

**MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DE LA DISTRIBUCIÓN
DE TEMPERATURA EN UN PISTÓN DE UN MOTOR DE DOS TIEMPOS DE
PEQUEÑA CILINDRADA**

**ANDRÉS FELIPE BELLO SUÁREZ
HENRY ALEJANDRO RIOS CALDERÓN**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2018

**MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DE LA DISTRIBUCIÓN
DE TEMPERATURA EN UN PISTÓN DE UN MOTOR DE DOS TIEMPOS DE
PEQUEÑA CILINDRADA**

**ANDRÉS FELIPE BELLO SUÁREZ
HENRY ALEJANDRO RIOS CALDERON**

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**DIRECTOR
JORGE LUIS CHACÓN VELASCO
PhD. en Ingeniería en Termo fluidos aplicados a Motores Térmicos**

**CO-DIRECTOR
OCTAVIO ANDRÉS GONZÁLEZ ESTRADA
PhD. en Ingeniería Mecánica y de Materiales**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2018

CONTENIDO

| | Pág. |
|--|-------------|
| INTRODUCCION | 15 |
| 1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA..... | 16 |
| 1.1 JUSTIFICACIÓN..... | 17 |
| 2. OBJETIVOS..... | 20 |
| 2.1 OBJETIVO GENERAL | 20 |
| 2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS..... | 20 |
| 2.3 METODOLOGÍA | 21 |
| 3. MARCO TEÓRICO | 22 |
| 3.1 EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA, TIPOS Y CARACTERÍSTICAS.... | 22 |
| 3.1.1 Principales Partes del Motor. | 23 |
| 3.1.2 Bloque del Motor..... | 23 |
| 3.1.3 Cilindros..... | 24 |
| 3.1.4 Pistón o Émbolo..... | 24 |
| 3.1.5 Anillos..... | 25 |
| 3.1.6 Pasador o Bulón..... | 25 |
| 3.1.7 Biela..... | 26 |
| 3.1.8 Culata..... | 27 |
| 3.2 CÁMARA DE COMBUSTIÓN | 27 |
| 3.3 MOTOR DE COMBUSTIÓN DE DOS TIEMPOS (2T) | 28 |
| 3.4 REPORTE BIBLIOGRÁFICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL SISTEMA PISTÓN-CILINDRO..... | 30 |
| 3.5 MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS (MEF) | 31 |

| | |
|--|----|
| 4. OBTENCIÓN Y GENERACIÓN DEL MODELO CAD | 33 |
| 4.1 ASIGNACIÓN DE LAS PROPIEDADES DEL MATERIAL | 35 |
| 4.2 CONDICIONES DE CONTORNO..... | 37 |
| 4.3 MODELO DE RESISTENCIAS TÉRMICAS..... | 39 |
| 4.4 RESISTENCIA TÉRMICA DE LOS ANILLOS..... | 40 |
| 4.5 RESISTENCIA TÉRMICA DEL ACEITE | 41 |
| 4.6 RESISTENCIA TÉRMICA DE LA PARED DEL CILINDRO | 41 |
| 4.7 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN DEL AIRE EXTERNO | 42 |
| 4.8 RESISTENCIA TÉRMICA EN LAS ALETAS..... | 44 |
| 4.9 RESISTENCIA EQUIVALENTE DE LA ALETA CON LA RESISTENCIA TÉRMICA DEL AIRE | 48 |
| | |
| 5. COEFICIENTES EFECTIVOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR PISTÓN- CILINDRO..... | 50 |
| 5.1 DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE T.C DE LA CARA LATERAL SUPERIOR (CREVICE ZONE)..... | 50 |
| 5.2 DETERMINACIÓN DEL COEF. DE T.C EN EL ÁREA EN CONTACTO CON LOS ANILLOS..... | 52 |
| 5.3 DETERMINACIÓN DEL COEF. DE T.C EN FALDA DEL PISTÓN..... | 53 |
| 5.4 DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE T.C EN ÁREA ENTRE ANILLOS | 54 |
| | |
| 6. DETERMINACIÓN DE LOS COEFICIENTES DE T.C POR CONVECCIÓN DE LOS GASES EN CONTACTO CON LA PARTE INFERIOR DEL PISTÓN..... | 57 |
| 6.1 DETERMINACIÓN DEL COEF. DE T.C EN LA PARTE INTERNA DE LA CORONA | 57 |
| 6.2 DETERMINACIÓN DEL COEF. DE T.C EN LA PARTE INTERNA DE LA FALDA DEL PISTÓN..... | 58 |

| | |
|---|-----|
| 7. DETERMINACION DE LAS TEMPERATURAS Y COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN INSTANTÁNEOS CON LOS GASES DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN..... | 60 |
| 7.1 PROCESO DE COMPRESIÓN..... | 61 |
| 7.2 PROCESO DE COMBUSTIÓN..... | 65 |
| 7.3 PROCESO DE EXPANSIÓN..... | 72 |
| 7.4 PROCESO DE ESCAPE Y ADMISIÓN..... | 74 |
| 8. SIMULACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN ESTADO ESTABLE Y ESTACIONARIO..... | 77 |
| 8.1 GENERACIÓN DE LA MALLA..... | 77 |
| 8.2 CRITERIO DE CALIDAD DEL MALLADO..... | 80 |
| 8.3 CONFIGURACIÓN DEL ANÁLISIS Y CONDICIONES DE CONTORNO..... | 83 |
| 8.4 APLICACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA..... | 84 |
| 9. RESULTADOS Y ANÁLISIS..... | 86 |
| 9.1 RESULTADOS DEL MODELO EN ESTADO TRANSITORIO..... | 86 |
| 9.2 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN EN ESTADO ESTABLE..... | 88 |
| 9.3 RESULTADOS DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN A DIFERENTES VELOCIDADES DEL MOTOR..... | 91 |
| 10. VALIDACIÓN DEL MODELO..... | 94 |
| 11. CONCLUSIONES..... | 100 |
| 12. RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS..... | 102 |
| BIBLIOGRAFIA..... | 103 |

LISTA DE TABLAS

| | Pág. |
|---|-------------|
| Tabla 1. Composición de la aleación de aluminio 4032. | 36 |
| Tabla 2. Condiciones de operación del motor. | 37 |
| Tabla 3. Especificaciones geométricas del motor. | 38 |
| Tabla 4. Valores de las resistencias térmicas para el circuito térmico. | 56 |
| Tabla 5. Valores de los coeficientes equivalentes de T.C. por convección en las diferentes zonas del pistón a una temperatura de referencia 300 K. | 56 |
| Tabla 6. Resumen de los diferentes valores de carga y velocidades utilizados. ... | 84 |
| Tabla 7. Comparación con los resultados de distintos autores en las diferentes zonas del pistón. | 97 |
| Tabla 8. Resultados de cálculo de las temperaturas promedio en las zonas de la corona y falda del pistón en los diferentes modelos, con el % de error relativo absoluto. | 98 |

LISTA DE FIGURAS

| | Pág. |
|---|-------------|
| Figura 1. A) Desgaste en la superficie del cilindro b) esquema que ilustra el origen del golpeteo en el motor c) pistón desgastado por golpeteo..... | 17 |
| Figura 2. Metodología aplicada en el proyecto. | 21 |
| Figura 3. Esquema en corte de un motor dos tiempos. | 22 |
| Figura 4. Explosionado de un bloque de un motor a gasolina de cuatro cilindros. | 23 |
| Figura 5. Pistón de un motor dos tiempos de 49c.c. con anillos, pasador y clips. | 24 |
| Figura 6. Biela y sus partes..... | 26 |
| Figura 7. Esquema ciclo del motor de dos tiempos. | 29 |
| Figura 8. Modelo Geométrico computacional a través de SOLIDWORKS®..... | 33 |
| Figura 9. Modelo Geométrico del pistón a través de SOLIDWORKS®..... | 34 |
| Figura 10. Modelo Geométrico del Cilindro en el software SOLIDWORKS®..... | 34 |
| Figura 11. Vista en corte del Cilindro en el software SOLIDWORKS® A) Ubicación de la bujía B) Aletas C) Puerto de escape D) Puerto de transferencia E) Puerto de admisión | 35 |
| Figura 12. Conductividad térmica del aluminio en función de la temperatura en ANSYS..... | 36 |
| Figura 13. Calor específico del aluminio en función de la temperatura en ANSYS. | 37 |
| Figura 14. Esquema del proceso de transferencia de calor..... | 38 |
| Figura 15. Modelo de resistencias térmicas para la transferencia de calor desde el pistón al aire..... | 39 |
| Figura 16. Tabla de eficiencia y áreas de distintas configuraciones de aletas..... | 45 |
| Figura 17. Eficiencia de aletas anulares. | 45 |
| Figura 18. Área efectiva de la parte superior del pistón..... | 50 |
| Figura 19. Área efectiva que está en contacto con los anillos del pistón..... | 52 |
| Figura 20. Área efectiva de la “falda” del pistón..... | 54 |

| | |
|---|----|
| Figura 21. Área efectiva región entre anillos del pistón. | 55 |
| Figura 22. Diagrama del ciclo de trabajo del motor..... | 61 |
| Figura 23. Gráfica de $P_{motored}$ vs. θ | 62 |
| Figura 24. Gráfica de $T_{motored}$ vs. θ | 63 |
| Figura 25. Grafica de h_c vs. θ | 64 |
| Figura 26. Esquema de los gases quemados y no quemados durante la combustión..... | 65 |
| Figura 27. Gráfica de X_b vs θ | 67 |
| Figura 28. Gráfica de la presión de combustión y presión de arranque vs. el ángulo de giro del cigüeñal..... | 69 |
| Figura 29. Curvas de las diferentes temperaturas de los gases en la cámara en el proceso de combustión..... | 71 |
| Figura 30. h_c vs. θ para la etapa de combustión..... | 72 |
| Figura 31. Grafico de h_c y $T_{expansion}$ vs θ para la etapa de expansión de los gases. | 73 |
| Figura 32. Gráfica de la temperatura y el coeficiente de convección en los gases de combustion..... | 75 |
| Figura 33. Mallado automático por defecto de ANSYS..... | 77 |
| Figura 34. Descripción del número de elementos y nodos en el mallado por defecto del “report review” de ANSYS. | 78 |
| Figura 35. Mallado personalizado con la herramienta “proximity and curvature” ... | 79 |
| Figura 36. Reporte estadístico del mallado personalizado en ANSYS en el panel “report review” | 79 |
| Figura 37. Criterios de calidad de ANSYS. | 80 |
| Figura 38. Gráfica estadística del número de elementos vs factor de asimetría.... | 81 |
| Figura 39. Gráfica estadística del número de elementos vs calidad ortogonal. | 81 |
| Figura 40. Comparativa del mallado por defecto de ANSYS® (izquierda) vs mallado Personalizado, según el criterio Skewness. | 82 |
| Figura 41. Comparativa del mallado por defecto de ANSYS (izquierda) vs. mallado personalizado, según el criterio Orthogonal Quality..... | 83 |

| | |
|--|----|
| Figura 42. Ilustración de las diferentes zonas de contorno..... | 83 |
| Figura 43. Gráfico del coeficiente de T.C y temperatura en función del tiempo (izquierda), tabla de los valores calculados e importados al software (derecha). .. | 85 |
| Figura 44. Perfil de temperaturas en el pistón a t=36 segundos (Izquierda), Evolución de la temperatura instantánea máxima (verde) y mínima (roja) del pistón en función del tiempo..... | 86 |
| Figura 45. Evolución de la temperatura luego de 74 segundos. | 87 |
| Figura 46. Vistas en corte del pistón de la distribución de temperatura por zonas. | 89 |
| Figura 47. Vista en corte del pistón en ANSYS en líneas isotérmicas. | 90 |
| Figura 48. Distribución del flujo de calor total en el pistón. | 90 |
| Figura 49. Gráfica de coeficientes de T. C. por convección (hc) a diferentes velocidades. | 91 |
| Figura 50. Perfil de Temperaturas del pistón a 2750 RPM | 92 |
| Figura 51. Perfil de Temperaturas del pistón a 11500 RPM. | 92 |
| Figura 52. Temperatura en la corona del pistón a diferentes velocidades y cargas. | 93 |
| Figura 53. Distribución de temperatura en el modelo de Mahle..... | 94 |
| Figura 54. Distribución de temperatura en el modelo de Illan et all en (K)..... | 95 |
| Figura 55. Distribución de temperatura en el modelo de Ganapathy..... | 96 |
| Figura 56. Distribución de temperatura experimental mostrado en “Internal Combustion Engines Fundamentals” de Heywood | 96 |
| Figura 57. Esquema de las zonas del pistón. A) Centro de la Corona del pistón, B) Primer saliente del pistón, C1), C2) área ocupada por los anillos 1 y 2 respectivamente, D) área entre anillos, E) Falda del pistón, F) Falda interna del pistón, G) Debajo de la corona | 97 |
| Figura 58. Temperaturas en la corona del pistón de diferentes modelos. | 98 |

RESUMEN

TÍTULO: MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DE LA DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURA EN UN PISTÓN DE UN MOTOR DE DOS TIEMPOS DE PEQUEÑA CILINDRADA*

AUTORES: ANDRÉS FELIPE BELLO SUÁREZ, HENRY ALEJANDRO RIOS CALDERÓN**

PALABRAS CLAVE: Mallado, Estado estable, Estado transitorio

DESCRIPCIÓN:

En el presente documento presentamos una metodología para modelar y simular la transferencia de calor en un pistón. Para esto se modela el pistón de una guadañadora mediante una herramienta CAD; se establecen unas condiciones iniciales a las que trabaja el motor; se calculan mediante las propiedades termodinámicas de la mezcla combustible las temperaturas alcanzadas por este. El pistón trabaja durante mucho tiempo a altas temperaturas y condiciones de alta carga (La presión del gas alcanza casi 13 MPa). El pistón tiene las características de gran área de calentamiento y mala disipación de calor, por lo que la carga térmica es el problema más serio¹. En condiciones de alta temperatura, el pistón se somete a una carga de calor periódica que puede causar grietas en la superficie, corrosión, desgaste e incluso daños estructurales bajo condiciones de temperatura anormal o condición de quemado².

El proceso de simulación y obtención del perfil de temperaturas implicó el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor para cada área específica del pistón. Para ello se usó la metodología de las resistencias térmicas, siguiendo el camino de la transferencia de calor por conducción del pistón hacia el cilindro. También hubo que hacer un estudio de la calidad del mallado a utilizar para obtener resultados más precisos.

Se simuló la transferencia de calor en estado transitorio. Luego en el estado estable se obtuvieron las temperaturas alcanzadas por el pistón en tres diferentes regímenes de trabajo. Finalmente se comparan los resultados obtenidos, con documentos científicos de diferentes autores, para realizar así la validación de nuestro modelo y resultados obtenidos.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Jorge Luis Chacón Velasco. PhD. en Ingeniería en Termodinámica aplicada a Motores Térmicos.

¹ ZHEN, H; XINQI, Q; QUDONG, W; BING, Y; Piston temperature field analysis based on ANSYS, Small Int. Combust. Eng. Motorcycle 01 (2014) 25–28.

² HEYWOOD, J. B; HIGGINS, J. M; WATTS, P. A; Tabaaynski, R. "Development and Use of a Cycle Simulation to Predict SI Engine Efficiency and NO_x Emissions." SAE paper 790291, 197.

ABSTRACT

TITLE: COMPUTATIONAL MODELING AND SIMULATION OF THE TEMPERATURE DISTRIBUTION IN A PISTON OF A TWO-CYCLE SMALL-CYLINDER ENGINE.*

AUTHORS: ANDRÉS FELIPE BELLO SUÁREZ, HENRY ALEJANDRO RIOS CALDERÓN**

KEYWORDS: Mesh, Transient state, Steady state

DESCRIPTION:

In this document we present a methodology to model and simulate heat transfer in a piston. For this the piston of a scythe is modeled by a CAD tool; initial conditions are established to which the engine works; the temperatures reached by this are calculated by the thermodynamic properties of the fuel mixture. The process of simulation and obtaining the temperature profile involved the calculation of the heat transfer coefficients for each specific area of the piston. For this, the thermal resistance methodology was used, following the path of heat transfer by driving the piston towards the cylinder. We also had to make a study of the quality of the mesh to be used to obtain more precise results. . The piston works for a long time at high temperatures and high load conditions (the gas pressure reaches almost 13 MPa). The piston has the characteristics of large heating area and poor heat dissipation, so the thermal load is the most serious problem. Under high temperature conditions, the piston undergoes a periodic heat load which can cause surface cracking, corrosion, wear and even structural damage under abnormal temperature conditions or burning condition.

Transient heat transfer was simulated. Then in the steady state the temperatures reached by the piston were obtained in three different work regimes. Finally, the results obtained are compared with scientific documents from different authors, in order to carry out the analysis of our model and the results obtained.

* Degree Work

** Faculty of Physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: Jorge Luis Chacón Velasco. PhD. in Engineering in Thermo fluids applied to Thermal Engines.

INTRODUCCION

El pistón trabaja durante mucho tiempo a altas temperaturas y condiciones de alta carga (La presión del gas alcanza casi 13 MPa). El pistón tiene las características de gran área de calentamiento y mala disipación de calor, por lo que la carga térmica es el problema más serio³. En condiciones de alta temperatura, el pistón se somete a una carga de calor periódica que puede causar grietas en la superficie, corrosión, desgaste e incluso daños estructurales bajo condiciones de temperatura anormal o condición de quemado⁴.

Se han estudiado los fenómenos de transferencia de calor del motor ampliamente durante muchas décadas y numerosos modelos matemáticos han sido propuestos. Los modelos tradicionales (correlaciones) que se basan en análisis unidimensional son útiles desde el punto de vista del análisis térmico global. Sin embargo, no pueden proporcionar una resolución espacial de perfil de temperatura. Además, estos modelos carecen de una base teórica sólida y sus predicciones son a menudo imprecisas cuando se aplica más allá de las condiciones bajo las cuales las constantes empíricas están determinadas⁵. Como se puede concluir es muy necesario analizar el perfil térmico del pistón. Por lo tanto, este trabajo presenta un método numérico utilizando FEM (método de elementos finitos) para calcular la distribución de temperatura en condiciones de trabajo, base importante para el análisis del estrés térmico causado por la distribución desigual de temperatura y para el posterior diseño y optimización de la geometría del pistón.

³ ZHEN, H; XINQI, Q; QUDONG, W; BING, Y; Piston temperature field analysis based on ANSYS, Small Int. Combust. Eng. Motorcycle 01 (2014) 25–28.

⁴ HEYWOOD, J. B; HIGGINS, J. M; WATTS, P. A; Tabaaynski, R. "Development and Use of a Cycle Simulation to Predict SI Engine Efficiency and NO_x Emissions." SAE paper 790291, 197.

⁵ HAN, Z; REITZ, R. A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modelling, Engine Research Center, University of Wisconsin-Madison, Madison, WI 53705, U.S.A. 28 Julio 1995.

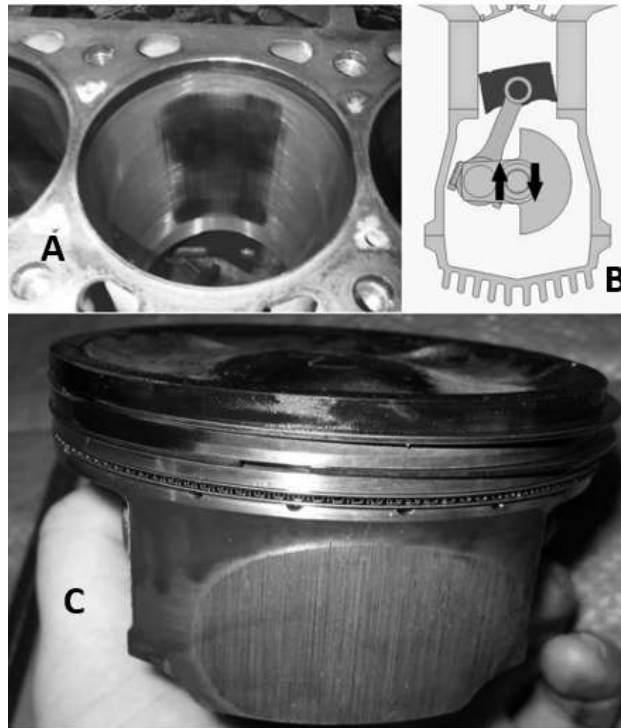
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El proceso de liberación de calor es junto con la combustión, el proceso más estudiado en motores de combustión interna (IC). Esta es la razón por la que existe un gran número de estudios que tratan conjuntamente ambos procesos. Sin embargo, en la mayoría de los casos, para obtener la liberación de calor se utiliza la tasa de transferencia de calor en vez del uso del fenómeno de convección. ¿Es posible mediante las herramientas de la mecánica computacional predecir el comportamiento de la distribución de temperatura en el pistón de un motor de combustión interna de dos tiempos?

El análisis térmico del pistón es importante desde diferentes perspectivas. Primero, por razones de diseño la temperatura más alta de cualquier punto en el pistón no debe exceder más del 66% de la temperatura del punto de fusión de la aleación. Esta temperatura límite para la aleación actual del pistón del motor es de aproximadamente 640 K⁶. La distribución de temperatura conduce a deformaciones y esfuerzos térmicos. La deformación térmica del pistón tiene un papel importante en el diseño del faldón del pistón, que tiene el potencial de reducir la fricción y el golpeteo en el pistón (pistón slap), fenómeno resultado de un aumento en la holgura entre el pistón y la camisa del cilindro causando un desalineamiento en la carrera del pistón que resulta en desgaste progresivo como se ilustra en la figura 1.

⁶ ESFAHANIAN,V; JAVAHERI, A; GHAFARPOUR, M. Thermal analysis of an SI engine piston using different combustion boundary condition treatments, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Tehran, North Amir-Abad Ave., Tehran, Iran; University of Illinois at Chicago, Department of Mechanical Engineering, 842 Taylor Street 2039 ERF (MC 251), Chicago, IL 60607, United States, 17 August 2004.

Figura 1. A) Desgaste en la superficie del cilindro b) esquema que ilustra el origen del golpeteo en el motor c) pistón desgastado por golpeteo



1.1 JUSTIFICACIÓN

Una comprensión de los mecanismos de transferencia de calor del motor es importante porque influye en la eficiencia del motor, emisiones de escape y esfuerzos térmicos de los componentes. El flujo de calor a través de las paredes de la cámara de combustión se debe principalmente a convección en fase gaseosa, conducción de película de combustible, la alta temperatura de gas y radiación del hollín. La exacta predicción de la transferencia de calor en la pared no es solo necesaria para una mejor comprensión de los mecanismos de pérdida de calor, sino también necesaria para mejorar la precisión total de las simulaciones de combustión en el motor⁷.

⁷ HAN, Z; REITZ, R. A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modelling, Engine Research Center, University of Wisconsin-Madison, Madison, WI 53705, U.S.A. 28 Julio 1995.

El conocimiento de la distribución de la temperatura en el pistón de un motor de gasolina es de gran utilidad también para el diseñador para calcular la resistencia a la fatiga, los esfuerzos térmicos y lograr un diseño óptimo de los elementos del motor. Además, los pistones del motor como un componente de motores alternativos de combustión interna son uno de los componentes que están sometidos a cargas mecánicas y térmicas de gran complejidad y que definen el diseño y la fabricación, de hecho, es concluyente en un estudio que el valor del esfuerzo térmico es aproximadamente el 50% del esfuerzo térmico-mecánico combinado del pistón⁸.

Es importante calcular la distribución de temperatura del pistón para controlar las deformaciones y esfuerzos térmicos dentro de niveles aceptables. La mayoría de los pistones del motor de combustión interna (IC) están hechos de una aleación de aluminio que tiene un coeficiente de expansión térmica, 80% mayor que el cilindro de material de hierro fundido, esto conduce a algunas diferencias en el funcionamiento y los ajustes del diseño⁹. Por lo tanto, el análisis del comportamiento térmico del pistón es extremadamente crucial en el diseño de un motor más eficiente.

Debido a las dificultades prácticas implicadas en la medición de la temperatura y las velocidades de transferencia de calor en diferentes lugares del pistón y del revestimiento, es importante calcular la distribución de temperatura del pistón para controlar los esfuerzos y deformaciones dentro de niveles aceptables. La distribución de la temperatura nos permite optimizar los aspectos térmicos del diseño del pistón a un costo menor, antes de la primera construcción del prototipo, para ello es necesario adoptar métodos analíticos y numéricos para evaluar las velocidades de transferencia de calor a través del pistón bajo diferentes condiciones

⁸ C.H. Li, Piston thermal deformation and friction considerations, SAE Paper 820086, 1982.

