válvulas

Las válvulas (Figura 19) son las encargadas de regular el fluido entrante o saliente de la cámara de combustión durante el proceso de renovación de la carga y desecho de residuos.

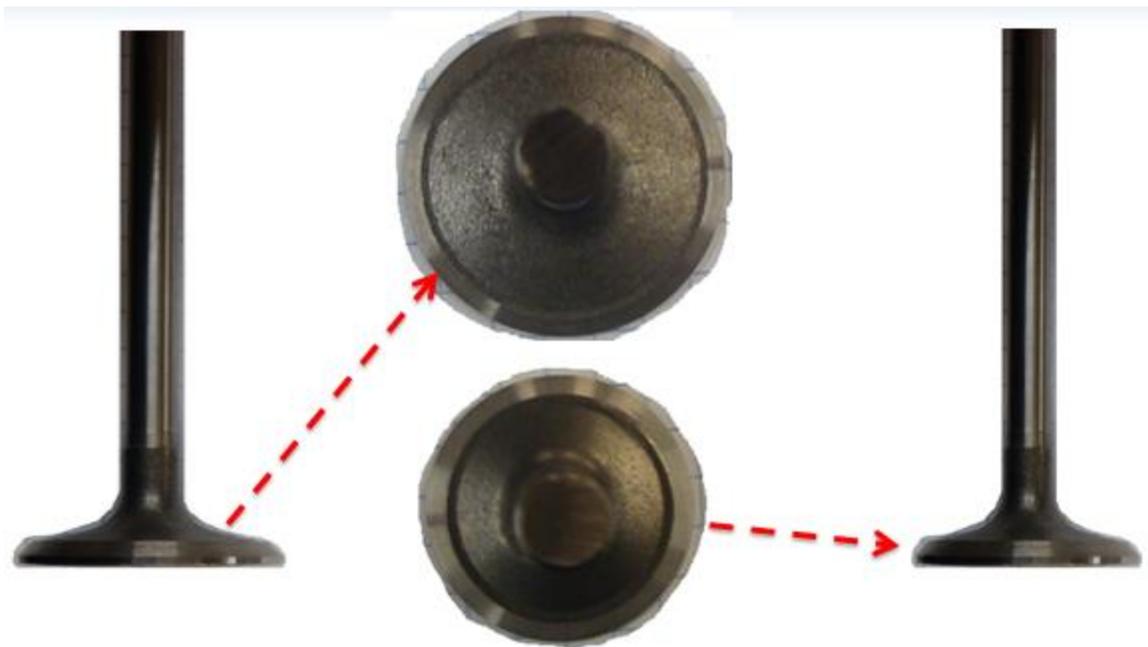


Figura 19. Válvulas de admisión y escape

La válvula que más desgaste sufre o que es mayormente ocupada es la de escape por que la temperatura del fluido cuando pasa por ella es muy alta.

1.4.8 Swirl y tumble

El swirl o vorticidad vertical es la rotación de fluido alrededor de un eje paralelo al eje del cilindro [Figura 20, izquierda]. Dependiendo de la forma de la cámara de combustión,

puede no descomponerse cuando el pistón llega al PMS y no se descompone y no genera turbulencia, también son provechosos para estratificar la carga, otro artificio para intensificar turbulencia.

La estratificación de la carga consiste en separar las zonas de mayor riqueza de mezcla de las zonas más pobres. Para lograrlo es necesario orientar la turbulencia de forma selectiva. Si el swirl sobrevive al PMS, entonces forma un núcleo de vórtice altamente turbulento rodeado en forma coaxial por otro vórtice de muy baja turbulencia. Si se induce a que la mezcla ingrese al vórtice coaxial de baja turbulencia, permanecerá allí y no se distribuirá al resto del cilindro. En la ignición, el frente de llama estará primero en el vórtice axial de baja turbulencia, y su propagación será lenta, pero enseguida se dirige hacia el estrato de mezcla más pobre en el núcleo de alta turbulencia, donde se quemara y propagara rápidamente.

El tumble o vorticidad horizontal es el comportamiento característico de los motores con cuatro válvulas por cilindro [Figura 20, derecha], y consiste en un movimiento de rotación alrededor de un eje que es normal al eje del cilindro, este vorticidad se descompone en micro turbulencia a medida que el pistón se acerca P.M.S., aumentando la energía cinética turbulenta dentro del cilindro.

El tumble se descompone en forma de turbulencia y se da a medida que el pistón se aproxima al PMS, cuando se acorta la distancia entre el pistón y la cámara de combustión, aún se mantienen pequeños vórtices del tamaño del espacio nocivo del cilindro, así el vórtice termina por descomponerse en turbulencia.

Esta descomposición del tumble instantes antes del PMS el vórtice cambia de eje, en el se produce un flujo caótico altamente turbulento.

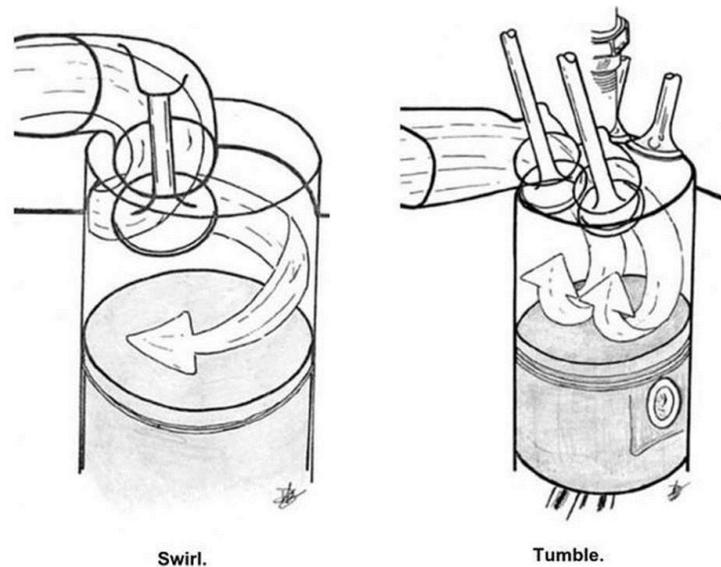


Figura 20. Izquierda: movimiento de swirl producido cuando el flujo ingresa por una sola válvula de admisión. Derecha: movimiento de tumble generado cuando el flujo ingresa por ambas válvulas de admisión.

1.5. Metodología

En la metodología se muestra la manera en la que se ha llevado esta investigación y los procesos que se necesitaron para lograr el entendimiento del tema como los fueron: información referente a la problemática, solución, métodos e instrumentos para su solución.

1.5.1. Contexto de investigación

El desarrollo de la tesis de grado “VARIACIÓN DE LA PRESIÓN EN LA CAMARA DE COMBUSTION DE UN MCI CON RESPECTO DE LA POSICIÓN ANGULAR DEL CIGÜEÑAL”, podrá ser usado como modelo explicativo el cual ayudará a entender y comprender de manera un poco más realista los fenómenos que interactúan dentro del cilindro de un MCI presentes en el estudio del cambio de la presión de acuerdo al giro del cigüeñal.

En el análisis de este modelo se permite incluir parámetro reales que inciden en un motor durante su funcionamiento, realizando así un análisis profundo de su comportamiento.

Esta tesis se enfocara en el análisis y la recolección de datos medibles, haciéndose énfasis en el cambio de presión con respecto al movimiento angular del cigüeñal.

A continuación se describe las fases de nuestro proyecto (Figura 21) que contribuyeron en el estudio numérico de la variación de presión.

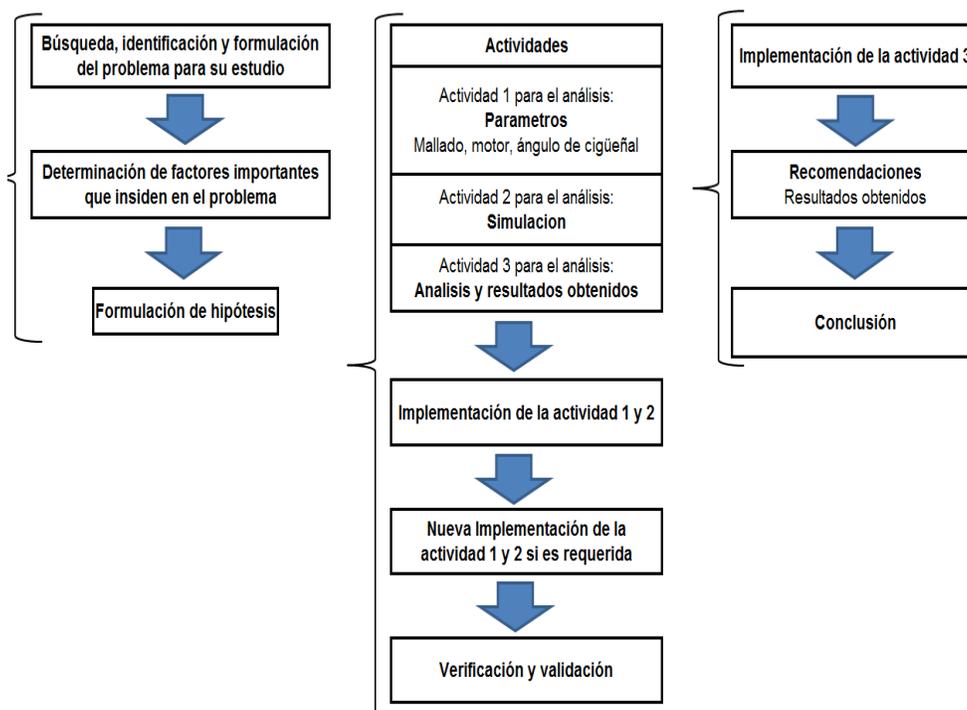


Figura 21. Metodología de investigación

El trabajo de tesis que tiene como objeto el análisis numérico de un MCI a gasolina de cuatro tiempos consta de tres partes que se complementan entre sí. A continuación se explicarán los puntos que constituyen el estudio y las actividades que contribuyen a la solución del mismo.

Como primer punto primordial del estudio se tiene el problema a tratar y sus posibles soluciones. La primera parte está integrada por los pasos:

- **Búsqueda, identificación y formulación del problema**

La parte esencial de este punto es la formulación del problema, que es la idea y la manera en el que se actuara, o hace referencia a la situación o estado de la cuestión que queremos cambiar o mejorar.

La pregunta que se centra para el estudio es ¿de qué manera puede contribuir el ángulo del cigüeñal para un mejor rendimiento para un MCI? O si nuestra propuesta ¿podría contribuir en la eficiencia de un motor?

- **Determinación de los factores importantes que inciden en el problema**

En este punto se hace una descripción del funcionamiento de un motor a gasolina de cuatro tiempos; se revisan los factores críticos que contribuyen a que la máquina tenga un rendimiento óptimo en su ciclo operativo.

En la presente tesis de grado, en esta sección se hace mención al objeto de estudio: “VARIACIÓN DE LA PRESIÓN EN LA CAMARA DE COMBUSTION DE UN MCI CON RESPECTO DE LA POSICIÓN ANGULAR DEL CIGÜEÑAL”, cuyo inicio se tiene mediante la obtención de la geometría y las condiciones iniciales de acuerdo a los datos técnicos del motor a analizar.

En este enclave, es donde se obtiene la información que nos ayudará al entendimiento del problema a tratar, como lo es la geometría, parámetros térmicos y mecánicos. Y se cuestiona ¿cómo se puede mejorar el rendimiento de un motor de acuerdo al cigüeñal?

Para ello se realiza el proceso de análisis, que de acuerdo a los resultados se obtienen parámetros que ayudarán a mejorar las características geométricas con el fin de emitir recomendaciones.

- **Hipótesis**

- En qué grado el cigüeñal influye en la compresión de flujo en el cilindro, para controlar y optimizar el resultado de la combustión.
- Entre los diferentes análisis que se usarán para monitorear el comportamiento en el interior de los cilindros, en cuál de las 2 simulaciones se tienen mejores resultados y en qué medida se obtiene mayores resultados en la eficiencia del motor.
- En qué medida la modificación de entrada y salida de válvulas modificara los resultados con respecto al funcionamiento normal del motor.

- El comportamiento del swirl en la segunda simulación será positivo y contribuirá a una mejor mezcla.

- **Actividad general**

En la actividad general se basa en los parámetros o requerimientos que vienen preestablecidos por el programa ANSYS-Workbench en el módulo de MCI. Por ello se dividió en tres actividades con un orden y que cada una depende de otra, con el objetivo dar resultados más reales. Las tres actividades son:

- **Pre-procesamiento**

En la actividad 1, se selecciona el motor con el cual se trabajará, parámetros de funcionamiento real, la geometría, el mallado y ciclos operativos con respecto al ángulo del cigüeñal; este paso es el más importante para el análisis numérico.

- **Simulación**

En la actividad 2 se realiza la simulación en el software Fluent 15.0, a través del módulo IC-ENGINE.

- **Pos-procesamiento**

En la actividad 3 se realiza la verificación de que los datos obtenidos en la simulación sean coherente de acuerdo a los parámetros modificados como la carrera de las válvulas y mediante la comparación entre los datos se compararan las mejoras.

En la implementación de la actividad 3 se hace el análisis, la interpretación, de los resultados obtenidos, se sacan las conclusiones y se emiten recomendaciones.

1.5.2. Métodos e instrumentos

El método utilizado para la comprensión del funcionamiento del ciclo operativo de un motor de combustión interna a gasolina fue por medio de la simulación que permite ver detalladamente cómo ocurre dicho proceso.

Los instrumentos que se emplearon para la tesis son:

- **Ayudas electrónicas:** Videos explicativos del funcionamiento de motores y tutoriales para hacer simulaciones, imágenes que graficaban el comportamiento de un MCI.
- **Análisis de documentos:** Se hizo análisis de tesis, libros y artículos referente a motores de combustión interna su estudio y trabajos de acuerdo al tema.

Capítulo 2 . Modelo analítico y consideraciones dinámicas iniciales

En este capítulo se hace referencia a los principales modelos matemáticos que han sido desarrollados para el estudio del comportamiento de operación de un motor, que son los que principalmente se usan para entender su mecanismo.

2.1. Cinemática

El mecanismo biela-manivela (Figura 22) es la parte esencial del estudio de la presión. Gracias a ella, la fuerza química de la combustión es transformada en energía mecánica, por el pistón que la transmite al cigüeñal.

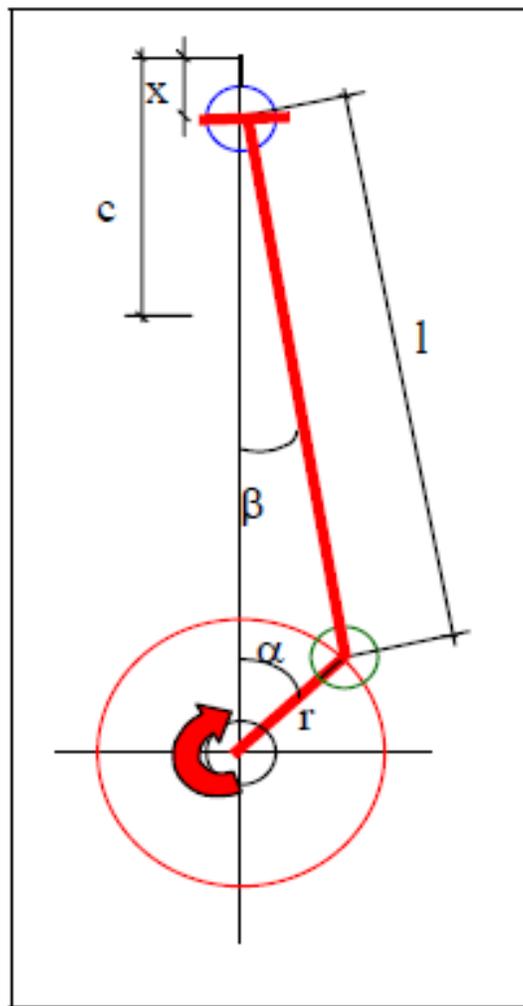


Figura 22. Mecanismo biela-manivela

l = Longitud de la biela.

r = Radio de la manivela.

C = Carrera del pistón.

x = Posición del pistón referida al punto muerto superior.

α = Angulo girado por el cigüeñal desde el punto muerto superior.

β = Angulo que forma la biela con el eje del cilindro.

Con el propósito de conocer los parámetros velocidad y aceleración, es necesario determinar la ecuación que involucre la posición del pistón correspondiente a la posición angular de cigüeñal. Dicha ecuación es la siguiente:

$$x = r (1 - \cos \alpha) + l (1 - \cos \beta) \quad (2.1)$$

En la expresión anterior (2.1), x que es la posición del pistón se encuentra en función de α y β , el cual se encuentra indeterminado si se desea calcular en función de la posición angular del cigüeñal.

De acuerdo al ángulo formado por la biela y la manivela, en el cual ambas partes son las hipotenusas de los triángulos que crean, trigonométricamente se obtiene:

$$r \cdot \sin \alpha = l \cdot \sin \beta \Rightarrow \sin \beta = \frac{r \sin \alpha}{l} \quad (2.2)$$

Donde la relación de la longitud de la biela y el cigüeñal es representada por λ cuyo valor de manera general es de 0.33 en los motores actuales, mediante la ecuación (2.2) se puede calcular:

$$\lambda = \frac{r}{l} \Rightarrow \sin \beta = \lambda \sin \alpha \Rightarrow \beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha) \quad (2.3)$$

De la expresión anterior se obtiene β en cualquier posición de α , donde $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$. Al sustituir $\sin \beta$ por α , queda:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \quad (2.4)$$

Al integrarlo en la ecuación del desplazamiento del pistón en función del cigüeñal (ec. 2.1) se tiene:

$$x = r (1 - \cos \alpha) + l (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}) \quad (2.5)$$

La gráfica de la ecuación (2.5) que determina la posición del pistón de acuerdo al ángulo de girado del cigüeñal, se puede ver en la Figura 23.

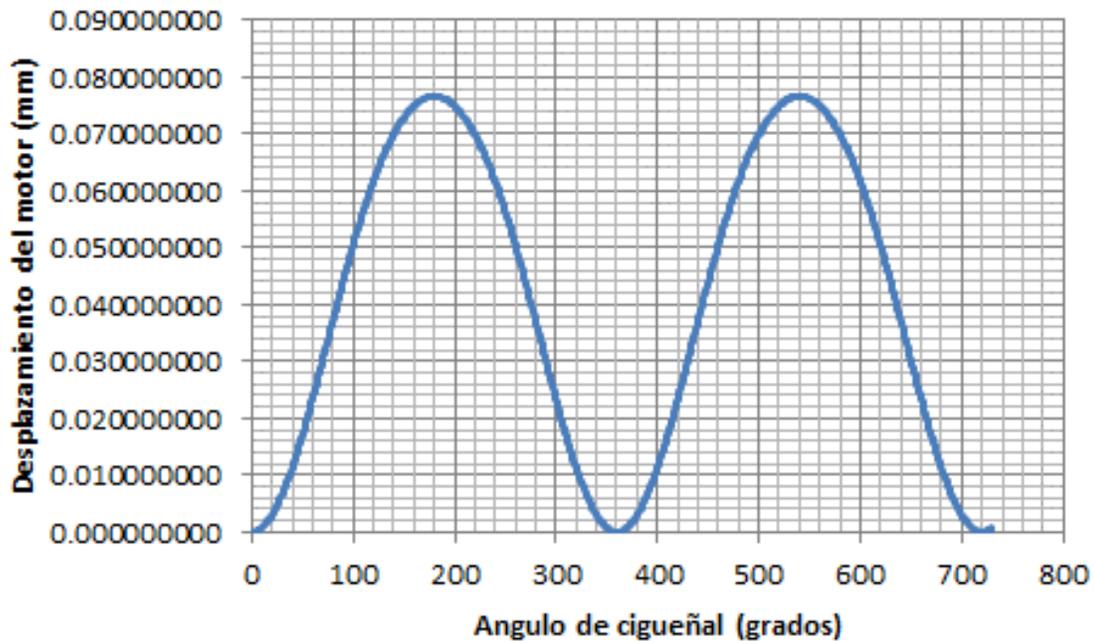


Figura 23. Gráfica de desplazamiento del pistón

Para obtener la velocidad (\dot{x}) del pistón en cualquier tiempo se tiene que hallar la derivada del espacio con respecto al tiempo, mediante la expresión (2.6):

$$\dot{x} = dx/dt \quad (2.6)$$

Sabiendo que:

$$l = \frac{r}{\lambda} \quad (2.7)$$

Se obtiene que:

$$x = r (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}) \quad (2.8)$$

Teniendo que x está dada en función de α , nos da:

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (2.9)$$

Si se considera la velocidad como constante queda:

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} \quad (2.10)$$

$$\dot{x} = r \left(\sin a + \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{\lambda^2 \cdot 2 \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \alpha}{2\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right) \omega \tag{2.11}$$

La velocidad angular es expresada en rad/s.

Considerando que r es menor que l y que el valor máximo de $\sin^2 \alpha$ es la unidad, se puede despreciar $\lambda^2 \sin^2 \alpha$ y la velocidad del pistón se obtiene de manera más sencilla con la ecuación (2.12) siguiente:

$$\dot{x} = \omega r (\sin a + \lambda \sin a \cos a) \tag{2.12}$$

Como:

$$\sin a + \cos a = \frac{\sin 2a}{2} \tag{2.13}$$

La velocidad del pistón \dot{x} queda expresada en la ecuación (2.14):

$$\dot{x} = \omega r \left(\sin a + \frac{1}{\lambda} \cdot \sin 2a \right) \tag{2.14}$$

La Figura 24 representa gráficamente la expresión (2.14) en el cual esta expresada la velocidad del pistón de acuerdo al giro del cigüeñal.

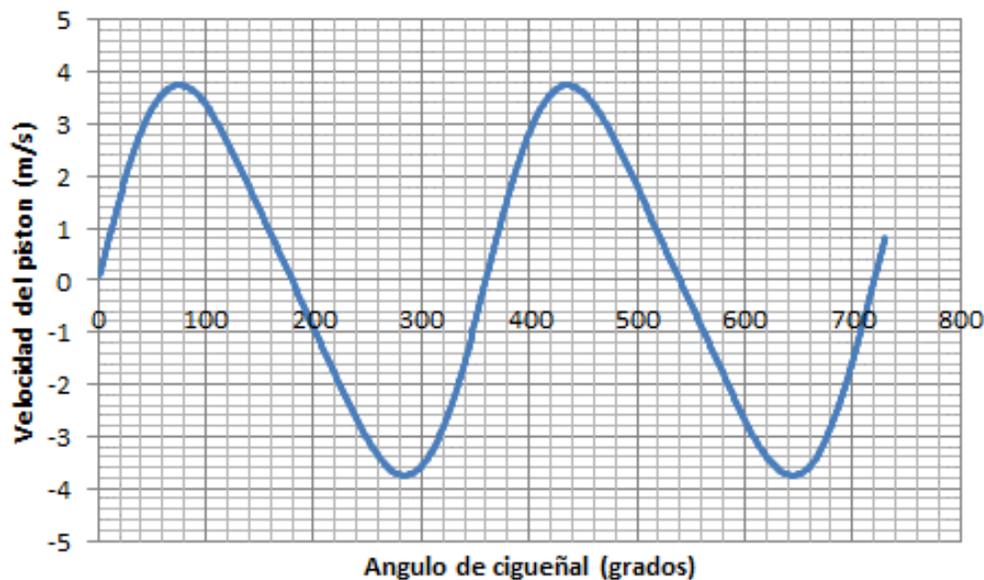


Figura 24. Gráfica de la velocidad del pistón.

La aceleración (\ddot{x}) del pistón está dada por la derivada de la velocidad respecto al tiempo (ec. 2.15):

$$\ddot{x} = dV/dt \quad (2.15)$$

Sabiendo que la velocidad está en función del giro del cigüeñal nos queda que:

$$\ddot{x} = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (2.16)$$

Derivando la ecuación (2.16) obtenemos:

$$\ddot{x} = \omega^2 r (\cos a + \lambda \cdot \cos 2 a) \quad (2.17)$$

Mediante la expresión anterior se puede graficar la aceleración que toma el pistón en función del ángulo de giro del cigüeñal; la Figura 25 muestra la distribución de la aceleración:

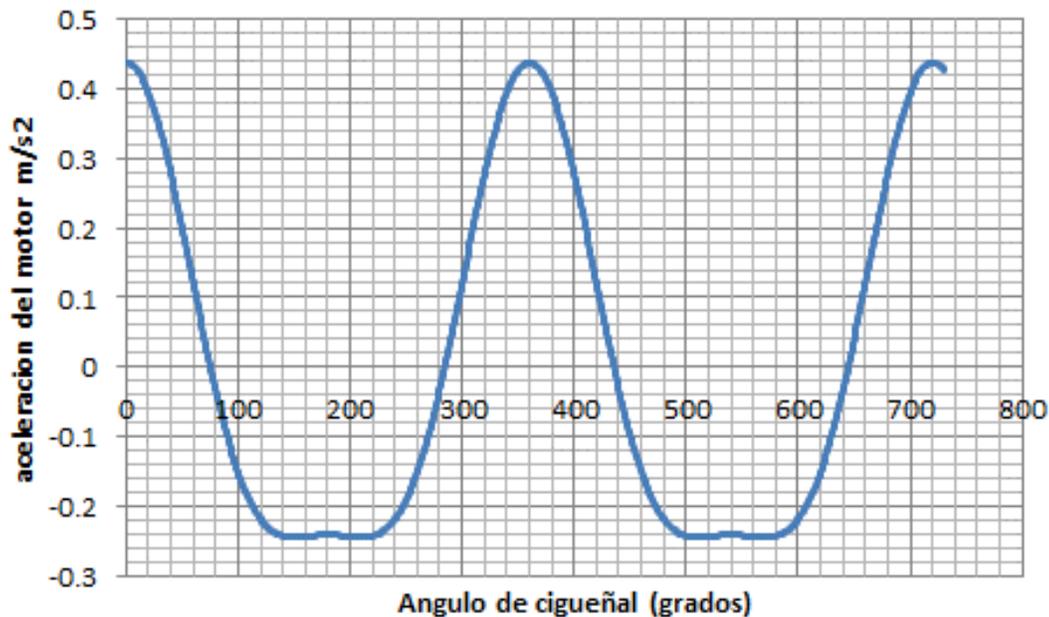


Figura 25. Gráfica de la aceleración del pistón en función del giro del cigüeñal.

De acuerdo a la gráfica se puede determinar que el valor de la aceleración es cero cuando el pistón logra su máxima velocidad y que es cuando la biela y la manivela del cigüeñal son perpendiculares.

El valor máximo de la aceleración se alcanza en el P.M.S. y corresponde al valor de $\alpha = 0$, que está determinado por lo siguiente:

$$\ddot{x} = \omega^2 r (r + \lambda) \quad (2.18)$$

El valor mínimo de la aceleración se logra en el P.M.I. que es cuando $\alpha = 180^\circ$, cuando el valor del $\cos \alpha = 1$ y el $\cos 2\alpha = -1$ y se obtiene de la forma:

$$\ddot{x} = -\omega^2 r (r - \lambda) \quad (2.19)$$

2.2. Dinámica

Mediante la segunda ley de Newton (2.20) se puede obtener las fuerzas de inercia:

$$F = -m a \quad (2.20)$$

El pistón, biela y el cigüeñal se encuentran sometidos a una fuerza centrífuga:

$$F_c = m_c \omega^2 r_c \quad (2.21)$$

Al sustituir la aceleración en la ecuación de Newton, se obtiene la fuerza alterna de inercia debida a las masas alternantes:

$$F_a = m_a \omega^2 r (\cos a + \lambda \cdot \cos 2 a) \quad (2.22)$$

La expresión (2.22) tiene dos sumandos de los cuales uno tiene un valor determinado por $F_a = m_a \omega^2 r \cos a$ y que representa a la fuerza alterna de inercia de primer orden. Por consiguiente $F_a = m_a \omega^2 r \lambda \cdot \cos 2 a$ es la fuerza alterna de inercia de segundo orden.

Las fuerzas alternas de inercia provocan vibraciones en los motores. En la Figura 26 se muestran graficadas las fuerzas alternas de inercia y su respuesta de acuerdo al giro del cigüeñal

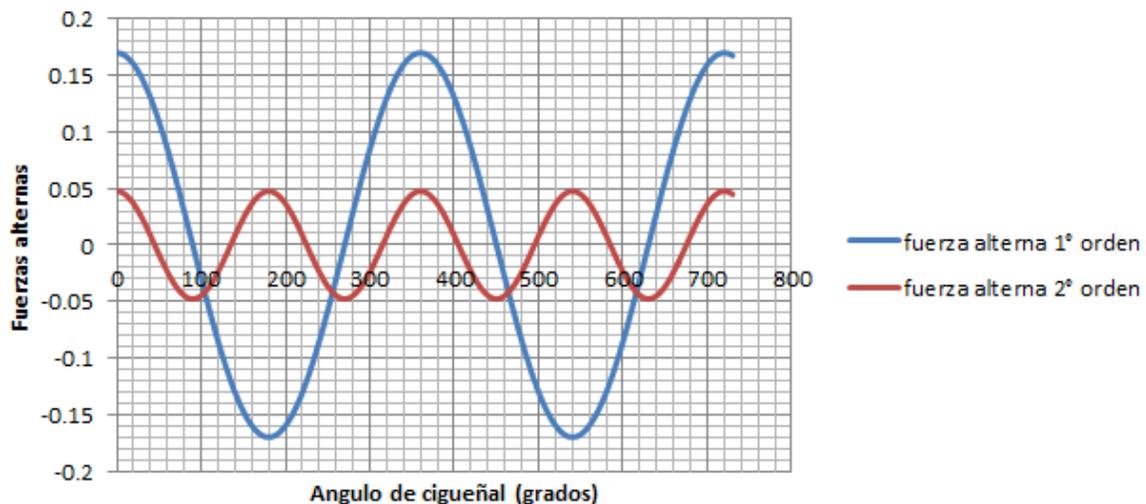


Figura 26. Gráfica de las fuerzas alternas de 1º y 2º orden.

2.3. Par de motor

La fuerza producida correspondiente al eje del cilindro que actúa sobre el pistón, que es resultado de la suma de la fuerza alterna de inercia y la fuerza de los gases, pueden analizarse como dos fuerzas independientes, Una es F_b , ejercida sobre la biela y la otra es F_n que es la normal que actúa sobre el cilindro. En la Figura 27 se representan las relaciones de las fuerzas que se involucran en el mecanismo biela-manivela.

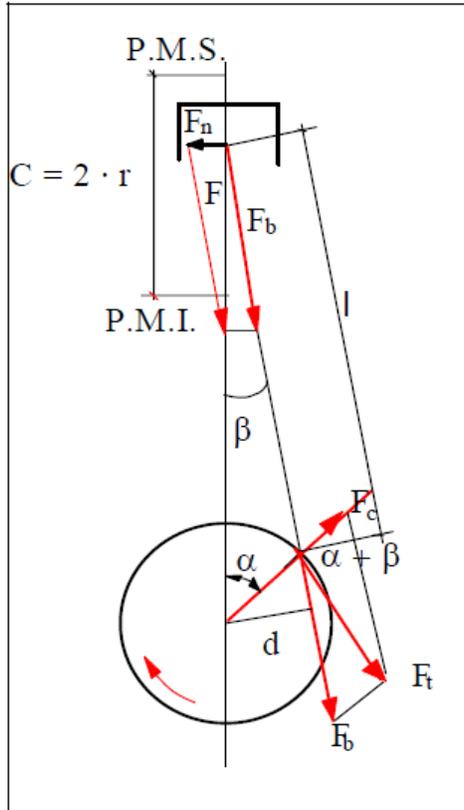


Figura 27. Descomposición de fuerzas alternas para el cálculo del par del motor.

Las resultantes de las fuerzas están dadas:

$$F_b = \frac{F}{\cos \beta} ; \quad F_n = F * \tan \beta \tag{2.23}$$

La causa de la pérdida de potencia es la F_b que es generada por el rozamiento del pistón con las paredes del cilindro y que a su vez produce desgaste. La fuerza F_b es transmitida por la biela sobre la manivela y eje del cigüeñal que da origen al par del motor que está determinado por la expresión:

$$M = F_b \cdot d \tag{2.24}$$

Como:

$$d = r \sin(\alpha + \beta) \tag{2.25}$$

Nos queda:

$$M = \frac{F}{\cos \beta} \cdot r \sin(\alpha + \beta) \quad \Rightarrow \quad M = F \cdot r \left[\sin \alpha + \cos \alpha \frac{\sin \beta}{\cos \beta} \right] \quad (2.27)$$

Sabiendo que:

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha \quad \Rightarrow \quad \cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \quad (2.28)$$

Como resultado se obtiene:

$$M = F * r \left[\sin \alpha + \frac{\lambda \sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right] \quad (2.29)$$

Despreciando los términos $\lambda^2 \sin^2 \alpha$ queda:

$$M = F * r \left[\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right] \quad (2.30)$$

El comportamiento del par del motor está representado en la Figura 28 como función del movimiento angular del cigüeñal.

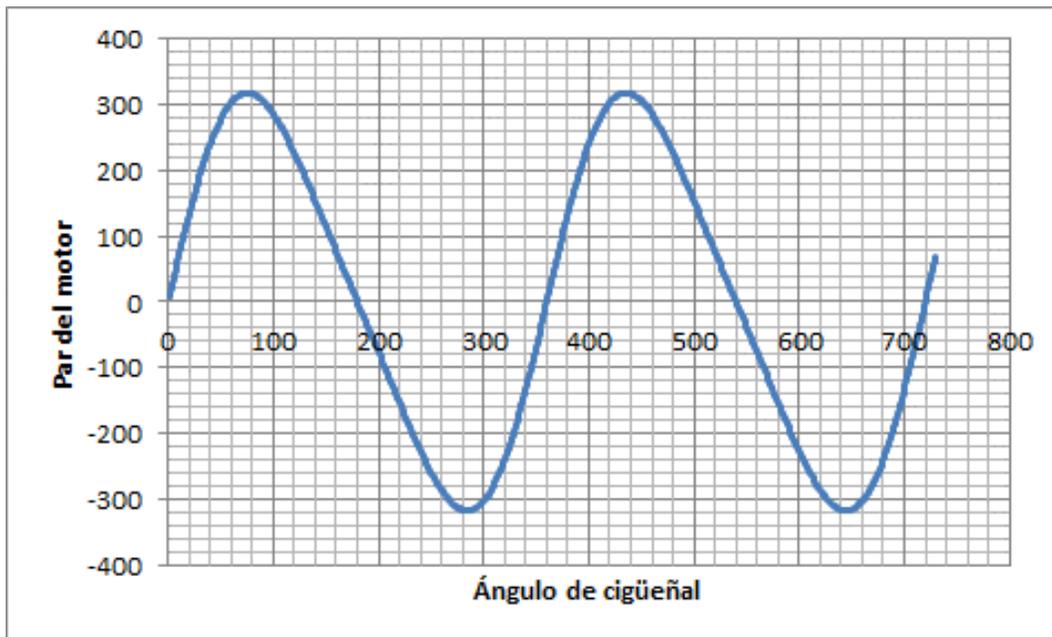


Figura 28. Gráfica del par del motor vs ángulo cigüeñal

2.4. Análisis termodinámico

En el análisis termodinámico se abordarán leyes de transferencia de calor en sistemas en equilibrio. Considerando algunos parámetros como que la transformación reversible es aquella para la cual las magnitudes macroscópicas que la caracterizan, en cada instante,

están en la posición de equilibrio termodinámico o infinitamente próximo a él. Los sistemas abiertos, son aquellos que interactúan a través de la pared que los limita, con flujos de materia y/o energía, con el medio exterior. En el análisis se considerará al motor como un sistema abierto, con transformaciones reversibles. La mezcla de aire-combustible se tratará como un gas Ideal. El máximo rendimiento termodinámico del motor (relación entre la energía mecánica aprovechable y la energía aportada por la gasolina) se considerará como 40%.

Para el análisis termodinámico se considerarán la energía que se añaden al sistema, los gases de escape, refrigeración y pérdidas mecánicas. Algunos puntos a considerar son:

- Rendimiento térmico del motor: energía mecánica obtenida/energía aportado por el combustible

$$\eta = \frac{W_{sal} - W_{ent}}{Q_{ent}} = \frac{Q_{ent} - Q_{sal}}{Q_{ent}} < \eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_m}{T_{com}} \quad (2.31)$$

- Relaciones isotrópicas (gas ideal):

Para un gas ideal $P v = R T$ con $k = c_p/c_v$ en condiciones isotrópicas.

$$P v^k = cte \rightarrow \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k \quad (2.32)$$

$$T v^{k-1} = cte \rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} \quad (2.33)$$

$$T^k P^{k-1} = cte \rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{1-1/k} \quad (2.34)$$

- Ciclo Otto eficiencia:

$$\text{Eficiencia térmica } \eta_t = \frac{\omega}{qH} = 1 - \frac{qL}{qH}$$

El calor se intercambia en etapas isocoras ($\omega = 0$),

$$qH = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2) \quad (2.35)$$

$$qL = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \quad (2.36)$$

Sustituyendo tenemos que:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} \left(\frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1}\right) = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (2.37)$$

- Relación de admisión:

$$r_c = \frac{\text{volumen después de la inyección}}{\text{volumen antes de la inyección}} = \frac{v_3}{v_2} \quad (2.38)$$

Para el ciclo Otto el $r_c = 1$

Siendo que $\frac{r_c^{k-1}}{k(r_c-1)} > 1$

Para igualar r ,

$$\eta_{Otto} > \eta_{Diesel} \quad (2.39)$$

- Refrigeración:

1. Elemento de régimen estacionario:

- Convección gas-pared: $\frac{\dot{Q}}{A_g} = h_g(T_g - T_{sg})$
- Conducción pared gas-pared refrigerante: $\frac{\dot{Q}}{A_g} = \frac{k_w}{e}(T_{sg} - T_{sr})$
- Convección pared refrigerante-refrigerante: $\frac{\dot{Q}}{A_r} = h_r(T_{sr} - T_r)$

- Limitaciones:

Se desprecia la radiación.

T_g Depende del tiempo

T_r Depende del tiempo

Geometría compleja de las paredes

Relación e/k_w muy variable

2. Análisis de las ecuaciones:

- Calor transmitido: $\frac{\dot{Q}}{A_g} = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{k_w} + \frac{A_g}{A_r} \frac{1}{h_r}} (T_g - T_r)$
- Gradientes térmicos: $T_{sg} - T_{sr} = \frac{\frac{e}{k_w}}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{k_w} + \frac{A_g}{A_r} \frac{1}{h_r}} (T_g - T_r)$

- Temperaturas locales: $T_{sg} = T_r + \frac{\frac{e}{k_w} + \frac{A_g}{A_r} \frac{1}{h_r}}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{k_w} + \frac{A_g}{A_r} \frac{1}{h_r}} (T_g - T_r)$
- 3. Ecuaciones semiempíricas para calor instantáneo:
 - Ecuación de Woschni (tipo convectivo):

Flujo de calor transmitido en un instante:

$$\dot{Q}(\alpha) = h A (T_g - T_w) \quad (2.40)$$

T_g Depende del tiempo (ángulo)

T_w No depende del tiempo (puede variar localmente)

A es la superficie donde se mantienen los valores T

h calculada de correlaciones semiempíricas del tipo:

$$Nu = k Re^a \text{ siendo } Nu = \frac{h D}{k_g} \quad Re = \frac{\rho D v_g}{\mu_g}$$

- Coeficiente de película:

$$h_g(a) = 0.013 D^{-0.2} p^{0.8} T_g^{-0.53} \left[C_1 * c_m + C_2 \frac{V_d T_{CA}}{p_{CA} V_{CA}} (p - p_0) \right]^{0.8} \quad (2.41)$$

C_1 y C_2 dependen del tipo de cámara de combustión y de la fase del ciclo.

- 4. Ecuaciones semiempíricas para calcular el calor global:
 - Ecuación de Taylor y Toong:

Calcula el calor cedido al refrigerante.

Se basa en la ecuación de tipo convectivo:

$$\dot{Q}_r = h_m A_p (T_g - T_r) \quad (2.42)$$

A_p Superficie del pistón.

T_g Temperatura media del gas en medio ciclo.

T_r Temperatura media del refrigerante.

h_m Coeficiente global de película obtenido de la correlación $Nu = 10.4 Re^{0.75}$

$$\left. \begin{array}{l} Nu = \frac{h_m D}{k_g} \\ Re = \frac{\dot{m} D}{\mu} \end{array} \right\} \rightarrow \frac{h_m D}{k_g} = 10.4 \left(\frac{\dot{m} D}{\mu} \right)^{0.75} \rightarrow h_m = 10.4 \frac{k_g}{\mu^{0.75}} \cdot c_m^{0.75} \rho^{0.75} D^{0.75} \quad (2.43)$$

Sustituyendo nos queda

$$\dot{Q}_r = k \dot{m}^{0.75} D^{0.75} (T_g - T_r) \quad (2.44)$$

5. Balance térmico

- Ecuación de balance externo:

$$\dot{m}_f H_c = N_e + N_a + \dot{Q}_{ref} + \dot{Q}_{ac} + \dot{H}_g + \dot{H}_{ci} + \dot{Q}_{conv+rad} \quad (2.45)$$

Dónde:

$\dot{m}_f H_c$: Potencia disponible en el combustible.

N_e, N_a : Potencia efectiva y de auxiliares.

\dot{Q}_{ref} y \dot{Q}_{ac} : Flujo de calor transmitido al refrigerante y al aceite.

\dot{H}_g : Flujo de entalpia de los gases de escape.

\dot{H}_{ci} : Flujo de entalpia por combustión incompleta.

$\dot{Q}_{conv+rad}$: Flujo de calor transmitido por radiación, convección y conducción al ambiente.

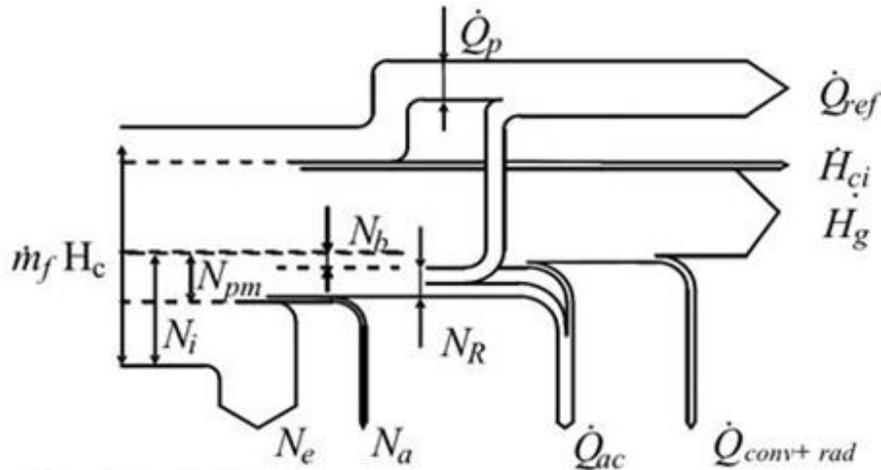


Figura 29. Diagrama de balance térmico.

N_i : Potencia indicada.

N_{pm} : Potencia de pérdidas mecánicas.

N_b : Bombeo * N_a : auxiliares

N_R : Rozamiento.

\dot{Q}_p : Flujo de calor a las paredes.

- 6. Localización de las pérdidas de calor:
 - Por zonas:

Tabla 2-1 Porcentajes de pérdidas de calor en partes del motor

Culata	Pared de cilindro	Conductos de escape	otros
50 - 60%	8 - 22%	30 - 50%	2 - 6%

- Por proceso:

Tabla 2-2 Porcentajes de pérdidas de calor en cada ciclo del motor

N_e	Compresión	Combustión	Expansión	Escape	\dot{H}_g
	1-3%	6-10%	30-50%	50%	
30%	50%				40%

Variación de la presión en la cámara de combustión de un MCI con respecto de la posición angular del cigüeñal

- Pérdida de calor relativa:

Expresión de Taylor y Toong:

$$\dot{Q}_r = k_1 D^{1.75} \dot{m}^{0.75} (T_g - T_r) \quad (2.46)$$

Expresión de potencia

$$N_c = \dot{m}_f H_c \eta_c = \dot{m}_a F H_c \eta_c = \dot{m}' A_p F H_c \eta_c \quad (2.47)$$

$$N_c = k_2 \dot{m}' D^2 F H_c \eta_c \quad (2.48)$$

Perdidas relativas:

$$\frac{Q_r}{N_c} = k_3 (D \dot{m}')^{-0.25} \cdot \frac{1}{F} \cdot \frac{1}{\eta_c} \cdot (T_g - T_r) \quad (2.49)$$

- Dosado (F) es el parámetro que caracteriza la mezcla aire-combustible:

$$F = \frac{\text{Masa Combustible}}{\text{Masa Aire}} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{\dot{m}_{fcc}}{\dot{m}_{acc}} \quad (2.49)$$

- Dosado estequiométrico (Fe) es el dosado que tiene que haber en una mezcla aire combustible para que en la reacción de combustión no sobre aire ni combustible:

$$F_e = \frac{12 \text{ n m}}{\left(n + \frac{m}{4}\right)(32 \cdot 3.76 \cdot x28)} \quad (2.50)$$

- Dosado relativo (Fr) o riqueza:

$$F_r = \frac{F}{F_e} = \begin{cases} > 1 \text{ Rico (exceso de combustible)} \\ = 1 & \text{Estequimetrico} \\ < 1 \text{ Pobre (defecto de combustible)} \end{cases} \quad (2.51)$$

- Coeficiente de exceso de aire (λ):

$$\lambda = \frac{1}{F_r} \quad (2.53)$$

2.5. Análisis CFD (Dinámica de fluidos computacional)

Los motores de combustión interna implican flujo de fluidos complejos con interacciones dinámicas entre el flujo de aire, la inyección de combustible, geometrías en movimiento y la combustión. La dinámica de fluidos analiza fenómenos como la formación de chorros, choque con remolino y caída de la pared, y producción de turbulencia. Estos análisis son

esenciales para el funcionamiento de un motor de alta eficiencia y emisiones de criterios. Los problemas de diseño a analizar incluyen diseño de puertos de flujo, diseño de forma de la cámara de combustión, sincronización variable de válvulas, inyección y el tiempo de encendido, y el diseño para velocidades bajas o inactividad.

Durante el proceso de diseño se incluye investigación experimental utilizando la prueba de flujo o configuraciones de banco, los códigos 1D, modelos analíticos, los datos empíricos/históricos y, por último, la dinámica de fluidos computacional (CFD). Esta última tiene el potencial para proveer manera detallada información útil y percepciones que pueden retroalimentarse en el proceso de diseño.

En el análisis CFD, las ecuaciones fundamentales que describen el flujo de fluidos están siendo resueltos directamente sobre una malla que describe la geometría 3D, con sub-modelos de turbulencia, la inyección de carburante, reacción química y combustión. Se utilizan varias técnicas y sub-módulos para el modelado de movimiento de geometría y su efecto en el flujo de fluidos.

- Análisis del Puerto de Flujo: La cuantificación de la tasa de flujo, turbulencia y caída, con la geometría estática del motor en diferentes ubicaciones durante el ciclo del motor.
- Análisis de flujo en frío: el ciclo del motor con la geometría en movimiento, el flujo de aire, y sin la inyección de combustible o reacciones en movimiento.
- Simulación de combustión en cilindros: Trazos de potencia y tubo de escape con inyección de combustible, encendido, reacciones, y la predicción de contaminantes en la geometría en movimiento.
- Ciclo completo de simulación: Simulación del ciclo del motor entero con el flujo de aire, la inyección de combustible, la combustión, y reacciones.

El análisis en CFD de los MCI es tan complejo que su solución consume mucho tiempo y está muy propenso a errores. Se debe por tanto configurar bien el problema para reducir las inconsistencias en el resultado.

1.4.8 Metodología numérica

En primer término se obtiene la solución numérica del campo de flujo al interior del cilindro, considerando la compresibilidad y la turbulencia. En (ec. 2.54) se muestra la ecuación de continuidad o ecuación de conservación de la masa y es aplicable para flujos incompresible al igual que para flujos compresibles. El S_m fuente es la masa añadida a la fase continua de la segunda fase dispersada.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = S_m \quad (2.54)$$

La conservación de la cantidad de movimiento se mantiene durante el cálculo numérico mediante la relación (ec. 2.55).

$$\frac{\partial p}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla(\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2.55)$$

\vec{F} también contiene otros términos de fuente que dependen del modelo, tales como fuentes por medios porosos definidos y de usuario.

Adicionalmente, el análisis en el cilindro considera un dominio que cambia de geometría por lo que la ecuación de conservación de cantidad de movimiento (ec. 2.56) en su manera general permite considerar las condiciones de movimiento a través del mallado de la geometría.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_{\partial V} \rho \phi (\vec{u} - \vec{u}_\partial) \cdot d\vec{A} = \int_{\partial V} \Gamma \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (2.56)$$

Para la solución de primer orden la ecuación (ec. 2.57) en su tiempo de derivación se cambia a la ecuación (ec. 2.58-2.60).

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV = \frac{\rho \phi^{n+1} - \rho \phi^n}{\Delta t} \quad (2.57)$$

$$V^{n+1} = V^n + \frac{dV}{dt} \Delta t \quad (2.58)$$

$$\frac{dV}{dt} \int_{\partial V} \vec{u}_g d\vec{A} = \sum_j^{n_f} \vec{u}_{g,j} \vec{A}_j \quad (2.59)$$

$$\vec{u}_{g,j} \vec{A}_j = \frac{\delta V_j}{\Delta t} \quad (2.60)$$

Capítulo 3 . Motor Ford Ranger

El motor usado para el análisis es un Ford Ranger 2.3 litros modelo 94 de 4 cilindros en línea, de cuatro tiempos, a ciclo Otto (encendido por chispa), que produce 98 caballos de fuerza y 124 pies-lbs. de par de torsión. También tiene una cilindrada de 2211963.69 mm^3 , un diámetro y carrera de 3.7 por 3.3 pulgadas respectivamente y una relación de compresión de 9 a 1. El motor utiliza un sistema de inyección de combustible multipunto.

3.1. Características de generales

En la tabla 3-1,3-2 y 3-3 se presentan las características del motor usado para el estudio.

Tabla 3-1 Datos del motor Ford Ranger 2.3 l modelo 94

Características	Valor	Unidad
Modelo	Ford Ranger modelo 94 2.3 l	
Número de cilindros	4	
Diámetro	95.88	mm
Carrera	76.59	mm
Cilindrada	2211963.69	mm^3
Relación de compresión	10	
Largo de la biela	132.66	mm
Tipo de encendido	electrónico	
Sistema de alimentación	Inyección electrónica	
Combustible	Gasolina	
Ciclo	4	Tiempos

Tabla 3-2 Datos de válvulas de admisión de Ford Ranger

Características	Valor	Unidad
Diámetro	44.04	mm
Avance de apertura	10	°
Retardo de cierre	10	°
Longitud máximo de paso	6	mm

Tabla 3-3 Datos de válvulas de escape de Ford Ranger

Características	Valor	Unidad
Diámetro	38.12	Mm
Avance de apertura	10	°
Retardo de cierre	10	°
Longitud máximo de paso	6	Mm

Capítulo 4 . Modelación del motor

Este capítulo aborda la generación de los modelos realizados que se usarán para el análisis CFD, en él se explicarán la forma que se crearon.