⁹ HAN, Z; REITZ, R. A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modelling, Engine Research Center, University of Wisconsin-Madison, Madison, WI 53705, U.S.A. 28 Julio 1995.

del motor, en este aspecto son útiles las tecnologías de la computación como herramientas de simulación de fenómenos naturales mediante leyes físicas plasmadas como expresiones matemáticas, por esta razón se espera que los resultados de este proyecto sean un aporte a la industria automotriz para la fabricación y experimentación de motores de combustión interna más robustos y duraderos.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL

Obtener el perfil de distribución de temperaturas detallado en un pistón de un motor reciprocante de combustión interna a gasolina de dos tiempos.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

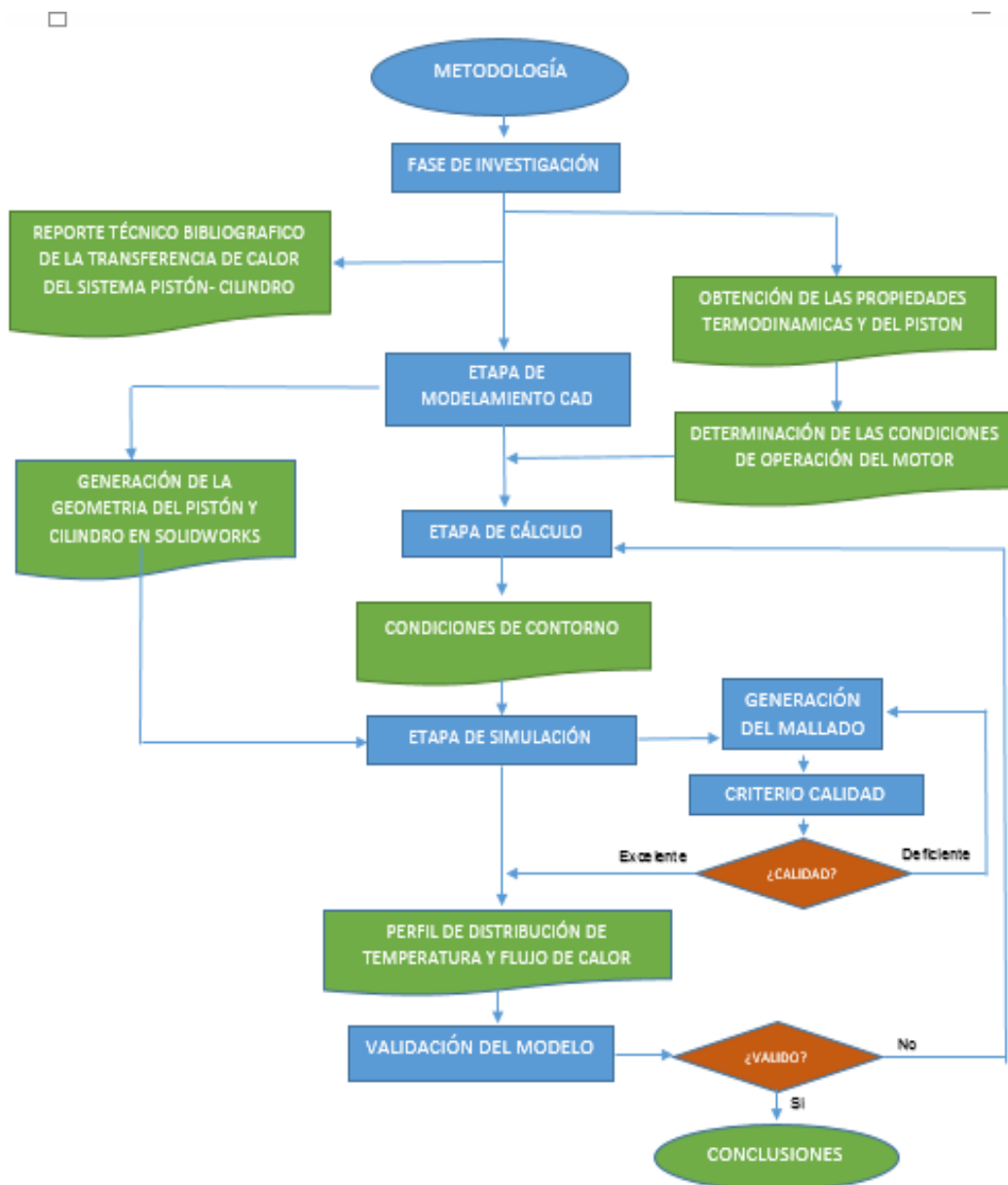
- Realizar un reporte técnico bibliográfico relacionado con el estudio de transferencia de calor en el sistema pistón - cilindro, considerando los coeficientes de convección, condiciones de frontera, de ambiente, y las diferentes propiedades termo-mecánicas.
- Realizar el modelo geométrico en ANSYS del pistón que conforma el motor de dos tiempos Shindaiwa modelo B45 del proyecto **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL ÉMBOLO DE UN MOTOR DE DOS TIEMPOS DE PEQUEÑA CILINDRADA DE APLICACIÓN AGRÍCOLA”** de la Escuela de Ingeniería Mecánica y desarrollar y obtener el modelo computacional en ANSYS para la transferencia de calor en el pistón en estado transitorio donde se especifican:
 - La geometría.
 - Los materiales.
 - -Condiciones de operación del motor.
 - -Condiciones de contorno del modelo.
 - -El tipo de mallado a utilizar
- Obtener el perfil de distribución de temperatura y de flujo de calor del pistón en estado estable.
- Comparar los resultados obtenidos con los modelos experimentales reportados en la literatura, como por ejemplo el libro “Internal Combustion Engine

Fundamentals” de John B. Heywood o “Internal Combustion Engines” de Ferguson and Kirkpatrick.

2.3 METODOLOGÍA

En la figura 2 se muestra la metodología utilizada en la simulación del proyecto.

Figura 2. Metodología aplicada en el proyecto.



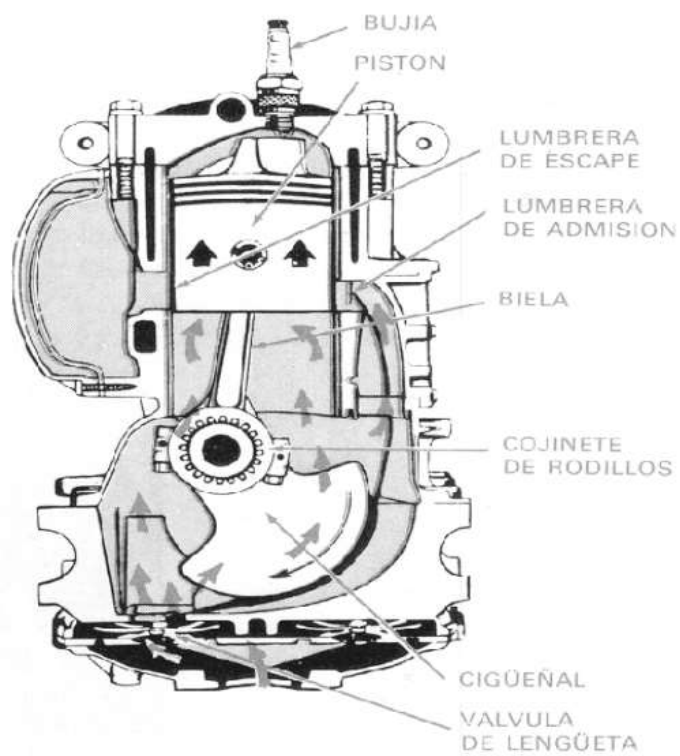
3. MARCO TEÓRICO

A continuación, se muestra el desarrollo y cumplimiento del primero objetivo.

3.1 EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA, TIPOS Y CARACTERÍSTICAS

En la figura 3 se muestra las partes y sistemas más importantes de un motor de combustión interna de dos tiempos.

Figura 3. Esquema en corte de un motor dos tiempos.¹⁰



¹⁰ Magazine REVISTA MOTO, (2018). Así trabaja un motor de 2 tiempos. de https://revistamoto.com/wp_rm/asi-trabaja-motor-2-tiempos/

3.1.1 Principales Partes del Motor. En el motor de combustión interna, tanto en los motores de 2 tiempos y 4 tiempos, tenemos 3 partes fundamentales: Bloque motor, culata, cárter

3.1.2 Bloque del Motor. El bloque es la parte más grande del motor, en él se instalan los pistones, cilindros y cigüeñal. En la figura 3.2 se ilustra la forma típica de un bloque de motor de combustión interna de uso en la industria automotriz.

Figura 4. Explosionado de un bloque de un motor a gasolina de cuatro cilindros.¹¹



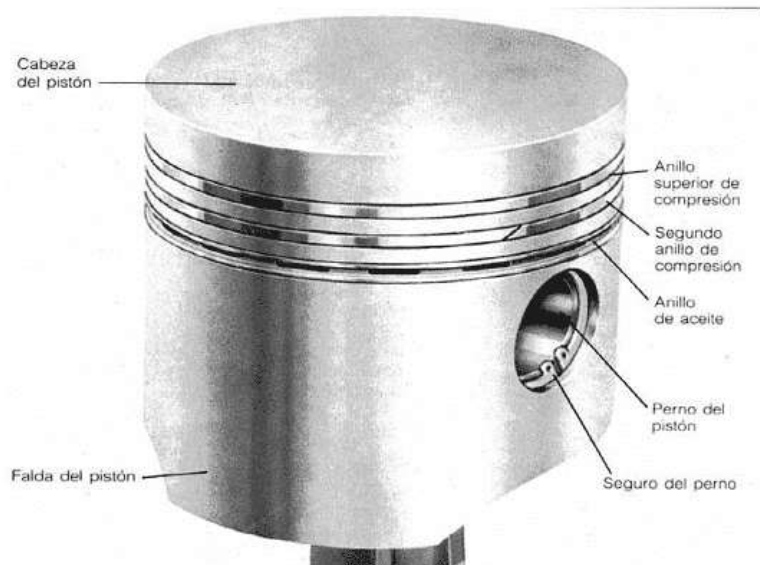
Los materiales utilizados para la construcción del bloque son capaces de resistir las altas temperaturas, debido que aquí se realizan también los procesos de expansión y escape de gases. Generalmente el bloque motor está construido en aleaciones de hierro con aluminio, con pequeñas porciones de cromo y níquel. Con esta aleación se consigue un material de los cilindros poco poroso y muy resistente al calor y al desgaste. En el bloque motor se encuentran los distintos componentes: Cilindros, pistones, anillos, bulones, bielas.

¹¹ Alonso, M (1999); Tecnologías avanzadas del automóvil, página 3, fuente: https://books.google.com.co/books/about/Tecnolog%C3%ADas_avanzadas_del_autom%C3%B3vil.html?id=hP6FSwAACAAJ&redir_esc=y

3.1.3 Cilindros. En los cilindros es donde los pistones realizan las fases de admisión, compresión, expansión y escape. Es una cavidad de forma cilíndrica inscrita en el bloque (véase la figura 3.2) En el interior de los cilindros las paredes son totalmente lisas y se fabrican con fundiciones de acero aleadas con níquel, molibdeno y cobre. En algunos casos se añade una capa de cromo y Manganeseo para una mayor resistencia al desgaste ¹².

3.1.4 Pistón o Émbolo. El pistón es el encargado de darle la fuerza generada por la explosión a la biela. Debido a los esfuerzos tanto de fricción como de calor a los que está sometido el pistón, se fabrica de materiales muy resistentes al calor y al esfuerzo físico, pero siempre empleando materiales lo más ligeros posibles, para así aumentar su velocidad y poder alcanzar regímenes de rotación elevados. Los pistones se acostumbran a fabricar de aleaciones de aluminio-silicio, níquel y magnesio en fundición. En la figura 5 se ilustra el pistón y sus componentes principales.

Figura 5. Pistón de un motor dos tiempos de 49c.c. con anillos, pasador y clips. ¹³



¹² HEYWOOD, J.B Internal combustion engine fundamentals. United States of America: McGraw-Hill, Inc. 1988.

¹³ Valladares, S (2018). Pistones De Motor, Qué Son, Partes, Cómo Quitarlos Y Cómo Montarlos. Obtenido de <https://www.mundodelmotor.net/pistones-de-motor/>

Para mejorar el rendimiento del motor y posibles fallos y averías, se construyen pistones sin falda, es decir, se reduce el rozamiento del pistón con el cilindro gracias a que la parte que roza es mucho menor. El pistón es la parte del motor que recibe la energía de la combustión y la transmite al cigüeñal por medio de la biela. Debe resistir grandes cargas bajo condiciones de temperatura severas. Por ello se considera el componente más crítico de un motor de combustión interna y la predicción del comportamiento mecánico y térmico en condiciones de servicio requiere una gran atención en la fase de diseño. El material del pistón se elige de acuerdo con su resistencia mecánica, densidad, características de desgaste y propiedades de expansión térmica. Por razones de diseño la temperatura más alta de cualquier punto en el pistón no debe exceder más del 66% de la temperatura del punto de fusión de la aleación. Esta temperatura límite para la aleación actual del pistón del motor es de aproximadamente 640 K [2].¹⁴

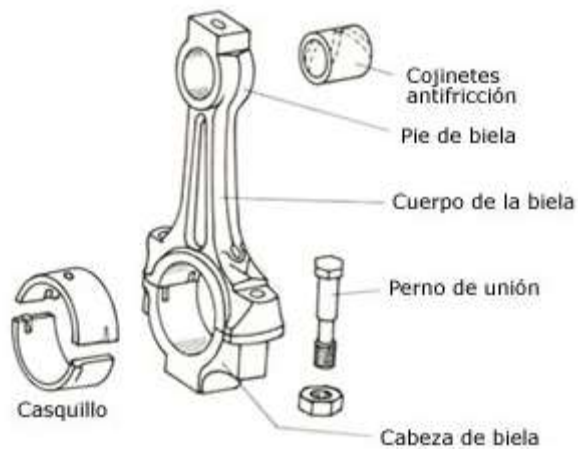
3.1.5 Anillos. Los anillos van montados en la parte superior del cilindro, rodeando completamente a éste para mantener a los gases atrapados en la cámara de combustión (véase figura 3.3). Los anillos, también llamados segmentos, son los encargados de mantener la estanqueidad de compresión en la cámara de combustión, debido al posible escape de los vapores a presión tanto de la mezcla como de los productos de la combustión también se monta un anillo de engrase, para poder lubricar el cilindro correctamente. Los anillos o segmentos suelen fabricarse de hierro aleado con silicio, níquel y manganeso.

3.1.6 Pasador o Bulón. Es el elemento que se utiliza para unir el pistón con la biela, permitiendo la articulación de esa unión (Véase la figura 3.3). El pasador normalmente se construye de acero cementado y templado, con proporciones de carbono, cromo, manganeso y silicio.

¹⁴ ESFAHANIAN,V; JAVAHERI, A; GHAFARPOUR, M. Thermal analysis of an SI engine piston using different combustion boundary condition treatments, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Tehran, North Amir-Abad Ave., Tehran, Iran; University of Illinois at Chicago, Department of Mechanical Engineering, 842 Taylor Street 2039 ERF (MC 251), Chicago, IL 60607, United States, 17 August 2004.

3.1.7 Biela. La biela es la pieza que está encargada de transmitir al cigüeñal la fuerza recibida del pistón. En la figura 3.4 se ilustra los diferentes componentes de una biela típica de un motor de combustión interna. Las bielas están sometidas en su trabajo a esfuerzos de compresión, tracción y también de flexión muy duros y por ello, se fabrican con materiales muy resistentes, pero a la vez han de ser lo más ligeros posibles.

Figura 6. Biela y sus partes.¹⁵



Generalmente están fabricadas de acero al cromo-molibdeno con silicio y manganeso, acero al cromo-vanadio o al cromo-níquel o también podemos encontrar bielas fabricadas de acero al carbono aleado con níquel y cromo. Aunque es una sola pieza en ella se diferencian tres partes: pie, cuerpo y cabeza. El pie de la biela es el que la une al pistón por medio del bulón, el cuerpo asegura la rigidez de la pieza y la cabeza gira sobre el codo del cigüeñal. Generalmente las bielas están perforadas, es decir, se les crea un conducto por donde circula el aceite bajo presión desde la cabeza hasta el pasador, con el fin de lograr una buena lubricación.

¹⁵Humphrey, D. (2014). Elementos móviles. Tomado de <http://www.aficionadosalamecanica.net/motor-elementos-moviles.htm>

3.1.8 Culata. La culata es la parte superior del motor en donde se encuentran las válvulas de admisión y de escape, el eje de levas, las bujías y las cámaras de combustión. En la culata es donde encontramos todo el sistema de distribución, aunque antiguamente el eje de levas se encontraba en la parte inferior del motor de cuatro tiempos. La culata también tiene conductos de refrigeración y lubricación al igual que el bloque motor, para que por aquí pasen los correspondientes líquidos. La culata es la parte estática del motor que más se calienta, por eso su construcción ha de ser muy cuidadosa. Una culata debe ser resistente a la presión de los gases, ya que en la cámara de combustión se producen grandes presiones y temperaturas, poseer buena conductividad térmica para mejorar la refrigeración, ser resistente a la corrosión y poseer un coeficiente de dilatación exactamente igual al del bloque motor. La culata, al igual que el bloque motor, se construye de aleaciones de hierro con aluminio, con pequeñas porciones de cromo y níquel. En el motor de dos tiempos la culata, sólo contiene a la bujía y resiste la presión producida por la expansión de los gases, pues el sistema de distribución y árbol de levas está ausente.

3.2 CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Es un espacio de dimensión variable que está ubicado entre la culata, las paredes del cilindro y la corona del pistón, donde tiene lugar la combustión de la mezcla de aire y combustible. En la cámara de combustión también van ubicadas las válvulas de admisión y escape, la bujía y en algunos casos el inyector de combustible (en caso de inyección directa). Las temperaturas alcanzadas en la cámara de combustión son muy elevadas, por eso mismo se ha de mantener siempre bien refrigerada. Aproximadamente el 50 por ciento de las emisiones de hidrocarburos no quemados (HC) de los motores convencionales de cuatro tiempos se pueden atribuir a la extinción de llama dentro de la grieta del anillo superior. El volumen de la grieta se puede reducir moviendo el anillo más cerca de la corona, aunque la posibilidad de falla del anillo debido a la exposición a altas temperaturas es alta. Otra buena

solución de diseño alternativo para reducir el volumen de la grieta es utilizar espacios más estrechos entre el pistón y el cilindro. El hierro fundido tiene las ventajas de la baja expansión térmica y la resistencia a altas temperaturas sobre las aleaciones de aluminio, lo que permite reducir las holguras entre el pistón y el cilindro. Además, la menor conductividad térmica del hierro fundido hace que una mayor cantidad de energía térmica producida en la combustión se ponga en un trabajo útil, en lugar de desperdiciarse en el sistema de refrigeración¹⁶. El mayor peso del pistón de hierro dúctil aumenta las fuerzas de inercia creadas por el cambio rápido en la dirección del pistón. Por otro lado, la aleación de aluminio tiene una alta relación resistencia / peso, pero también una mayor conductividad térmica y una mayor expansión térmica¹⁷.

3.3 MOTOR DE COMBUSTIÓN DE DOS TIEMPOS (2T)

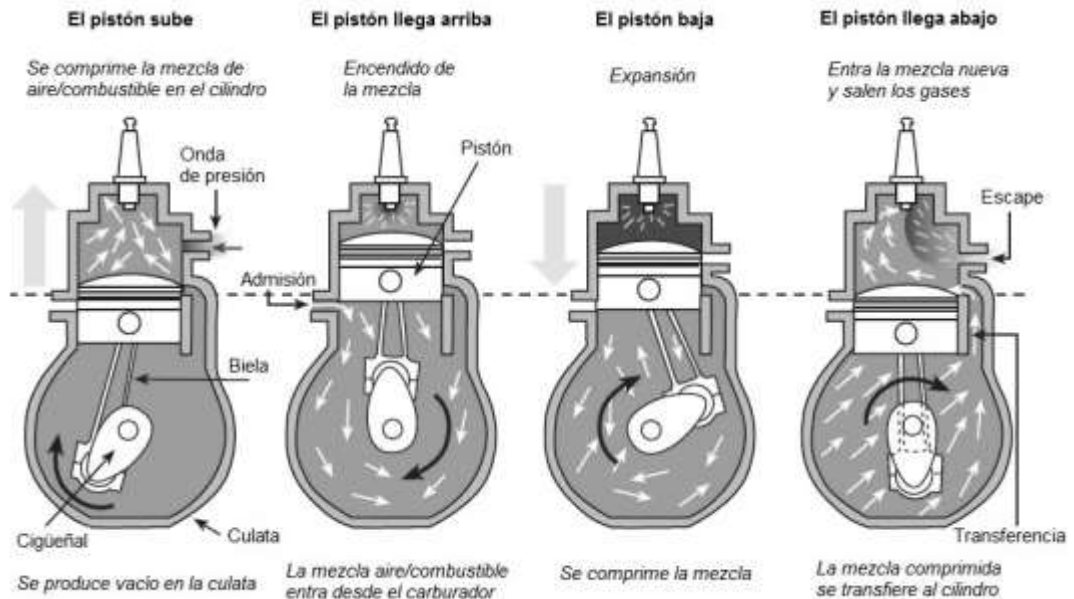
La patente más antigua registrada para un motor de explosión se remonta al año 1800, cuando Philippe Lebon propuso e ideó un motor cuya mezcla de aire y gas alumbrado se quemaría dentro de un cilindro con el objetivo de mover un pistón, En 1852, el francés de origen Belga, Etienne Lenoir, construyó una máquina equipada con un motor de explosión de dos tiempos con autoencendido capaz de moverse por sí sola, de hecho el motor de dos tiempos fue el primer motor de combustión interna que se construyó. La fabricación, mantenimiento y funcionamiento es mucho más sencillo que el motor de cuatro tiempos.

El motor de dos tiempos tiene el ciclo de generación de potencia ilustrado en la figura 7

¹⁶ CARVALHEIRA, P; GONÇALVES, P. FEA OF TWO ENGINE PISTONS MADE OF ALUMINIUM CAST ALLOY A390 AND DUCTILE IRON 65-45-12 UNDER SERVICE CONDITIONS, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Coimbra, Coimbra, Portugal. 24 July 2006

¹⁷ ALONSO, M. Motores de combustión interna. IES Baix Montseny Sant Celoni: Libro virtual. 2007.

Figura 7. Esquema ciclo del motor de dos tiempos.



Fuente: Revista moto, 2018

1er tiempo: Admisión – compresión: Cuando el pistón está en el punto más bajo, es decir en el Punto Muerto Inferior (PMI), empieza el proceso de admisión. La lumbrera de admisión deja pasar el carburante (aire y combustible) hacia el cilindro. Una vez aspirado el carburante el pistón va ascendiendo mientras comprime la mezcla (véase figura 3.5).

2º tiempo: Expansión - escape de gases: En el momento que el pistón está en el punto más alto, es decir, el Punto Muerto Superior (PMS), la bujía (en caso del ciclo Otto) hace saltar una chispa que enciende la mezcla, incrementando la presión en el cilindro y hace desplazar al pistón hacia abajo. Cuando está a la altura de la lumbrera de escape, la propia presión de los gases tiende a salir del cilindro, dejando al cilindro vacío para volver a empezar un nuevo ciclo.

Este motor produce trabajo en cada revolución, es decir una explosión en cada vuelta del cigüeñal. Esto crea una mayor potencia frente a los motores de cuatro

tiempos que hacen una explosión cada dos vueltas del motor. También, el motor de dos tiempos incorpora menos piezas móviles como las válvulas, levas, árbol de levas, etc, y su funcionamiento es más sencillo. Por otro lado, en el motor de cuatro tiempos hay más facilidades a la hora de modificarlo, rinde mucho más, consumiendo mucho menos y contaminando menos. Este tipo de motor, hoy en día aún se utiliza, aunque siempre en motores de pequeña cilindrada como: ciclomotores, cortacésped, motosierras, etc.

3.4 REPORTE BIBLIOGRÁFICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL SISTEMA PISTÓN-CILINDRO

En el estudio de la transferencia de calor en el sistema Pistón-Cilindro, *Stefahanian et al*¹⁸ usa un modelo basado en resistencia térmicas para determinar los coeficientes de transferencia de calor entre las paredes del cilindro y la superficie del pistón expuesta, poniendo como temperatura de referencia del agua del líquido refrigerante (353K); *Illan et al*¹⁹ propone un modelo cero-dimensional que simula la transferencia de calor en estado transitorio en el sistema pistón-cilindro hacia las aletas a temperatura ambiente (273K); para la transferencia de calor en el pistón, *Beretta et al*²⁰ propone una correlación entre la presión en la combustión a partir de la presión de arranque del motor y la fracción másica quemada de los gases, manteniendo las propiedades del material a la temperatura promedio de la cámara de combustión; *Woschni et al*²¹ propone un modelo matemático para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección en los gases de combustión a partir del diámetro del cilindro, la velocidad del motor, la temperatura y la presión;

¹⁸ ESFAHANIAN, V.; JAVAHERI, A.; GHAFARPOUR, M. Thermal analysis of an SI engine piston using different combustion boundary condition treatments, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Tehran, North Amir-Abad Ave., Tehran, Iran; University of Illinois at Chicago, Department of Mechanical Engineering, 842 Taylor Street 2039 ERF (MC 251), Chicago, IL 60607, United States, 17 August 2004.

¹⁹ ILLÁN, F.; ALARCÓN, M. Numerical analysis of combustion and transient heat transfer processes in a two-stroke SI engine. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Politécnica de Cartagena, Campus de la Muralla del Mar, 30202 Cartagena, Spain, Departamento Mixto, Universidad de Murcia, Campus de Espinardo, 30100 Murcia, Spain, 9 August 2009.

²⁰ BERETTA, G. P., RASHIDI, M., and Keck, J. C.: "Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines," *Combust. Flame*, vol. 52, pp. 217-245, 1983.

²¹ WOSCHNI, G.; FIEGER, J.: "Experimental Investigation of the Heat Transfer at Nonnal and Knocking Combustion in Spark Ignition Engines," *MTZ*, vol. 43, pp. 6367, 1982.

*Cerit et al*²² utiliza la correlación propuesta por *Hohenberg* para determinar los coeficientes de convección con los gases en función de la temperatura; para determinar los coeficientes entre el cilindro y el pistón *Carvalho et al*²³ propone un aproximación para determinar el coeficiente de transferencia de calor entre las paredes del cilindro y el aceite, y compara las deformaciones térmicas para la aleación de aluminio A390 y el acero dúctil 64-45-12 utilizando coeficientes de calor por conducción constantes para cada material; para determinar las temperaturas de los gases en la combustión, *Higgins et al*²⁴ propone la ecuación de estado en la cámara de combustión que determinar la temperatura instantánea de la mezcla quemada a partir del volumen, presión, fracción másica quemada, y temperatura de los gases no quemados; *Annand*²⁵ realiza un análisis dimensional para la evaluación de las correlaciones empíricas y desarrolla un reporte bibliográfico sintetizando las fórmulas de *Nusselt, Eichelberg, Chirkov and Stefanoski, Elser, Briling, Pflaum, Overbye* para el flujo de calor hacia el pistón, determinando los mejores valores de las constantes para motores Diesel y de combustión por chispa; para determinar la fracción másica del gas quemado en función del ángulo del cigüeñal, *Heywood*²⁶ propone los valores de las constantes en la función de *Wiebe* que más se ajustan a motores de dos tiempos.