4.1. Modelado de la cámara de combustión

Para el diseño de la cámara de combustión con el que se trabaja, se tomó como base una imagen obtenida mediante una cámara, cuyo formato en el cual se guardo es JPG y se usó para generar una geometría más exacta, por el hecho que la irregularidad del modelo a realizarse es compleja y presenta demasiadas irregularidades. Mostrada en la Figura 30 es la que se usó para crear el croquis en solidworks para generar el modelo de la cámara de combustión.



Figura 30. Cámara de combustión Ford Ranger (Instituto Mexicano del Petróleo (IMP)).

El paso siguiente de tener la imagen que se usaría como base, es generar el croquis con las limitantes de la geometría (Figura 31). La figura muestra el bosquejo que correspondería al flujo del motor realizado en solidworks.

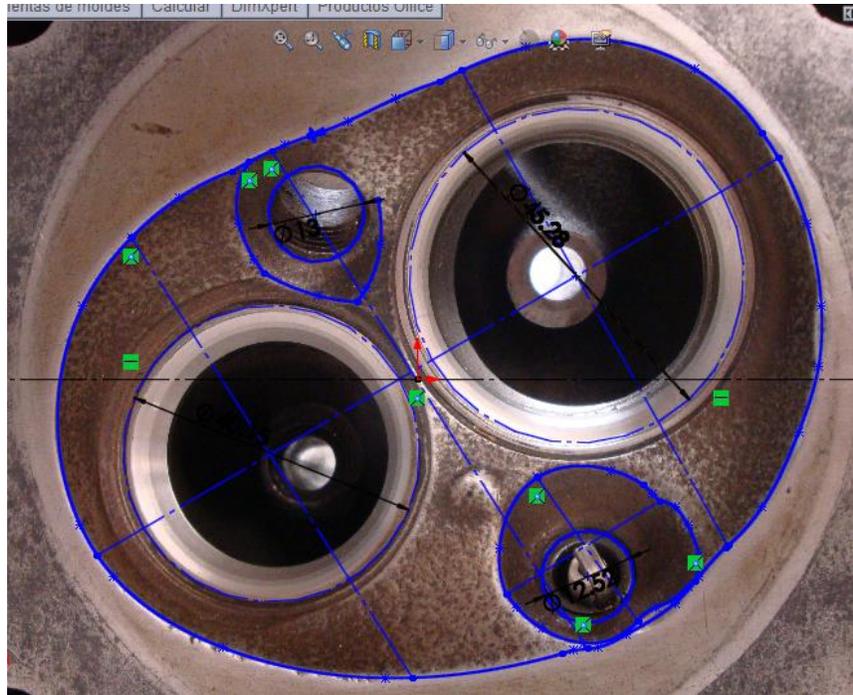


Figura 31. Croquis para generación de la cámara de combustión Ford Ranger (IMP).

Con el dimensionamiento del croquis de la Figura 31 que se encuentra en la parte superior se trazaron líneas que seccionaban la cámara de combustión que sirvieron para crear planos cuya función es la de generar puntos de referencia que contribuirán a generar la superficie tridimensional que formará el dominio de flujo en la culata (Figura 32).

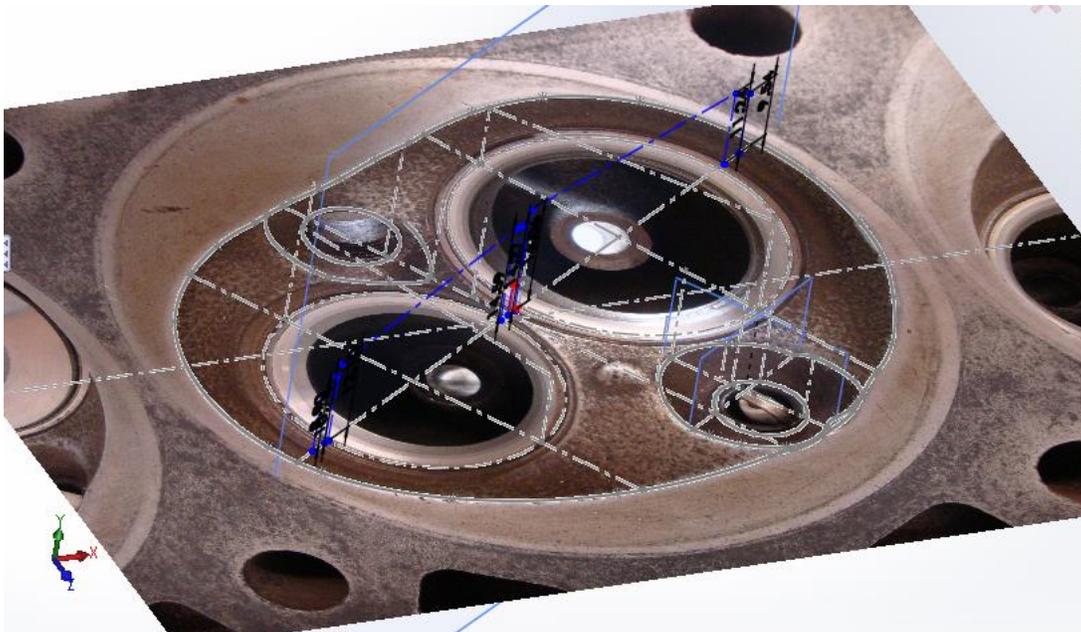


Figura 32. Generación de trazos para la inserción de planos Ford Ranger (IMP).

La Figura 33 muestra los planos que sirvieron para hacer el trazado de los límites de la cara de combustión.

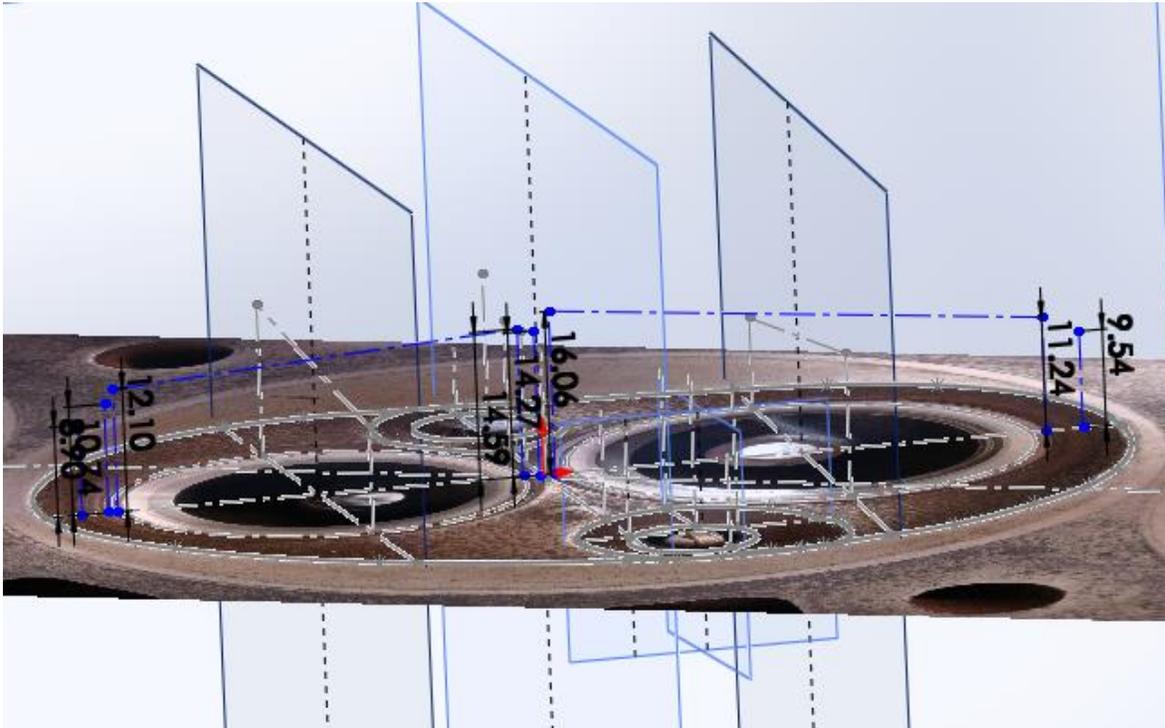


Figura 33. Planos creados perpendiculares a la imagen planta Ford Ranger (IMP).

Los planos obtenidos son para el levantamiento del croquis (Figura 34), el cual servirá para crear superficies que corresponderán a las paredes del modelo.

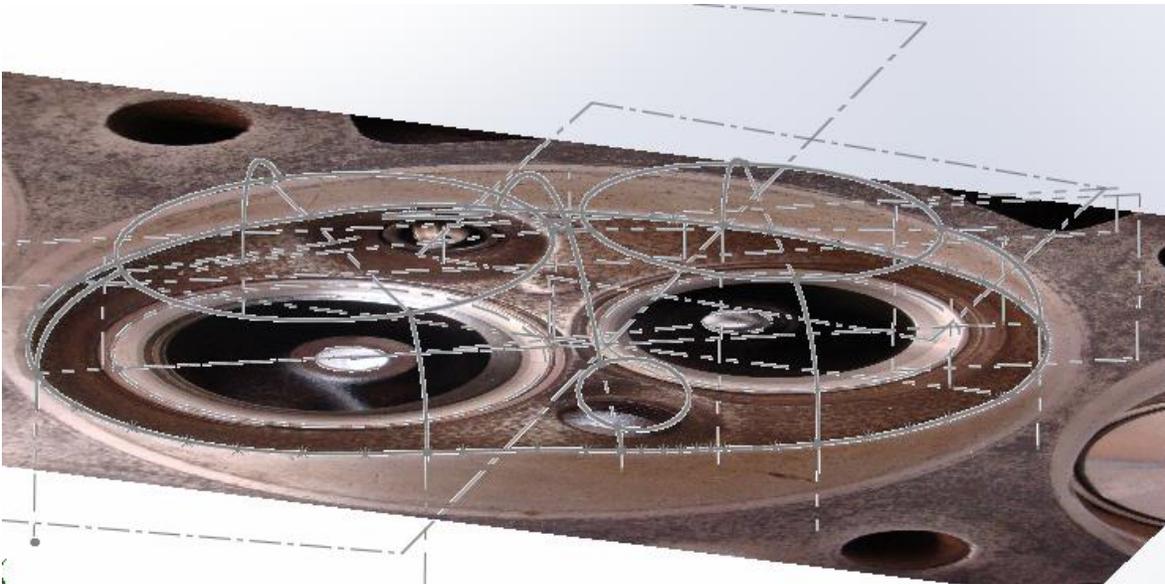


Figura 34. Croquis para la generación de superficies o paredes límites de la Ford Ranger (IMP).

Teniendo las líneas base para la generación de las paredes del dibujo, se crearon las superficies (Figura 35) correspondientes a los trazos limitantes.

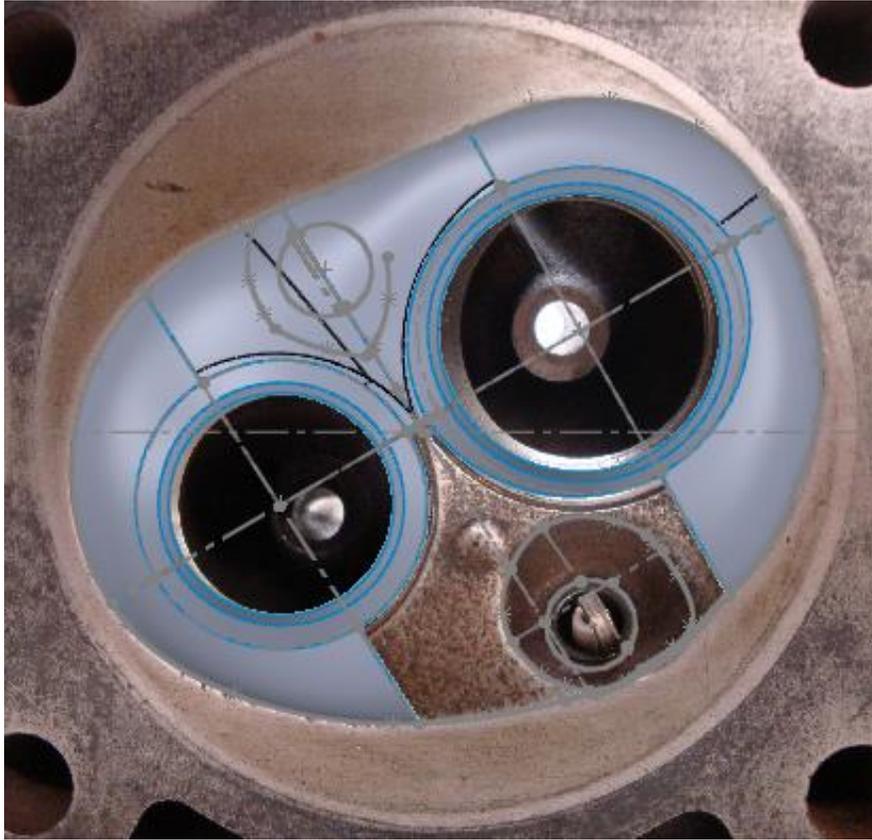


Figura 35. Vista superior de la cámara de combustión de la Ford Ranger (IMP).

En la imagen inferior (Figura 36) se puede ver cómo se fueron generando las superficies de frontera.

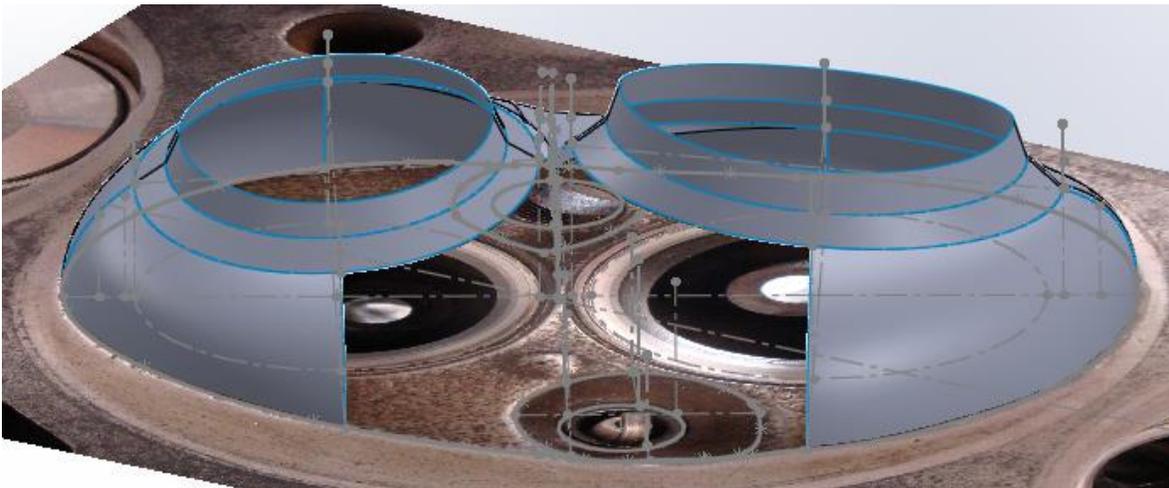


Figura 36. Vista lateral del modelo Ford Ranger (IMP).

Finalizando la creación de superficie con la unión de todas las líneas trazadas se consigue la forma siguiente (Figura 37).

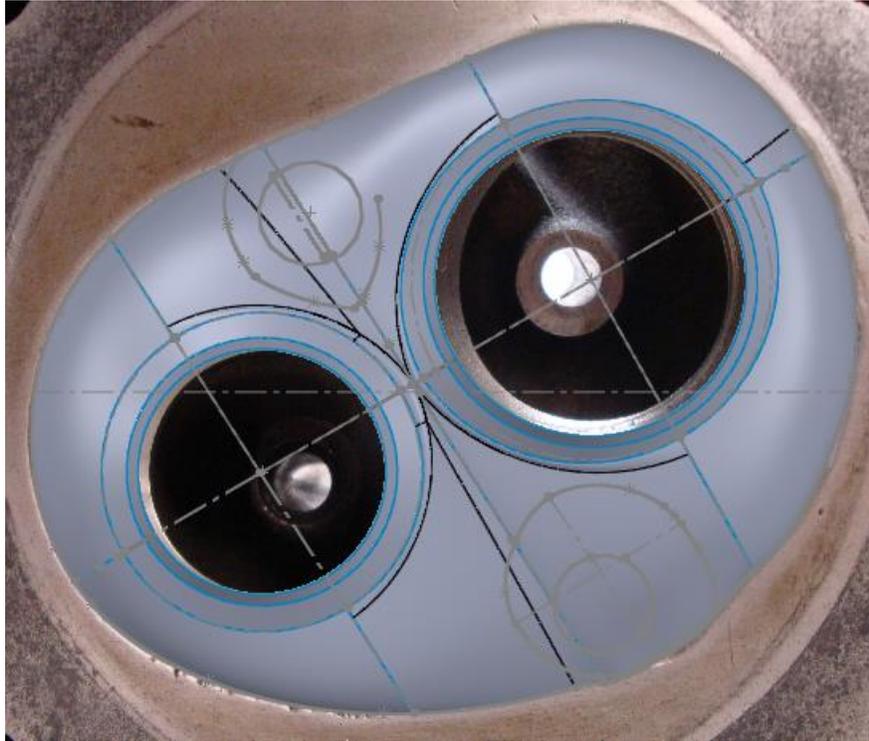


Figura 37. Vista superior de la cámara de combustión cerrada Ford Ranger (IMP).

Para ver cómo queda la forma, se oculta la imagen de fondo que sirvió para crear el contorno de la base del modelo (Figura 38).

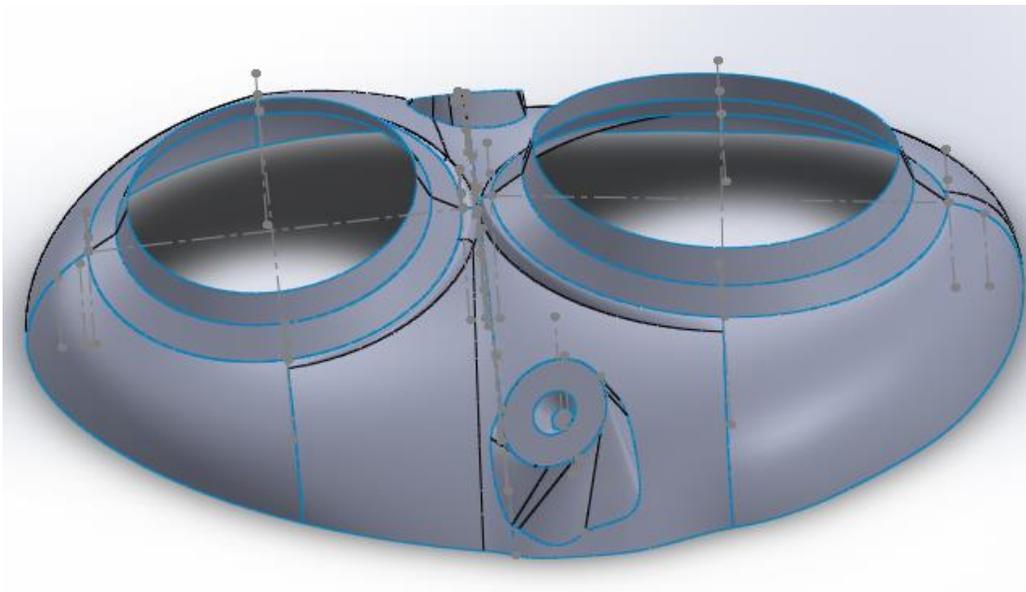


Figura 38. Modelo de la cámara de combustión Ford Ranger (IMP).

Teniendo terminada la parte de la cabeza del motor, se crean planos que conformarán la parte correspondiente a los ductos del escape y admisión (Figura 39).

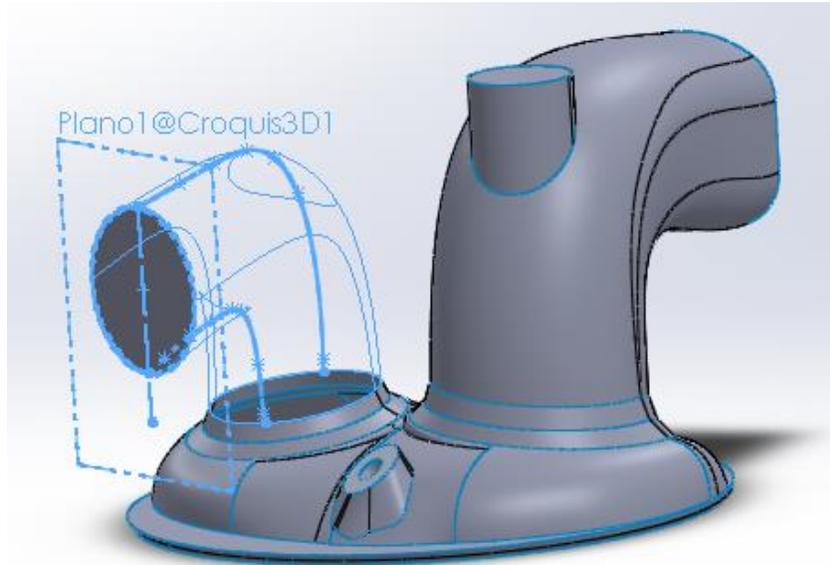


Figura 39. Generación de las entradas de admisión y escape.

En la Figura 40 se muestra la vista isométrica terminada del dominio de flujo correspondiente a la cámara de combustión.

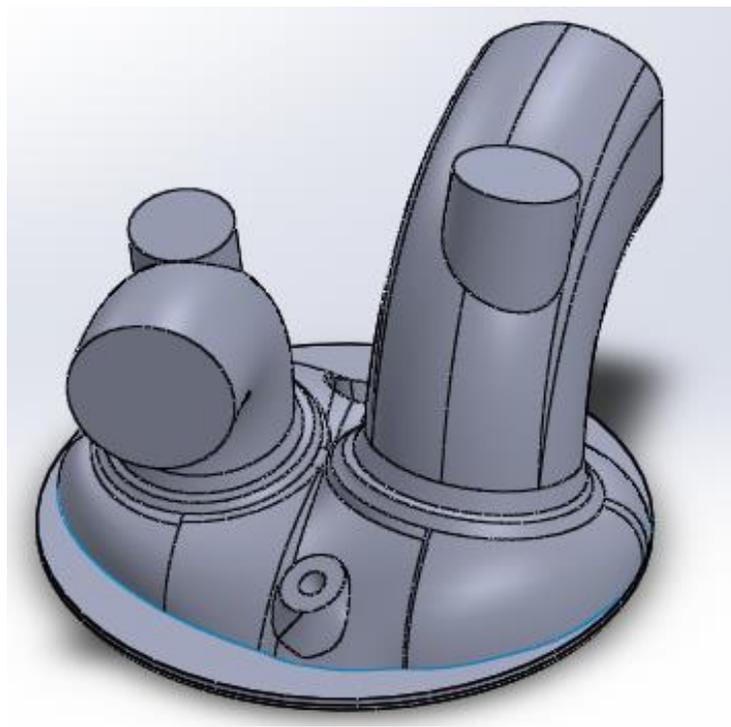


Figura 40. Modelo acabado de la cámara de combustión (sólido).

4.1. Modelado de las válvulas

Para la creación de las válvulas se generó un croquis con las medidas correspondiente del motor para las pruebas (Figura 41, Figura 42).

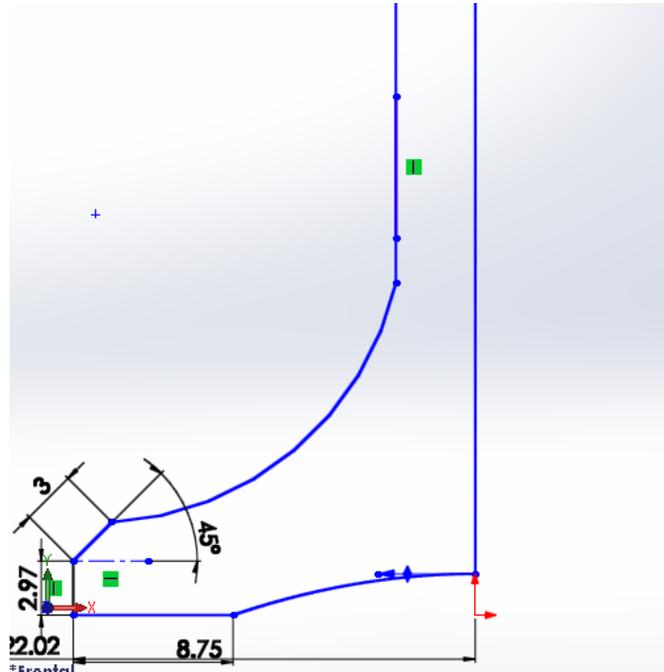


Figura 41. Croquis de la válvula de admisión

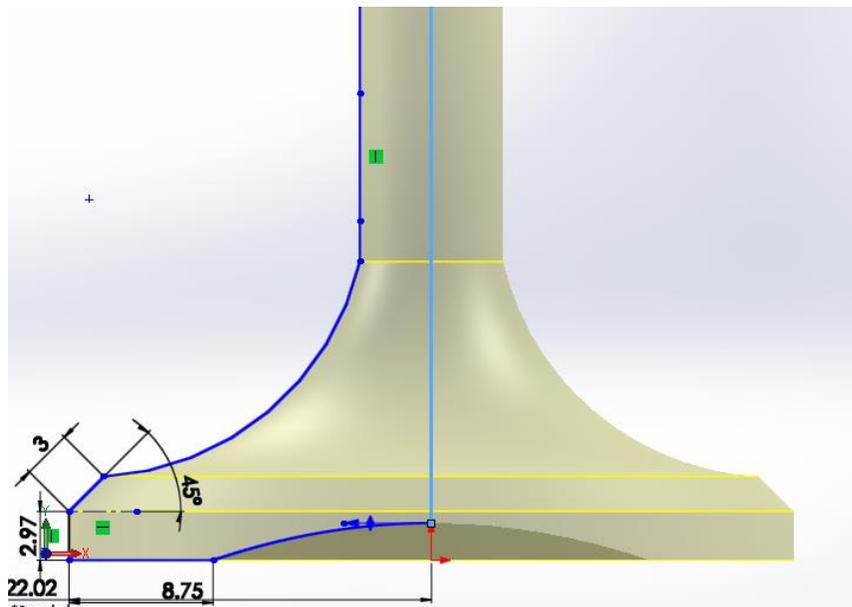


Figura 42. Revolución del croquis de la válvula de admisión.

Para la generación de las válvulas se usó una imagen (Figura 43) como referencia, el croquis solo fue una sección de la mitad de la válvula, mediante el eje de simetría se revolucionó para obtener la pieza sólida (Figura 44).

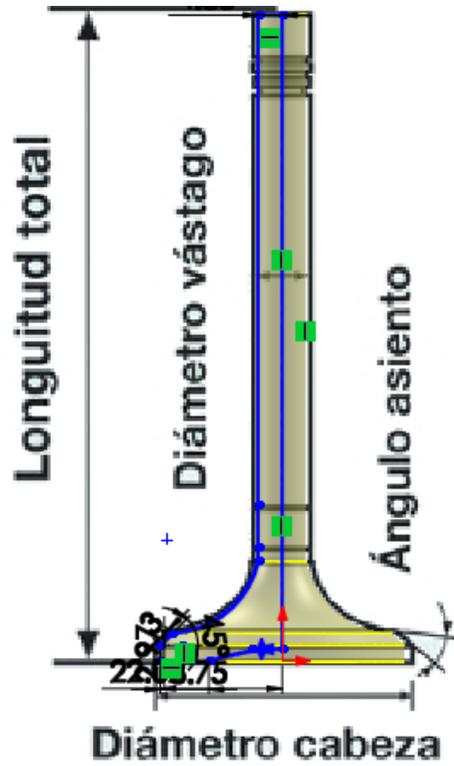


Figura 43. Croquizado de la válvula de admisión usando una imagen.

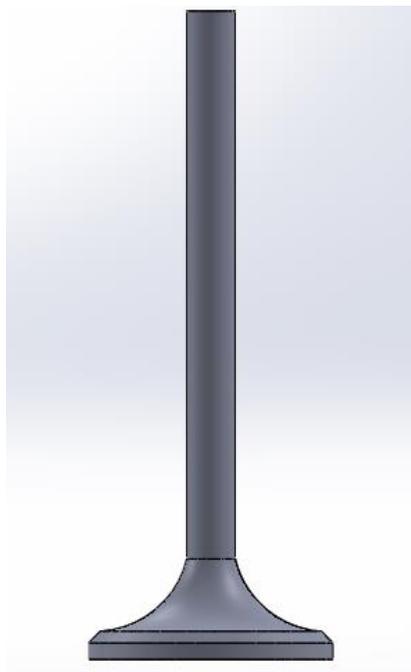


Figura 44. Acabado sólido de la válvula de admisión.

Para la generación de la válvula de escape se usó el mismo procedimiento (Figura 45).

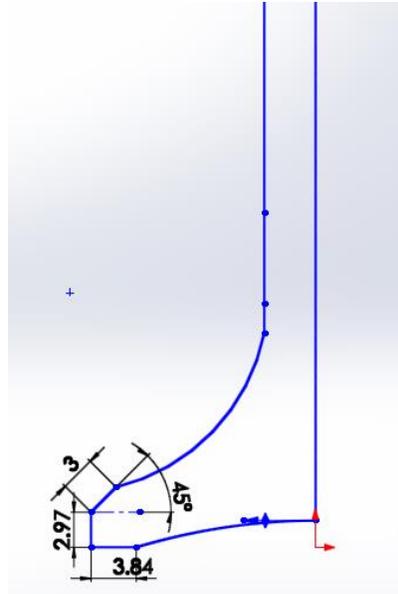


Figura 45. Generación del croquis para la válvula de escape.

Aquí se puede apreciar la figura para la obtención del sólido (Figura 46, Figura 47, Figura 48).

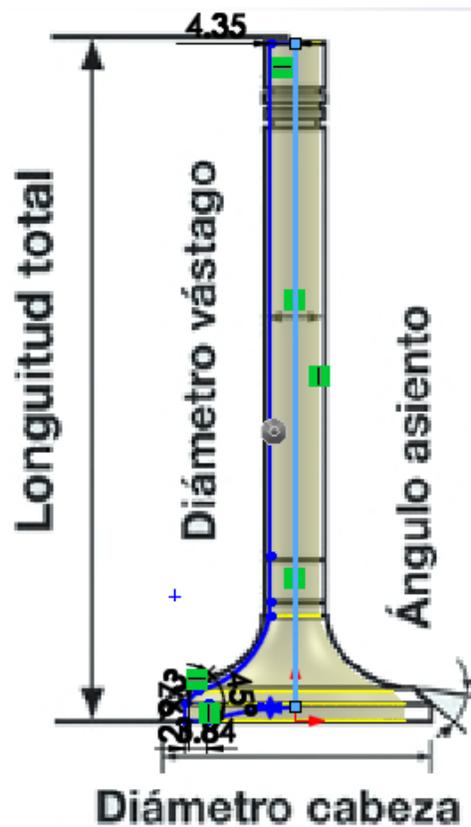


Figura 46. Generación de croquis con una imagen.

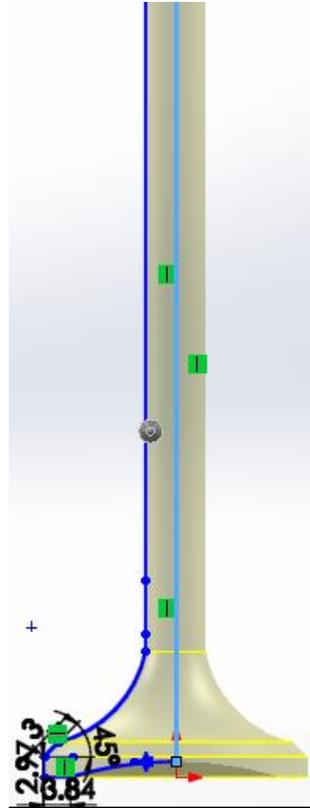


Figura 47. Revolución del croquis.

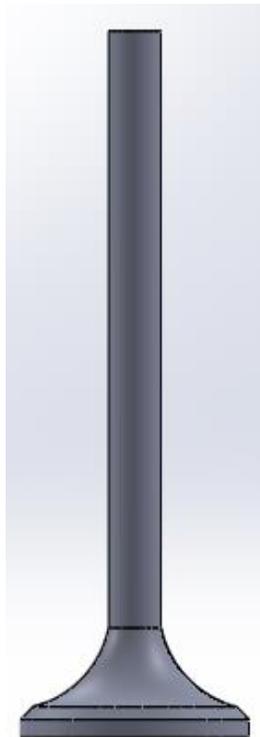


Figura 48. Válvula sólida acabada.

4.2. Unión de los modelos

Para poder hacer el análisis de flujo se hace una unión de las piezas modeladas (Figura 49).

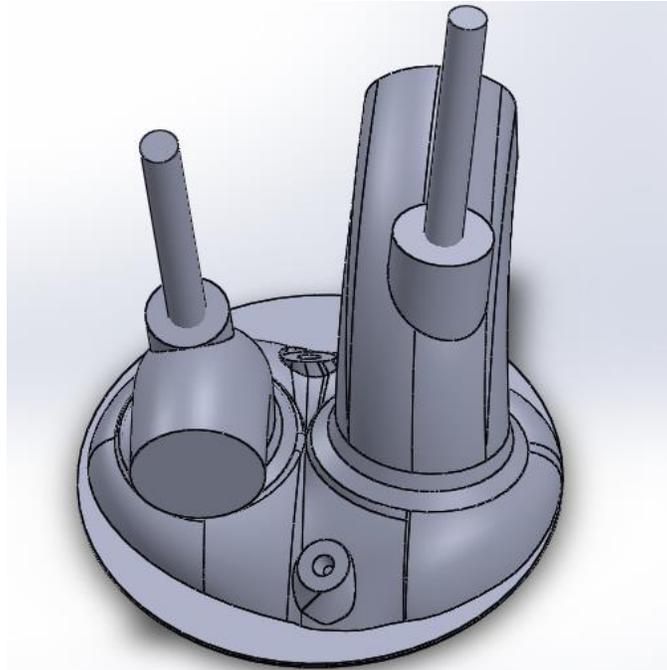


Figura 49. Ensamble de la cámara de combustión y válvulas.

Las válvulas deben quedar relacionadas con el asiento para que permitan el tránsito y cierre del flujo (Figura 50).

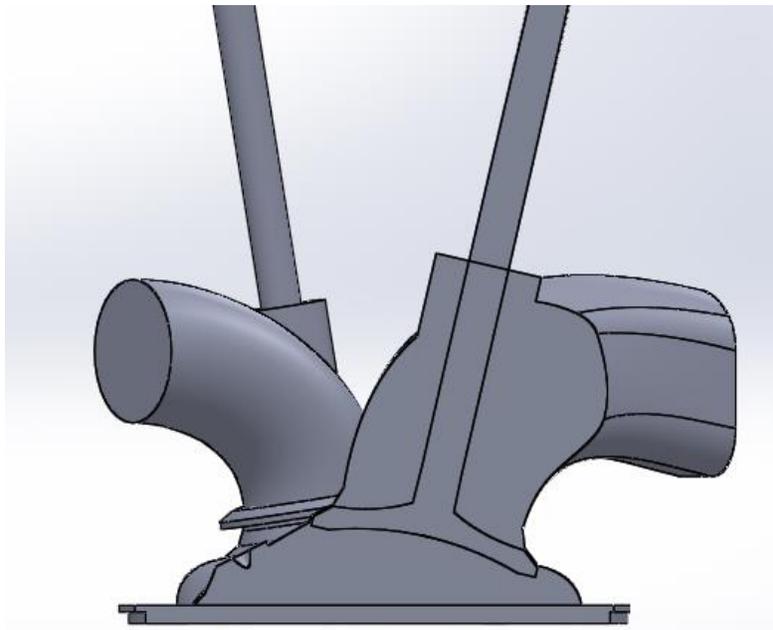


Figura 50. Corte del modelo en el que se muestra el asentamiento de la válvula de admisión.

En la Figura 51 se puede apreciar el asentamiento de la válvula.

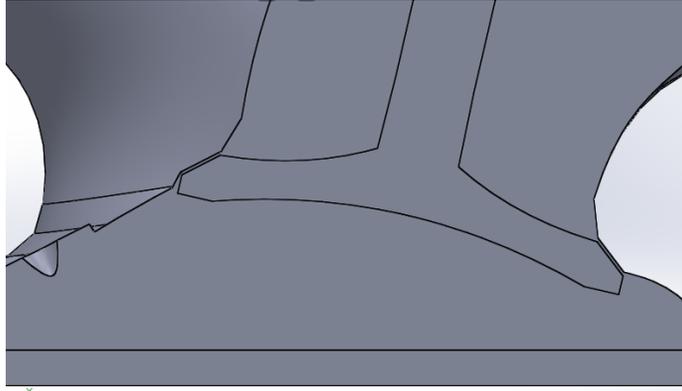


Figura 51. Asentamiento de la válvula de admisión.

Capítulo 5 . CFD (Dinámica de fluidos computacional)

El presente estudio tiene como objeto el análisis numérico de un MCI a gasolina de cuatro tiempos y consta de tres partes que se complementan entre sí. A continuación se explicarán los puntos que constituyen el estudio y las actividades que contribuyen a la solución del mismo. Como primer punto primordial del estudio se tiene el problema a tratar y sus posibles soluciones.

La pregunta que se centra para el estudio es ¿de qué manera puede contribuir el ángulo del cigüeñal para un mejor rendimiento para un MCI? O si el rediseño ¿podría contribuir en la eficiencia de un motor?

Para realizar el estudio de la variación de la presión en el interior del cilindro de acuerdo al giro del cigüeñal por medio del análisis del elemento finito se consideraron los siguientes factores:

- Determinar el motor para el estudio, datos técnicos del mismo y parámetros iniciales de la simulación.
- Proponer el tipo de discretización más viable, que es el no estructurado por la complejidad de la geometría.

El motor con el que se podrá trabajar es en línea, de cuatro tiempos y a gasolina.

4.1. Modelado de flujo

Para modelamiento de flujo en el MCI ANSYS dispone del módulo IC engine, el cual consta de cuatro diferentes análisis de elementos específicos para la simulación de un motor: análisis de flujo en puertos (para modelos en dos dimensiones), análisis de flujo en frío (para modelos en tres dimensiones como se muestra en las Figuras 52 y 53, respectivamente), simulación de la combustión en cilindros y simulación de ciclo completo.

Estos elementos se utilizan para modelar la región ocupada por el fluido y se ocupan de acuerdo a lo que se busca. Para este propósito se consideró el análisis de flujo en frío en el cual no se considera la reacción química ocurrida en la combustión.

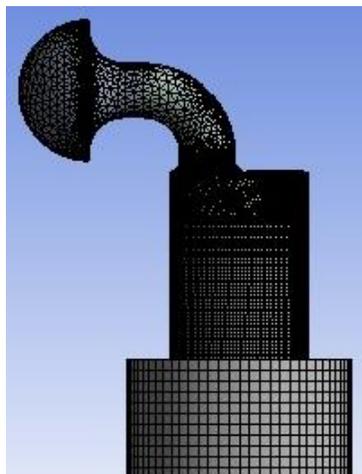


Figura 52. Análisis de flujo en puerto de admisión (Ford Ranger).

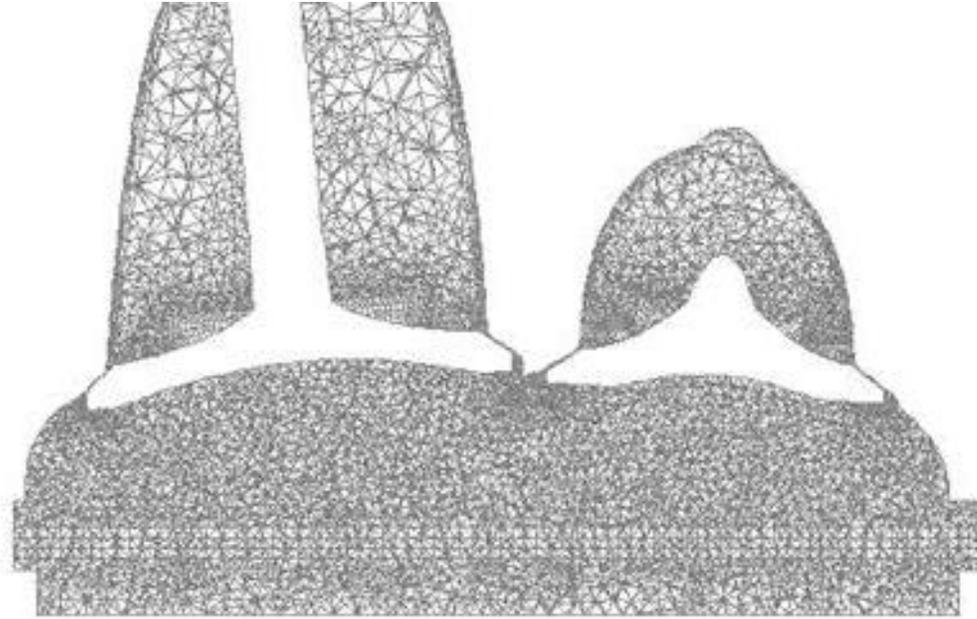


Figura 53. Análisis de flujo en frío (Ford Ranger).

Para el análisis de flujo en los puertos la geometría de las válvulas y cilindro se congela en los puntos críticos durante el ciclo del motor y el flujo de aire a través de los puertos se analiza utilizando CFD. Mediante este tipo de estudio se determina la velocidad de flujo a través del volumen del motor, remolino y caída en los niveles de turbulencia del cilindro. De igual manera nos ayuda al conocimiento del comportamiento de fenómenos de la dinámica de fluidos, como son, la separación, la formación de chorro, asfixia en válvula, pared de incidencia y la reinsertión, así como los movimientos secundarios. Todos estos efectos pueden ser visualizados y analizados.

El análisis de flujo en frío efectiva el modelamiento del flujo de aire y posiblemente de la inyección de combustible en el ciclo del motor sin tomar en cuenta las reacciones químicas. Su propósito es captar (1) el proceso de formación de la mezcla con precisión para la interacción de la geometría en movimiento con la dinámica de fluidos del proceso, (2) la forma en la que se dan las variaciones del flujo de aire (que cae en el cilindro con forma de remolino a través de válvulas de admisión) y el chorro de escape a través de las válvulas de escape; (3) la manera en que se realiza la apertura y cierre. Con todo esto se determina la producción de turbulencia y su caída debido a la compresión y desplazamiento de la mezcla.

En este tipo de simulaciones no se incluyen los cambios termodinámicos importantes que acompañan a la combustión; las características de flujo durante las carreras de potencia y de escape no reflejan la realidad.

La simulación se hace respecto al área de flujo de la cámara de combustión que corresponden a la cámara de combustión y el interior del cilindro en el punto muerto

superior del pistón, sin considerar el material. La Tabla 5.1 y 5.2 muestra los datos utilizados para el modelo en 3D.

Tabla 5-1 Datos de motor usados para el modelo

Datos de motor	
Nombre de motor	Ford Ranger
Numero de cilindros	4
Distribución de cilindros	En línea
Cilindrada	2.3 l
Diámetro	95.88 mm
Carrera	76.59 mm
Combustible	Gasolina

Tabla 5-2 Datos de entrada

Condiciones de entrada	
Velocidad del motor (rpm)	1800
Radio del cigüeñal (mm)	38.29
Longitud de biela (mm)	132.66
Elevación mínima (mm)	0.25

La Figura 54 muestra el modelo en 3D utilizado para el análisis de la variación de la presión del motor Ford Ranger.

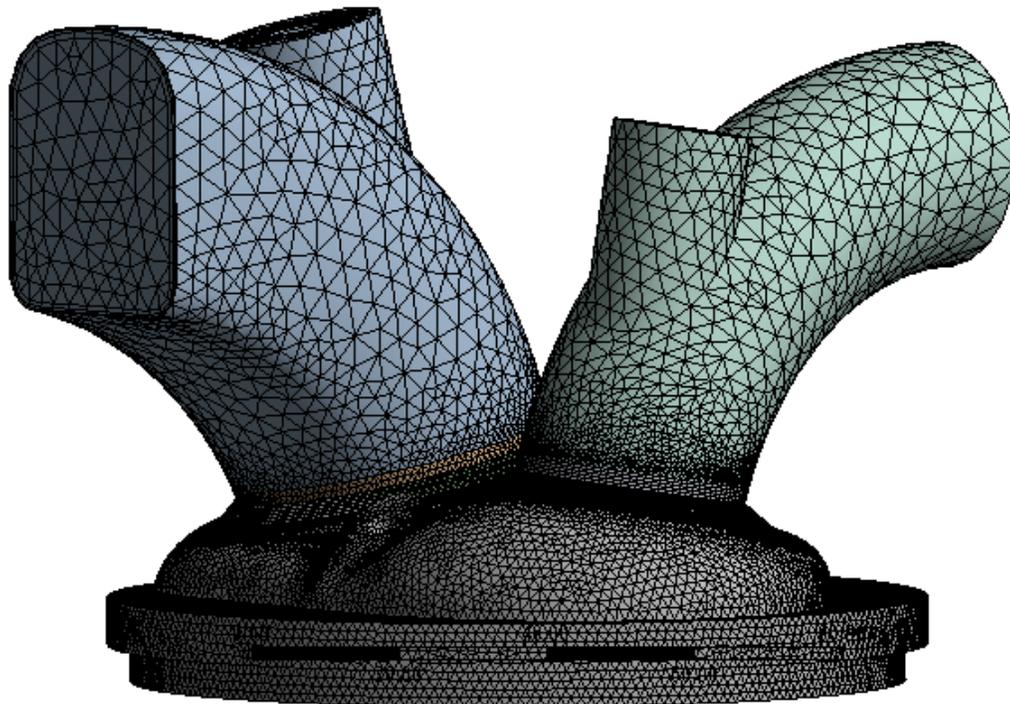


Figura 54. Mallado de la geometría del motor Ford Ranger.

Capítulo 6 . Resultados

Los resultados presentados en este capítulo constan de los resultados obtenidos mediante el programa ANSYS-Workbench-IC Engine. Aquí se obtuvieron perfiles de movimiento que corresponden a la operación completa del cigüeñal dos vueltas, que en grados son 720°. También se graficó el comportamiento de la presión durante los 4 ciclos de funcionamiento del motor, las relaciones de swirl y tumble que son los quienes determinan el comportamiento de la mezcla aire-combustible. Su papel es generar una mezcla que sea uniforme, además de contribuir a una combustión más adecuada y reducción de gases contaminantes. Mediante el modelado del área de flujo del motor Ford Ranger se hizo la simulación, la cual de manera gráfica describe cómo va cambiando o variando nuestro modelo.



Figura 55. Desplazamiento de válvulas

En la Figura 55 se puede apreciar tres 2 gráficos del desplazamiento de válvulas diferentes, el normal, el retrasado y adelantado de la entrada de las válvulas. Los 2 desplazamientos se usaron en diferentes simulaciones para ver cómo se modificaban los resultados después de la comparación y cuál de las dos opciones era la que tuviera mejor comportamiento de acuerdo a una operación más óptima.

5.1. Resultados del modelo de la cámara de combustión obtenidos con el Programa ANSYS

En el siguiente capítulo se muestran los resultados en relación a las principales características del comportamiento del flujo en el interior del cilindro y cámara de combustión de nuestro motor Ford Ranger.

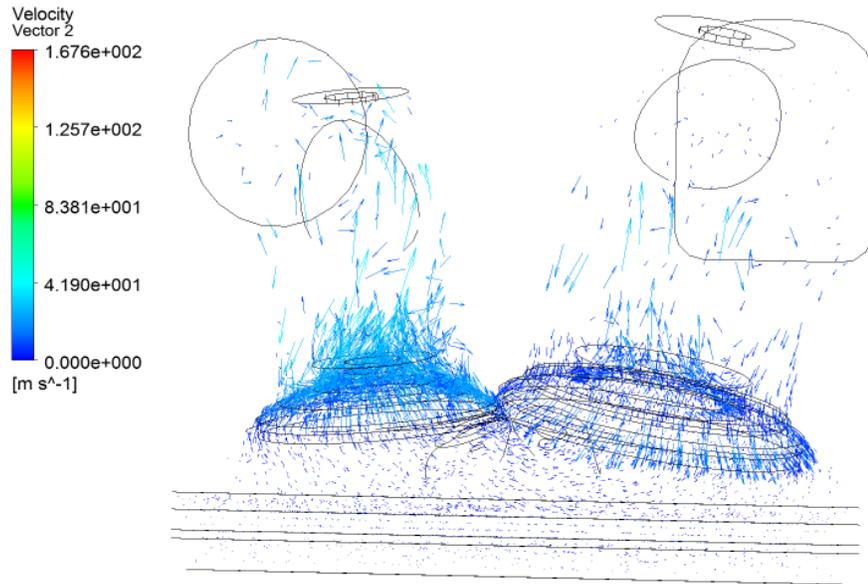


Figura 56. Vectores de velocidad a 360° de la posición del cigüeñal (cruce de válvulas)

La Figura 56 muestra el campo de vectores de velocidad con la posición del cigüeñal a 270°. En este momento se lleva a cabo el cruce de válvulas; es decir, que las dos válvulas se encuentran abiertas. En este punto la válvula de escape se encuentra a punto de cerrar y la válvula de admisión comienza su apertura. En la figura se observa como el flujo es expulsado y admitido de nueva manera en la cámara de combustión; luego una parte del flujo se direcciona hacia las entradas de las válvulas de escape primero, a la de admisión después, para finalizar un ciclo e iniciar otro.

Lo descrito en la Figura 56 nos ayuda a comprender el patrón de flujo de manera gráfica.

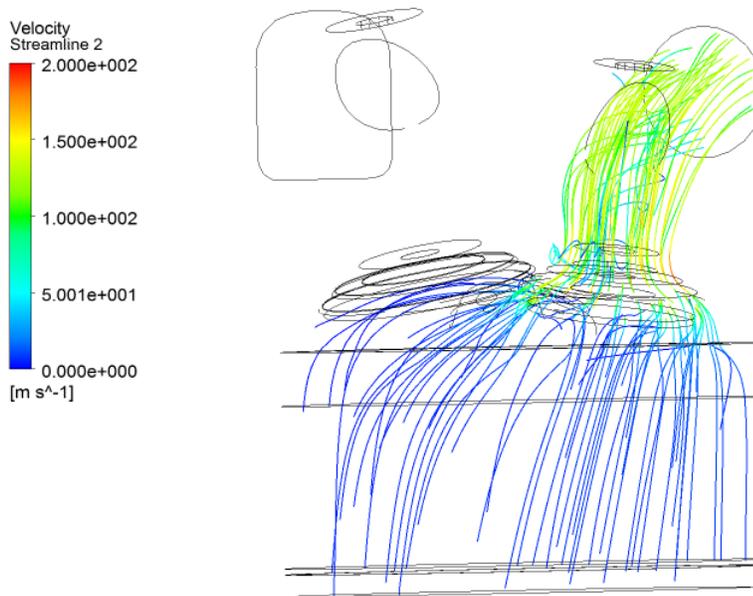


Figura 57. Líneas de corriente de velocidad a 270° de la posición del cigüeñal.