3.5 MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS (MEF)

El Método de los Elementos Finitos (MEF) o FEM en inglés, es una herramienta CAE ampliamente utilizada en la industria. El FEM es una aproximación numérica a la solución exacta, en este método el dominio se subdivide en un conjunto de

²² CERIT, M; COBAN, M. Temperature and thermal stress analyses of a ceramic-coated aluminum alloy piston used in a diesel engine, Department of Mechanical Engineering, Sakarya University, Esentepe Campus, 54187 Sakarya, Turkey, 18 November 2012.

²³ CARVALHEIRA, P; GONÇALVES, P. FEA OF TWO ENGINE PISTONS MADE OF ALUMINIUM CAST ALLOY A390 AND DUCTILE IRON 65-45-12 UNDER SERVICE CONDITIONS, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Coimbra, Coimbra, Portugal. 24 July 2006

²⁴ HEYWOOD, J. B; HIGGINS, J. M; WATTS, P. A; Tabaaynski, R. "Development and Use of a Cycle Simulation to Predict SI Engine Efficiency and NO_x Emissions." SAE paper 790291, 197.

²⁵ ANNAND, J. HEAT TRANSFER IN THE CYLINDERS OF RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINES, THERMODYNAMICS AND FLUID MECHANICS GROUP. Vol177 No 36 1963.

²⁶ HEYWOOD, J.B Internal combustion engine fundamentals. United States of America: McGraw-Hill, Inc. 1988.

subdominios (elementos finitos) definidos por los nodos que conecta. Para cada elemento se aproximan localmente las funciones incógnitas, en general mediante funciones polinómicas, en función de un conjunto de variables discretas (por ejemplo, valor de la función incógnita en los nodos que definen el elemento, si la interpolación es nodal). Considerando la condición de estacionariedad de un funcional o un método de residuos ponderados se plantean las ecuaciones algebraicas correspondientes (ecuaciones de comportamiento aproximadas).

Las causas más comunes de los errores en FEM ²⁷son producidas por: Modelado, redondeo y manipulación, integración numérica, discretización.

²⁷ GONZÁLES, A. Fundamentos del método de los elementos finitos. Colombia: Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería Mecánica. 2017.

4. OBTENCIÓN Y GENERACIÓN DEL MODELO CAD

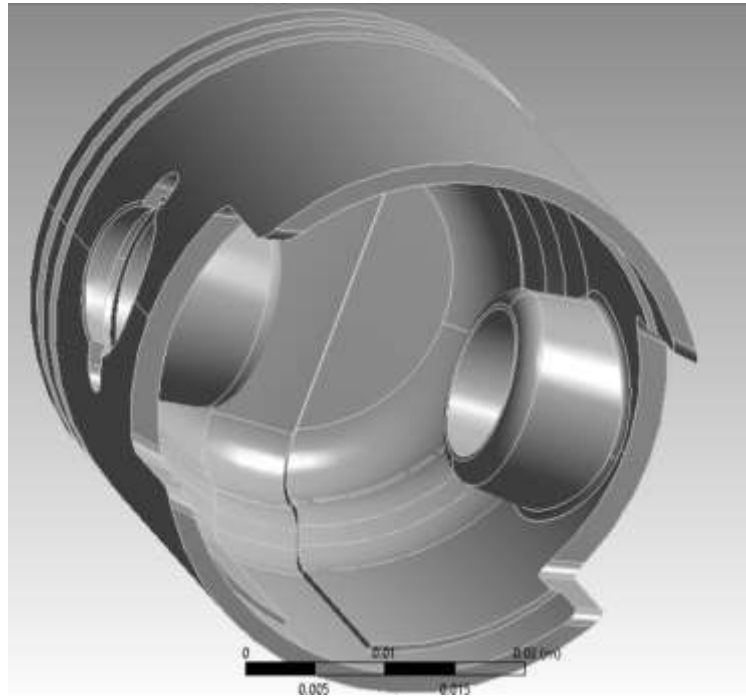
El modelo geométrico del pistón y el bloque del motor Shindaiwa B45 se obtienen a partir de la medición de piezas reales y fueron desarrollados con el modelador de sólidos SOLIDWORKS. En las figuras 8 y 9 se observa el modelo geométrico del pistón. Este modelo representa la misma geometría de los pistones usados en modelos reales, el modelo está fabricado en una aleación de aluminio forjado²⁸.

Figura 8. Modelo Geométrico computacional a través de SOLIDWORKS®.



²⁸ MAEDA, K;YOSHITOMI,T; SHINDAIWA MANUAL DE SERVICIO TECNICO, Shindaiwa Kogyo Co. (1994) 109–110.

Figura 9. Modelo Geométrico del pistón a través de SOLIDWORKS®.



En las figuras 9 y 10 se muestran el cilindro del motor Shindaiwa B45.

Figura 10. Modelo Geométrico del Cilindro en el software SOLIDWORKS®.

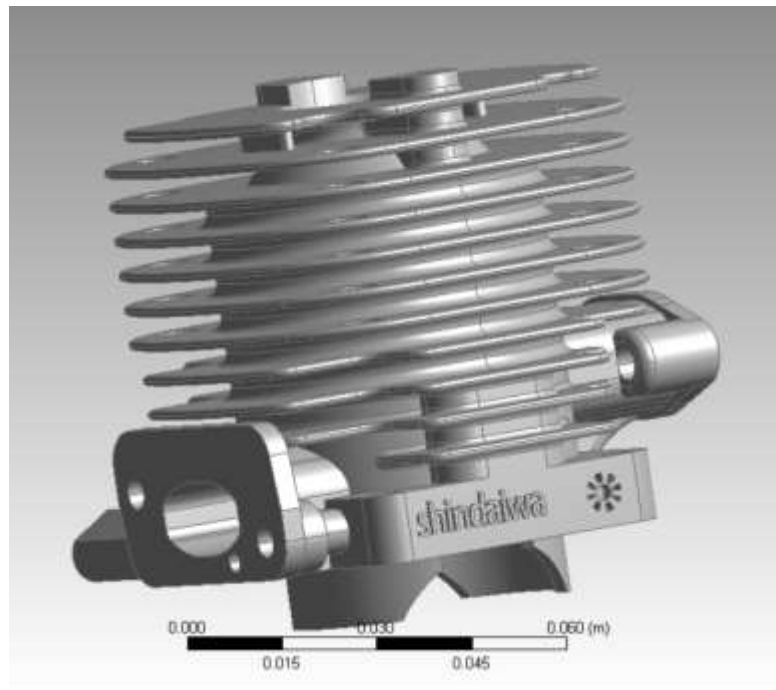
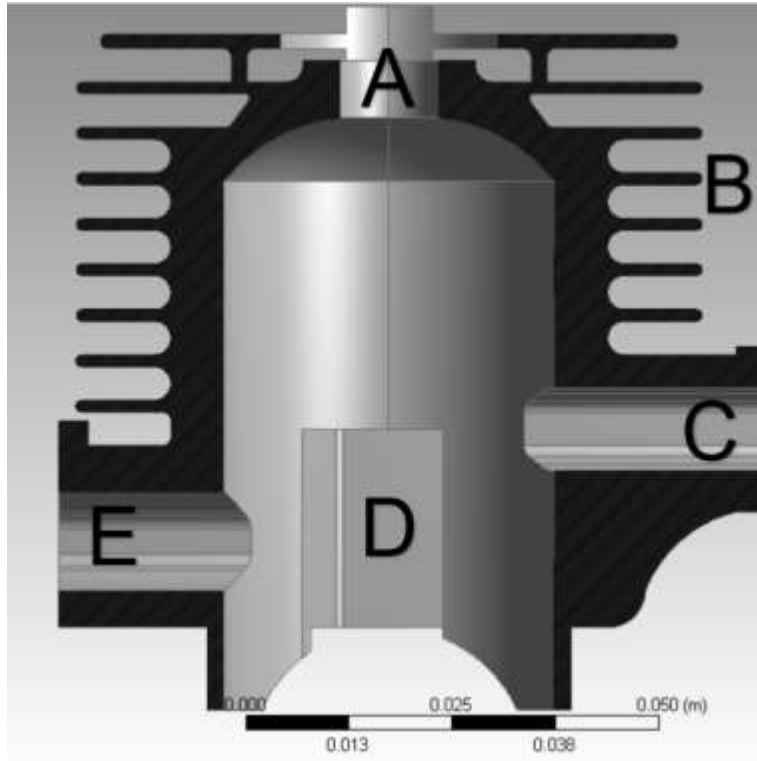


Figura 11. Vista en corte del Cilindro en el software SOLIDWORKS® A) Ubicación de la bujía B) Aletas C) Puerto de escape D) Puerto de transferencia E) Puerto de admisión



Para mayor detalle véase los anexos A y B.

4.1 ASIGNACIÓN DE LAS PROPIEDADES DEL MATERIAL

A continuación, en la tabla 1 se presenta la composición y propiedades térmicas del Aluminio 4032 a diferentes temperaturas.

Tabla 1. Composición de la aleación de aluminio 4032.

Composition of Al 4032 grade aluminum alloy

| Material | % by weight |
|-----------|-------------|
| Aluminium | 85 |
| Silicon | 12.20 |
| Copper | 0.9 |
| Magnesium | 1.0 |
| Nickel | 0.9 |

Las propiedades del material como la conductividad térmica y el calor específico se obtienen del módulo de materiales de ANSYS, por medio de la extensión WORKBENCH dentro del panel de “Engineering Data”. En la opción seleccionar material se verifican dichas características. En las figuras 12 y 13 se ilustran las gráficas de la conductividad térmica y calor específico del material en función de la temperatura.

Figura 12. Conductividad térmica del aluminio en función de la temperatura en ANSYS.

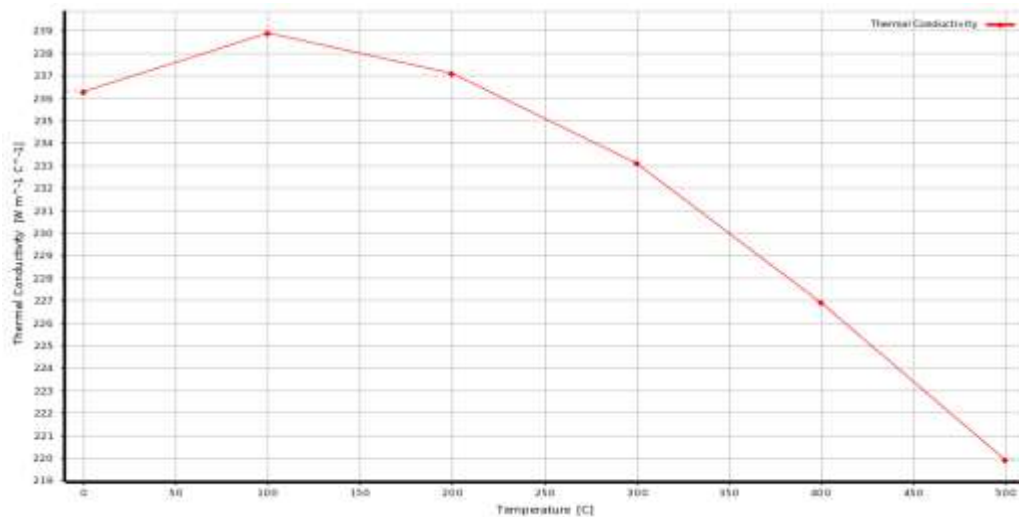
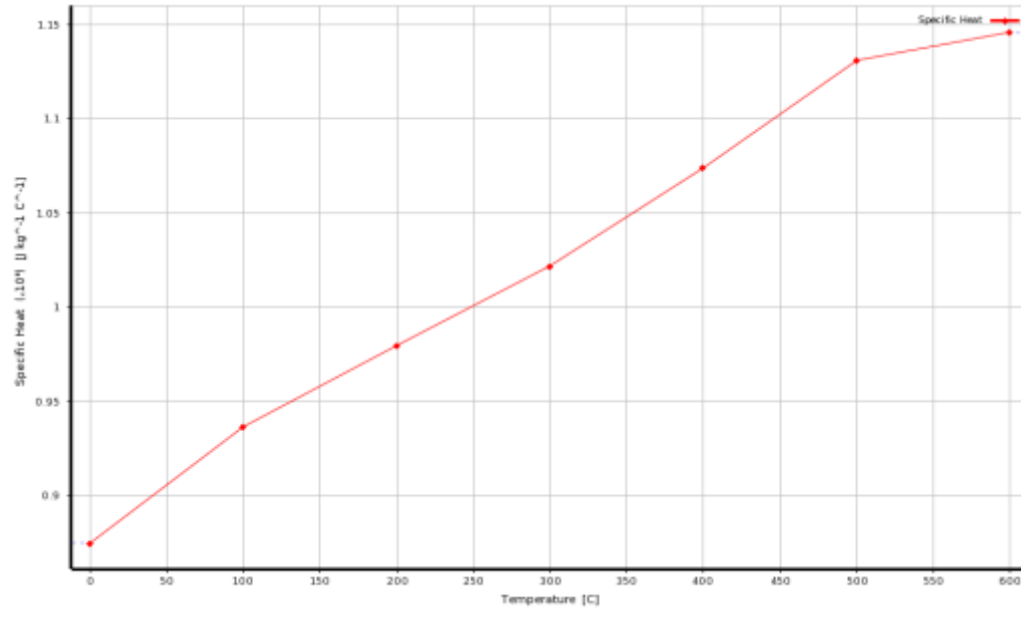


Figura 13. Calor específico del aluminio en función de la temperatura en ANSYS.



4.2 CONDICIONES DE CONTORNO

Para poder determinar las condiciones de contorno del modelo es necesario especificar las condiciones de operación del motor.

Condiciones de operación del motor

La tabla 2 ilustra las condiciones de operación del motor Shindaiwa B45 cuando trabaja a máxima potencia (2.5HP).

Tabla 2. Condiciones de operación del motor.

| | |
|---|--------------------------------|
| Combustible | Octano(C8H18) |
| Angulo de chispa | A= -20° |
| Volumen al momento de la chispa | $V_c=5,522$ [cm ³] |
| Temperatura al momento de la chispa | 626,7 [K] |
| Presión al momento de la chispa | 1367 [kPa] |
| Velocidad | 7500 RPM |
| Relación másica Combustible-aire/R. ideal | $\varphi=1.3$ |

Especificaciones geométricas del motor

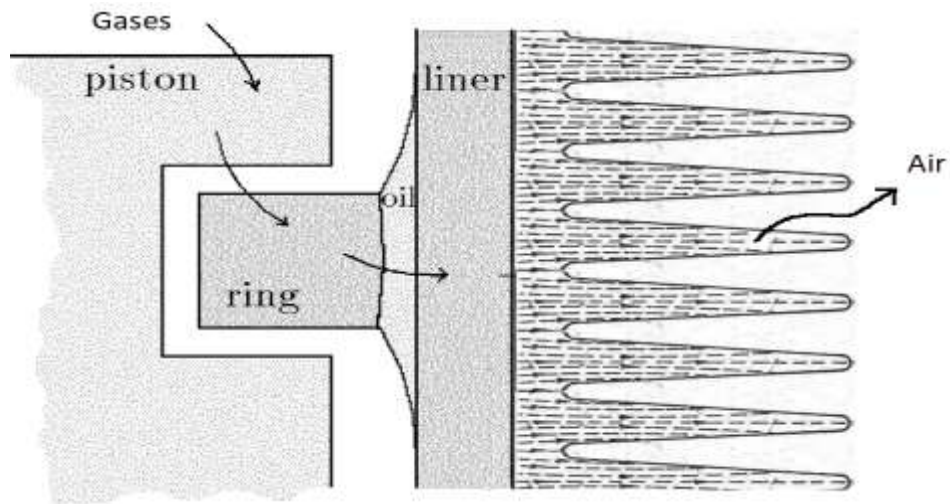
La tabla 3 muestra las especificaciones geométricas más importantes del motor:

Tabla 3. Especificaciones geométricas del motor.

| | |
|--|--------------------------|
| Relación de compresión | 9:1 |
| Diámetro de cilindro | 4 [cm] |
| Carrera del pistón | 3,5 [cm] |
| Longitud de la biela | 11,5 [cm] |
| Exhaust Port Open (EPO) | 114 ATDC |
| Exhaust Port Close (EPC) | 246 ATDC |
| Volumen al punto muerto superior | 4 [cm ³] |
| Volumen al punto muerto inferior(cilindrada) | 47,98 [cm ³] |
| Volumen al inicio de la compresión | 36,34 [cm ³] |

En la figura 14 se ilustra el proceso de transferencia de calor de los gases la cámara de combustión a través del pistón y posteriormente a las aletas del bloque del cilindro; las flechas indican el flujo de calor.

Figura 14. Esquema del proceso de transferencia de calor.



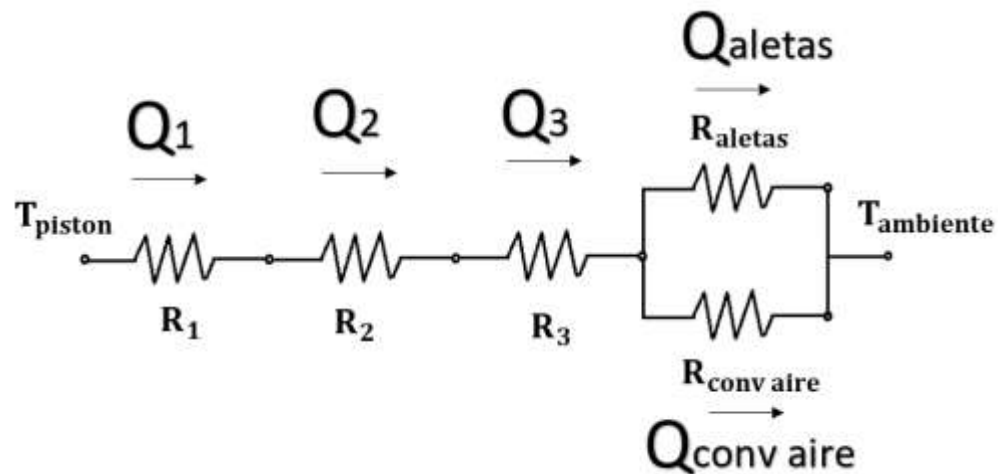
A continuación, se calcularán los coeficientes de transferencia de calor a partir de un modelo de resistencias térmicas en las interfaces de los gases combustión, corona, pistón, anillos, aceite, cilindro, aletas y aire

4.3 MODELO DE RESISTENCIAS TÉRMICAS

Para el cálculo de la transferencia de calor desde el pistón, a través de los anillos hacia el cilindro, se usa un modelo de circuito de resistencias térmicas con las siguientes suposiciones²⁹:

- El efecto del movimiento del pistón es omitido.
- El anillo y la parte del pistón en contacto con el cilindro están totalmente bañados en aceite y no hay cavitación.
- Los anillos no giran.
- Se asume que la transferencia de calor a través del aceite se da únicamente por conducción.
- El calor generado por la fricción es completamente disipado por la película de aceite.

Figura 15. Modelo de resistencias térmicas para la transferencia de calor desde el pistón al aire.



²⁹ ESFAHANIAN,V; JAVAHERI, A; GHAFARPOUR, M. Thermal analysis of an SI engine piston using different combustion boundary condition treatments, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Tehran, North Amir-Abad Ave., Tehran, Iran; University of Illinois at Chicago, Department of Mechanical Engineering, 842 Taylor Street 2039 ERF (MC 251), Chicago, IL 60607, United States, 17 August 2004.

En la figura 14 se pueden observar los flujos de calor y las resistencias térmicas del modelo descrito, en donde:

R_1 ; Anillo

R_2 ; Aceite

R_3 ; Pared del cilindro

R_4 ; Resistencia equivalente ($R_{aletas} + R_{conv\ aire}$)

4.4 RESISTENCIA TÉRMICA DE LOS ANILLOS

Para la determinación de la resistencia térmica en los anillos se utiliza la ecuación ³⁰.

$$R_1 = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 * \pi * L_1 * K_{anillo}} \quad (1)$$

En donde:

r_2 ; Radio pistón

r_1 ; Radio cavidad del anillo

L_1 ; Altura del anillo

K_{anillo} ; Coeficiente de transferencia de calor por conducción del anillo.

Mediante la ecuación (1) el cálculo de la resistencia es:

$$r_2 = 0,2\text{m}$$

$$L_1 = 0,0015\text{m}$$

$$r_1 = 0,185\text{ m}$$

$$K_{anillo} = 52\text{ W/m}^*\text{K @ }400^\circ\text{C}$$

Reemplazando los valores:

$$R_1 = \frac{\ln\left(\frac{0,2}{0,185}\right)}{2 * \pi * 0,0015 * 52} = 0,159[\text{K/W}]@400^\circ\text{C}$$

³⁰ CENGEL, Y; GHAJAR, A. Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones, 4ta edición. United States of America: McGraw-Hill, Inc.

4.5 RESISTENCIA TÉRMICA DEL ACEITE

Para la determinación de la resistencia térmica de la capa de aceite se utiliza la ecuación (2)³¹.

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 * \pi * L_2 * K_{aceite}} \quad (2)$$

En donde:

r_3 ; Radio interno del cilindro

r_2 ; Radio del pistón

L_2 ; Longitud de carrera del pistón

K_{aceite} ; Coeficiente de transferencia de calor por conducción del aceite

Los valores para los parámetros son:

$$r_3 = 0,2005\text{m}$$

$$L_2 = 0,033\text{m}$$

$$r_2 = 0,1993\text{ m}$$

$$K_{aceite} = 0,1367\text{ W/m}^*\text{K @ } 100^\circ\text{C}; 0,133\text{ W/m}^*\text{K @ } 140^\circ\text{C}$$

Mediante la ecuación (2) el cálculo de la resistencia del aceite da:

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{0,2005}{0,1993}\right)}{2 * \pi * 0,033 * 0,1367} = 0,2118[\text{K/W}]@100^\circ\text{C}; = 0,217@140^\circ\text{C}$$

4.6 RESISTENCIA TÉRMICA DE LA PARED DEL CILINDRO

Para la determinación de la resistencia térmica del cilindro se utiliza la ecuación (3)³².

$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2 * \pi * L_3 * K_{aleación\ de\ al}} \quad (3)$$

³¹ CENGEL, Y; GHAJAR, A. Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones, 4ta edición. United States of America: McGraw-Hill, Inc.

³² CENGEL, Y; GHAJAR, A. Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones, 4ta edición. United States of America: McGraw-Hill, Inc.

En donde:

r_4 ; Radio base de las aletas del cilindro

r_3 ; Radio interno del cilindro

L_3 ; Longitud de carrera

$K_{aluminio}$; Coeficiente de transferencia de calor por conducción del aceite

Los valores para los parámetros son:

$$r_4 = 0,257\text{m}$$

$$L_3 = 0,033$$

$$r_3 = 0,2005\text{ m}$$

$$K_{aleación\ de\ al} = 177\text{ W/m}^*\text{K @140}^\circ\text{C}$$

Mediante la ecuación (3) el cálculo de la resistencia del cilindro da:

$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{0,257}{0,2005}\right)}{2 * \pi * 0,033 * 177} = 6,764 * 10^{-3}[\text{K/W}]$$

4.7 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN DEL AIRE EXTERNO

Para las condiciones de operación de la guadañadora, se asume el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire como aire circundante a una temperatura ambiente a 25°, y una velocidad de 0,5 m/s (velocidad a la que asciende el humo verticalmente). Esto con el fin de simular las condiciones más críticas de funcionamiento de la guadañadora. La ecuación (4) nos permite determinar el coeficiente de T.C por convección del aire circundante [13].

$$h = \frac{Nu * k_{aire}}{L} \quad (4)$$

En donde:

$$k_{aire@25^\circ C} = 0,02551 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^*\text{K}} \right] \quad L = 0,065 \text{ [m]}$$

L ; Longitud de la placa (aleta de la base hasta la punta)

$$Pr_{aire@25^{\circ}C} = 0,7296 \text{ (Número de Prandtl)}$$

Para el cálculo del número de Nusselt primero determinamos el número de Reynolds (5) para verificar si el flujo es laminar o turbulento ³³.

$$Re = \frac{\rho * \vartheta}{\mu} \text{ (5)}$$

$$\vartheta = 0,5 \left[\frac{m}{s} \right] \text{ (velocidad del aire)} \quad \rho = 1,184 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \text{ Densidad aire}$$

$$\mu = 1,849 * 10^{-5} \left[\frac{kg}{m * s} \right]$$

En base a la ecuación (5) tenemos que:

$$Re = \frac{1,84 * 0,5}{1,849 * 10^{-5}} = 3,2 * 10^4 \text{ (flujo laminar)}$$

Para un Reynolds menor a $5 * 10^5$ y un Prandtl mayor a 0,6 usamos la fórmula del número de Nusselt para flujo laminar (6):

$$Nu = 0,664 * Re^{0,5} * Pr^{\frac{1}{3}} \text{ (6)}$$

Reemplazando en (6) se obtiene:

$$Nu = 106,96$$

Reemplazando en la ecuación (4) obtenemos el coeficiente de T.C por convección del aire externo:

$$h = \frac{106,96 * 0,02551}{0,065} = 41,92 \approx 42 [W/m^2 * K]$$

³³ CENGEL, Y; GHAJAR, A. Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones, 4ta edición. United States of America: McGraw-Hill, Inc. 2011 pp. 488.