La Figura 57 muestra las líneas de corriente en todo el dominio del motor solo excluyendo la entrada de admisión. En esta figura se observa como el flujo se dirige hacia la entrada de la válvula de escape.

5.2. Contornos de velocidad

A continuación se presentan en la Figura 58 los perfiles de movimiento obtenidos a los diferentes grados y posición del cigüeñal, cuya duración es hasta terminar una operación completa, es decir, 720° grados del giro del cigüeñal.

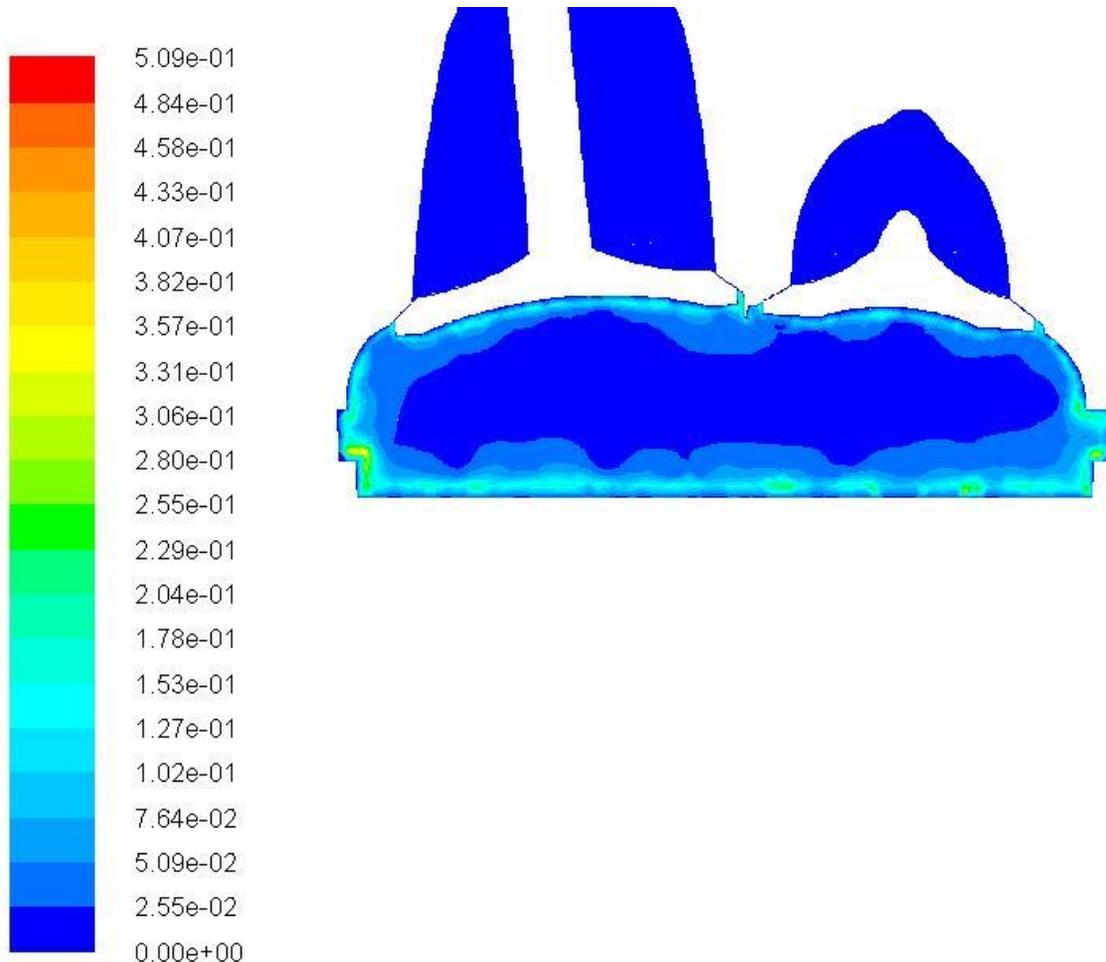


Figura 58. Contorno de velocidades a de 0.25° de la posición del cigüeñal.

La Figura 59 muestra el contorno de velocidades en el motor a 0.25° de avance de la posición angular del cigüeñal. En la gráfica se observan zonas de velocidad de gran interés; las zonas de mayor velocidad se encuentran en las paredes que limitan el flujo.

Siguiendo con el análisis de velocidades, a continuación se muestra el contorno de velocidades de los puntos más relevantes de la ubicación del ángulo del cigüeñal durante un ciclo completo de trabajo del motor que son 720°, como se muestran en las figuras (59-67).

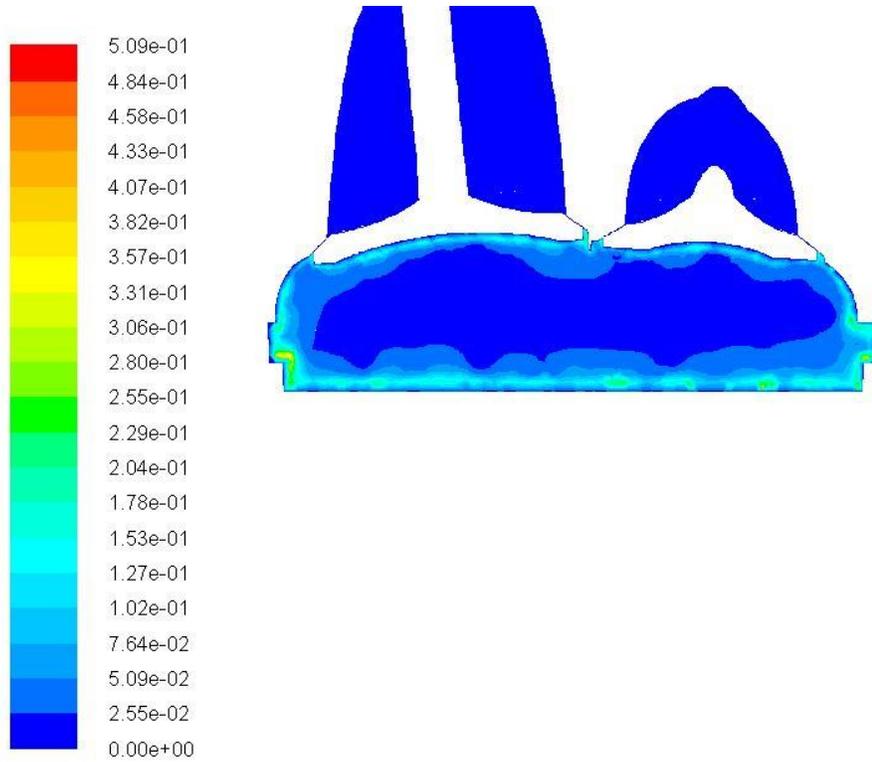


Figura 59. Contorno de velocidades a 0.25° de la posición del cigüeñal avance mínimo.

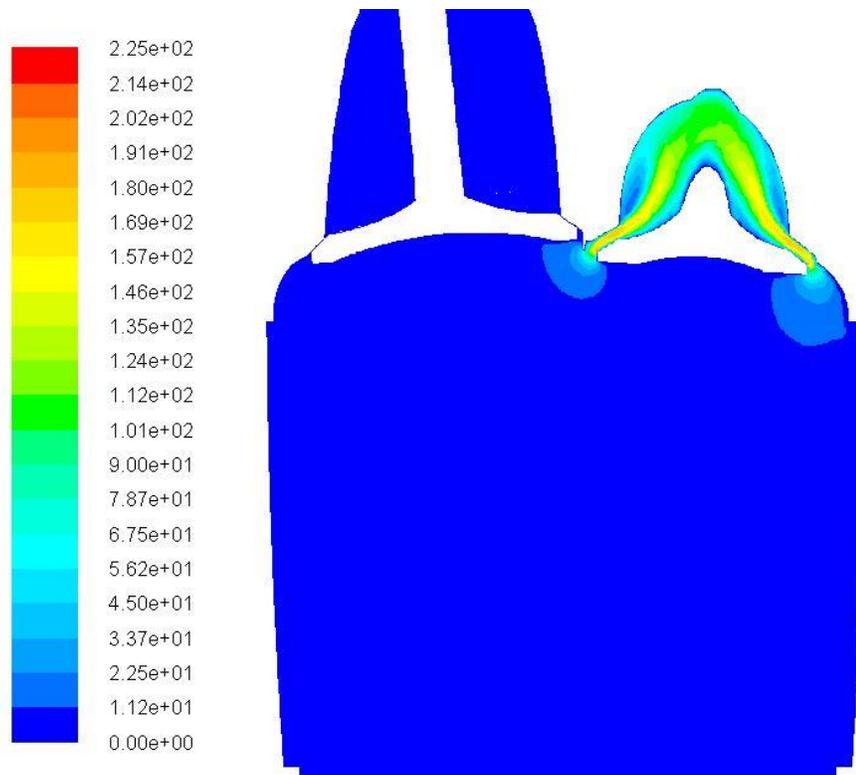


Figura 60. Contorno de velocidades a 208° de la posición del cigüeñal.

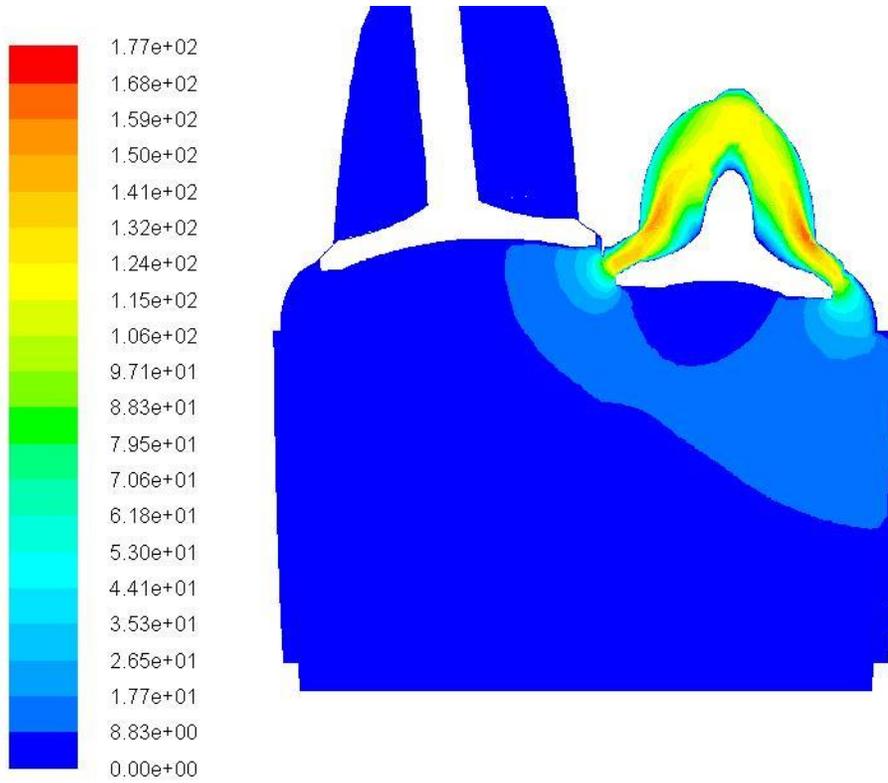


Figura 61. Contorno de velocidades a 260° de la posición del cigüeñal.

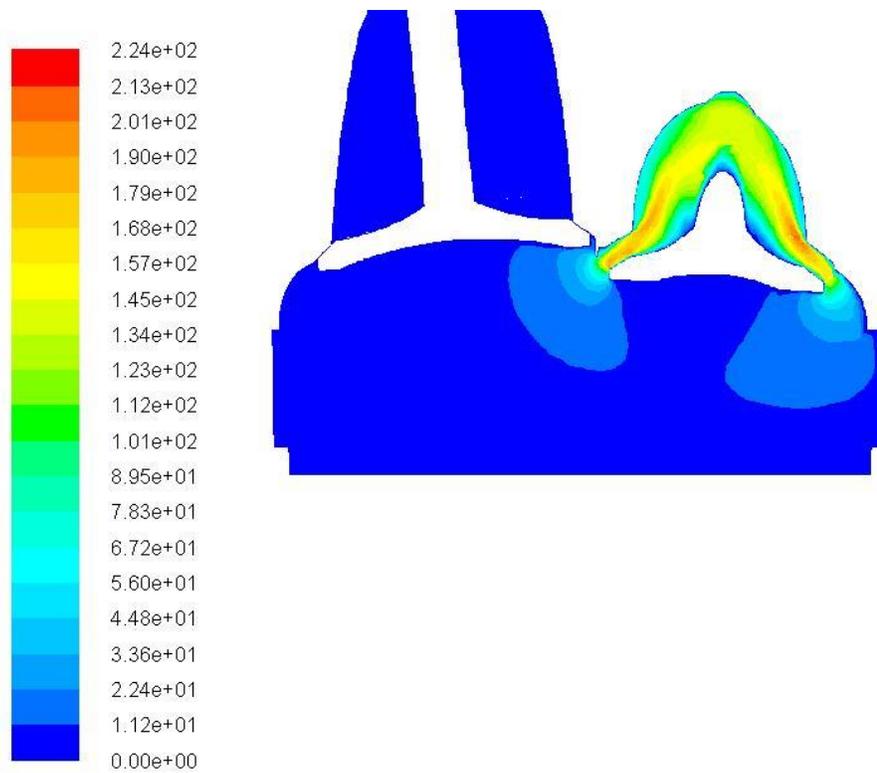


Figura 62. Contorno de velocidades a 316° de la posición del cigüeñal.

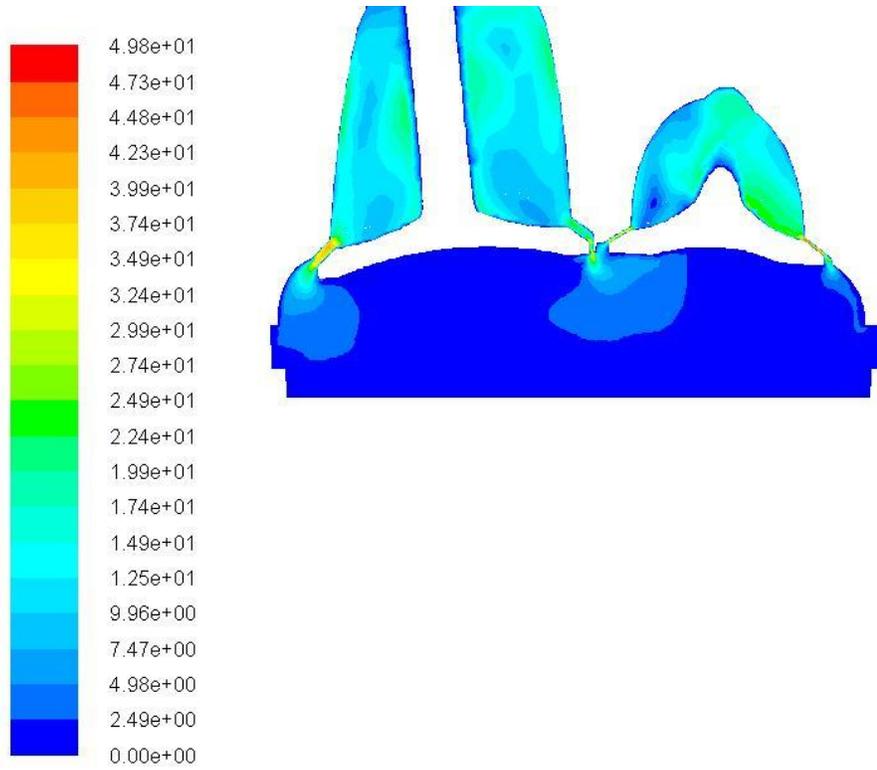


Figura 63. Contorno de velocidades a 368° de la posición del cigüeñal.

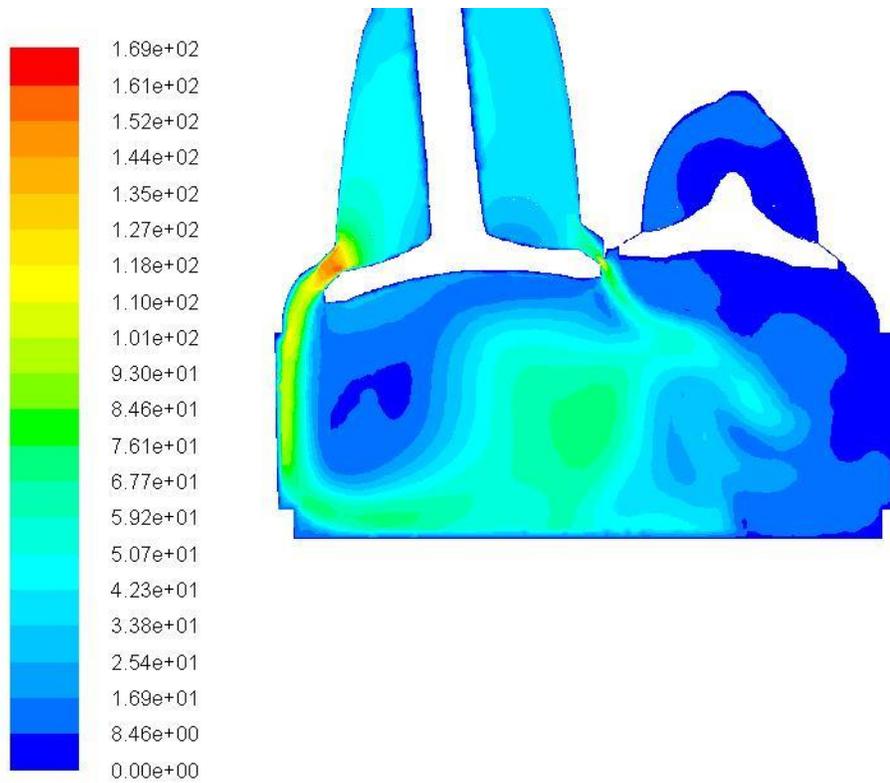


Figura 64. Contorno de velocidades a 420.12° de la posición del cigüeñal.

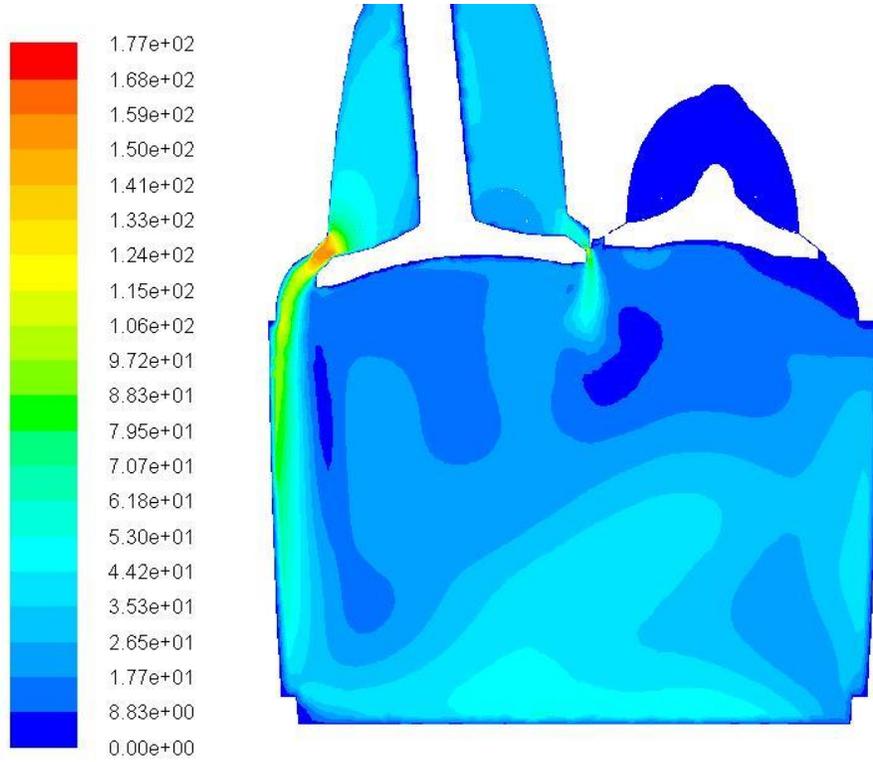


Figura 65. Contorno de velocidades a 476.12° de la posición del cigüeñal.

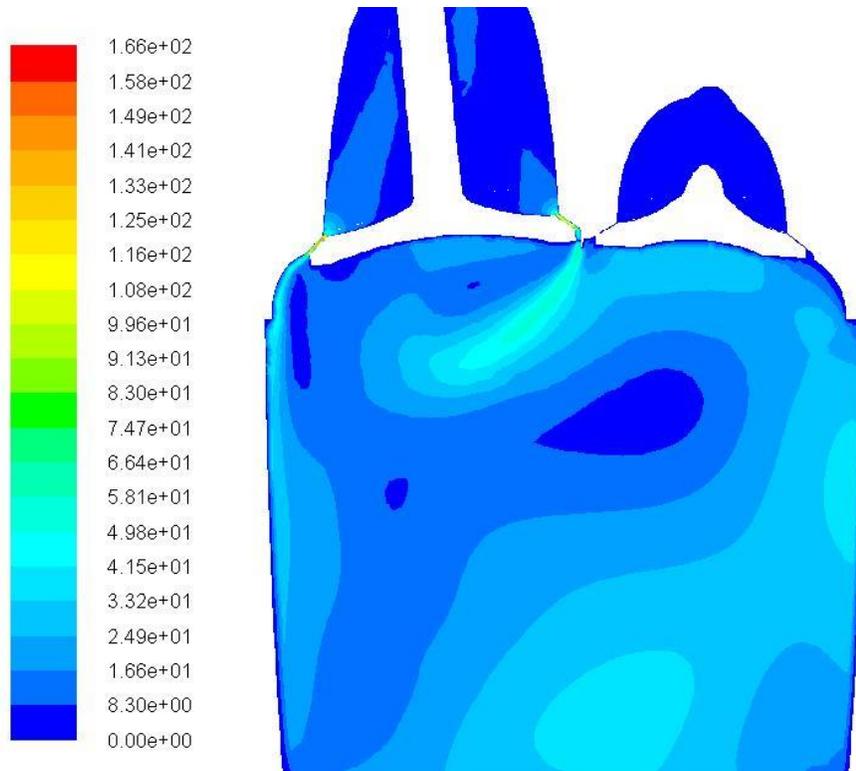


Figura 66. Contorno de velocidades a 528.12° de la posición del cigüeñal.

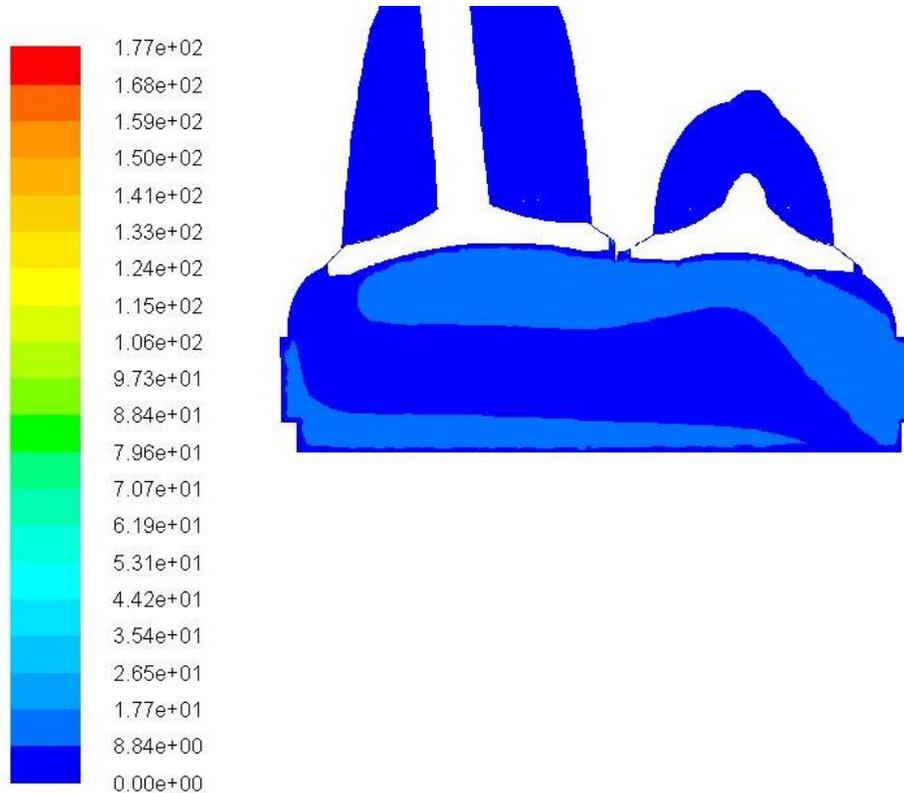


Figura 67. Contorno de velocidades a 688.12° de la posición del cigüeñal.

En las figuras anteriores 59-67 se muestran las secciones de corte para analizar el contorno de velocidades a distintas posiciones del ángulo del cigüeñal y tomando de manera más relevante la entrada y salida del flujo. En total se analizaron algunos contornos de velocidades en orden ascendente, los cuales se muestran desde la figura 60 hasta la figura 67.

5.3. Aerodinámica de flujo

La influencia de la configuración del puerto de admisión en el patrón de flujo es de mucha importancia, pues ayuda si el tipo de mezcla es el adecuado.

De acuerdo a la configuración de los asientos de las válvulas se genera la relación de remolino y caída del volumen de control, que contribuyen a la generación de una mezcla más homogénea y con ello se mejora la combustión. En este análisis se visualiza la influencia del asiento de válvula en el patrón de flujo al visualizar las figuras 68, 69, 70, 71, 72, y 73.