4.8 RESISTENCIA TÉRMICA EN LAS ALETAS

Para el cálculo de la resistencia de la superficie aleteada del cilindro se asumen como aletas anulares, las aletas que cubren toda la superficie exterior del cilindro para ser enfriado por el aire.

Las ecuaciones (7), (8) y (9) describen el balance de energía en la aleta y definen la resistencia de la aleta ³⁴:

$$Q_{aletas} = \varepsilon_A * h * \eta_A * A_A * (T_b - T_\infty) \quad (7)$$

$$Q_{aletas} = \frac{T_b - T_\infty}{R_4} \quad (8)$$

$$R_{aletas} = \frac{1}{\varepsilon_A * h * \eta_A * A_A} \quad (9)$$

En donde:

ε_A ; Efectividad de la aleta.

h ; Coeficiente de transferencia de calor por convección del aire a condiciones locales.

η_A ; Eficiencia de la aleta.

A_A ; Área de la aleta.

T_b ; Temperatura en la base de la aleta.

T_∞ ; Temperatura ambiente.

Así mismo la eficiencia de la aleta se define en la ecuación (10) como:

$$\varepsilon_A = \frac{A_{libre\ de\ aletas} + \eta_A * A_{aletas\ totales}}{A_{sin\ aletas}} \quad (10)$$

La figura 16 ilustra con mayor detalle las ecuaciones de eficiencia y área correspondiente a las aletas anulares de perfil rectangular.

³⁴ CENGEL, Y; GHAJAR, A. Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones, 4ta edición. United States of America: McGraw-Hill, Inc.

Figura 16. Tabla de eficiencia y áreas de distintas configuraciones de aletas.³⁵

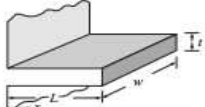
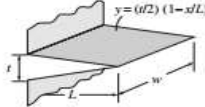
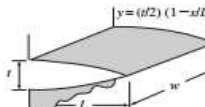
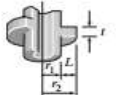
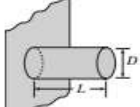
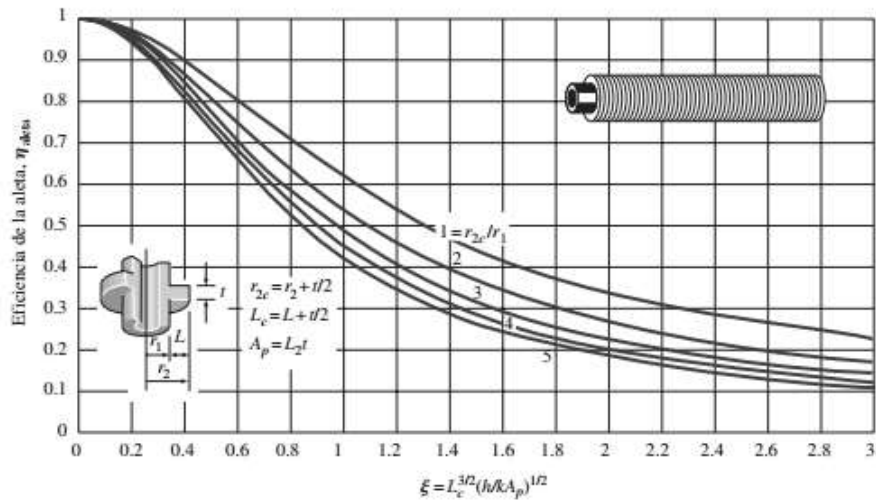
| Eficiencia y áreas de superficie de configuraciones comunes de aletas | | |
|---|--|---|
| <p>Aletas rectangulares rectas</p> $m = \sqrt{2hk/t}$ $L_c = L + t/2$ $A_{\text{aleta}} = 2wL_c$ | $\eta_{\text{aleta}} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$ |  |
| <p>Aletas triangulares rectas</p> $m = \sqrt{2hk/t}$ $A_{\text{aleta}} = 2w\sqrt{L^2 + (t/2)^2}$ | $\eta_{\text{aleta}} = \frac{1}{mL} \frac{I_1(2mL)}{I_0(2mL)}$ |  |
| <p>Aletas parabólicas rectas</p> $m = \sqrt{2hk/t}$ $A_{\text{aleta}} = wL[C_1 + (L/t)\ln(t/L + C_1)]$ $C_1 = \sqrt{1 + (t/L)^2}$ | $\eta_{\text{aleta}} = \frac{2}{1 + \sqrt{(2mL)^2 + 1}}$ |  |
| <p>Aletas circulares de perfil rectangular</p> $m = \sqrt{2hk/t}$ $r_{2c} = r_2 + t/2$ $A_{\text{aleta}} = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2)$ | $\eta_{\text{aleta}} = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})}$ $C_2 = \frac{2r_1/tm}{r_{2c}^2 - r_1^2}$ |  |
| <p>Aletas de espiga de perfil rectangular</p> $m = \sqrt{4hk/D}$ $L_c = L + D/4$ $A_{\text{aleta}} = \pi DL_c$ | $\eta_{\text{aleta}} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$ |  |

Figura 17. Eficiencia de aletas anulares.³⁶

Eficiencia de aletas rectas de perfiles rectangular, triangular y parabólico.



³⁵ CENGEL, Y ; GHAJAR, A. Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones, 4ta edición pág. 170

³⁶ CENGEL, Y ; GHAJAR, A. Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones, 4ta edición pág. 170

En la figura 17 se puede calcular la eficiencia de una aleta anular o aletas circulares de perfil rectangular, calculamos los coeficientes para hallar el valor de ξ y guiándonos por la curva calcular η_A .

$$\xi = L_c^{3/2} * \left(\frac{h}{k * A_p} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

$$L_c = L + \left(\frac{t}{2} \right) \quad (12)$$

$$A_p = L_c * t \quad (13)$$

$$r_{2c} = r_2 + t/2 \quad (14)$$

Donde:

t ; Espesor de la aleta

L ; Longitud de la aleta

r_1 ; Radio medido desde el centro del cilindro a la base de la aleta

r_2 ; Radio medido desde el centro del cilindro el final de la aleta

k ; Coeficiente de transferencia de calor por conducción del aluminio

h ; Coeficiente de transferencia de calor por convección del aire

Los datos geométricos de las aletas del cilindro son:

$$t = 1 * 10^{-3} [m]$$

$$r_1 = 25,7 * 10^{-3} [m]$$

$$r_2 = 38 * 10^{-3} [m]$$

$$L = 12,3 * 10^{-3} [m]$$

Para los coeficientes de Transferencia de calor tenemos:

$$K_{aleación\ de\ al} = 177 [W/m * K] @ 140^{\circ}C$$

$$h = 41,97 \approx 42 [W/m^2 * K]$$

Reemplazando en (11), (12), (13) y (14) tenemos:

$$L_c = 12,3 * 10^{-3} + \left(\frac{1 * 10^{-3}}{2} \right) = 0,0128[m]$$

$$A_p = 0,0128 * 1 * 10^{-3} = 1,28 * 10^{-5}[m^2]$$

$$r_{2c} = 38 * 10^{-3} + (1 * 10^{-3}/2) = 0,0395[m^2]$$

$$\frac{r_{2c}}{r_1} = \frac{0,0395}{25,7 * 10^{-3}} = 1,5$$

$$\xi = 0,0128^{3/2} * (42/(177 * 1,28 * 10^{-5}))^{1/2}$$

$$\xi = 0,197$$

$$A_{aleta} = 2 * \pi * (r_{2c}^2 - r_1^2) = 5,1632 * 10^{-3}[m^2]$$

Teniendo el valor de ξ en el eje 'x' con la figura 17 en la curva (con $r_{2c}/r_1 = 1,5$) podemos hallar el valor correspondiente en el eje 'y' es de $\eta_A = 0,95$.

Así podemos calcular el valor de la efectividad de las aletas con base en la ecuación (10):

$$\varepsilon_A = \frac{A_{libre\ de\ aletas} + \eta_A * A_{aletas\ totales}}{A_{sin\ aletas}} \quad (10)$$

$$A_{libre\ de\ aletas} = A_{sin\ aletas} - A_b * \#de\ aletas$$

$$A_{libre\ de\ aletas} = (2 * \pi * (25,7 * 10^{-3}) * L_{cil}) - (2 * \pi * r_1 * t) * \#de\ aletas$$

En donde:

$A_{sin\ aletas}$; Área del cilindro como si no tuviera aletas.

A_b ; Área base (del espesor de la aleta proyectada sobre la base)

L_{cil} ; Longitud total del cilindro

$A_{libre\ de\ aletas}$; Área entre aletas

Calculando con el valor de las medidas geométricas del cilindro:

$$L_{cil} = 55 * 10^{-3} [m]$$

$$A_{sin\ aletas} = 2 * \pi * r_1 * L_{cil} = 8,881 * 10^{-3}[m^2]$$

$$A_{\text{libre de aletas}} = (2 * \pi * 25,7 * 10^{-3} * 55 * 10^{-3}) - (2 * \pi * 25,7 * 10^{-3} * 1 * 10^{-3}) * 10$$

$$A_{\text{libre de aletas}} = 7,26 * 10^{-3} [m^2]$$

$$A_{\text{aletas totales}} = A_{\text{aleta}} * \# \text{de aletas} = 5,1632 * 10^{-3} * 10 = 5,1632 * 10^{-2} [m^2]$$

Reemplazando en la fórmula de la efectividad de la aleta (10) tenemos:

$$\varepsilon_A = \frac{A_{\text{libre de aletas}} + \eta_A * A_{\text{aletas totales}}}{A_{\text{sin aletas}}} = \frac{7,26 * 10^{-3} + 0,95 * 5,1632 * 10^{-2}}{8,881 * 10^{-3}}$$

$$\varepsilon_A = 6,34$$

Con esto podemos calcular la resistencia a la T.C. en las aletas (9):

$$R_{\text{aletas}} = \frac{1}{\varepsilon_A * h * \eta_A * A_A} = \frac{1}{6,34 * 42 * 0,95 * 5,1632 * 10^{-2}} = 0,07656 [K/W]$$

4.9 RESISTENCIA EQUIVALENTE DE LA ALETA CON LA RESISTENCIA TÉRMICA DEL AIRE

La Resistencia equivalente se halla sumando las resistencias R_{aletas} y $R_{\text{conv aire}}$ en paralelo, (ver Figura 8).

$$\frac{1}{R_4} = \frac{1}{R_{\text{aletas}}} + \frac{1}{R_{\text{conv aire}}} \quad (15)$$

Despejando tenemos:

$$R_4 = \frac{R_{\text{aletas}} * R_{\text{conv aire}}}{R_{\text{aletas}} + R_{\text{conv aire}}}$$

Así mismo la resistencia de convección del aire se calcula con la ecuación (16):

$$R_{\text{conv aire}} = \frac{1}{h_{\text{aire}} * A_{\text{libre de aletas}}} \quad (16)$$

$$A_{\text{libre de aletas}} = 7,26 * 10^{-3} [m^2]$$

$$R_{conv\ aire} = \frac{1}{42 * 7,26 * 10^{-3}} = 3,279[K/W]$$

Reemplazando en la ecuación (15) tenemos que:

$$R_4 = \frac{R_{aletas} * R_{conv\ aire}}{R_{aletas} + R_{conv\ aire}} = \frac{0,07656 * 3,279}{0,07656 + 3,279} = 0,0748[K/W]$$

5. COEFICIENTES EFECTIVOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR PISTÓN-CILINDRO

Ahora para modelar la transferencia de calor en las diferentes partes del pistón, se define el coeficiente de transferencia de calor efectivo como:

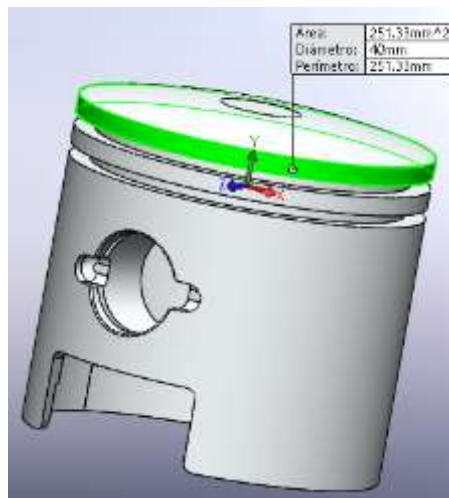
$$h_{ef} = \frac{1}{R_{TOT} * A_{ef}} \quad (17)$$

La ecuación (17) se utiliza para el cálculo de los coeficientes equivalentes de T.C en las zonas del pistón en contacto con la camisa, a continuación, se muestra en detalle el cálculo de cada una de estas zonas.

5.1 DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE T.C DE LA CARA LATERAL SUPERIOR (CREVICE ZONE)

Esta parte se encuentra en contacto directo con los gases en la cámara de combustión del cilindro y no está en contacto directo con la capa de aceite, la figura 18 ilustra en color verde la ubicación de esta zona.

Figura 18. Área efectiva de la parte superior del pistón.



Debido a que hay un espacio muy reducido entre el pistón y el cilindro, la temperatura del gas ahí atrapado no varía mucho con el de las paredes circundantes, y por consiguiente el calor transmitido por convección se aproxima al mismo que se transfiere por conducción [2]:

$$Q_{cond} = \frac{k * A * (\Delta T)}{\delta} \quad (18)$$

$$Q_{conv} = h * A * (\Delta T) \quad (19)$$

Asumiendo que la conducción es aproximadamente igual a la convección en esta zona tenemos de (18) y (17):

$$Q_{conv} = Q_{cond}$$

$$\frac{k * A * (\Delta T)}{\delta} = h * A * (\Delta T)$$

Cancelando términos obtenemos que el coeficiente esta dado por (20):

$$h_1 = \frac{k_{gas}}{\delta} \quad (20)$$

δ ; Es la tolerancia o espacio entre el cilindro y el pistón

$\delta = 0,12 * 10^{-3} [m]$ valor de la tolerancia en el caso de nuestro cilindro ³⁷

El coeficiente de conducción térmica del gas se asume como un coeficiente promedio entre los gases de combustión, dióxido de carbono y aire a una temperatura de 400K.

$$k_{gas} = \frac{k_{CO2} + k_{aire}}{2}$$

$$k_{CO2} @ 400K = 0,025 [W/m * K] \quad k_{aire}@400K = 0,033 [W/m * K]$$

$$k_{gas} = \frac{k_{CO2} + k_{aire}}{2} = \frac{0,025 + 0,033}{2} = 0,029 [W/m * K]$$

³⁷ ZHEN, H; XINQI, Q; QUDONG, W; BING, Y; Piston temperature field analysis based on ANSYS, Small Int. Combust. Eng. Motorcycle 01 (2014) 25–28.

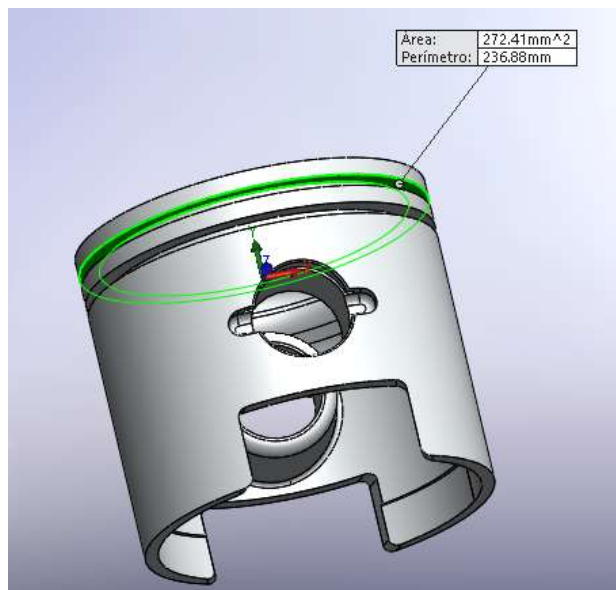
Reemplazando en la ecuación (17) tenemos:

$$h_1 = \frac{0,029}{0,12 * 10^{-3}} = 241,66 \left[\frac{W}{m^2} * K \right]$$

5.2 DETERMINACIÓN DEL COEF. DE T.C EN EL ÁREA EN CONTACTO CON LOS ANILLOS

El área efectiva para el estudio es la parte superior e inferior de la cavidad que está en contacto con los anillos, la figura 5.2 se ilustra el área efectiva superior de la cavidad en contacto con los anillos:

Figura 19. Área efectiva que está en contacto con los anillos del pistón.



Para la resistencia equivalente se suman las resistencias de los anillos, aceite, la pared del cilindro y la equivalente en las aletas.

$$\begin{aligned} R_{TOT} &= R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = 0,1969 + 0,217 + 6,764 * 10^{-3} + 0,0748 \\ &= 0,4593 [K/W] \end{aligned}$$

$$A_{ef2} = 2 * (272,41 * 10^{-6}) = 5,448 * 10^{-4} [m^2]$$

Reemplazando en la ecuación (17) tenemos que el coeficiente en esta zona es:

$$h_2 = \frac{1}{0,4593 * 5,448 * 10^{-4}} = 3996,37 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

En el proceso de combustión, durante una buena parte del ciclo, los anillos se encuentran en contacto con la parte inferior de la cavidad, y la restante en contacto con la superficie superior, para el 32% del ciclo del motor la línea de conducción de calor viene desde la superficie superior de la cavidad, mientras que el restante 68% viene desde la superficie inferior hacia el anillo [22].

Entonces para la parte superior de la cavidad del anillo tenemos que:

$$h_{2sup} = 3996,37 * 0,32 = 1278,83 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

$$h_{2inf} = 3996,37 * 0,68 = 2717,53 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

Para el segundo anillo se calcula de manera similar, pues la resistencia térmica del aceite es despreciable.

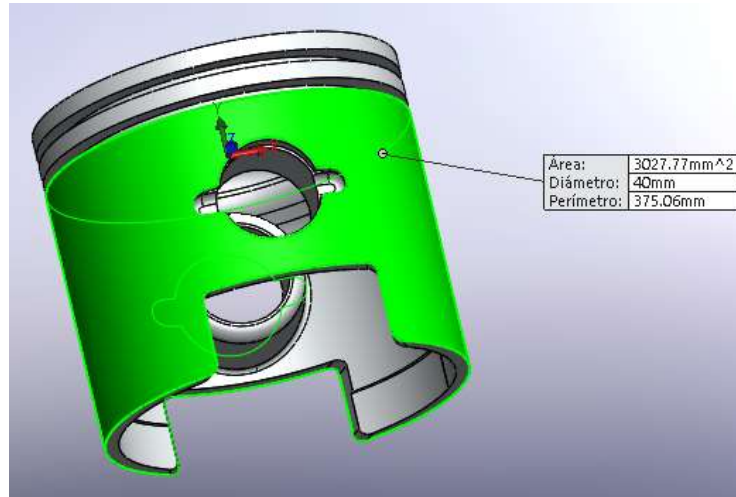
$$h_{3sup} = h_{2sup}$$

$$h_{3inf} = h_{2inf}$$

5.3 DETERMINACIÓN DEL COEF. DE T.C EN FALDA DEL PISTÓN

El tratamiento para esta zona (ver figura 20) es similar a los anteriores, se añade la resistencia del aceite, la camisa del cilindro y las aletas.

Figura 20. Área efectiva de la “falda” del pistón.



Usando el mismo método anterior, con la única diferencia que no hay resistencia de los anillos.

$$R_{TOT4} = R_2 + R_3 + R_4 = 0,217 + 6,764 * 10^{-3} + 0,0748 = 0,2985 [K/W]$$

$$A_{ef4} = 3027,77 * 10^{-6} [m^2]$$

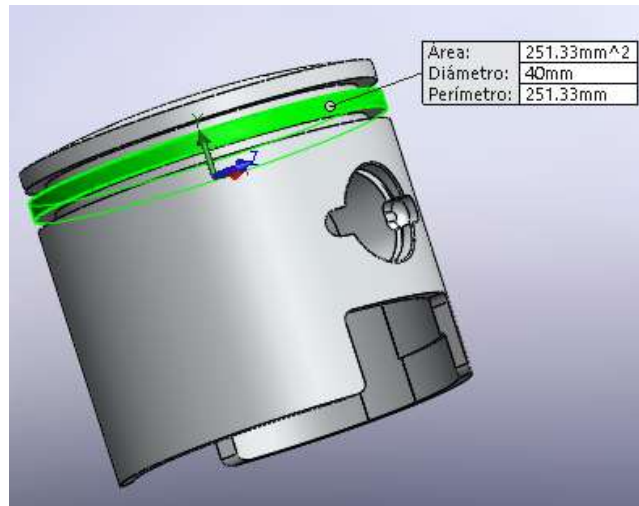
Reemplazando en la ecuación (17) tenemos que el coeficiente en esta zona es:

$$h_4 = \frac{1}{0,2985 * 3027,77 * 10^{-6}} = 1106,45 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

5.4 DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE T.C EN ÁREA ENTRE ANILLOS

Esta zona se encuentra en la región entre las cavidades de los anillos, y está en contacto con aceite, la figura 21 ilustra en color verde la ubicación de esta zona:

Figura 21. Área efectiva región entre anillos del pistón.



La resistencia térmica total en esta zona es la misma que en la parte inferior del pistón, pero el área efectiva es menor, por consiguiente, tenemos que la resistencia equivalente es igual a la suma de las resistencias del aceite, cilindro y equivalente de las aletas:

$$R_{TOT5} = R_2 + R_3 + R_4 = 0,217 + 6,764 * 10^{-3} + 0,0748 = 0,2985 [K/W]$$

$$A_{ef5} = 251,33 * 10^{-6} [m^2]$$

Reemplazando en la ecuación (17) tenemos:

$$h_5 = \frac{1}{0,2985 * 252,33 * 10^{-6}} = 13329,42 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

En la tabla 4 se muestra el valor de las resistencias térmicas para las diferentes zonas del sistema, y en la tabla 5 sus correspondientes coeficientes de transferencia de calor por convección.

Tabla 4. Valores de las resistencias térmicas para el circuito térmico.

| Resistencias Térmicas | [K/W] |
|-----------------------|------------|
| R_1 | 0,159 |
| R_2 | 0,217 |
| R_3 | 6,764*10-3 |
| R_{aletas} | 0,07656 |
| R_4 | 0,0748 |

Tabla 5. Valores de los coeficientes equivalentes de T.C. por convección en las diferentes zonas del pistón a una temperatura de referencia 300 K.

| Coeficiente equivalente de convección | [W/m ² * K] |
|---------------------------------------|------------------------|
| h_1 | 241.66 |
| h_{2sup} | 1278.83 |
| h_{2inf} | 2717.53 |
| h_{3sup} | 1278.83 |
| h_{3inf} | 2717.53 |
| h_4 | 1106.45 |
| h_5 | 13329.42 |

6. DETERMINACIÓN DE LOS COEFICIENTES DE T.C POR CONVECCIÓN DE LOS GASES EN CONTACTO CON LA PARTE INFERIOR DEL PISTÓN

La mezcla aire- combustible sale del carburador a aproximadamente 20°C y al entrar al puerto de entrada se calientan hasta una temperatura de 60° debido a la transferencia de calor por convección con los diferentes componentes internos del motor, el mezclado con los gases calientes presentes allí, y el calor residual producido por la combustión. Luego de entrar al cárter el gas se comprime debido al desplazamiento del pistón hacia el punto muerto inferior, esto eleva la temperatura a 120°C. Cuando el puerto de salida se abre, la presión y la temperatura caen y empieza otro ciclo, sin embargo, la mayoría de la elevación de la temperatura se debe a la compresión y al calentamiento de los componentes internos.

En base a esto la temperatura en los gases en el cárter se asume como toma la temperatura promedio en el ciclo:

$$T_{gases\ cugueñal} = \frac{120 + 60}{2} = 90^{\circ}C$$

El área interna del pistón durante el ciclo de trabajo se encuentra en contacto de la mezcla aire-combustible que viene del puerto de entrada. Esta área está dividida en dos zonas:

6.1 DETERMINACIÓN DEL COEF. DE T.C EN LA PARTE INTERNA DE LA CORONA

El área debajo de la corona del pistón es la cara opuesta a la superficie que está en contacto por encima con los gases de combustión. El valor del respectivo coeficiente de T.C. por convección está dado por la correlación de *Woschni* [16]:

$$h_{dp} = C * B^{-0,2} * P^{0,8} * T^{-0,55} * (S_p * C_1)^{0,8} [W/m^2 * K] \quad (21)$$

En donde:

$$C = 3,26 \text{ (constante)}$$

$$B; \text{diámetro del pistón} = 0,04 [m]$$

$$P; \text{presión promedio en la caja del cigueñal} = 130 [kPa]$$

$$T; \text{temperatura de los gases} = 90^\circ C$$

$$S_p; \text{velocidad media del pistón} = 2 * L * N = 54,98 \left[\frac{m}{s}\right]$$

$$L; \text{Longitud de la carrera del pistón} = 0,035 [m]$$

$$N = 7500 \text{ RPM} = 785,4 \left[\frac{rads}{s}\right]$$

$$C_1 = 2,28 \text{ (constante)}$$

Reemplazando en la ecuación (21) tenemos que el coeficiente en esta zona es:

$$h_{dp1} = 568,23 [W/m^2 * K]$$

6.2 DETERMINACIÓN DEL COEF. DE T.C EN LA PARTE INTERNA DE LA FALDA DEL PISTÓN

El valor del respectivo coeficiente de T.C. por convección está inmerso el número de *Nusselt* en la ecuación de *Colburn* [13], por simplicidad usamos las propiedades del aire, ya que las moles de la mezcla son muy superiores a las del aceite lubricante:

$$Pr_{@90^\circ C} = 0,7132 \quad k_{aire} = 0,03024 [W/m * K] @90^\circ C$$

Se verifica primero el número de Reynolds para determinar si el flujo es laminar o turbulento aplicando la ecuación (22).

$$Re = \frac{\rho * v}{\mu} \quad (22)$$

En donde:

$$v = S_p = 54,98 \left[\frac{m}{s} \right] \text{ (velocidad promedio de la mezcla)}$$

$$\rho = 1,184 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \text{ (densidad mezcla entrada)}$$

$$\mu = 1,849 * 10^{-5} \left[\frac{kg}{m * s} \right] \text{ (viscosidad cinemática mezcla)}$$

Reemplazando en (22):

$$Re = \frac{1,184 * 54,98}{1,849 * 10^{-5}} = 3,52 * 10^6 \text{ (flujo turbulento)}$$

Para determinar el número de Nusselt se aplica la ecuación para flujo turbulento con calentamiento de fluido.

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^n \text{ (23)}$$

En donde:

$$n = 0,4 \text{ (para calentamiento del gas)}$$

Reemplazando en la ecuación (23) tenemos que:

$$Nu = 3469,33 \text{ (turbulento)}$$

Para obtener el coeficiente utilizamos la ecuación (24) del número de Nusselt³⁸:

$$h = \frac{Nu * k_{aire}}{D} \text{ (24)}$$

Reemplazando en (24) tenemos que el coeficiente de T.C en la parte interna de la falda es:

$$h_{dp2} = \frac{3469,33 * 0,03024}{0,04} = 2622,82 [W/m^2 * K]$$

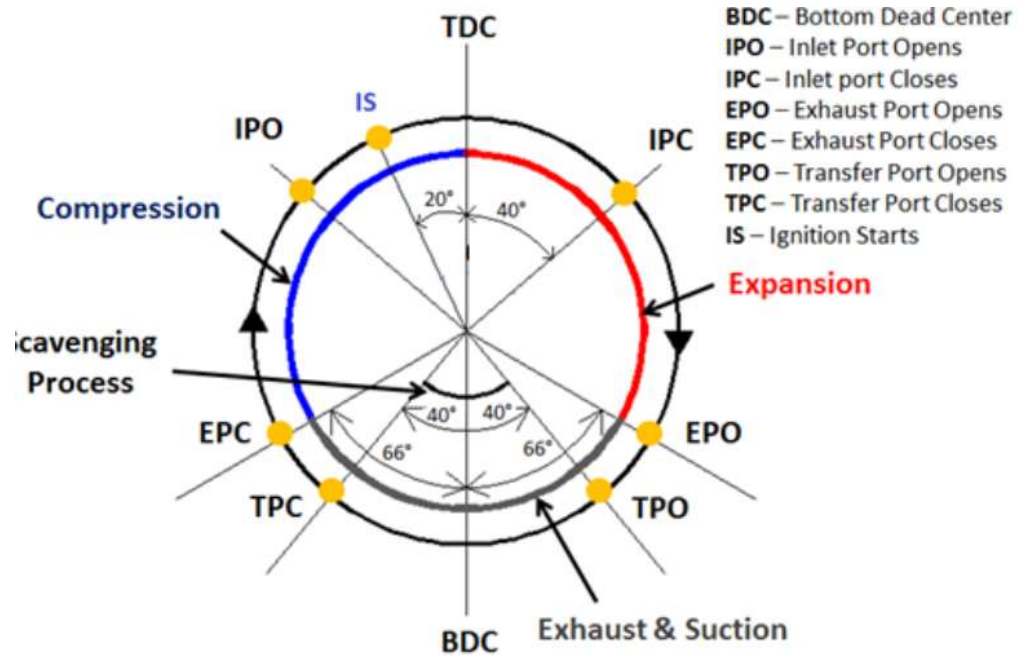
³⁸ CENGEL, Y; GHAJAR, A. Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones, 4ta edición. United States of America: McGraw-Hill, Inc.

7. DETERMINACION DE LAS TEMPERATURAS Y COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN INSTANTÁNEOS CON LOS GASES DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

En los motores de combustión interna, a lo largo de cada ciclo de operación del motor, la transferencia de calor tiene lugar en condiciones de presión y temperatura de gas variables, y con velocidades locales que varían más o menos rápidamente dependiendo de la configuración del puerto de admisión y de la cámara de combustión; Además, el área de superficie de la cámara de combustión varía a lo largo del ciclo. El flujo de calor en las paredes cambia continuamente de un pequeño valor negativo durante el proceso de admisión a un valor positivo de orden de varios megavatios por metro cuadrado al principio del proceso de expansión.

En la figura 22 se muestra un diagrama del ciclo de trabajo del motor, que ilustra cada una de las etapas y su duración en función del ángulo de desplazamiento del cigüeñal en un ciclo, las siglas indican respectivamente BDC(Punto Muerto Superior), IPO (Apertura del Puerto de Entrada), IPC(Cierre del Puerto de Entrada), EPO(Apertura Puerto Escape); EPC(Cierre del Puerto de Escape),TPO(Apertura del Puerto de Transferencia), TPC(Cierre del Puerto de Transferencia), IS(Inicio de la Combustión) .

Figura 22. Diagrama del ciclo de trabajo del motor.



Para cada una de esas etapas (compresión, combustión, expansión, mezclado) ocurren cambios en las propiedades termodinámicas del gas. A continuación, se muestra el procedimiento utilizado para determinar las temperaturas y coeficientes de transferencia de calor de los gases en cada proceso.

7.1 PROCESO DE COMPRESIÓN

Durante la compresión el combustible en la entrada es sometido a una reducción en su volumen, lo que genera un aumento en la presión de la mezcla. La relación entre temperatura y presión con el volumen está dada por las relaciones politrópicas de las ecuaciones (24) y (25):

$$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{V_0}{V}\right)^{\gamma-1} \quad (24) \quad \frac{P}{P_0} = \left(\frac{V_0}{V}\right)^{\gamma} \quad (25)$$

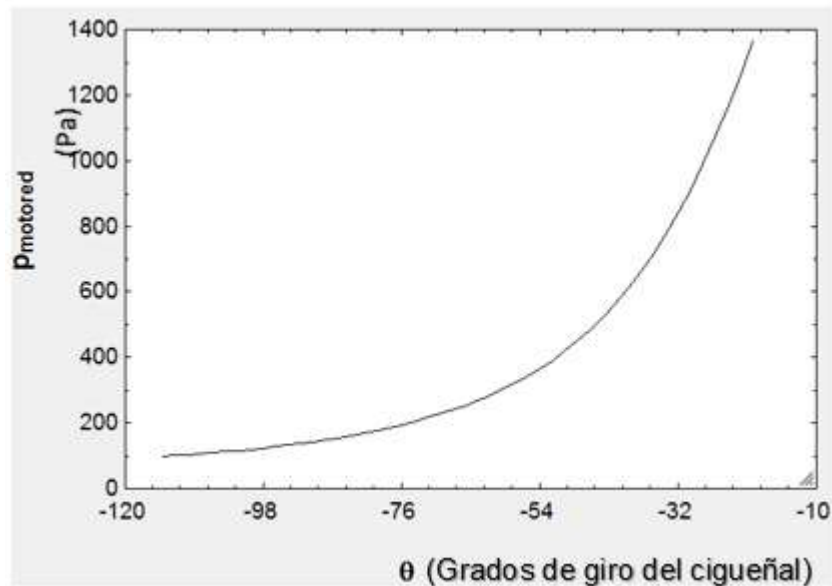
Las condiciones iniciales que se toman son:

$$P_0 = 101325 [Pa] \quad V_0 = 3,142 * 10^{-5} [m^3] \quad T_0 = 298 K$$

En donde T_0 , V_0 y P_0 son las temperatura, volumen y presión justo antes de la compresión, ' γ ' es el coeficiente politrópico de la mezcla aire-combustible en nuestro caso $\gamma = 1,4$. (Mezcla aire-combustible)

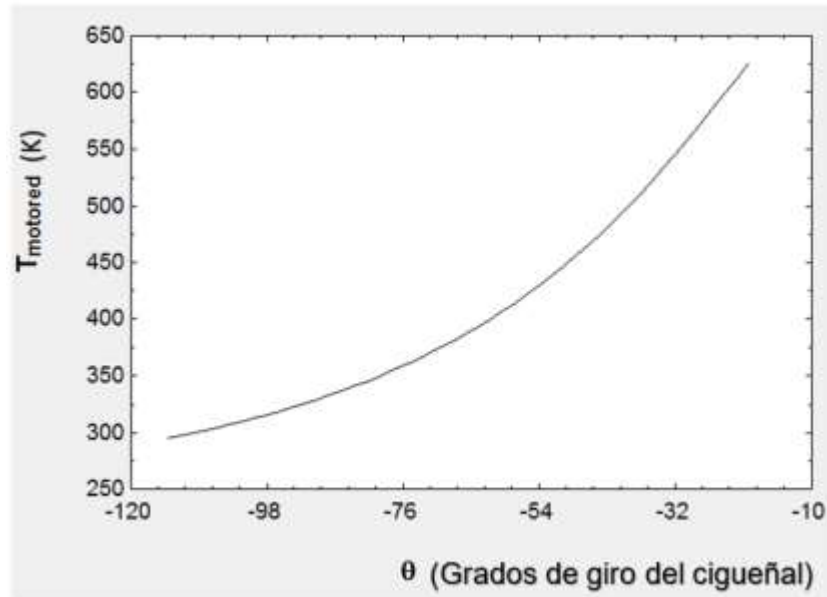
Haciendo cálculos en el programa EES® desde el inicio de la compresión (ángulo de cigüeñal $\theta = -114^\circ$), hasta el inicio de la combustión ($\theta = -20^\circ$), se obtienen los resultados que se muestran en las figuras 23 y 24:

Figura 23. Gráfica de $P_{motored}$ vs. θ



En la figura 23 se puede observar que la presión máxima al final de la compresión es de 1.4 kPa y en la figura 24 se observa una temperatura máxima de 600 K en los gases.

Figura 24. Gráfica de $T_{motored}$ vs. θ



Para determinar el coeficiente de T.C. por convección de los gases en esta etapa se utilizó la correlación de Woschni [16] para el motor a 7500 RPM y máxima carga (2.5HP):

$$h_c = C * B^{-0,2} * P^{0,8} * T^{-0,55} * w^{0,8} \left[\frac{W}{m^2} * K \right] \quad (26)$$

En donde:

$C = 3,26$ (constante)

B ; diámetro del pistón = 0,04 [m]

$P = P_{motored}$

T ; Temperatura de los gases

S_p ; velocidad media del pistón = $2 * L * N = 54,98 \left[\frac{m}{s} \right]$

L ; Longitud de la carrera del pistón = 0,035[m]

$N = 7500RPM = 785,4 \left[\frac{rad}{s} \right]$

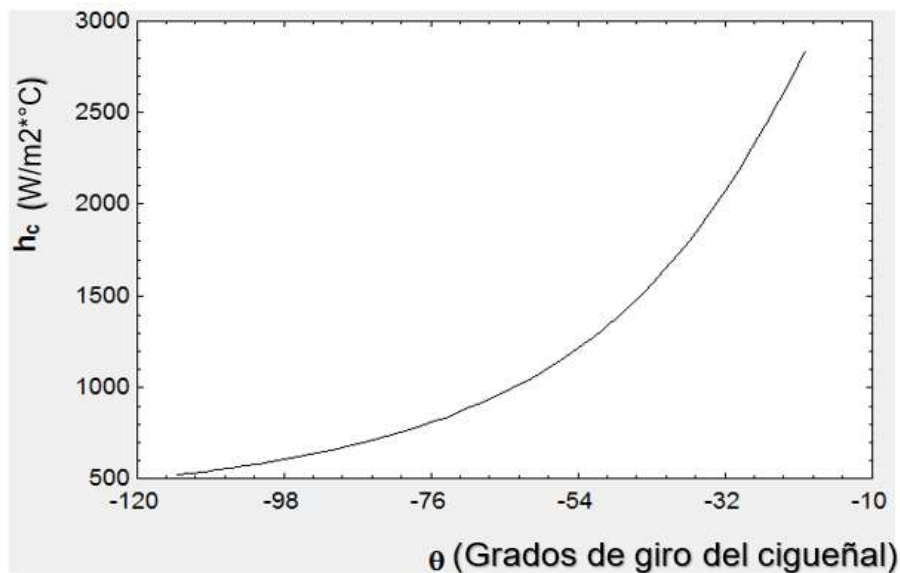
Donde w es la velocidad promedio del gas en el cilindro que está determinada por la siguiente ecuación [13]:

$$w = C_1 * S_p + C_2 * V_d * \frac{T_r}{V_r * P_r} * (P - P_{motored}) \quad (27)$$

| | | |
|--|--------------|------------------------|
| Para el periodo de compresión | $C_1 = 2,28$ | $C_2 = 0$ |
| Para el periodo de entrada y salida de gases | $C_1 = 6,18$ | $C_2 = 0$ |
| Para el periodo de combustión y de expansión | $C_1 = 2,28$ | $C_2 = 3,24 * 10^{-3}$ |

Los sufijos con r, significan presión, volumen y temperatura en el punto de referencia donde empieza la etapa, y V_d es el volumen instantáneo en la cámara de combustión. Reemplazando estos valores en la ecuación (27) y luego aplicando la ecuación (26) se obtiene la gráfica del coeficiente de T.C. por convección de los gases h_c en función del ángulo θ cómo se ilustra en la figura 25:

Figura 25. Grafica de h_c vs. θ

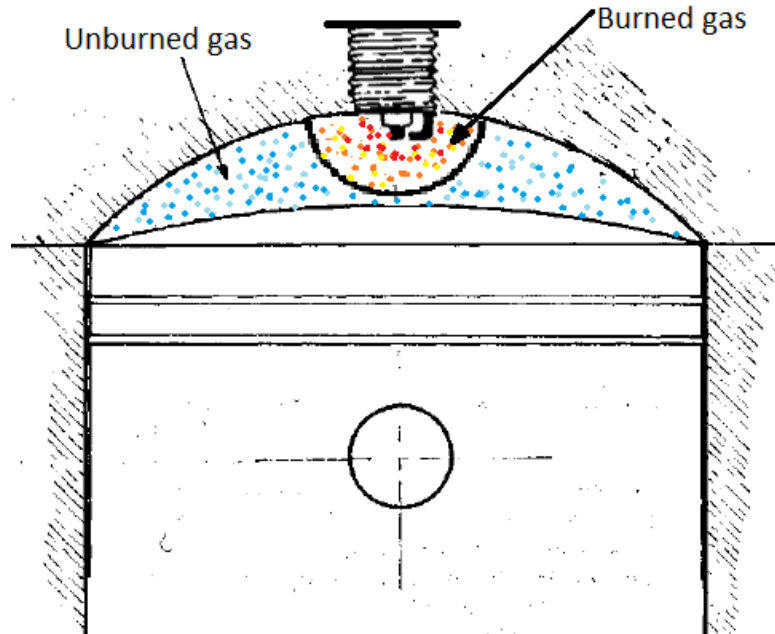


El coeficiente de T.C máximo obtenido como se ilustra en la figura 25 es de aproximadamente 2800 W/m²*C al final del proceso de compresión.

7.2 PROCESO DE COMBUSTIÓN

Debido a que la combustión ocurre a través de un proceso de propagación de la llama, los cambios en el estado y el movimiento del gas no quemado y del gas quemado son mucho más complejos que el análisis del ciclo ideal. La presión del gas, la temperatura, y el cambio de densidad son el resultado de los cambios en el volumen debido al movimiento del pistón y la liberación de energía del combustible. Durante la combustión, la presión local del cilindro aumenta debido a la expansión de la fase de mezcla quemada, resultado de la liberación de la energía química del combustible³⁹. En la figura 26 se ilustra el proceso de avance de la llama desde la bujía, en el instante cuando el cilindro se encuentra en el punto muerto superior, en este proceso, la expansión de la fracción másica de combustible quemado comprime a la mezcla de combustible aun fresca⁴⁰.

Figura 26. Esquema de los gases quemados y no quemados durante la combustión.



³⁹ CENGEL, Y; GHAJAR, A. Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones, 4ta edición. United States of America: McGraw-Hill, Inc.

⁴⁰ BERETTA, G. P., RASHIDI, M., and Keck, J. C.: "Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines," Combust. Flame, vol. 52, pp. 217-245, 1983.

En el proceso de combustión la mezcla que se quema temprano, (conforme avanza con el frente de llama), incrementa su volumen y comprime a la mezcla no quemada, por esto, durante el período de combustión tenemos una doble fase, compuesta de los productos de la combustión en expansión y mezcla fresca de aire-combustible comprimida. Aunque ambas fases tienen la misma presión instantánea, alcanzan diferentes temperaturas debido a la liberación de energía química del combustible⁴¹. El modelo que describe la fracción másica de combustible quemada $X_b (= m_b/m_{tot})$ en función del ángulo fue propuesto por *Wiebe*⁴² y se ilustra en la ecuación (28).

$$X_b = 1 - e^{\left[-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}\right]} \quad (28)$$

En donde $a = 5$ y $m = 2$, son constantes que describen muy bien el desarrollo de la fracción másica quemada en la combustión en los motores dos tiempos⁴³, el avance de la chispa en la bujía se da en el instante $\theta_0 = -20^\circ$ grados antes del punto muerto superior, y la duración del ciclo se da en $\Delta\theta = 60^\circ$ grados del giro del cigüeñal⁴⁴. La grafica 27 ilustra los resultados de la fracción másica quemada en función del ángulo de giro del cigüeñal, durante el proceso de combustión.

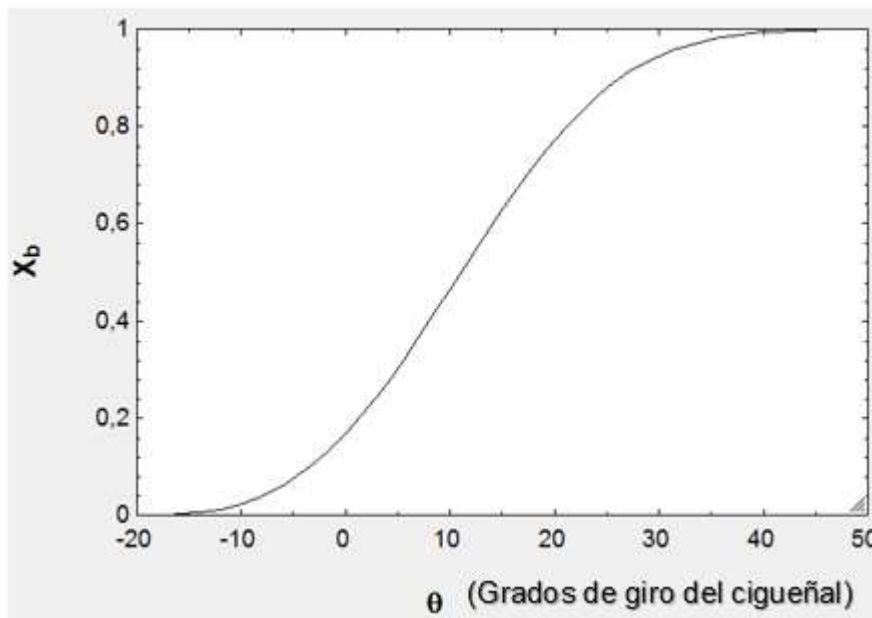
⁴¹ BERETTA, G. P., RASHIDI, M., and Keck, J. C.: "Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines," *Combust. Flame*, vol. 52, pp. 217-245, 1983.

⁴² HEYWOOD, J. B; HIGGINS, J. M; WATTS, P. A; Tabaaynski, R. "Development and Use of a Cycle Simulation to Predict SI Engine Efficiency and NO, Emissions." SAE paper 790291, 197

⁴³ HEYWOOD, J.B *Internal combustion engine fundamentals*. United States of America: McGraw-Hill, Inc. 1988

⁴⁴ CENGEL, Y; GHAJAR, A. *Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones*, 4ta edición. United States of America: McGraw-Hill, Inc. 2011 pp. 488.

Figura 27. Gráfica de X_b vs θ .



En la gráfica 27 se puede apreciar la curva característica del proceso de combustión, realmente la concentración de la mezcla quemada empieza a aumentar 10 grados antes del punto muerto superior (PMS), hecho que refleja la importancia del avance de la chispa en los motores. También se puede apreciar que aproximadamente 10 grados después del PMS, la mitad de la mezcla se ha consumido, como suele suceder en los motores de combustión interna [15], y para un ángulo de 30 grados de avance a partir del PMS más del 90% de la mezcla se ha consumido.

Para determinar la presión del sistema en la etapa de combustión, primero es necesario determinar la presión de arranque del motor que está dada por la ecuación (29):

$$\frac{P_{motored}}{P_0} = r^\gamma \quad (29)$$

En donde r es la relación de compresión instantánea y P_0 es la presión inicial a la entrada.

En los estudios realizados por *Beretta et Al*⁴⁵ sobre motores de combustión interna, se calcula experimentalmente que durante la combustión la relación de densidades entre las partes de la mezcla no quemada (ρ_u) y mezcla quemada (ρ_b) es casi constante durante todo el proceso y es igual a:

$$\frac{\rho_u}{\rho_b} = 4$$

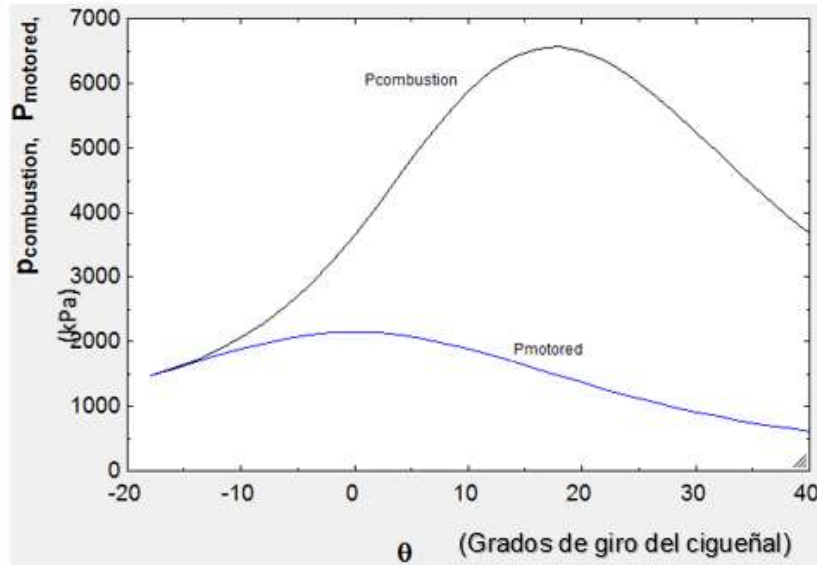
Este autor también aporta una expresión que relaciona X_b con las densidades de los gases, y las presiones $P_{motored}$ y $P_{combustion}$, que se muestra en la ecuación (30).

$$X_b = \frac{\left(\frac{P_{combustion}}{P_{motored}}\right)^{\left(\frac{1}{\gamma}\right)} - 1}{\frac{\rho_u}{\rho_b} - 1} \quad (30)$$

Con estas ecuaciones se hizo variar el ángulo de giro del cigüeñal desde el inicio de la combustión ($\theta_0 = -20^\circ$) hasta donde esta termina ($\theta_f = 40^\circ$) y se obtiene el resultado ilustrado en la grafica de la figura 28:

⁴⁵ BERETTA, G. P., RASHIDI, M., and Keck, J. C.: "Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines," *Combust. Flame*, vol. 52, pp. 217-245, 1983.

Figura 28. Gráfica de la presión de combustión y presión de arranque vs. el ángulo de giro del cigüeñal.



En la gráfica 28 se ilustra en línea azul la presión de arranque del motor, con un valor máximo de aproximadamente 2MPa, y en línea negra se puede observar la presión de combustión con un valor máximo de aprox. 6.5MPa, resultado de la liberación de energía química del combustible.

Ahora que se conoce la presión de los gases en la combustión, es posible obtener las temperaturas de los gases no quemados (mezcla aire-combustible) con la relación politrópica para los gases, que se ilustra en la ecuación (31):

$$\frac{T_u}{T_{spark}} = \left(\frac{P_{combustion}}{P_{spark}} \right)^{\left(\frac{y-1}{y} \right)} \quad (31)$$

En donde:

$$T_{spark} = 626,7 [K]$$

T_u ; Temperatura de los gases no quemados

$$P_{spark} = 1367 [Pa]$$

$$y = 1,4$$

Donde T_{spark} y P_{spark} son la temperatura y presión del gas al momento de encendido de la chispa en la bujía, encontradas en el proceso de compresión.

Una vez conocida las temperaturas de los gases no quemados (T_u), se utiliza la ecuación de estado de los gases (32) para determinar la temperatura de la llama (T_b)⁴⁶.

$$\frac{P_{combustion} * V_i}{M_{tot}} = X_b * R_b * T_b + (1 - X_b) * R_u * T_u \quad (32)$$

Para determinar la masa total (M_{tot}) de gas se utiliza la ecuación de estado (32.1) y se reemplaza la ecuación (32.1) en las condiciones de entrada.

$$P_{oin} * V_{oin} = M_{tot} * R_u * T_o \quad (32.1)$$

En donde:

$$R_b = 290,64 \left[\frac{J}{kg * K} \right]$$

$$P_{oin} = 101325 [Pa]$$

$$V_{oin} = 0,00003634 [m^3]$$

$$R_u = 274,68 [J/(kg * K)]$$

R_u y R_b son las constantes de la mezcla aire-combustible y productos de la combustión respectivamente. Reemplazando los valores en las ecuaciones (32.1) y (32) se obtiene la temperatura de los gases quemados que se observa en la figura 7.8.