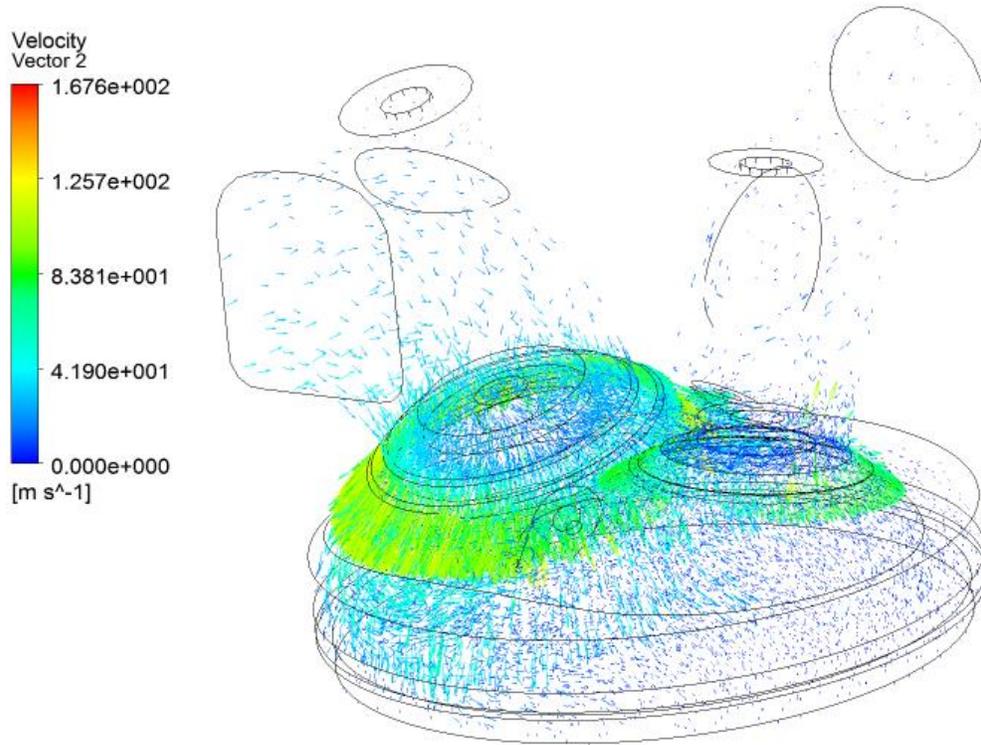


Figura 68. Vectores de velocidad a 390° de la posición del cigüeñal.

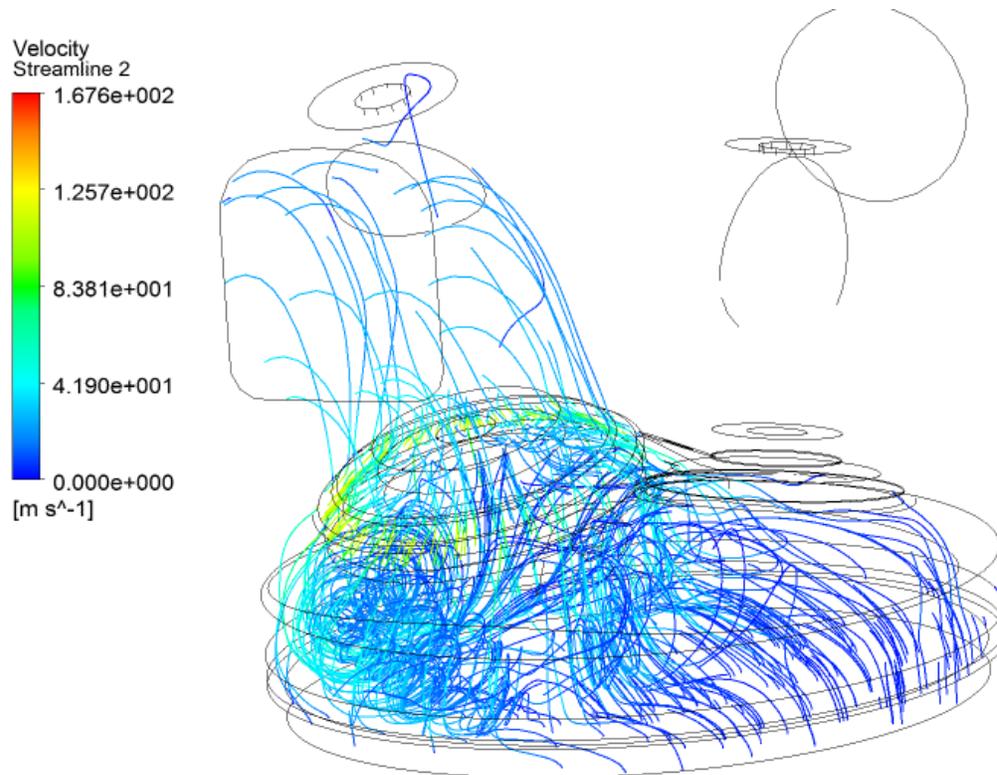


Figura 69. Líneas de corriente a 390° de la posición del cigüeñal.

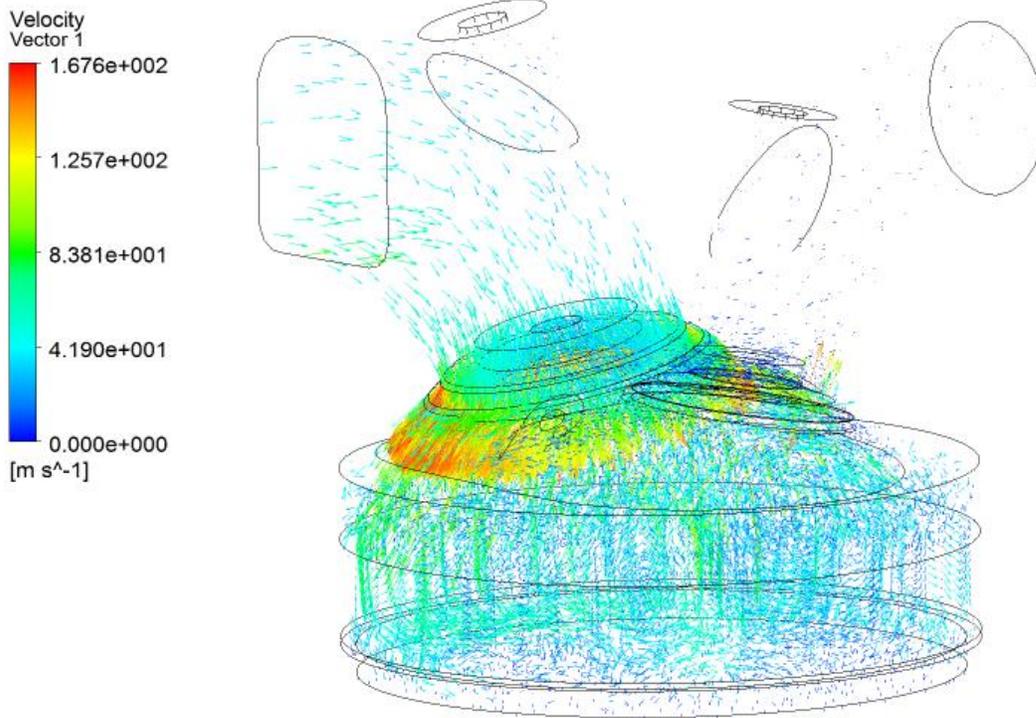


Figura 70. Vectores de velocidad a 420.125° de la posición del cigüeñal.

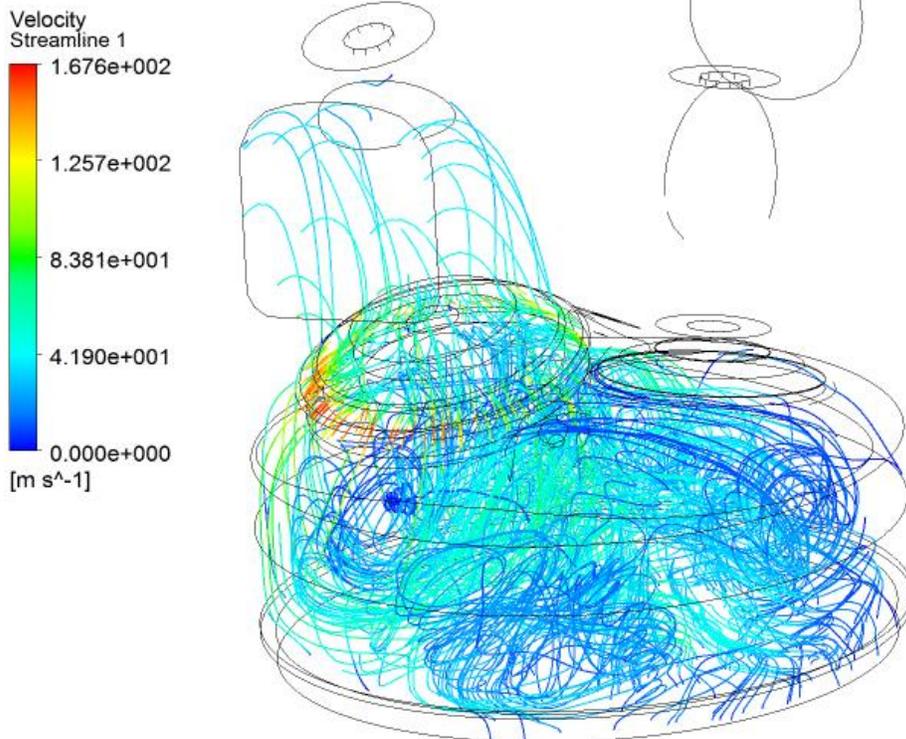


Figura 71. Líneas de corriente a 420.125° de la posición del cigüeñal.

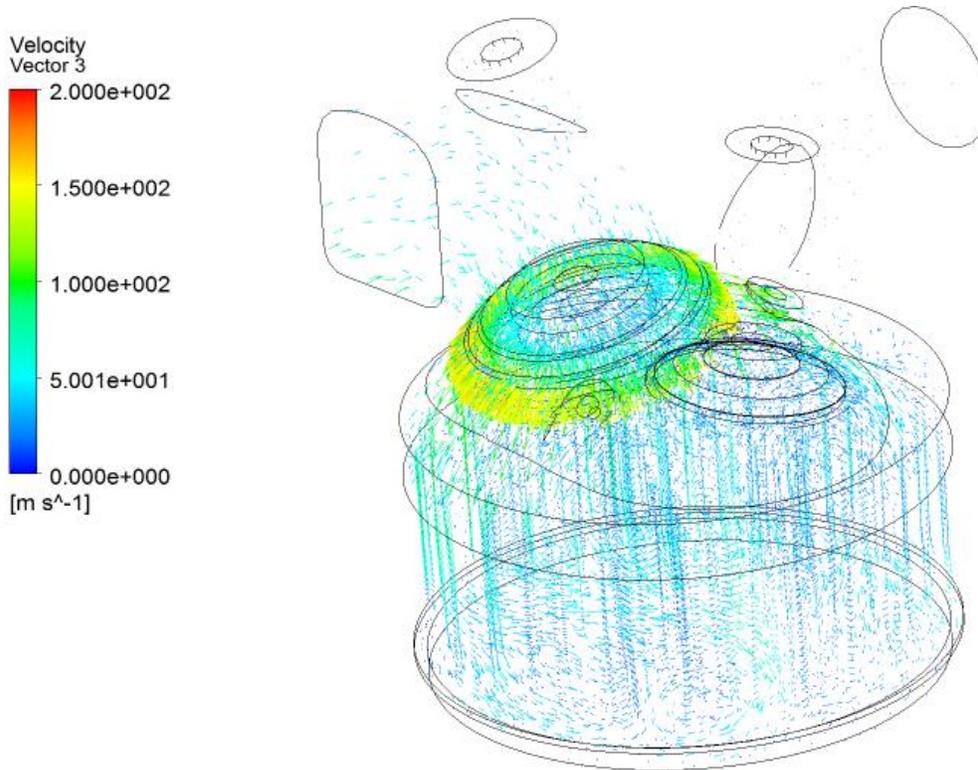


Figura 72. Vectores de velocidad a 450.125° de la posición del cigüeñal.

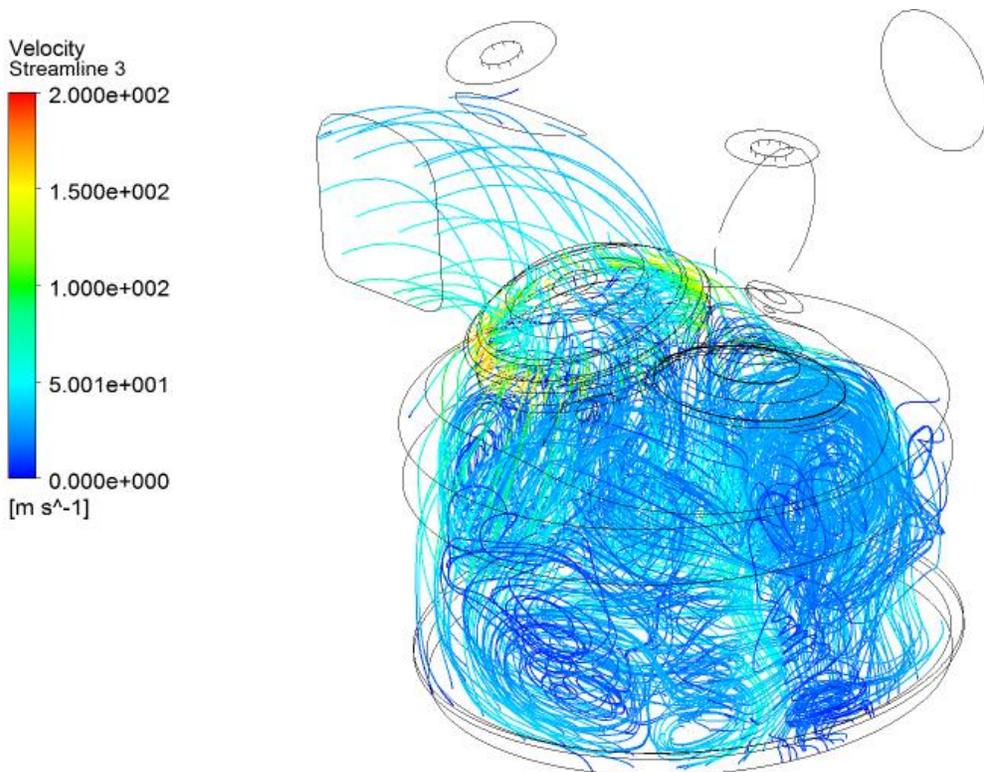


Figura 73. Líneas de corriente a 450.125° de la posición del cigüeñal.

5.4. Comparación de gráficos de acuerdo a la modificación de las trayectorias de la levas

Mediante los siguientes gráficos obtenidos, se hace la comparación de cómo varía la presión, las relaciones de remolino y caída del volumen de control.

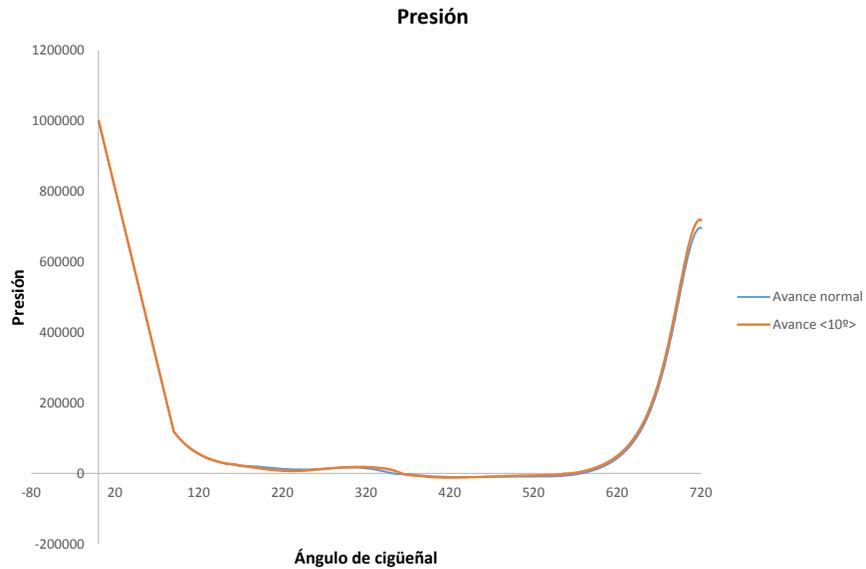


Figura 74. Variación de la presión con respecto al giro del cigüeñal.

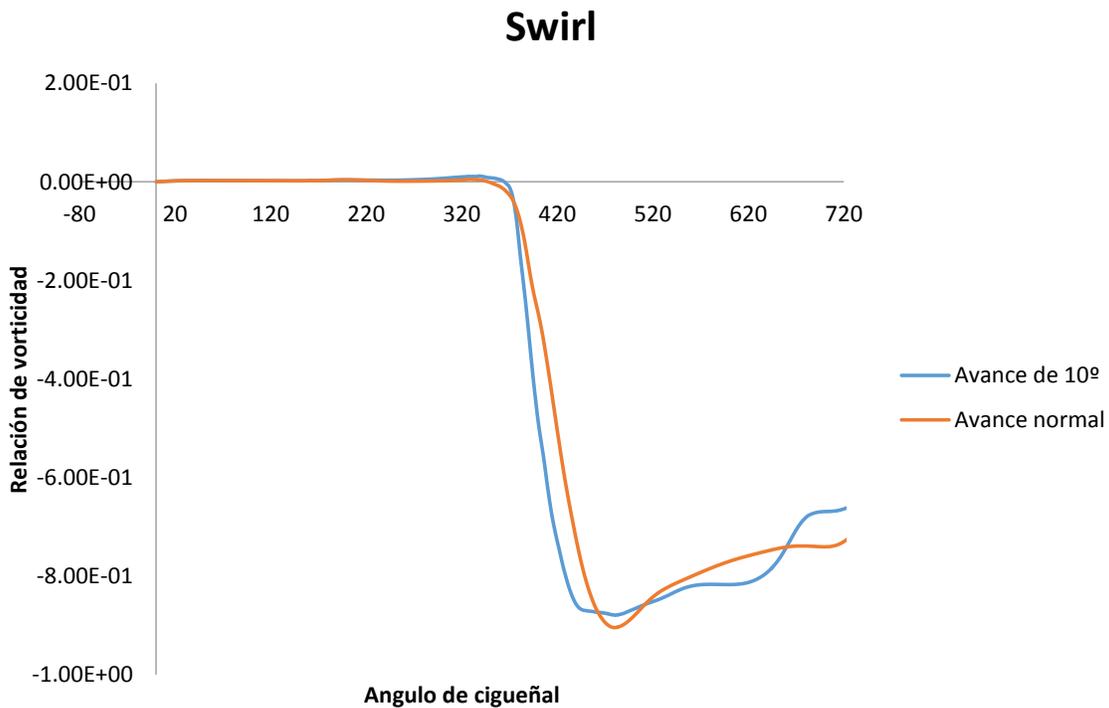


Figura 75. Relación de remolino durante un ciclo completo.

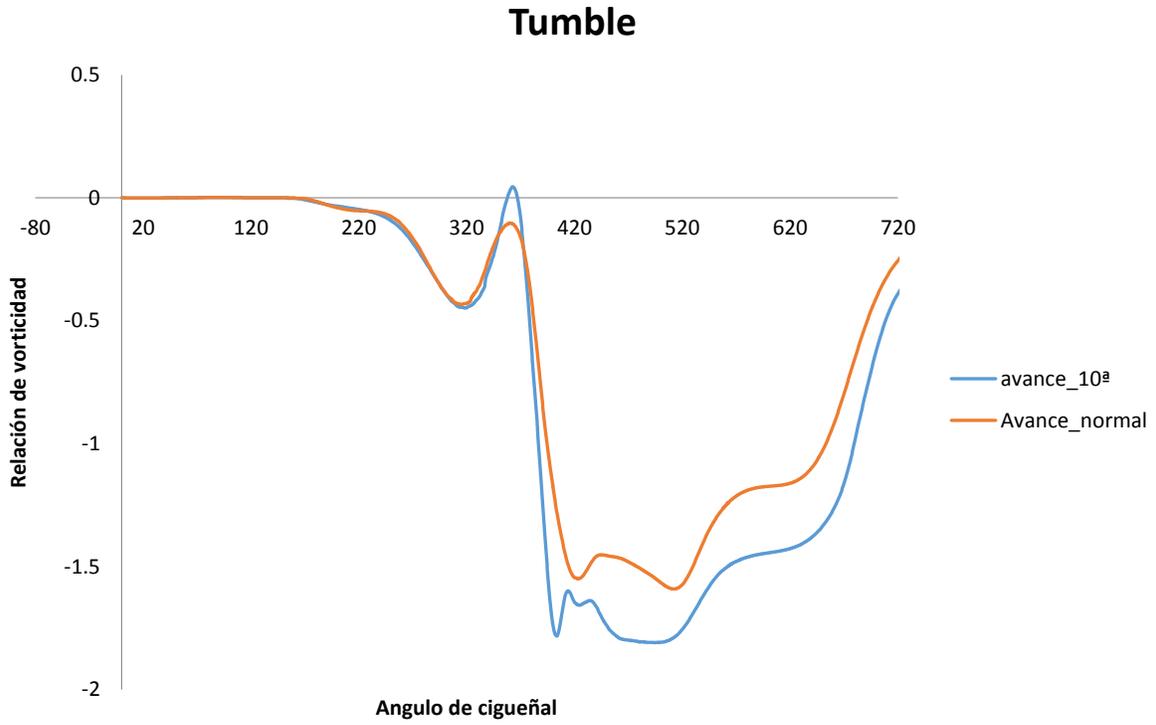


Figura 76. Relación de caída del volumen control.

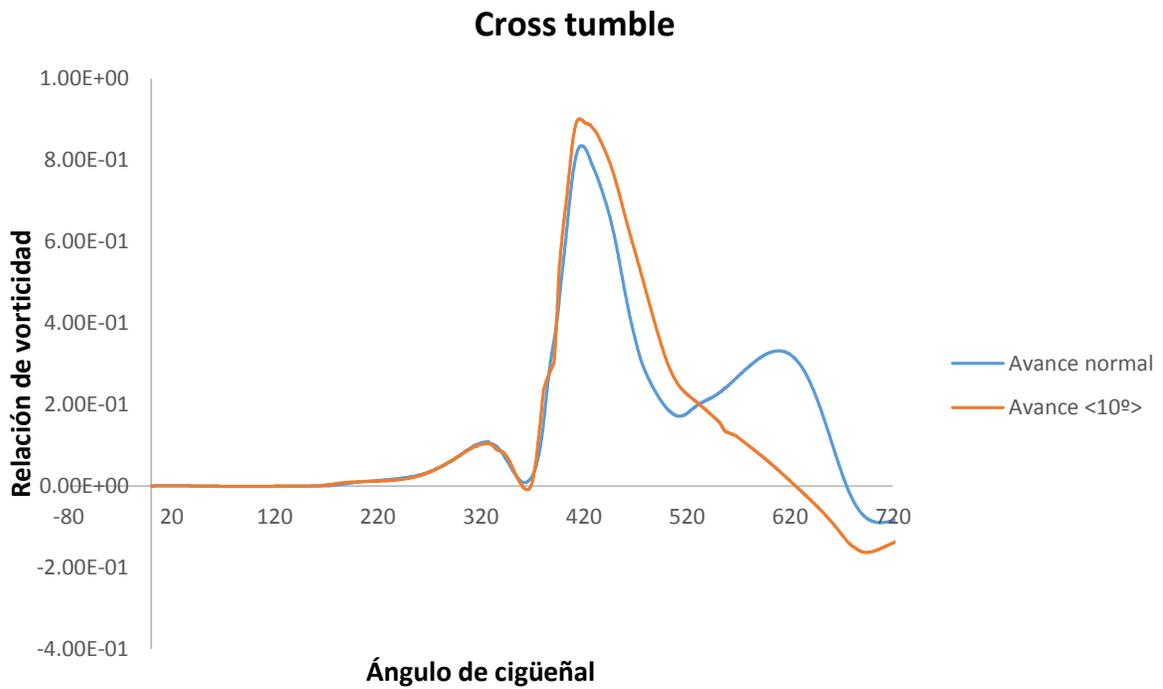


Figura 77. Relación de caída transversal del volumen de control

Conclusiones

Con la realización del presente trabajo ha sido posible realizar un análisis de flujo en frío de la cámara de combustión de un motor de combustión interna de tipo constructivo en línea, marca Ford, de 2.3 litros para el modelo Ranger 94. Se ha utilizado una herramienta numérica especializada que utiliza un código de Dinámica de Fluidos Computacionales denominado Fluent 15.0 junto con una interfaz específicamente diseñada para este tipo de análisis denominada IC-Engine.

Ha sido posible obtener la variación de la presión al interior de la cámara de combustión durante el ciclo completo. El modelo de volumen finito cuenta con alrededor de 944279 celdas y se ha realizado un análisis de flujo transitorio para captar el desempeño de la cámara durante toda su operación. Es importante mencionar que fueron necesarias 480 horas de simulación en una computadora con 8Gb de memoria en Ram con un procesador Intel i7.

Se han determinado los factores que contribuyen a la variación de la presión, de la obtención de una mezcla homogénea y por lo tanto del comportamiento de las emisiones. En la cámara de combustión la relación de swirl y tumble tiene un papel importante en las eficiencias de combustión del motor y las formaciones de emisión. Se ha obtenido la manera gráfica la forma en cómo se desarrolla la presión, velocidad, relación swirl y tumble con respecto a la posición angular del cigüeñal. Se ha podido observar que con un en el retraso en las válvulas de admisión y escape se incrementa la relación de swirl y se disminuye la relación de tumble y su transversal de manera significativa.