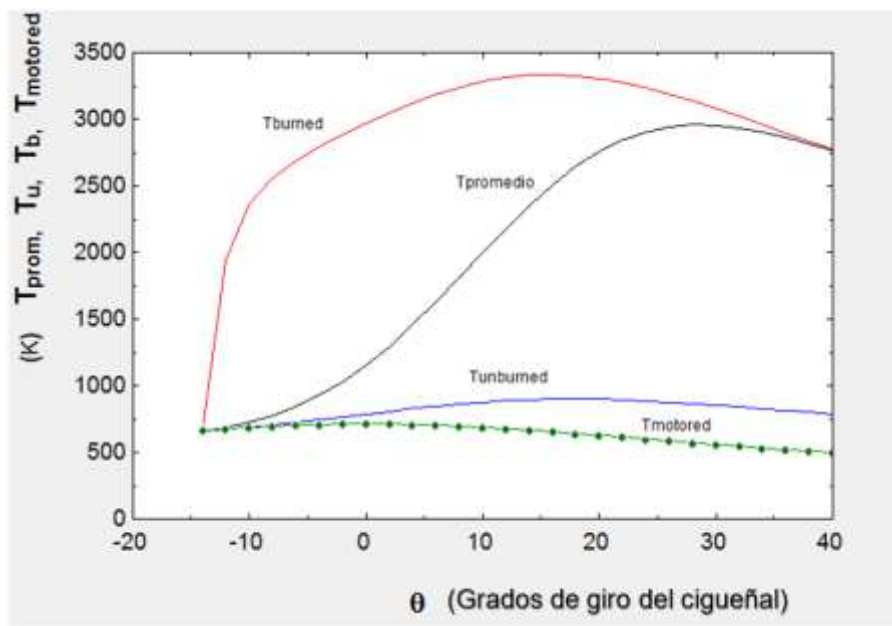
Para la simulación en estado transitorio se asume la temperatura instantánea de la cámara como el promedio ponderado másico de las temperaturas en cada fase, expresado matemáticamente en la ecuación (33):

$$T_{prom} = X_b * T_b + (1 - X_b) * T_u \quad (33)$$

⁴⁶ CENGEL, Y; GHAJAR, A. Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones, 4ta edición. United States of America: McGraw-Hill, Inc. 2011 pp. 488.

Los resultados de las temperaturas encontradas se resumen en la figura 29, en donde se observa que la temperatura de los gases quemados se incrementa rápidamente a medida que aumenta su concentración, la temperatura máxima de los gases quemados es de aproximadamente 3300 K. La temperatura de la mezcla restante (no quemada) se incrementa poco, y se debe en su totalidad al aumento de presión, alcanzando presiones máximas de 1000 K aproximadamente, superando la temperatura de arranque del motor.

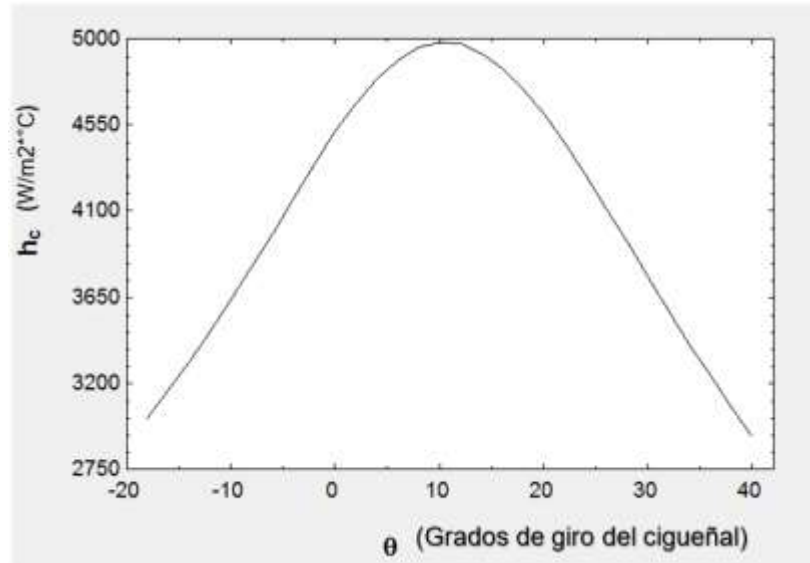
Figura 29. Curvas de las diferentes temperaturas de los gases en la cámara en el proceso de combustión.



En la figura 29 se observa que a medida que la fracción másica de la llama aumenta, la temperatura media en la cámara de combustión tiende a la temperatura de los gases quemados.

Para obtener los coeficientes de transferencia de calor por convección se utiliza la correlación de *Woschni*⁴⁷. Reemplazando los valores en las ecuaciones (26) y (27) obtenemos una gráfica del coeficiente de T.C por convección como se muestra en la figura 30.

Figura 30. h_c vs. θ para la etapa de combustión.



En la gráfica 7.9 se ilustra el coeficiente de T.C con los gases en función del ángulo de giro del cigüeñal, se puede observar que el valor máximo de este coeficiente es de aprox. 5500 K/m²*°C a aproximadamente 10 grados de giro a partir del punto muerto superior.

7.3 PROCESO DE EXPANSIÓN

Luego que los gases en la cámara han sido completamente consumidos por la llama, ocurre la expansión libre de estos, donde las condiciones iniciales de temperatura y presión se definen como las últimas que tienen lugar justo después

⁴⁷ HEYWOOD, J. B; HIGGINS, J. M; WATTS, P. A; Tabaaynski, R."Development and Use of a Cycle Simulation to Predict SI Engine Efficiency and NO, Emissions:" SAE paper 790291,197

de la combustión completa. La expresión que relaciona la temperatura y el volumen en la expansión esta dado por la ecuación (34).

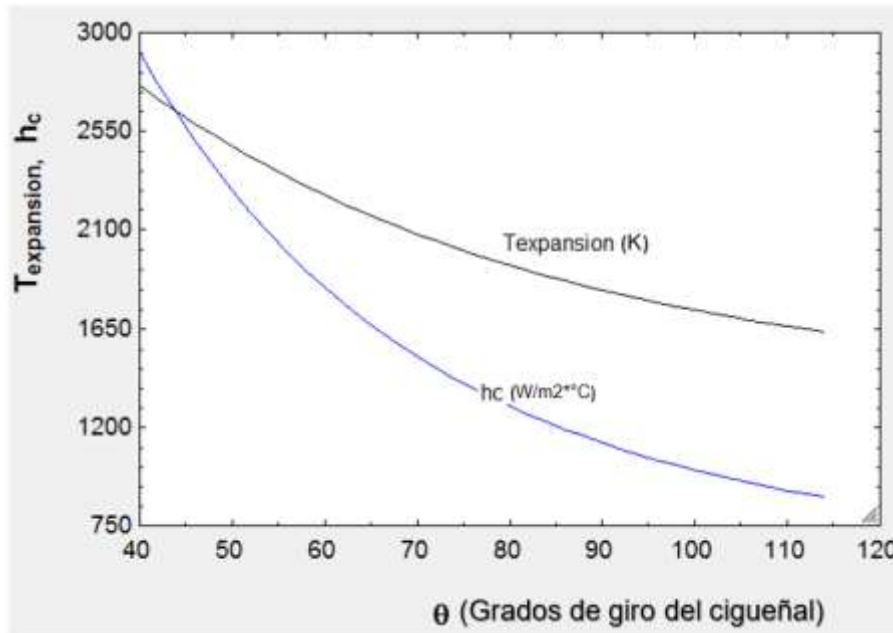
$$\frac{T_{expansion}}{T_{oexpansion}} = \left(\frac{V_{oexpansion}}{V_i} \right)^{(\gamma-1)} \quad (34)$$

$$T_{oexpansion} = 2760[K]$$

$$V_{oexpansion} = 0,000009838 [m^3]$$

Utilizando la ecuación (32) obtenemos el perfil de temperatura y los coeficientes de T.C por convección en la expansión, que va desde ($\theta_0 = 40^\circ$) hasta la apertura del puerto de escape de los gases de combustión ($\theta_0 = 114^\circ$), el resultado se muestra en gráfica 31.

Figura 31. Grafico de h_c y $T_{expansion}$ vs θ para la etapa de expansión de los gases.



En la gráfica 31 se aprecia la reducción de la temperatura y coeficiente de T.C a medida que el volumen en la cámara de combustión aumenta, y la presión en los gases se reduce. El valor del coeficiente de T.C al final de la expansión es de aproximadamente 840 W/m2*C con una temperatura de aproximadamente 1600 K.

7.4 PROCESO DE ESCAPE Y ADMISIÓN

En los motores dos tiempos los puertos de escape y admisión están ubicados de tal manera que la caída de presión se produzca en la cámara antes de la entrada de la mezcla fresca, por ello el puerto de escape libera la presión y la temperatura cae abruptamente, desde la apertura del puerto de escape ($\theta_0 = 114^\circ$) hasta la apertura de los puertos laterales de admisión ($\theta_0 = 140^\circ$), la ecuación (35) describe la relación entre la presión y temperatura en el escape de los gases.

$$\frac{T_{escape}}{T_{fexpansion}} = \left(\frac{P_{atm}}{P_{fexpansion}} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} \quad (35)$$

En donde:

$$T_{fexpansion} = 1637[K]$$

$$P_{fexpansion} = 588 [kPa]$$

$$P_{atm} = 101,325[kPa]$$

$$\gamma = 1,4$$

Reemplazando los valores en la ecuaciones (35), (26) y (27) se obtiene la temperatura y coeficiente de T.C para el escape:

$$T_{escape} = 990 [K] \quad y \quad h_c = 611 \left[\frac{W}{m^2} * K \right]$$

Por simplicidad estos valores se asumen constantes para el intervalo $140 > \theta_0 > 114^\circ$.

Luego de que se produce la caída de presión en el interior de la cámara de combustión, se produce la entrada de la mezcla aire-combustible. Cuando el puerto de admisión se abre ($\theta_0 = 140^\circ$), se produce el mezclado de los productos de la combustión con la mezcla aire-combustible, el fenómeno que se produce en este punto es muy complejo e involucra la mezcla de los gases, para simplificar el

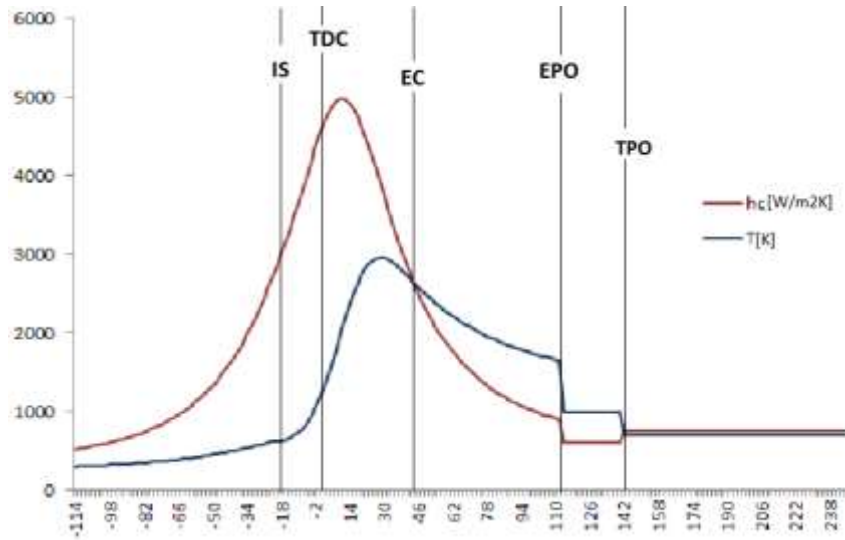
modelo, se asume la temperatura de este proceso como la temperatura promedio entre los gases de entrada y salida:

$$T_{escape} = \frac{990+363}{2} = 676 [K] \text{ y un } h_c = 753 [W/m^2 * K]$$

Valores constantes para $246 > \theta_0 > 140^\circ$

La grafica 32 ilustra las temperaturas y coeficientes de transferencia de calor por convección en un ciclo.

Figura 32. Gráfica de la temperatura y el coeficiente de convección en los gases de combustion.



Las líneas verticales indican: IS (Inicio de la combustión), TDC (Punto muerto superior), EC(Final de la combustión), EPO (Apertura del puerto de escape), TPO (Apertura de los puertos de transferencia).

En la Figura 32 se puede observar que la temperatura de los gases en la cámara no crece mucho antes del inicio de la combustión, en comparación con la temperatura promedio en la cámara de combustión, que alcanza un valor máximo de aproximadamente 2900 K a 30° grados de rotación del cigüeñal con respecto al

punto muerto superior (TCD) y disminuye hasta 1800 K hasta la apertura del puerto de salida (EPO), donde cae repentinamente hasta 990 K aproximadamente. En el momento de la apertura de los puertos laterales de transferencia (TPO) a través de los cuales los gases entran en la cámara de combustión, la temperatura de los gases en la cámara desciende a aproximadamente 676 K, como resultado del proceso de mezcla con los gases fríos en la entrada. Con respecto al coeficiente de T.C por convección, se observa que alcanza un valor máximo de 5500 W / m² * C a 10 grados de rotación desde el punto muerto superior y es casi simétrico respecto al punto muerto superior (TDC), cayendo abruptamente solo en la apertura del puerto de escape (611 W/m²*C) e incrementando su valor en la entrada de mezcla fresca (753 W/m²*C).

También se calcula la temperatura y coeficiente de T.C por convección promedio del ciclo con el resultado y se obtiene: $T_{promedio\ ciclo} = 1114 [K]$ y $h_c = 1568 [W/m^2 * K]$.

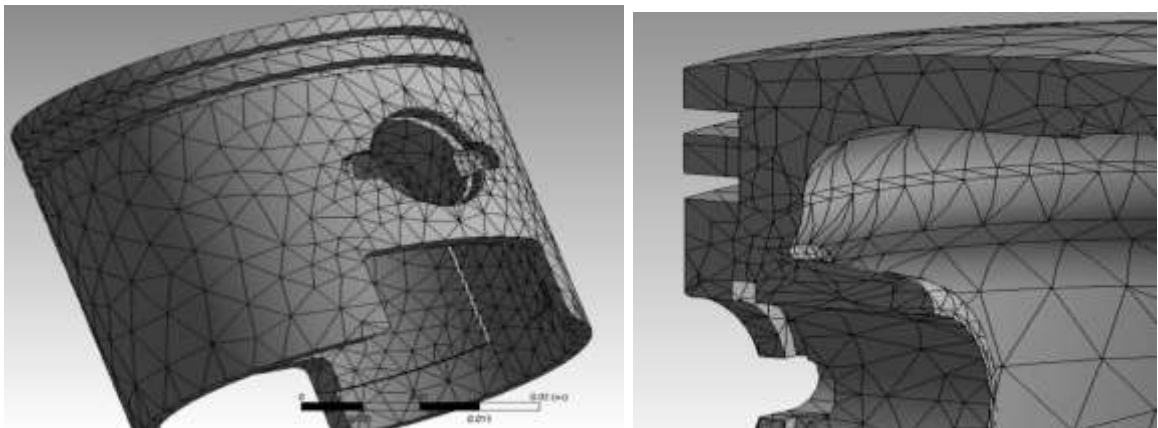
8. SIMULACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN ESTADO ESTABLE Y ESTACIONARIO

Al realizar el análisis de las diferentes condiciones de frontera y cargas térmicas, se tomaron en cuenta los trabajos que se han desarrollados en esta área de simulación. Este modelo busca predecir el comportamiento de la temperatura final del pistón por medio del paquete computacional ANSYS WORKBENCH. Para esto se realizó la simulación utilizando el módulo Transient Thermal y Steady-state Thermal. Se decidió utilizar el WORKBENCH porque posee una interfaz gráfica que le permite al usuario configurar el modelo computacional de una manera más sencilla en comparación con ANSYS AIM.

8.1 GENERACIÓN DE LA MALLA

Al utilizar la opción de mallado automático que ofrece el software, la malla obtenida es la que se puede observar en la Figura 33. En donde se observa un mallado con una alta concentración de elementos las zonas cercanas a la región del bulón.

Figura 33. Mallado automático por defecto de ANSYS.



En la figura 34 se muestra en detalle las propiedades del mallado por defecto de ANSYS, este método de mallado utiliza una relevancia global cero y una función de tamaño adaptativa, aplica además un centro de relevancia ordinario con un suavizado medio, con error máximo aceptable de 0.05.

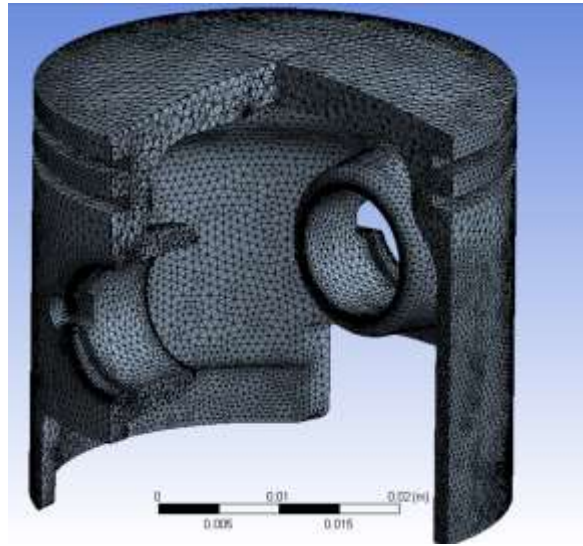
Figura 34. Descripción del número de elementos y nodos en el mallado por defecto del “report review” de ANSYS.

| Properties | |
|--------------------|---------------------------|
| Volume | 1.343e-005 m ³ |
| Mass | 3.7202e-002 kg |
| Scale Factor Value | 1. |
| Statistics | |
| Bodies | 1 |
| Active Bodies | 1 |
| Nodes | 23150 |
| Elements | 12812 |

Con este método de mallado se obtienen 12,812 elementos tetraédricos de 10 nodos compartidos por elemento y un total de 23,150 nodos. Se pueden observar elementos muy grandes y poco uniformes, y poca adaptación del mallado a las curvas del modelo. En la mayoría de las zonas el mallado es poco explícito, y el número de elementos es muy bajo para describir correctamente la geometría del pistón, factor determinante para la simulación, debido a que la transferencia de calor por convección y conducción son fenómenos que depende del área expuesta al fluido y la geometría, por esta razón fue necesario recurrir a un mallado mucho más detallado.

La solución al problema anterior fue generar un mallado personalizado como el que se muestra en la figura 35, para ello se utilizó la opción “proximity and curvature” de ANSYS.

Figura 35. Mallado personalizado con la herramienta “*proximity and curvature*”.



En la figura 35 se observa el mallado personalizado usando la herramienta de mallado basada en proximidad y curvatura, se observa un incremento en el número de elementos en las zonas que requieren mayor atención, como las zonas de los anillos y la ubicación del bulón, para esto se aplica una relevancia global de 29, una transición lenta, un centro de relevancia medio y limitado a un error máximo de 0.01. En la figura 36 se muestra el reporte de calidad del mallado.

Figura 36. Reporte estadístico del mallado personalizado en ANSYS en el panel “report review”.

| Statistics | |
|---------------|----------|
| Bodies | 1 |
| Active Bodies | 1 |
| Nodes | 951176 |
| Elements | 628877 |
| Mesh Metric | Skewness |

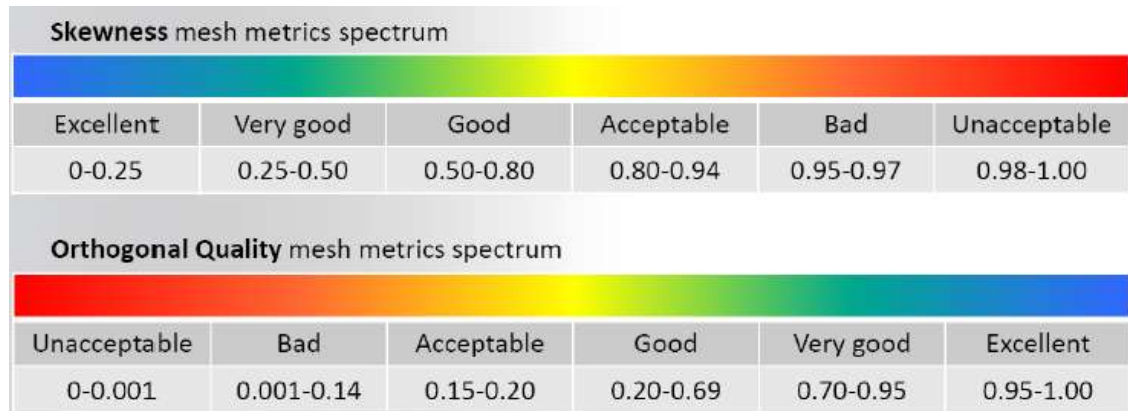
Con este método de mallado se obtienen 951,176 elementos tetraédricos de 10 nodos compartidos por elemento (Tet10) y un total de 628,877 nodos, como se

muestra en la figura 36 Con este mallado se aprecia un buen ajuste de los elementos a la geometría del pistón y una buena transición del tamaño de los elementos desde las zonas de los anillos y el bulón hasta la camisa y corona del pistón.

8.2 CRITERIO DE CALIDAD DEL MALLADO

Para evaluar la calidad del modelo se utilizaron los estándares de calidad “*Skewness*” y “*Orthogonal Quality*” recomendados por ANSYS® que se ilustran en la figura 37.

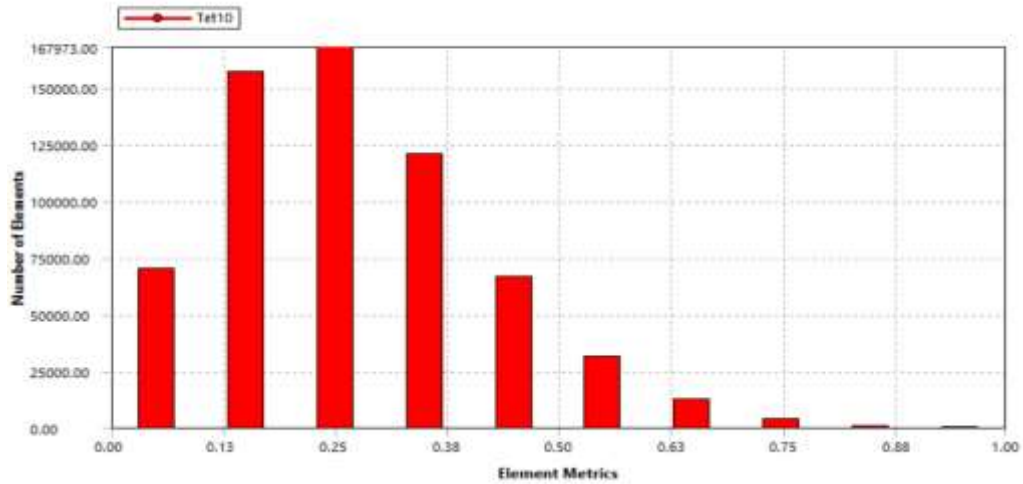
Figura 37. Criterios de calidad de ANSYS. ⁴⁸



La eficacia del mallado se evaluó por criterios como el de *Skewness* o factor de asimetría, que es la medida en la que cada elemento se aleja de su forma ideal. En las figuras 38 y 39 se muestra el análisis estadístico de los elementos y su ubicación dentro de la escala *skewness* y *ortogonal quality*.

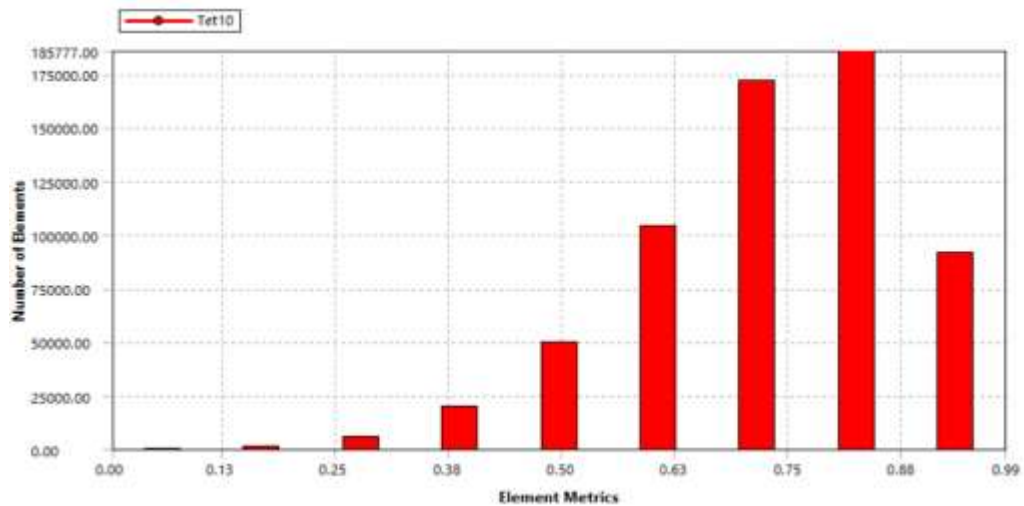
⁴⁸ PADT Inc. (2018) “the tough use ANSYS for CFD Meshing” Fuente: <http://www.padtinc.com/blog/the-focus/when-the-going-gets-tough-the-tough-use-ansys-for-cfd-meshing>

Figura 38. Gráfica estadística del número de elementos vs factor de asimetría.



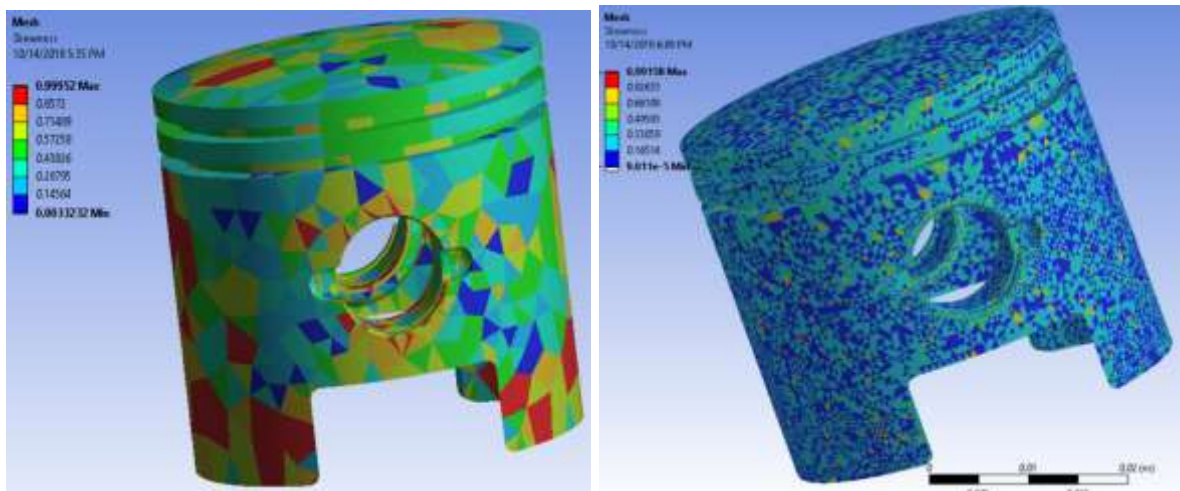
Se puede apreciar en la figura 38 que gran porcentaje de los elementos se encuentra dentro del rango 0.00 – 0.38 que va de muy bueno a excelente, con un factor de asimetría promedio de 0.26 (véase figura 35), lo cual indica que el mallado bajo este criterio cuenta con condiciones ideales para un buen funcionamiento. En la figura 39 se ilustra la distribución de elementos bajo el criterio de calidad ortogonal.

Figura 39. Gráfica estadística del número de elementos vs calidad ortogonal.



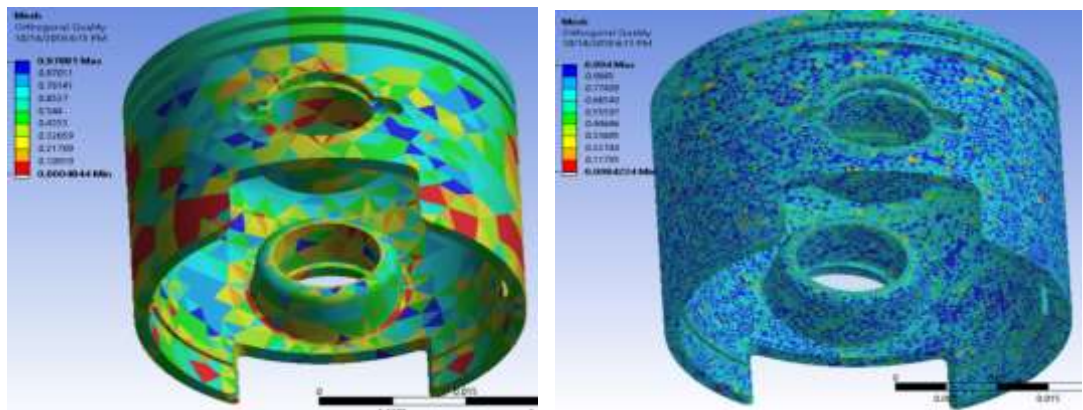
Evaluando los elementos del mallado bajo el criterio de calidad ortogonal o factor de desviación angular se observa que la mayoría de los elementos se encuentra entre el rango 0.63 – 1.00 que va de bueno a excelente (véase figura 35), de hecho, el promedio de los elementos se encuentra en una calidad ortogonal 0.73. Al comparar el mallado por el criterio de *Skewness* o Factor de Asimetría que mide la diferencia o desviación de cada elemento de su forma ideal (Figuras equiángulares y equilaterales). El mallado propuesto proporciona un excelente resultado bajo este criterio como se muestra en la figura 40, las zonas azules indican un calidad que va de 0.00 – 0.33 (Excelente a muy bueno).

Figura 40. Comparativa del mallado por defecto de ANSYS® (izquierda) vs mallado Personalizado, según el criterio *Skewness*.



El mallado evaluado por el criterio de *Orthogonal Quality* es el que mide la desviación del ángulo en grados el vector de conexión de los centros celulares, el vector normal de la cara interna al elemento. La ortogonalidad se encuentra entre 0 y 180. El valor de 0 implica la mejor situación (desviación nula) y el mayor valor indica una ortogonalidad deficiente. El mallado propuesto presenta también un buen resultado bajo este criterio como se muestra en la figura 41 el gran porcentaje de los elementos se encuentra en el rango azul que va 0,70- 1.00 que va desde muy bueno a Excelente.

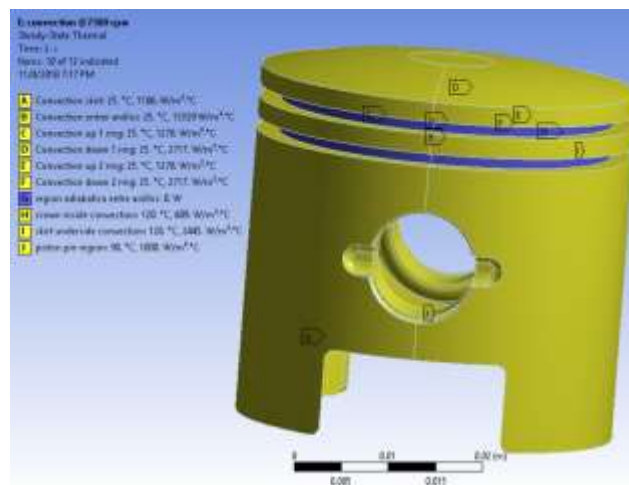
Figura 41. Comparativa del mallado por defecto de ANSYS (izquierda) vs. mallado personalizado, según el criterio *Orthogonal Quality*.



8.3 CONFIGURACIÓN DEL ANÁLISIS Y CONDICIONES DE CONTORNO

Para configurar el modelo fue necesario introducir la geometría en el bloque Transient Thermal y definir las condiciones de frontera, en nuestro modelo estas condiciones de frontera son los sumideros térmicos, para ello se usó el módulo “convection”, se seleccionaron las áreas específicas y se introdujeron los valores de temperatura y coeficientes de transferencia de calor por convección calculados anteriormente (ver tabla 4) así como el coeficiente de los gases (hc).

Figura 42. Ilustración de las diferentes zonas de contorno.



8.4 APLICACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA

En nuestro modelo la carga térmica es suministrada por los gases en la cámara a lo largo del ciclo de combustión, en la tabla 5 se muestra los diferentes valores de carga y velocidades aplicadas, junto con la temperatura y coeficiente de T.C promedio.

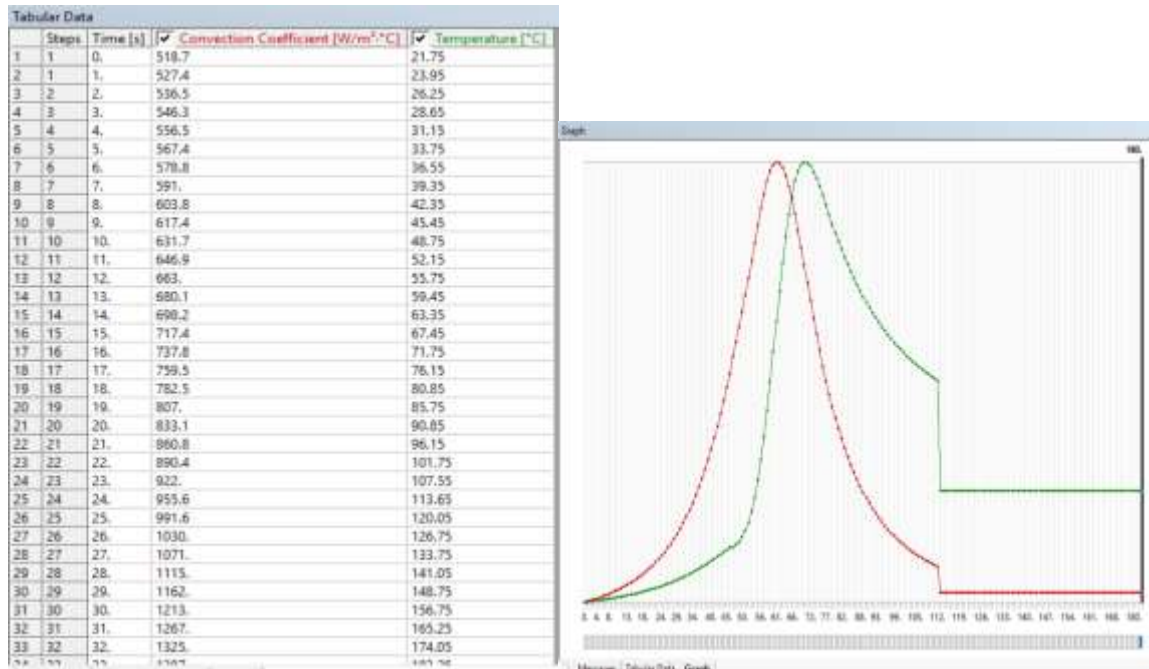
Tabla 6. Resumen de los diferentes valores de carga y velocidades utilizados.

| Régimen | Velocidad (RPM) | % Carga Max. (2.5 HP) | Temperatura Promedio de los gases (K) | Coeficiente de T.C (W/m ² *K) |
|----------------------------|-----------------|-----------------------|---------------------------------------|--|
| Velocidad mínima o Ralentí | 2750 | 0 | 1095 | 731 |
| Carga completa | 7500 | 100 | 1114 | 1568 |
| Máxima velocidad sin carga | 11500 | 0 | 1107 | 2209 |

La tabla 6 muestra las diferentes condiciones de carga utilizadas en el modelo en estado estable, la selección de cada una es basada en los datos suministrados por el fabricante sobre las condiciones de trabajo más importantes del motor, para cada una de estas condiciones de trabajo se aplica el procedimiento utilizado en el capítulo 7 para determinar las temperaturas y coeficientes de transferencia de calor en todo el proceso de combustión, los resultados de este cálculo se encuentran y explican en detalle en la siguiente sección.

Para la simulación de la T.C en estado transitorio se aplica como carga térmica, el perfil de temperaturas y coeficientes de T.C instantáneos calculados a 7500 RPM, la figura 43 muestra la aplicación de esta carga en ANSYS.

Figura 43. Gráfico del coeficiente de T.C y temperatura en función del tiempo (izquierda), tabla de los valores calculados e importados al software (derecha).



Que se encuentran divididos en un intervalo de 180 valores, con un paso de 2 grados de giro del cigüeñal, se importan como tabla en el módulo “convection”, aplicando una total de 180 pasos, con un ancho paso de 1 segundo y se selecciona el área de la corona del pistón, tomando como condiciones iniciales el motor en frío a una temperatura de 298 K, los resultados se muestran en grados Celsius.

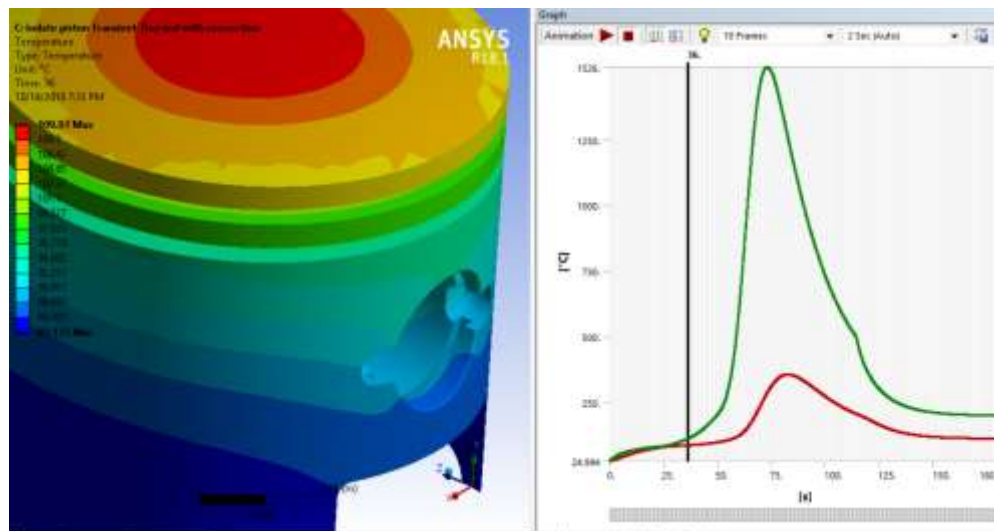
9. RESULTADOS Y ANÁLISIS

A continuación se hace un análisis de los resultados de la simulación en estado transitorio y estable.

9.1 RESULTADOS DEL MODELO EN ESTADO TRANSITORIO

La figura 44 muestra el resultado de la simulación del pistón en estado transitorio cuando trabaja a 7500 RPM con carga máxima (2.5 HP) luego de 36 segundos, alcanzando a este punto una temperatura máxima de aproximadamente 110°C en la cabeza del pistón.

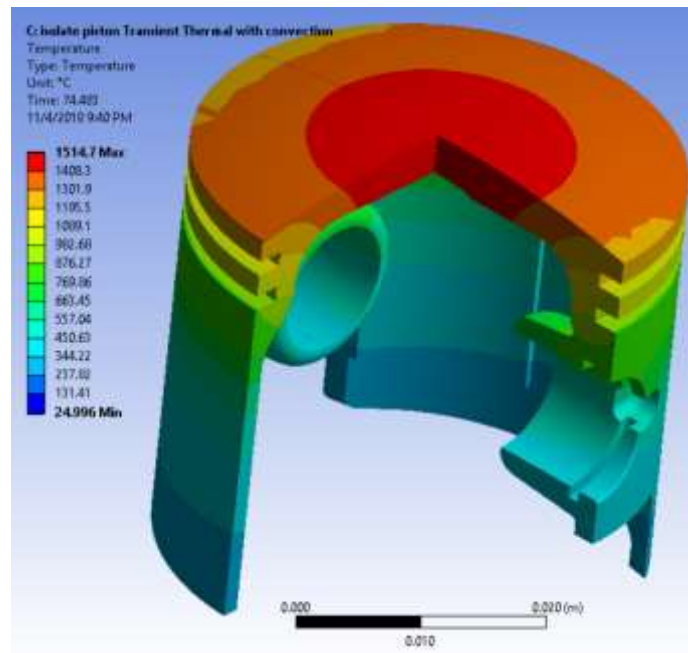
Figura 44. Perfil de temperaturas en el pistón a $t=36$ segundos (Izquierda), Evolución de la temperatura instantánea máxima (verde) y mínima (roja) del pistón en función del tiempo.



Los perfiles de temperatura obtenidos en la simulación en estado transitorio muestran la evolución de la temperatura en el ciclo de trabajo del motor cuando este arranca en frío y se lleva de repente a máxima potencia, en este punto los gases

entran en compresión, luego inicia el proceso de combustión, después ocurre la expansión del gas hasta la fase de admisión-escape, en la figura 44 se puede observar el rango de temperaturas máximo (línea verde) y mínimo (línea roja) en las que se encuentra el pistón en cada instante, a inicio el pistón se encuentra a 25°C y progresivamente va incrementando su temperatura a medida que empieza la compresión del gas, se puede notar que la temperatura en la fase de compresión (0-47 segundos) no varía mucho, y va de 85 a 100 °C aproximadamente al final al momento del encendido de la chispa, por otro lado en la fase de combustión la temperatura del pistón se incrementa mucho desde su inicio, alcanzando una temperatura máxima global de 1526°C y mínima local de 300°C aproximadamente lo que significa una diferencia de 1226°C entre el centro de la corona y la falda del pistón como se ilustra en la figura 45.

Figura 45. Evolución de la temperatura luego de 74 segundos.



En la figura 45 se observa la distribución de temperatura en el pistón cuando las temperaturas son máximas, se puede observar que las zonas más calientes se encuentran lejos del soporte para el bulón. Aunque los resultados obtenidos con el

anterior modelo permiten ver la evolución de la temperatura en el pistón en cada fase del proceso, no permiten determinar el perfil de temperatura en estado estable debido a diferentes motivos:

Considerando que el proceso de combustión es extremadamente veloz, (a 7500 RPM el pistón sube y baja en 8 milisegundos) el tiempo de simulación del software es extremadamente alto como para considerarse un proceso cuasi estático, por esta razón la temperatura máxima en algunas zonas del pistón logra alcanzar hasta los 1500°C, hecho que en la realidad no puede suceder, pues el punto de fusión del pistón del aluminio es 660°C, y por factores de diseño no debe superar los 367°C para no perder las propiedades mecánicas de servicio⁴⁹. El balance energético hallado en la bibliografía muestra experimentalmente que, en los motores dos tiempos, de toda la energía liberada por el combustible, como máximo el 30% es transformada en energía mecánica útil, aproximadamente un 20% se libera hacia el exosto con la entalpía de los gases producto de la combustión, y el restante 30% es calor que es disipado por el sistema de refrigeración y componentes internos, pérdidas parasitas y por fricción interna, radiación, entre otras⁵⁰, por consiguiente, si el pistón alcanzara las temperaturas del gas mostradas en estado transitorio, estaría violando este balance, de aquí se deduce que el tiempo de exposición con el gas es muy alto y es necesario realizar un análisis en estado estable.

9.2 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN EN ESTADO ESTABLE

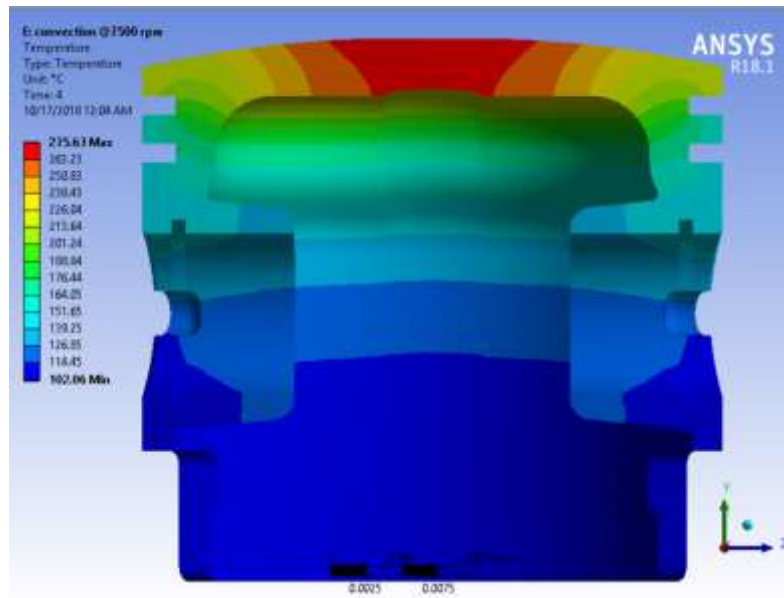
En la cámara de combustión, aunque los gases alcancen temperaturas de más de 2600 K, el periodo de tiempo en la que estas altas temperaturas se desarrollan sólo

⁴⁹ ESFAHANIAN,V; JAVAHERI, A; GHAFARPOUR, M. Thermal analysis of an SI engine piston using different combustion boundary condition treatments, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Tehran, North Amir-Abad Ave., Tehran, Iran; University of Illinois at Chicago, Department of Mechanical Engineering, 842 Taylor Street 2039 ERF (MC 251), Chicago, IL 60607, United States, 17 August 2004

⁵⁰ ILLÁN, F; ALARCÓN, M. Numerical analysis of combustion and transient heat transfer processes in a two-stroke SI engine. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Politécnica de Cartagena, Campus de la Muralla del Mar, 30202 Cartagena, Spain, Departamento Mixto, Universidad de Murcia, Campus de Espinardo, 30100 Murcia, Spain, 9 August 2009

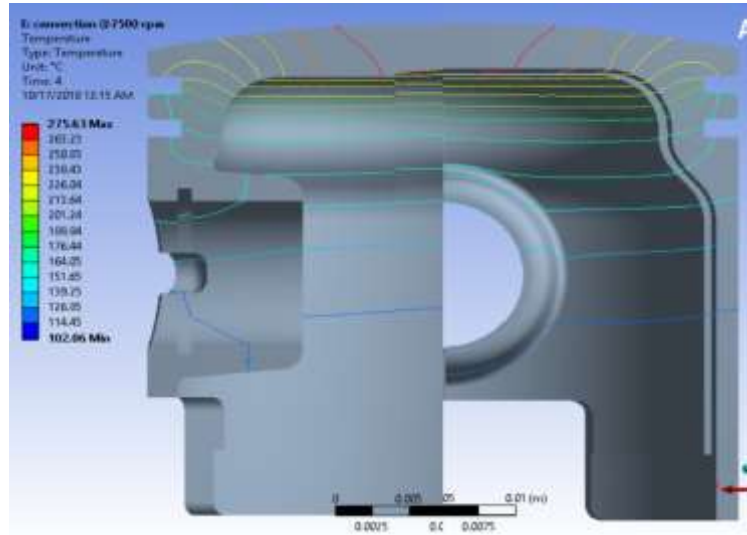
dura aproximadamente una sexta parte del ciclo total (16%) en la combustión, y un 21% del ciclo total en la expansión, por eso para determinar las temperaturas en estado estable se propone un modelo de temperatura y coeficientes de convección promediados en el tiempo, y aplicados al modelo. A continuación, se ilustran los resultados de la simulación a 7500 RPM y carga máxima (2.5 HP), aplicando una $T_{promedio} = 1114 [K]$ y $h_c = 1568 [W/m^2 * K]$ (vease la tabla 6) se obtiene el resultado mostrado en la figura 46.

Figura 46. Vistas en corte del pistón de la distribución de temperatura por zonas.



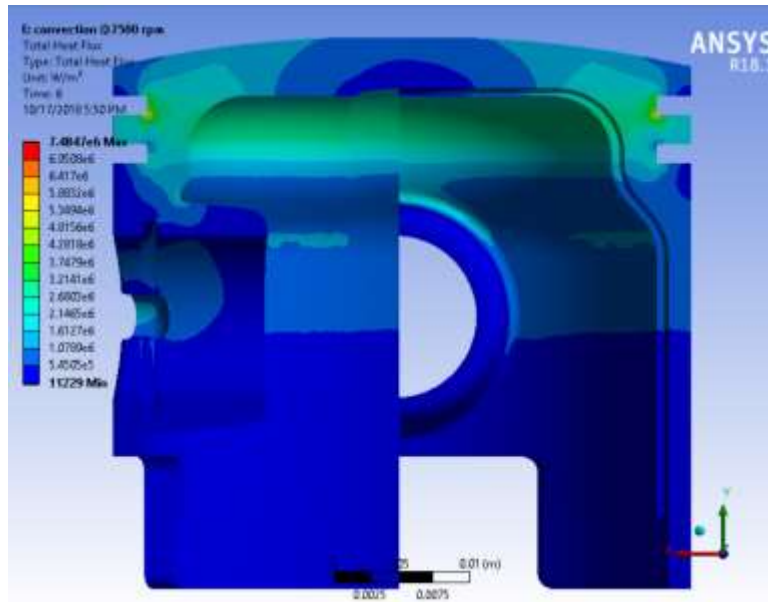
En la figura 46 se observa que la temperatura del pistón es máxima en el centro de la parte superior de la corona del pistón (275 °C) y va reduciéndose hacia la zona en contacto con la pared del cilindro y hacia abajo, alcanzando la temperatura mínima (102 °C) en la parte inferior del pistón, en contacto con los gases y en la cámara del cárter. En la figura 47 se muestra el perfil de temperatura del pistón en líneas, la orientación de las isotermas da una idea de la dirección del flujo de calor, se puede apreciar que la mayor caída de temperatura en el pistón se produce entre la corona y la región de los anillos (164-276°C)

Figura 47. Vista en corte del pistón en ANSYS en líneas isotérmicas.



En la figura 48 se aprecia el perfil de flujo de calor en el pistón, el mayor flujo de calor en el pistón se produce en las zonas de los anillos (3-7 MW/m²) alcanzando el máximo valor en la región central entre los dos anillos, también se observa que en las aristas de las ranuras para los anillos el flujo total de calor es muy reducido (<0.5MW/m²).

Figura 48. Distribución del flujo de calor total en el pistón.

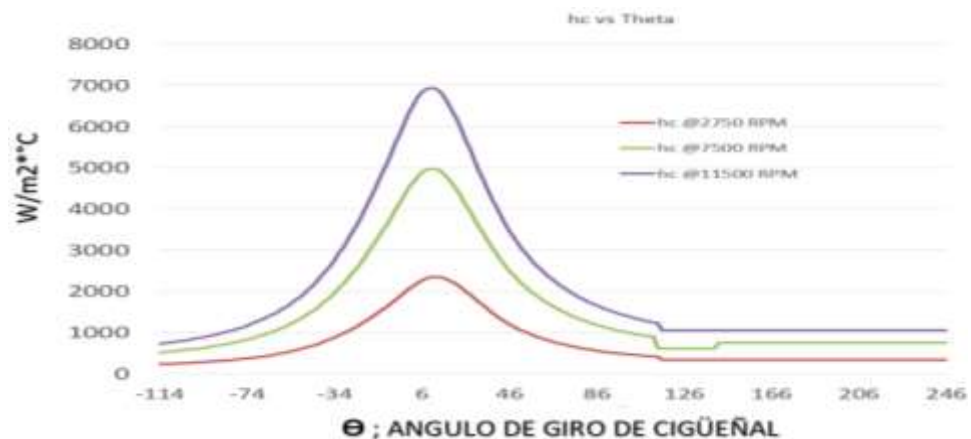


Ahora que se conoce bien el perfil de distribución de temperatura en condiciones normales de servicio, es necesario aplicar el mismo método para diferentes velocidades, como se muestra a continuación.