Los resultados obtenidos al simular todo el ciclo completo de operación del motor Ford Ranger muestra de manera gráfica de lo que ocurre en el cilindro cuando el motor se durante una operación de 1800 rpm. Por otro lado, luego de simular 2 veces los cuatro ciclos completos del motor normal y con la variación de la entrada de las válvulas puede considerarse que el mismo ha alcanzado el régimen estacionario

Referencias

1. *Calculation on Cylinder Pressure Fluctuation by Using the Wave Equation in KIVA Program.* **WEI Haiqiao, WEI Jingsi, and SHU Gequn.** 2011, CHINESE JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING.
2. *Comparative analysis of three simulation models applied on a motored internal combustion engine.* **E.G. Pariotis a, G.M. Kosmadakis, C.D. Rakopoulos.** 2012, Energy Conversion and Management, Elsevier.
3. *Computer simulation of internal combustion engine flow processes.* **Taylor, C.M. van Vuuren G.D. Thiart A.B.** 2013, R AND D JOURNAL.
4. **Norberto Nigro, Mario A. Storti y Leonardo Ambrogg.** Modelización numérica de un motor de combustión interna monocilíndrico encendido por chispa. Santa Fe, Argentina : s.n., 1999.
5. *Numerical study of in-cylinder pressure in an internal combustion engine.* **A. Shidfar, M. Garshasbi.** 2004, Elsevier.
6. **AL-BAGHDADI, Maher A. R. Sadiq.** A Simulation Model for a Single Cylinder Four-Stroke Spark Ignition Engine Fueled with Alternative Fuels. Yefren-LIBYA : s.n., 2006.
7. *Determination of cycle number for real in-cylinder pressure cycle analysis .* **M. Akif Ceviz, Bülent Çavusoglu, Ferhat Kaya, I. Volkan Öner.** 2011, Energy, Elsevier.
8. **Meyer, Jason.** Engine Modeling of an Internal Combustion Engine With Twin Independent Cam Phasing. *Tesis.* 2007.
9. **Pulkrabek, Willard W.** *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine.* Upper Saddle River : Prentice Hall.
10. *Large-eddy simulations of turbulent flows in internal combustion engines.* **A. Banaeizadeh, A. Afshari, H. Schock, F. Jaber.** 2013, Elsevier.

Anexo 1



ANÁLISIS DE FLUJO EN EL CILINDRO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

Cesáreo Vera González, Luis Manuel Palacios Pineda
 División de Estudios de Posgrado e Investigación, Instituto Tecnológico de Pachuca,
 Carretera México-Pachuca km. 87.5 Col. Venta Prieta, C. P. Pachuca Hgo., MEXICO
 Teléfono: (771) 711 3073, 771 3140 ext. 131, 139, palacios@itpachuca.edu.mx

Resumen— Se presenta el análisis numérico con el objeto de determinar el cambio presión mediante el mecanismo biela-manivela en base a la posición angular del cigüeñal se evaluará el ciclo de funcionamiento de un motor a gasolina, específicamente lo que sucede en el interior del cilindro durante dicho proceso. La variación de la presión se obtendrá para un motor en funcionamiento a 3000 rpm con respecto al ángulo de giro del cigüeñal. De acuerdo a esto se puede conocer la forma de operación de dicha máquina que nos permitirá emitir recomendaciones acerca de la geometría y de la mezcla aire-combustible que permitan una operación más eficiente del motor. Se muestra la manera en cómo evoluciona el ciclo operativo del motor de acuerdo al movimiento del cigüeñal y el tiempo. Se describe detalladamente el procedimiento utilizando programas de ingeniería asistida por computadora como lo son Fluent y el módulo de IC-Engine de ANSYS-Workbench.

Abstract— A descriptive abstract is the summary of work you have already completed or work you are proposing. It is not the same thing as the introduction to your work. Use this document as a template. This document gives formatting instructions for authors preparing papers for publication in the CONAMTI® 2014 congress. The authors must follow the instructions given in the document for the papers to be published. Remember that the readers of your abstract will sometimes not read the paper as a whole, so in this short document you need to give them an overall picture of your work. If you are writing an abstract as a proposal for your research—in other words, as a request for permission to write a paper—the abstract serves to predict the kind of paper you hope to write. An abstract word limit of 150-200 words is common. Use the following as a checklist for your next abstract: motivation, problem statement, methodology, results and discussions, conclusions.

Palabras clave — Ángulo de cigüeñal, motor de combustión interna, presión, pistón.

I. INTRODUCCIÓN

Un motor es una máquina térmica cuya función es convertir la energía calorífica generada por la quema de un combustible en energía mecánica. Un MCI puede ser de explosión o compresión, para el trabajo se analizará uno a gasolina o encendido por chispa (explosión). El cigüeñal es una pieza importante cuyo aporte en el funcionamiento o encendido de motor de combustión interna recibe toda la fuerza generada en la explosión y la convierte en movimiento rotativo.

Con base en la posición angular del cigüeñal se evaluará el ciclo de funcionamiento de un motor a gasolina, específicamente lo que sucede en el interior del cilindro durante dicho proceso, con el fin de obtener la presión y con ello la temperatura, cambio de volumen, etc.

En este análisis se considera la reacción química que ocurre durante la explosión. A través de los resultados de podrán emitir recomendaciones acerca de la geometría y de la mezcla aire-combustible que permitan una operación más eficiente del motor.

A. Ciclos operativos con respecto al movimiento del cigüeñal

Primera fase (admisión). Movimiento del pistón del punto muerto superior (P.M.S.) al punto muerto inferior (P.M.I.) que es el punto más bajo de su recorrido. En esta fase el cigüeñal ha hecho un giro de 180° que sería un tiempo, y se ha producido la aspiración de una mezcla de oxígeno y combustible. (Válvula de admisión abierta)

Segunda fase (compresión). El pistón cambia del P.M.I. hasta el P.M.S., compresión de mezcla aire-combustible, cambios de presión y temperatura. Giro del cigüeñal a otros 180° (vuelta completa).

Tercera fase (explosión). Combustión originada por una chispa, cambios de presión y temperatura. Movimiento del pistón del P.M.S a P.M.I. lo que origina un giro del cigüeñal a 180° (Generación de trabajo).

Cuarta fase (escape). Abertura de la válvula de escape, cambio de posición del pistón del





P.M.I. a P.M.S. recorrido del cigüeñal a 180°. (Completado dos giros con esta fase)

En este trabajo se determina la presión en el cilindro de un motor de combustión interna (MCI) y la influencia que tiene el ángulo del cigüeñal sobre este y otros factores relevantes que contribuyen en el correcto funcionamiento de un motor que opera a dos mil revoluciones por minuto.

II. MATERIALES Y MÉTODOS

En primer término se obtiene la solución numérica del campo de flujo al interior del cilindro, se considera la compresibilidad y la turbulencia. En (1) se muestra la ecuación de continuidad o ecuación de conservación de la masa y es aplicable para flujos incompresible al igual que para flujos compresibles. El SM fuente es la masa añadida a la fase continua de la segunda fase dispersada.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \tag{1}$$

La conservación de la cantidad de movimiento se mantiene durante el cálculo numérico mediante la relación (2).

$$\frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \tag{2}$$

\vec{F} también contiene otros términos de fuente que dependen del modelo, tales como fuentes definidas porosa-media y de usuario.

Adicionalmente, el análisis de en el cilindro considera un dominio que cambia de geometría por los que la ecuación de conservación de cantidad de movimiento (3) en su manera general permite considerar las condiciones de movimiento el cual es considerado en el mallado de la geometría.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_{\partial V} \rho \phi (\vec{u} - \vec{u}_e) \cdot d\vec{A} = \int_{\partial V} \Gamma \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \tag{3}$$

Para la solución de primer orden la ecuación (3) en su tiempo de derivación se cambia a la ecuación (4).

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV = \frac{\rho \phi^{n+1} - \rho \phi^n}{\Delta t} \tag{4}$$

$$V^{n+1} = V^n + \frac{dV}{dt} \Delta t \tag{5}$$

$$\frac{dV}{dt} \int_{\partial V} \vec{u}_g \cdot d\vec{A} = \sum_j^{n_f} \vec{u}_{g,j} \cdot \vec{A}_j \tag{6}$$

$$\vec{u}_{g,j} \cdot \vec{A}_j = \frac{\delta V_j}{\Delta t} \tag{7}$$

El estudio tiene como objeto el análisis numérico de un MCI a gasolina de cuatro tiempos consta de tres partes que se complementan entre sí, a continuación se explicaran lo puntos que constituyen el estudio y las actividades contribuyen a la solución del mismo. Como primer punto primordial del estudio se tiene el problema a tratar y sus posibles soluciones.

La pregunta que se centra para el estudio es ¿De qué manera puede contribuir el ángulo del cigüeñal para un mejor rendimiento para un MCI? O si el rediseño ¿Podría contribuir en la eficiencia de un motor?

Para realizar el estudio de la variación de la presión en el interior del cilindro de acuerdo al giro del cigüeñal por medio del análisis del elemento finito se consideraron los siguientes factores:

- Determinar el motor para el estudio, datos técnicos del mismo y parámetros iniciales de la simulación.
- Proponer el tipo de discretización más viable, que es el no estructurado.
- El motor con el que se podrá trabajar es en línea, de cuatro tiempos y a gasolina.

Los motores de combustión interna implican fluidos complejos con interacciones dinámicas entre el flujo de aire, la inyección de combustible, geometrías en movimiento, y la combustión. La dinámica de fluidos analiza fenómenos como la formación de chorros, choque con remolino y caída de la pared, y producción de turbulencia son esenciales para el funcionamiento de un motor de alta eficiencia y emisiones de criterios. Los problemas de diseño a analizar incluyen diseño de puertos de flujo, diseño de forma de la cámara de combustión, sincronización variable de válvulas, inyección y el tiempo de encendido, y el diseño para velocidades bajas o inactividad.

Durante la el proceso de diseño se incluye investigación experimental utilizando la prueba de flujo o configuraciones de banco, los códigos 1D, modelos analíticos, los datos empíricos /





históricos y, por último, la dinámica de fluidos computacional (CFD). CFD tiene el potencial para proveer manera detallada información útil y percepciones que pueden retroalimentarse en el proceso de diseño.

En el análisis CFD, las ecuaciones fundamentales que describen el flujo de fluidos están siendo resueltos directamente sobre una malla que describe la geometría 3D, con sub-modelos de turbulencia, la inyección de carburante, química y combustión. Se utiliza varias técnicas y Sub-módulos para el modelado de movimiento de geometría y su efecto en el flujo de fluidos.

Puerto Análisis de Flujo: La cuantificación de la tasa de flujo, turbulencia y caída, con la geometría del estática motor en diferentes ubicaciones durante el ciclo del motor.

Análisis de flujo en frío: el ciclo del motor con la geometría en movimiento, el flujo de aire, y sin la inyección de combustible o reacciones en movimiento.

Simulación de combustión en cilindros: Trazos de potencia y tubo de escape con inyección de combustible, encendido, reacciones, y la predicción de contaminantes en la geometría en movimiento.

Ciclo completo de simulación: Simulación del ciclo del motor entero con el flujo de aire, la inyección de combustible, la combustión, y reacciones.

En la tabla 1 están representadas las condiciones iniciales que se consideraron para el análisis numérico, en ella esta los datos del motor con el cual se trabajó y en las figuras (1,2) los gráficos muestran el comportamiento de las válvulas y la carrera del pistón el ciclo de funcionamiento del MCI.

TABLA 1
CONDICIONES DE FRONTERA

Condiciones de frontera	
Velocidad del motor (rpm/min)	200
Radio del cigüeñal (mm)	45
Longitud de biela	144.3
Elevación mínima	0.2

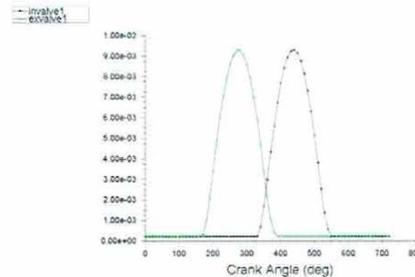


Fig. 1 Comportamiento de las válvulas durante el ciclo.

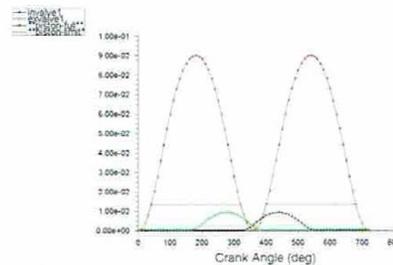


Fig. 2 desplazamientos de las válvulas y la carrera del pistón de acuerdo a la posición del cigüeñal.

III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Se consideró un motor un motor de cuatro tiempos. Con el objeto de verificar la metodología se hizo el estudio numérico en ANSYS 14.0 Y cuyos resultados muestran el comportamiento de la variación de la presión-velocidad de acuerdo a la posición angular del cigüeñal se pueden observar en las figura 3-10.

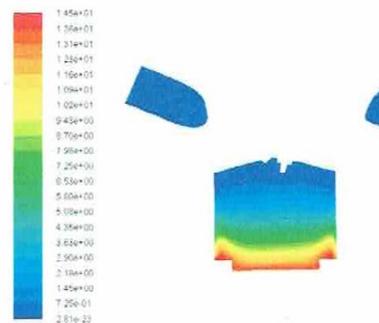


Fig. 1 Giro de cigüeñal a 90°.



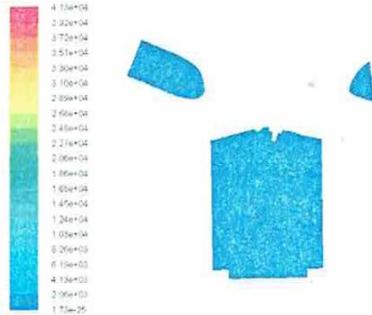


Fig.4 Giro de cigüeñal a 175°.

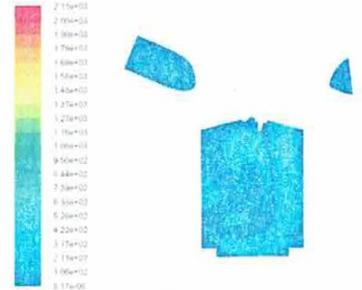


Fig.8 Giro de cigüeñal a 525°

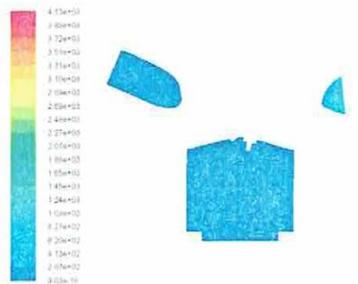


Fig.5 Giro de cigüeñal a 265°.

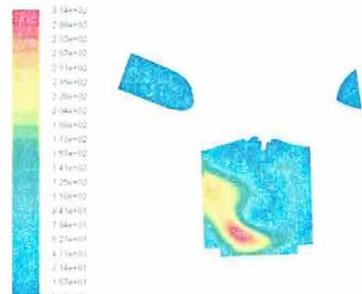


Fig.9 Giro de cigüeñal a 610°

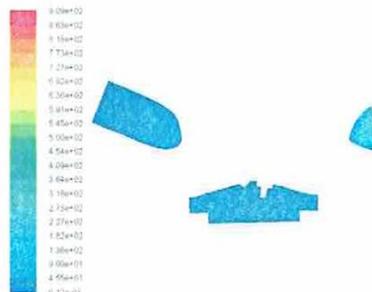


Fig.6 Giro de cigüeñal a 350°

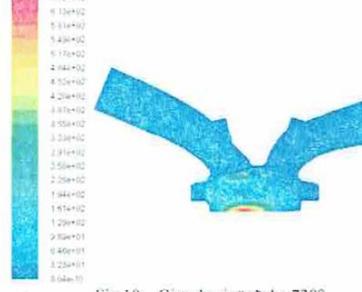


Fig.10 Giro de cigüeñal a 730°



Fig.7 Giro de cigüeñal a 435°

En las tres figuras anteriores se puede ver como ocurre la variaciones de la velocidad del flujo en el interior del cilindro de la cámara de combustión de un motor. Al girar el cigüeñal permite la entrada de flujo en la carrera de admisión, en la compresión se modifica la presión y en la explosión hay un incremento drástico en la presión y que es liberada en la carrera de escape.

De acuerdo al movimiento angular del cigüeñal se obtuvieron las siguientes graficas que describen el comportamiento de la presión (figura 11) y la carrera de avance del pistón (figura 12).



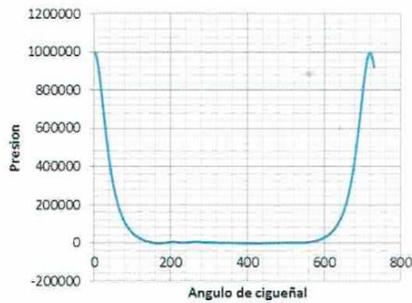


Fig. 11 Gráfica de la varianza de la presión-ángulo de cigüeñal

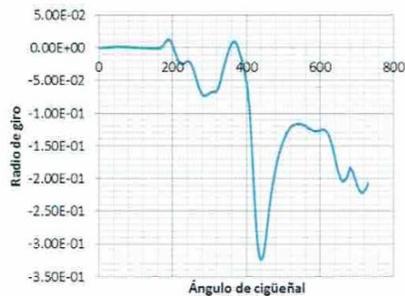


Fig. 12 Gráfica del avance del pistón con respecto al ángulo del cigüeñal

El comportamiento de la variación de la presión-velocidad de acuerdo a la posición angular del cigüeñal se pueden observar en la Figura 11 y 12.

IV. CONCLUSIONES

El objetivo del estudio de un motor MCI mediante el método de elementos finitos en módulo de IC-Engine de Ansys Workbench que nos ayudó a simular las condiciones de

operación de un motor a gasolina de cuatro tiempos con la introducción de datos reales. Se encontró que por cada movimiento angular en el giro del cigüeñal modifican en especial todo los factores que ocurren en el interior del cilindro de un MCI en este caso la presión varía de acuerdo con ello de manera significativa.

REFERENCIAS

- [1] S. M. Metev and V. P. Veiko, *Laser Assisted Microtechnology*, 2nd ed., R. M. Osgood, Jr., Ed. Berlin, Germany: Springer-Verlag, 1998.
- [2] J. Breckling, Ed., *The Analysis of Directional Time Series: Applications to Wind Speed and Direction*, ser. Lecture Notes in Statistics. Berlin, Germany: Springer, 1989, vol. 61.
- [3] S. Zhang, C. Zhu, J. K. O. Sin, and P. K. T. Mok, "A novel ultrathin elevated channel low-temperature poly-Si TFT," *IEEE Electron Device Lett.*, vol. 20, pp. 569-571, Nov. 1999.
- [4] M. Wegmuller, J. P. von der Weid, P. Oberson, and N. Gisin, "High resolution fiber distributed measurements with coherent OFDR," in *Proc. ECOC '00*, 2000, paper 11.3.4, p. 109.
- [5] R. E. Sorace, V. S. Reinhardt, and S. A. Vaughn, "High-speed digital-to-RF converter," U.S. Patent 5 668 842, Sept. 16, 1997.
- [6] (2002) The IEEE website. [Online]. Available: <http://www.ieee.org/>
- [7] M. Shell, (2002) IEEEtran homepage on CTAN. [Online]. Available: <http://www.ctan.org/tex-archive/macros/latex/contrib/supported/IEEEtran/>
- [8] *FLEXChip Signal Processor (MC68175/D)*, Motorola, 1996.
- [9] "PDCA12-70 data sheet," Opto Speed SA, Mezzovico, Switzerland.
- [10] A. Karnik, "Performance of TCP congestion control with rate feedback: TCP/ABR and rate adaptive TCP/IP," M. Eng. thesis, Indian Institute of Science, Bangalore, India, Jan. 1999.
- [11] J. Padhye, V. Firoiu, and D. Towsley, "A stochastic model of TCP Reno congestion avoidance and control," Univ. of Massachusetts, Amherst, MA, CMPSCI Tech. Rep. 99-02, 1999.
- [12] *Wireless LAN Medium Access Control (MAC) and Physical Layer (PHY) Specification*, IEEE Std. 802.11, 1.



Anexo 2



Universidad Autónoma del Caribe

La Maestría en Ingeniería Mecánica
y la Facultad de Ingeniería

Certifican que:

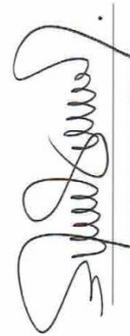
Cesáreo Vera González

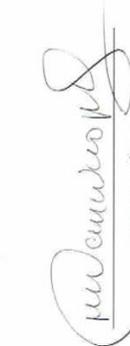
participó en calidad de asistente al Curso

Caracterización y Desarrollo de Materiales Compuestos

Realizado del 20 al 24 de octubre de 2014, con una duración de 30 horas.
Dado en Barranquilla, Colombia a los 6 días del mes de marzo de 2015.


NATALIA RUIZ RODGERS
Vicerrectora de Docencia


JESÚS DAVID PANTOJA MERCADO
Secretario General


MAURICIO MÁRQUEZ
Coordinador Maestría


RICARDO MENDOZA
Docente Facilitador

Anexo 3



Otorga el presente

Reconocimiento

a:

Cesáreo Vera González

Por su valiosa participación como **Expositor** en el “**XXI Congreso Internacional Anual de la SOMIM**” con la ponencia “**Variación de la presión en la cámara de combustión de un MCI Ford Ranger**” llevado a cabo del 23 al 25 de Septiembre del año 2015, en el Instituto Tecnológico Superior de Coatzacoalcos.

Coatzacoalcos, Veracruz.
Septiembre de 2015



Dra. Magdalena Trujillo Barragán
Presidente



Anexo 4

MEMORIAS DEL XXI CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM
23 al 25 DE SEPTIEMBRE DE 2015 COATZACOALCOS, VERACRUZ, MÉXICO

Tema A4. Termofluidos: *Análisis de flujo.*

Influencia de la carrera de las válvulas de admisión y escape en las relaciones de vorticidad en una cámara de combustión.

Luis Manuel Palacios Pineda, Cesareo Vera Gonzalez, Celerino Reséndiz Rosas, Ignacio Ramírez Vargas.

División de Estudios de Posgrado e Investigación, Instituto Tecnológico de Pachuca, Carretera México-Pachuca Km. 87.5 Col. Venta Prieta, C. P. 42080. Pachuca Hgo., MÉXICO. Teléfono: (771) 711 3073, 711 3140 ext. 131, 139, palacios@itpachuca.edu.mx

RESUMEN

Se presenta el análisis de la cámara de combustión de un motor de combustión interna (MCI), en línea marca Ford para modelos Ranger 94 de 2.3 litros. Este motor es utilizado en el Instituto Mexicano del Petróleo (IMP) para realizar diversas pruebas a combustibles y sus aditivos, y se encuentra completamente instrumentado. Se realiza una cuidadosa medición de la cámara de combustión a partir de la caracterización de diversos planos de la cámara, adicionalmente se utilizaron técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), para evaluar su desempeño. Se determina la variación de la presión durante un ciclo completo de operación y de la misma manera se obtiene la visualización del comportamiento de la relación de vorticidad horizontal y vertical, parámetros fundamentales para asegurar una alta eficiencia en combustión. Para el análisis de flujo se utiliza el programa Fluent, a través del módulo IC-ENGINE. La discretización del dominio se realiza con una malla dinámica que permite captar el cambio de volumen de la cámara durante la operación; es decir, de acuerdo con el desplazamiento del pistón el volumen de la cámara aumenta o reduce su volumen de acuerdo a la etapa del ciclo. Con este modelo se obtiene la distribución de la presión, el campo de velocidades y las relaciones de vorticidad y durante un ciclo completo de operación del motor, adicionalmente se cuantifica el impacto que tiene el incremento de la carrera de las válvulas de admisión y expulsión en el desempeño de la cámara.

ABSTRACT

Ford Ranger 94-2.3 l ICE combustion chamber flow analysis is presented. This engine is fully instrumented and is used by the Mexican Petroleum Institute to run test in order to evaluate fuel additives. A careful geometric measurement has been performed to obtain the chamber computational domain. Additionally, computer fluid dynamics technics have been used to measure its global performance. Pressure change, tumble and swirl ratio during one complete cycle is been obtained and quantify, these parameters are fundamental to ensure high performance of the chamber. The Fluent IC-ENGINE is used to numerically solve the fluid flow. The computer domain has been discretized using dynamic meshing techniques to capture the volume change during the engine cycle. Impact due to inlet and outlet valve stroke change has been quantify.

Tema A4. Termofluidos: Análisis de flujo.**Influencia de la carrera de las válvulas de admisión y escape en las relaciones de vorticidad en una cámara de combustión.****Luis Manuel Palacios Pineda, Cesareo Vera Gonzalez, Celerino Reséndiz Rosas, Ignacio Ramírez Vargas.**

División de Estudios de Posgrado e Investigación, Instituto Tecnológico de Pachuca, Carretera México-Pachuca Km. 87.5 Col. Venta Prieta, C. P. 42080. Pachuca Hgo., MÉXICO. Teléfono: (771) 711 3073, 711 3140 ext. 131, 139, palacios@itpachuca.edu.mx

RESUMEN

Se presenta el análisis de la cámara de combustión de un motor de combustión interna (MCI), en línea marca Ford para modelos Ranger 94 de 2.3 litros. Este motor es utilizado en el Instituto Mexicano del Petróleo (IMP) para realizar diversas pruebas a combustibles y sus aditivos, y se encuentra completamente instrumentado. Se realiza una cuidadosa medición de la cámara de combustión a partir de la caracterización de diversos planos de la cámara, adicionalmente se utilizaron técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), para evaluar su desempeño. Se determina la variación de la presión durante un ciclo completo de operación y de la misma manera se obtiene la visualización del comportamiento de la relación de vorticidad horizontal y vertical, parámetros fundamentales para asegurar una alta eficiencia en combustión. Para el análisis de flujo se utiliza el programa Fluent, a través del módulo IC-ENGINE. La discretización del dominio se realiza con una malla dinámica que permite captar el cambio de volumen de la cámara durante la operación; es decir, de acuerdo con el desplazamiento del pistón el volumen de la cámara aumenta o reduce su volumen de acuerdo a la etapa del ciclo. Con este modelo se obtiene la distribución de la presión, el campo de velocidades y las relaciones de vorticidad y durante un ciclo completo de operación del motor, adicionalmente se cuantifica el impacto que tiene el incremento de la carrera de las válvulas de admisión y expulsión en el desempeño de la cámara.

Palabras Clave: CFD, MCI, apertura de válvula, pistón, cámara de combustión.

ABSTRACT

Ford Ranger 94-2.3 ICE combustion chamber flow analysis is presented. This engine is fully instrumented and is used by the Mexican Petroleum Institute to run test in order to evaluate fuel additives. A careful geometric measurement has been performed to obtain the chamber computational domain. Additionally, computer fluid dynamics technics have been used to measure its global performance. Pressure change, tumble and swirl ratio during one complete cycle is been obtained and quantify, these parameters are fundamental to ensure high performance of the chamber. The Fluent IC-ENGINE is used to numerically solve the fluid flow. The computer domain has been discretized using dynamic meshing techniques to capture the volume change during the engine cycle. Impact due to inlet and outlet valve stroke change has been quantify.

Keywords: CFD, MCI, pressure, valve opening, combustion chamber.

1. Introducción

En un motor de combustión interna, el proceso de combustión y la formación de emisiones principalmente depende de flujo que ocurre dentro del cilindro. En trabajos anteriores [1, 2] se ha reportado que la generación de vórtices horizontales y verticales dentro de la cámara de combustión durante el proceso de admisión genera una alta turbulencia durante la etapa posterior de compresión lo que conduce a una velocidad mayor de combustión. Un motor

es una máquina térmica cuya función es convertir la energía calorífica generada por la quema de un combustible en energía mecánica. Un MCI puede ser de explosión o compresión, en este trabajo se analiza uno a gasolina o encendido por chipa (explosión).

En este trabajo se determinará la presión en el cilindro de un motor de combustión interna (MCI) y la influencia que tiene el ángulo del cigüeñal sobre este y otros factores relevantes que contribuyen en el correcto funcionamiento de un motor que opera a 1800 rpm, este análisis permitirá determinar de qué manera se puede hacer más eficiente un

MCI, al variar la carrera de las válvula de admisión y expulsión.

2. Desarrollo

En este trabajo se analiza un motor Ford Ranger de 2.3 litros, modelo 94 a gasolina, 4 cilindros y en línea. El desarrollo del trabajo se realizó de la siguiente forma: primero se llevó a cabo la medición de la cámara de combustión para construir el modelo geométrico, debido a la complejidad de la geometría de la cámara esta tarea se realizó con mediciones en diferentes planos de la cámara que posteriormente fueron integrados para formar la superficie. Posteriormente, considerando todos los parámetros de operación del motor se realizó la discretización del dominio con el uso de malla dinámica que permita captar el cambio del volumen del volumen de control durante la operación del motor. Por último se llevó a cabo la solución numérica del flujo considerando diferentes valores de carrera en las válvulas de admisión y expulsión.

2.1. Modelación motor.

Para realizar el modelo computacional se tomaron medidas a la cámara de combustión, interior del cilindro, válvulas y asiento de válvulas. De acuerdo con estos datos se construyó el dominio de control en el programa SolidWorks.



Figura 1 Vista lateral del modelo Ford Ranger (IMP).

En la figura 1 se puede observar la generación de superficies que constituyen la cámara de combustión y su construcción a partir las mediciones realizadas en diferentes planos de la cámara. A partir de estas superficies se forma cada uno de los volúmenes que constituyen el dominio computacional, cada uno de estos volúmenes debe estar claramente definido para tener un control adecuado de la discretización (figura 2) en las etapas posteriores.

El modelo se correrá en un ciclo de 4 tiempos, que implica dos revoluciones completas del cigüeñal (720°). Cada uno de los 4 tiempos corresponde a la admisión, compresión, explosión y escape. Los elementos que constituyen el

modelo están integrados por la válvula de admisión y la válvula de escape, el cilindro, cámara de combustión, superficie del pistón, ductos de escape y admisión (Figura 2). El diámetro interno del cilindro es de 98.39 mm y la carrera es de 5.69 mm. La velocidad angular del cigüeñal es de 1800 rpm.



Figura 2 Componentes del modelo.

El dominio del fluido está dividido en varias zonas de discretización o mallado. El tipo de malla dinámica se utiliza en la zona de las válvulas y en el cilindro, ya que estos elementos cambian la geometría por donde pasa el fluido durante el desarrollo del ciclo. La figura 3 muestra el modelo computacional para realizar el análisis de flujo de la cámara.



Figura 3 Modelo para el análisis de flujo de la cámara de combustión del motor Ford Ranger 2.3l modelo 94 en línea.

En la figura 4 se muestra una fotografía de la cámara de combustión que se analiza en el presente trabajo.



Figura 4 Cabeza de motor Ford Ranger 2.3l modelo 94.

2.2. Condiciones de operación.

En la tabla 1 se presentan las características del motor: número de cilindros, su distribución, cilindrada, carrera etc.

Tabla 1 – Datos de motor de combustión interna analizado.

Característica	
Nombre de motor	Ford Ranger
Numero de cilindros	4
Distribución de cilindros	En línea
Cilindrada (l)	2.3
Diámetro del cilindro (mm)	95.88
Carrera (mm)	76.59
Combustible	Gasolina

En el estudio realizado se considera una operación del motor a 1800 rpm, la longitud de la biela es de 132.66 mm y el radio de la manivela es de 38.29 mm, como se muestra en la tabla 2.

Tabla 2 – Condiciones de operación.

Condiciones de operación	
Velocidad del motor (rpm)	1800
Radio del cigüeñal (mm)	38.29
Longitud de biela (mm)	132.66
Elevación mínima (mm)	0.25

Por otro lado, la figura 5 muestra la gráfica del desplazamiento de las válvulas y del pistón durante el ciclo de operación completo con respecto al ángulo del cigüeñal. Es importante mencionar que se considera 0° de la rotación del cigüeñal en el punto muerto superior justo al inicio de la expansión.

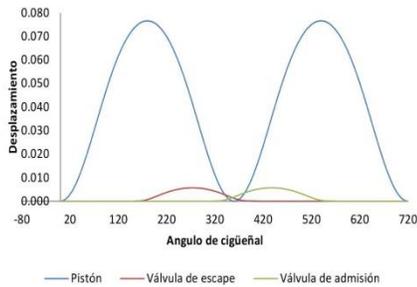


Figura 5 Desplazamiento de las válvulas de admisión y de escape y del pistón durante el ciclo de análisis.

2.3. Discretización de dominio computacional.

El análisis de dinámica de fluidos computacional se realiza utilizando el método de volumen finito implementado en el programa Fluent. La malla utilizada es no estructurada y celdas tetraédricas. En la figura 6 se puede observar la geometría y mallado de la cámara de combustión, en la imagen se muestra la discretización en una posición de 3.75° del ángulo del cigüeñal. La cantidad de nodos de la malla es de 237999, considerando todas y cada una de las secciones que componen la cámara de combustión.

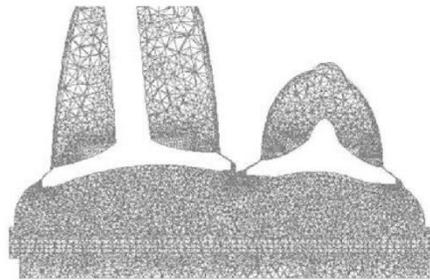


Figura 6 Discretización del dominio computacional a 3.75° del ángulo del cigüeñal.

La figura 7 muestra la discretización de los diferentes volúmenes que componen la cámara de combustión. Puede notarse la forma tetraédrica de las celdas y en la parte inferior se puede observar la malla dinámica.

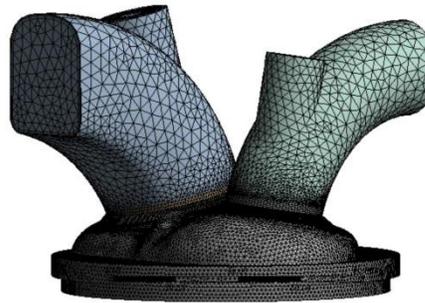


Figura 7 Mallado de la geometría del motor Ford Ranger.

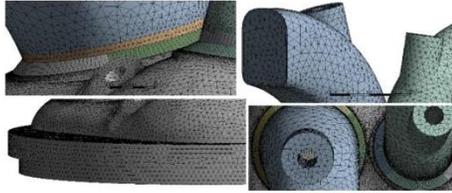


Figura 8 Mallado de diferentes secciones de la geometría del motor Ford Ranger.

En la figura 8 se muestran cuatro detalles de la discretización desde la zona de asiento de la válvula así como las válvulas de admisión y escape.

2.4. Modelo matemático.

En primer término se obtiene la solución numérica del campo de flujo al interior del cilindro, se considera un flujo compresible y turbulento. En la ecuación (1) se muestra la expresión de continuidad o de conservación de la masa y es aplicable para flujos incompresible al igual que para flujos compresibles. El S_M es la masa añadida a la fase continua de la segunda fase dispersada.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \tag{1}$$

La conservación de la cantidad de movimiento se mantiene durante el cálculo numérico mediante la relación (2).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \tag{2}$$

\vec{F} contiene otros términos de fuente que dependen del modelo, tales como fuentes definidas porosa-media y definidas por el usuario.

Adicionalmente, el análisis en el cilindro considera un dominio que cambia de volumen por lo que la ecuación de conservación de cantidad de movimiento (3), permite considerar las condiciones de movimiento y reflejarlo en el mallado de la geometría.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_{\partial V} \rho \phi (\vec{u} - \vec{u}_s) \cdot d\vec{A} = \int_V \Gamma \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \tag{3}$$

Para la solución de primer orden, la ecuación (3) discretizada en el tiempo toma la forma de las ecuaciones (4-7).

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV = \frac{\rho \phi^{n+1} - \rho \phi^n}{\Delta t} \tag{4}$$

$$V^{n+1} = V^n + \frac{dV}{dt} \Delta t \tag{5}$$

$$\frac{dV}{dt} \int_{\partial V} \vec{u}_g \cdot d\vec{A} = \sum_j^{n_j} \vec{u}_{g,j} \vec{A}_j \tag{6}$$

$$\vec{u}_{g,j} \vec{A}_j = \frac{\delta V_j}{\Delta t} \tag{7}$$

Los motores de combustión interna implican fluidos complejos con interacciones dinámicas entre el flujo de aire, la inyección de combustible, geometrías en movimiento, y la combustión. La dinámica de fluidos analiza fenómenos como la formación de chorros, la relación de vorticidad horizontal y vertical, y la turbulencia son esenciales para el funcionamiento de un motor de alta eficiencia y la disminución de sus emisiones contaminantes. Los problemas de diseño a analizar incluyen diseño de puertos de flujo, diseño de forma de la cámara de combustión, sincronización variable de válvulas, inyección y el tiempo de encendido, y el diseño para velocidades bajas o inactividad.

Durante el proceso de diseño se incluye investigación experimental utilizando la prueba de flujo o configuraciones de banco, los códigos 1D, modelos analíticos, los datos empíricos / históricos y, por último, la dinámica de fluidos computacional (CFD). CFD tiene el potencial para proveer manera detallada información útil y percepciones que pueden retroalimentarse en el proceso de diseño.

En el análisis CFD, las ecuaciones fundamentales que describen el flujo de fluidos se resuelve directamente sobre una malla que describe la geometría 3D, sub-modelos de turbulencia, la inyección de carburante, química y combustión. Se utiliza varias técnicas y Sub-módulos para el modelado de movimiento de geometría y su efecto en el flujo de fluidos.

Para la simulación se utiliza ANSYS Workbench/ IC Engine y se ha considerado un análisis de flujo en frío [5], el cual toma en cuenta el ciclo del motor con la geometría dinámica y flujo de aire, pero no se toma en cuenta la reacción de combustión.

3. Resultados

Los resultados obtenidos en este estudio se obtuvieron mediante el uso de las plataformas IC-Engine. Los resultados muestran el comportamiento de la variación de la presión-velocidad de acuerdo a la posición angular del cigüeñal, en las figura 9 a la 14 se puede observar los contornos de velocidad-ángulo de cigüeñal y las variaciones de la velocidad del flujo en el interior del cilindro de la cámara de combustión de un motor.

La figura 9 y 10 muestran la distribución de velocidad en 2 posiciones diferentes durante el escape. En la figura 11 se puede ver el cruce de válvulas, que es la posición en la cual

MEMORIAS DEL XXI CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM
23 al 25 DE SEPTIEMBRE DE 2015 COATZACOALCOS, VERACRUZ, MÉXICO

la válvula de admisión y escape se encuentran abiertas al mismo tiempo, en este punto se inicia de la admisión.

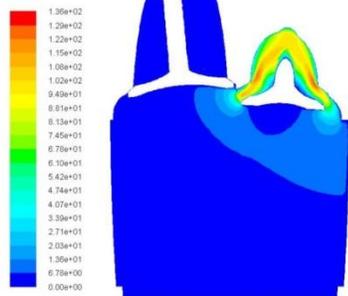


Figura 9 Posición del pistón a 172° del ángulo del cigüeñal inicio de apertura de válvula.

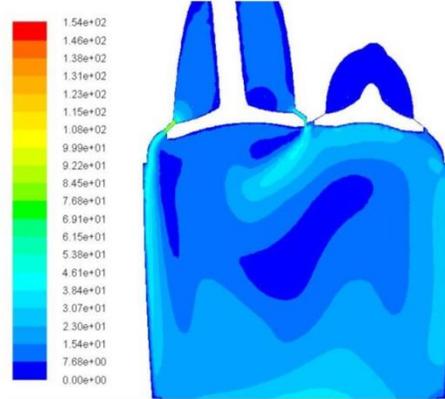


Figura 12 Posición del pistón a 524.01° del ángulo del cigüeñal.

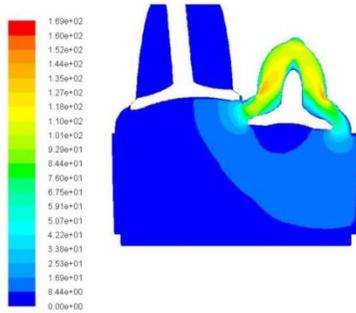


Figura 10 Posición del pistón a 280° del ángulo del cigüeñal (Apertura máxima de la válvula de escape.

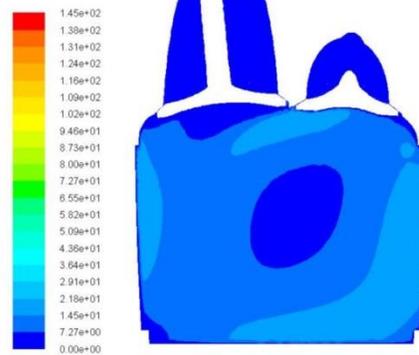


Figura 13 Posición del pistón a 600.01° del ángulo del cigüeñal.

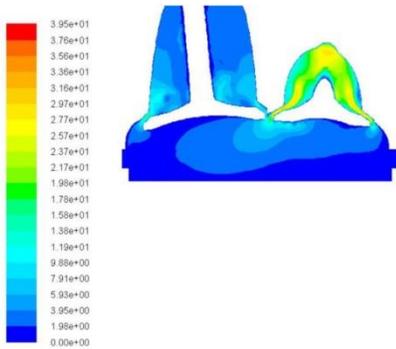


Figura 11 Posición del pistón a 360.01° del ángulo del cigüeñal (Cruce de válvulas).

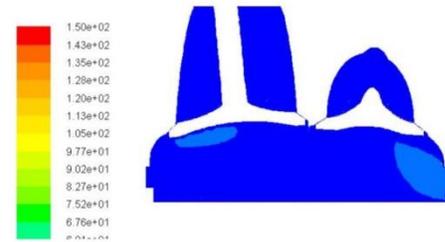


Figura 14 Posición del pistón a 720.02° del ángulo del cigüeñal.

En la figura 13 se muestra la cámara de combustión durante el proceso de compresión y la figura 14 muestra la

posición donde el sistema se muestra al inicio de la explosión.

El flujo en el cilindro del motor de combustión interna es esencialmente turbulento. La turbulencia y su comportamiento está relacionado con la el asiento de la válvula, esto determina el tipo de mezcla que se obtiene. La intensidad de la turbulencia aumenta con la velocidad del motor lo que provoca un aumento en la temperatura de llama. En las figuras 15 y 16 se puede observar cómo se comporta el flujo al entrar y salir por las válvulas.

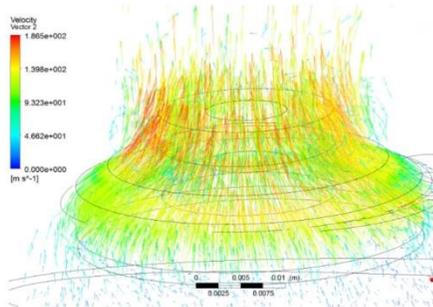


Figura 15 Posición del pistón a 270° del ángulo del cigüeñal (Ajuste en entrada).

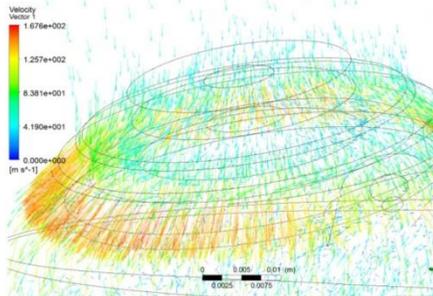


Figura 16 Posición del pistón a 450.125° del ángulo del cigüeñal (Ajuste en entrada).

En las figuras 18 a 19 se muestra cómo se desarrolla la vorticidad horizontal y vertical del fluido y la turbulencia en la admisión del motor.

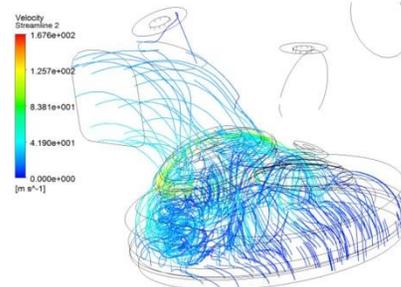


Figura 17 Posición del pistón a 390° del ángulo del cigüeñal. Inicio de la admisión.

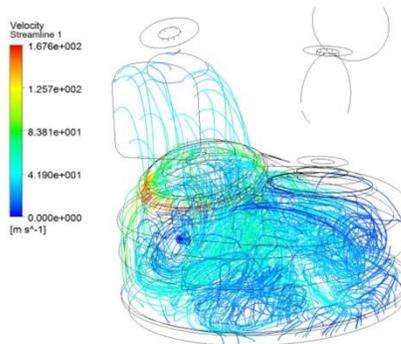


Figura 18 Posición del pistón a 420.125° del ángulo del cigüeñal (admisión).

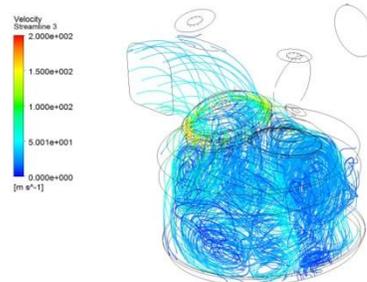


Figura 19 Posición del pistón a 450.125° del ángulo del cigüeñal (admisión).

Se obtuvieron las siguientes graficas que describen la evolución de la presión (figura 20) y la formación de vórtices, resultado de la admisión del aire en una zona de

baja presión, y que está influido por las fuertes aceleraciones presentes en la cámara de combustión.

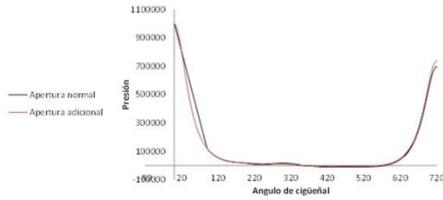


Figura 20 Gráfica de la presión con respecto al ángulo del cigüeñal en diferentes avances de las válvulas

La formación de vorticidad horizontal con respecto al ángulo del cigüeñal son determinantes en la eficiencia de los MCI y en la formación de emisiones contaminantes, (figura 21).

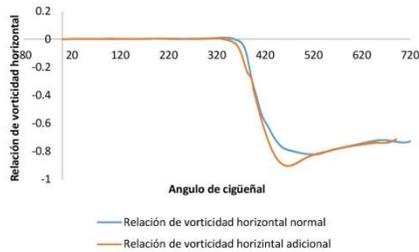


Figura 21 Gráfica de la relación de vorticidad horizontal con respecto al ángulo del cigüeñal en diferentes avances de las válvulas.

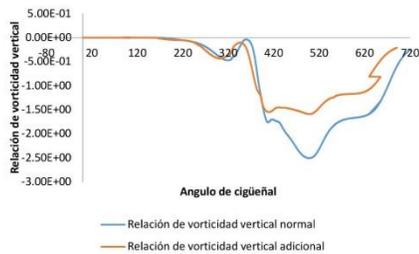


Figure 22. Gráfica de la relación de vorticidad vertical con respecto al ángulo del cigüeñal en diferentes avances de las válvulas.

En la figura 22 se observa el comportamiento de la relación de vorticidad vertical, el cual es factor importante para mejorar la velocidad y la estabilidad de la combustión, mediante la generación de mezcla más uniforme y quema más completa, disminuyendo con ello las emisiones de HC

y CO. La desventaja es que a baja velocidad las emisiones de NOx debido a la mayor temperatura relativa del cilindro.

La relación de vórtice vertical transversal del volumen de control (Figura 23) es un parámetro de vital importancia que ayudan a evaluar el desarrollo del flujo a través de admisión y la compresión.

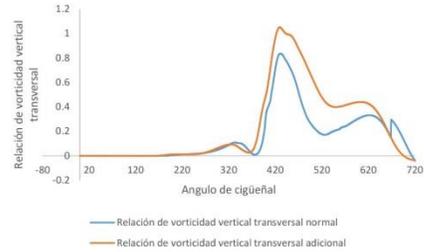


Figura 23 Gráfica de la relación de vorticidad vertical transversal con respecto al ángulo del cigüeñal en diferentes avances de las válvulas.

4. Conclusión

Con la realización del presente trabajo ha sido posible realizar un análisis de flujo en frío de la cámara de combustión de un motor de combustión interna de tipo constructivo en línea, marca Ford, de 2.3 litros para el modelo Ranger 94. Se ha utilizado una herramienta numérica especializada que utiliza un código de Dinámica de Fluidos Computacionales denominado Fluent junto con una interfaz específicamente diseñada para este tipo de análisis denominada IC-Engine.

Ha sido posible obtener la variación de la presión al interior de la cámara de combustión durante el ciclo completo, el modelo de volumen finito cuenta con alrededor de 944279 celdas, se ha realizado un análisis de flujo transitorio para captar el desempeño de la cámara durante toda su operación. Es importante mencionar que fueron necesarias 480 horas de simulación en una computadora con 8Gb de memoria en Ram con un procesador Intel i7.

Se han determinado los factores que contribuyen a la variación de la presión, de la obtención de una mezcla homogénea y por lo tanto del comportamiento de las emisiones. En la cámara de combustión la relación vorticidad horizontal y vertical tiene un papel importante en la eficiencia en la combustión del motor y en la formación de emisiones contaminantes. Se ha obtenido la manera gráfica la forma en cómo se desarrolla la presión, velocidad, relación de vorticidad horizontal y vertical con respecto a la posición angular del cigüeñal. Se ha podido observar que con un incremento de carrera de un 63% en las válvulas de admisión y escape se incrementa la relación de vorticidad horizontal en un 10%, mientras que la

vorticidad vertical disminuye en un 58%. Por su parte, la vorticidad transversal presentó un incremento de un 25%.

REFERENCIAS

- [1]. A. Banacizadeh, A. A., *Large-eddy simulations of turbulent flows in internal combustion engines*. Elsevier (2013).
- [2]. A. Shidfar, M. G., *Numerical study of in-cylinder pressure in an internal combustion engine*. Elsevier (2004).
- [3]. Al-Baghdadi, M. A. *A Simulation Model for a Single Cylinder Four-Stroke Spark Ignition Engine Fueled with Alternative Fuels*. Yefren-LIBYA (2006).
- [4]. E.G. Pariotis a, G. K. *Comparative analysis of three simulation models applied on a motored internal combustion engine*. Energy Conversion and Management, Elsevier (2012).
- [5]. M. Akif Ceviz, B. Ç. *Determination of cycle number for real in-cylinder pressure cycle analysis*. Energy, Elsevier (2011).
- [6]. Meyer, J., *Engine Modeling of an Internal Combustion Engine with Twin Independent Cam Phasing*. Tesis. Ohio, United States of America (2007).
- [7]. Norberto Nigro, M. A. *Modelización numérica de un motor de combustión interna monocilíndrico encendido por chispa*. Santa Fe, Argentina (1999).
- [8]. Pulkrabek, W. W. (s.f.). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Upper Saddle River: Prentice Hall.
- [9]. Taylor, C. V. *Computer simulation of internal combustion engine flow processes*. R AND D JOURNAL (2013).
- [10]. Wei Haiqiao, W. J. *Calculation on Cylinder Pressure Fluctuation by Using the Wave Equation in KIVA Program*. Chinese Journal of Mechanical Engineering (2011).