9.3 RESULTADOS DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN A DIFERENTES VELOCIDADES DEL MOTOR

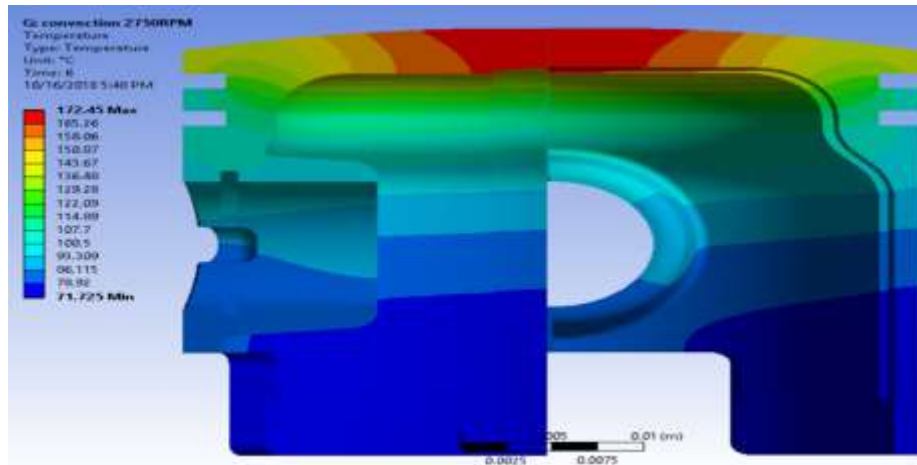
Al calcular los coeficientes instantáneos de transferencia de calor por convección a 2750 RPM (Ralentí) con 0% de carga total, 7500 RPM (Carga completa) con carga completa (2.5 HP) y 11500 RPM (Máxima velocidad sin carga) se observa que, al aumentar la velocidad del pistón los coeficientes de transferencia de calor se incrementan, esto se explica por el aumento de la turbulencia de los gases. En la figura 49 se muestra los coeficientes de T.C por convección instantáneo de los gases en la cámara de combustión en contacto con la corona del pistón, en función del ángulo de giro del cigüeñal para una revolución, y a tres diferentes velocidades y cargas. Se encuentra coeficientes máximos de aproximadamente 2200 W/m²*C a régimen ralentí, 5000 W/m²*C para el motor a carga completa y 7500 RPM, y 7000 W/m²*C para el pistón trabajando a máxima velocidad en vacío.

Figura 49. Gráfica de coeficientes de T. C. por convección (h_c) a diferentes velocidades.



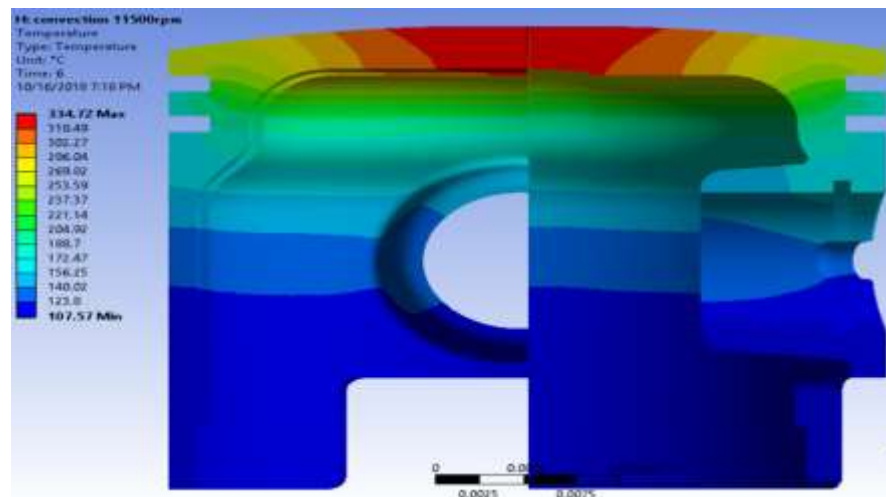
La figura 50 muestra el perfil de distribución de temperaturas en el pistón en régimen de velocidad ralentí. Al analizar el perfil de temperatura a la velocidad mínima (2750 RPM) se observa una temperatura máxima de 172°C en la cabeza del pistón, y mínima de 71°C en la parte inferior de la falda.

Figura 50. Perfil de Temperaturas del pistón a 2750 RPM



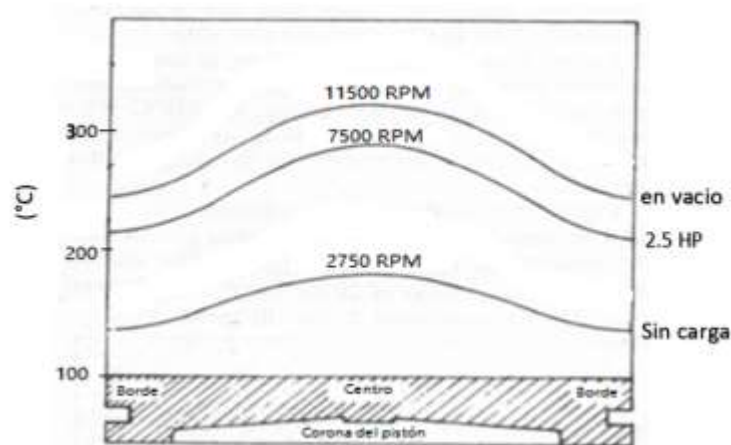
La figura 51 muestra el perfil de distribución de temperaturas en el pistón en régimen de velocidad máxima del motor (11500 RPM), se observa una temperatura máxima de 334°C en la cabeza del pistón, y mínima de 107°C en la parte inferior de la camisa del pistón.

Figura 51. Perfil de Temperaturas del pistón a 11500 RPM.



El incremento en el coeficiente de transferencia de calor por convección con los gases de la combustión cuando aumenta la velocidad del motor, muestra un evidente aumento de la temperatura del pistón como se observa en las figuras 50 y 51, esto se explica porque al aumentar el coeficiente de T.C se incrementa el flujo de calor hacia el pistón, este hecho no necesariamente significa un aumento en la capacidad de disipación de las aletas, pues al mantenerse estas en condiciones ambiente constantes, su eficiencia se mantiene constante, por consiguiente la tasa de calor de entrada hacia el pistón aumenta, pero no la tasa de salida en igual medida, lo que conlleva a una acumulación de calor en el sistema (pistón) y el posterior incremento general de temperatura. La figura 52 muestra la distribución de temperatura en la cabeza del pistón a tres diferentes velocidades, siendo el perfil de temperatura a 11500 RPM la distribución límite del sistema.

Figura 52. Temperatura en la corona del pistón a diferentes velocidades y cargas.

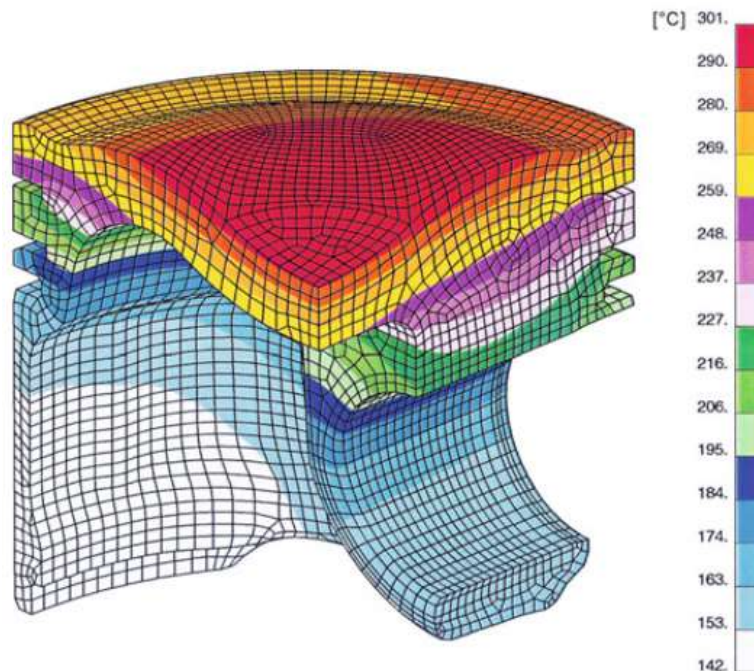


También se puede observar que el perfil de distribución de temperatura se hace más pronunciado a medida que aumenta la velocidad, lo que significa un mayor rango de temperaturas, con el centro de la corona como el lugar más caliente del pistón que va de 172°C para la velocidad mínima sin carga, con 276°C para el motor a máxima potencia y 7500 RPM, hasta 334°C para el motor a mayor velocidad sin carga.

10. VALIDACIÓN DEL MODELO

Debido a que no se posee un banco de laboratorio para obtener datos experimentales del motor en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, es necesario realizar una validación parcial, comparando los resultados del modelo actual con los obtenidos por diferentes autores. Los resultados que se muestran en las figuras 53 a 56 son los perfiles de distribución de temperatura en estado estable, de diferentes pistones de simulaciones de otros autores, y son perfiles hallados experimentalmente en motores reales encontrados en la literatura, todos estos trabajando en un régimen en el que entregan máxima potencia (carga completa) al igual que nuestro modelo.

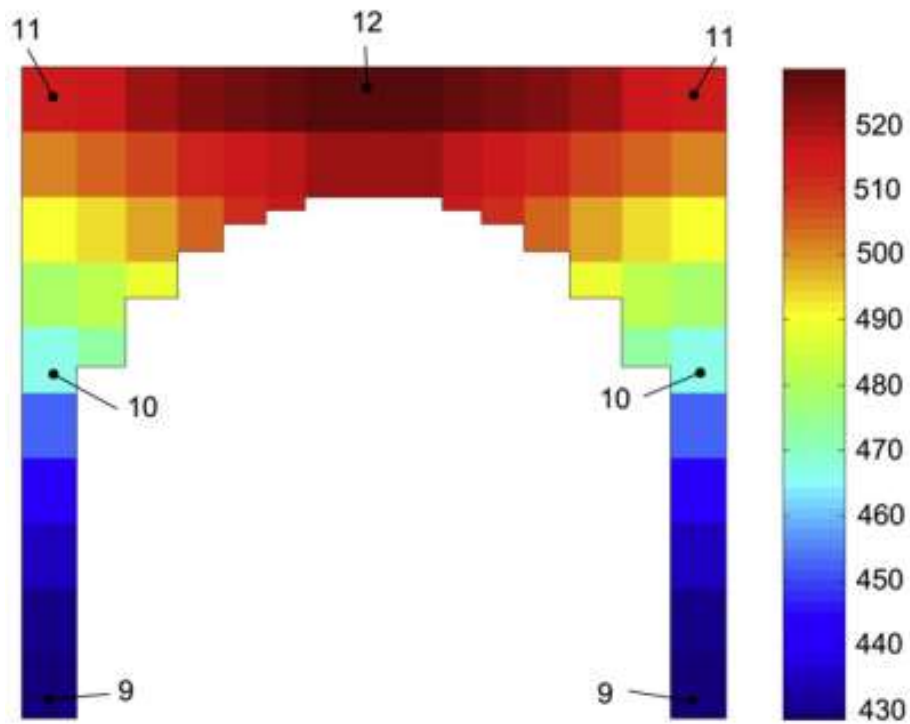
Figura 53. Distribución de temperatura en el modelo de Mahle⁵¹.



⁵¹ MAHLE GmbH (Ed.), Pistons and engine testing, DOI 10.1007/978-3-8348-8662-0_1, © Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2012.

En la figura 53 se muestra el resultado del modelo propuesto por Mahle, se observa una temperatura máxima de 301°C en la cabeza del pistón, y una temperatura mínima de 142°C en la falda del pistón.

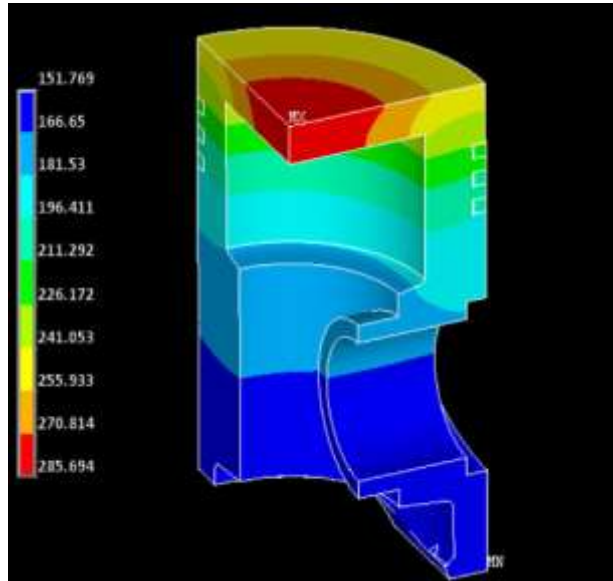
Figura 54. Distribución de temperatura en el modelo de *Illan et all* en (K)⁵².



En la simulación obtenida por *Illan et all* que se muestra en la figura 54, se registran temperaturas máximas de 257°C en el centro de la corona del pistón y mínimas de 157°C en la parte baja de la falda del pistón.

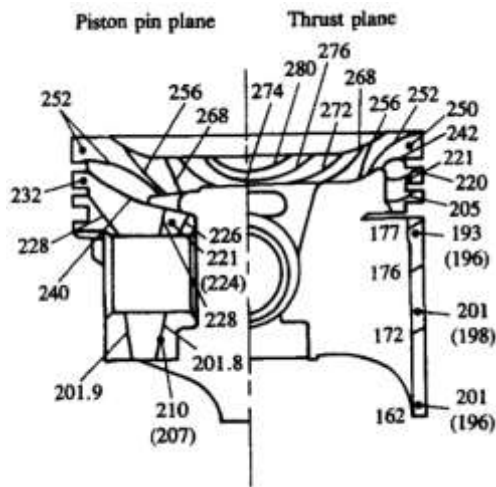
⁵² ILLÁN, F; ALARCÓN, M. Numerical analysis of combustion and transient heat transfer processes in a two-stroke SI engine. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Politécnica de Cartagena, Campus de la Muralla del Mar, 30202 Cartagena, Spain, Departamento Mixto, Universidad de Murcia, Campus de Espinardo, 30100 Murcia, Spain, 9 August 2009

Figura 55. Distribución de temperatura en el modelo de Ganapathy⁵³.



En la figura 55 se muestra el resultado del modelo propuesto por Ganapathy, con una temperatura máxima de 285°C en el centro de la corona del pistón y mínima de 151°C en la parte baja de la falda del pistón.

Figura 56. Distribución de temperatura experimental mostrado en “Internal Combustion Engines Fundamentals” de Heywood⁵⁴.

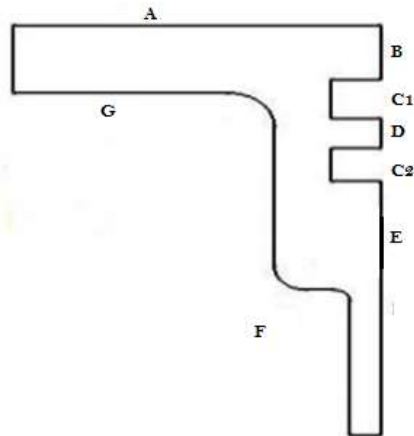


⁵³ GANAPATHY, Pandian et al / SAE Int. J. Mater. Manf. / Volume 8, Issue 2 (May 2015)

⁵⁴ HEYWOOD, J.B Internal combustion engine fundamentals. United States of America: McGraw-Hill, Inc. 1988

En la figura 56 se muestra el resultado del perfil suministrado mostrado en el libro de Heywood, con una temperatura máxima de 280°C en el centro de la corona del pistón y mínima de 162°C en la parte baja de la falda del pistón. Para el análisis comparativo de los modelos, se analizan las diferentes regiones del pistón. Como se ilustra en la figura 57 las zonas del pistón están distribuidas por letras, y en la tabla 6 se registran de los rangos de temperatura de cada zona.

Figura 57. Esquema de las zonas del pistón. A) Centro de la Corona del pistón, B) Primer saliente del pistón, C1), C2) área ocupada por los anillos 1 y 2 respectivamente, D) área entre anillos, E) Falda del pistón, F) Falda interna del pistón, G) Debajo de la corona



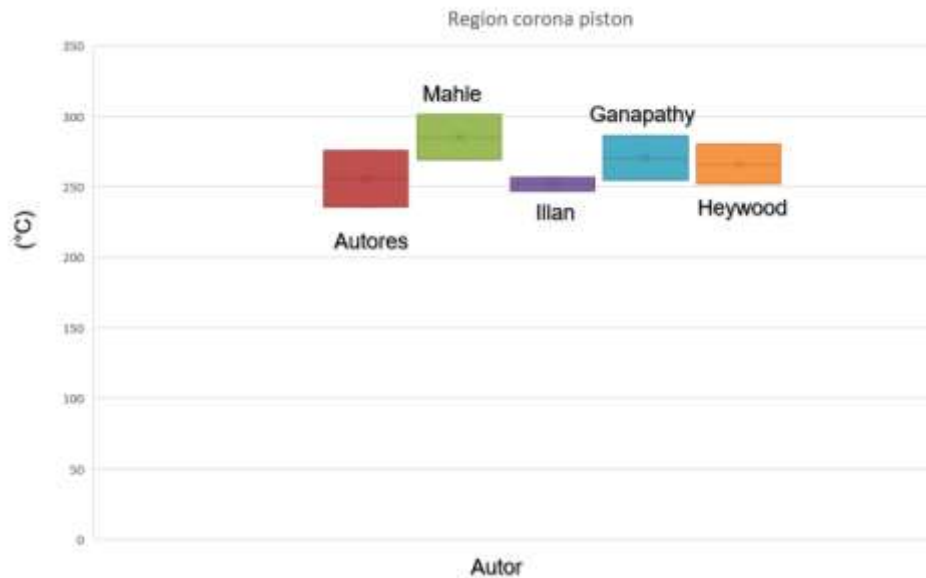
Los resultados se muestran en la tabla 7, comparando por rangos de temperatura en cada zona:

Tabla 7. Comparación con los resultados de distintos autores en las diferentes zonas del pistón.

| zona | Autores | Mahle | Illan et al | Ganapathy | Heywood | Temperaturas en °C |
|------|-----------|-----------|-------------|-----------|-----------|--------------------|
| A) | 236 - 276 | 269 - 301 | 247 - 257 | 255 - 286 | 252 - 280 | |
| B) | 236 - 238 | 259 - 269 | 237 - 247 | 241 - 256 | 242 - 250 | |
| C1) | 202 - 217 | 237 - 248 | 207 - 217 | 211 - 226 | 221 - 242 | |
| D) | 188 - 202 | 206 - 227 | 197 - 207 | 196 - 211 | 205 - 220 | |
| C2) | 164 - 176 | 174 - 184 | 177 - 187 | 181 - 196 | 177 - 193 | |
| E) | 102 - 164 | 142 - 174 | 187 - 157 | 151 - 196 | 177 - 162 | |
| F) | 102 - 213 | 142 - 248 | 157 - 222 | 151 - 241 | 162 - 221 | |
| G) | 213 - 263 | 237 - 280 | 207 - 257 | 241 - 270 | 242 - 272 | |

La figura 58 muestra el rango de temperaturas en la superficie de la corona del pistón para los diferentes modelos, de izquierda a derecha: Modelo de Autores, Mahle, Illan, Ganapathy y Heywood. Se puede observar que el perfil de distribución encontrado en la simulación se encuentra en un rango aceptable.

Figura 58. Temperaturas en la corona del pistón de diferentes modelos.



Para verificar el error, a continuación se determinan las temperaturas medias y en la zona de la corona y falda del pistón en cada modelo, y luego se calcula el error absoluto relativo $\left[\left(\frac{|T_{autores}-T_i|}{T_i}\right) * 100\right]$, los resultados se registran en la tabla 8.

Tabla 8. Resultados de cálculo de las temperaturas promedio en las zonas de la corona y falda del pistón en los diferentes modelos, con el % de error relativo absoluto.

| Región | Autores(°C) | Mahle(°C) | Illan(°C) | Ganapathy(°C) | Heywood(°C) |
|----------|-------------|-----------|-----------|---------------|-------------|
| Corona | 256 | 285 | 252 | 270.5 | 266 |
| % Error | 0% | 10.17% | 13.09% | 6.83% | 1.69% |
| Falda | 164 | 205.5 | 200 | 203 | 1207 |
| % Error | 0% | 20.17% | 2.75% | 1.47% | 1.93% |

En la tabla 7 se puede observar que el mayor error se obtiene al comparar con el modelo de Mahle con un error del 10.1% en la región de la corona, y 20.2% en la región de la falda, el modelo con el que menor error se presentó fue con el modelo experimental de Heywood, con un 1.68% de desviación en la temperatura media de la corona, y 1.93% para la región de la falda, lo que indica que los resultados de la simulación se encuentran en un rango aceptable.

11. CONCLUSIONES

Se realizó un reporte técnico bibliográfico de las diferentes estudios de transferencia de calor en el sistema pistón- cilindro con el cual fue posible obtener las condiciones de contorno para el modelo, y se encontró que usar la temperatura promedio de los gases en la cámara de combustión (1114 K) y el coeficiente de transferencia de calor promedio ($1568 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$) obtenidas en el cálculo del régimen transitorio, es la forma más efectiva para encontrar el perfil de distribución de temperatura en estado estable para el régimen de mayor potencia (7500 RPM).

Se realizó el modelo geométrico en SolidWorks del pistón del motor Shindaiwa B45 y se obtuvo el perfil de distribución de temperatura en estado transitorio, con las propiedades de la aleación de aluminio Al 4032, especificando tres condiciones de operación del motor; ralentí (2750 RPM en vacío); máxima potencia (7500 RPM a 2.5 HP); y velocidad máxima (11500 RPM sin carga), para cada una de las cuales se calculó la temperatura y el coeficiente de T.C por convección con los gases a lo largo del ciclo de combustión, especificando además, las condiciones de contorno en la interfaz pistón-cilindro y la parte interna del pistón en contacto con el cárter, utilizando para la simulación un mallado tetraédrico de 10 nodos compartidos por elemento (Tet10), con un total de 951,176 nodos y 628,877 elementos, y se encontró que, el calor acumulado en los motores de combustión de dos tiempos de pequeña cilindrada es disipado en gran parte por las aletas del cilindro con una efectividad de aleta de $\varepsilon_A = 6,34$, y se observa que, la zona que genera mayor caída de temperatura por unidad de área se encuentra en el área de los anillos (164-238°C), también esta zona es en la que se presenta mayor flujo de calor. La temperatura más alta alcanzada por el pistón (334 °C) se logra al régimen máximo de velocidad (11500 RPM) con marcha en vacío y además no supera la temperatura límite de diseño (347°C). También se encuentra que el incremento en la velocidad del motor aumenta el coeficiente de transferencia de calor con los gases de la

combustión lo que resulta en mayores temperaturas de funcionamiento en el pistón, siendo la velocidad el factor más decisivo en el incremento de temperatura.

Se obtuvo el perfil de distribución de temperatura y flujo de calor en estado estable, y se obtiene que la zona más caliente del pistón se encuentra en el centro de la corona del pistón (276°C @ 7500RPM). En las discontinuidades y aristas en la región de los anillos el flujo de calor se redujo (0.5 MW/m^2) mientras que la zona entre anillos es la zona con mayor flujo de calor en el sistema ($2\text{-}3.5\text{ MW/m}^2$). El gradiente de temperatura va disminuyendo en dirección radial a las isoterms, del centro hacia los lados del pistón, corroborando que la transferencia de calor se da del gas hacia el pistón y de este hacia el cilindro. En el régimen de velocidad máxima del motor (11500 RPM) en vacío, se observa una temperatura máxima de 334°C en la cabeza del pistón que no supera el límite térmico de diseño del material (347°C), y mínima de 107°C en la parte inferior de la camisa del pistón y al analizar el perfil de temperatura a la velocidad mínima (2750 RPM) se observa una temperatura máxima de 172°C en la cabeza del pistón, y mínima de 71°C en la parte inferior de la falda.

Se compararon los resultados obtenidos en la simulación con los modelos reportados en la literatura, registrando una desviación mínima de 1.69% y máxima de 10.1% de la temperatura media en la región de la corona, y de 1.47% a 20.1% en la región de la falda, y se concluye que se encuentran en un rango aceptable dentro de los errores máximos tolerables en transferencia de calor.

12. RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS

En el presente trabajo se desarrolló y aplicó una metodología para responder a los requerimientos de investigación y ejecución que se plantearon en los objetivos, dicha metodología se basó en la revisión bibliográfica de estudios similares y la proposición de aproximaciones para la transferencia de calor por convección con los gases de la cámara de combustión y en contacto con el cárter, así como la aplicación de las condiciones de contorno apropiadas en la interfaz pistón-cilindro. A pesar de que se lograron los objetivos planteados, aún queda mucho trabajo por hacer, así como áreas de oportunidad que pueden ser explotadas para beneficio de la Universidad Industrial de Santander y la formación de nuevos ingenieros mecánicos. Lo que aquí se mostró es solo el análisis de los procesos en el fenómeno de combustión interna en un caso particular, si se desean soluciones generales se recomienda profundizar en los temas que fueron desarrollados con base en la bibliografía para obtener el mayor beneficio posible. En los párrafos siguientes se hacen algunas recomendaciones que a juicio de los autores podrían tener un impacto positivo en el desempeño y optimización de los pistones en motores de combustión interna.

- Realizar un estudio de la influencia en el perfil de distribución de temperatura de los diferentes tratamientos térmicos en la corona del pistón, basado en un análisis costo/beneficio.
- Realizar una comparación de los esfuerzos térmicos generados en el pistón por deformaciones volumétricas, utilizando diferentes materiales.
- Estudiar la influencia de la forma de la corona del pistón sobre la capacidad para disipar el calor absorbido en contacto con los gases de la cámara de combustión en un análisis por CFD.
- Diseñar y construir un banco de laboratorio para la medición experimental de la temperatura en las diferentes zonas del pistón en condiciones de servicio.

BIBLIOGRAFIA

ALONSO, M. Motores de combustión interna. IES Baix Montseny Sant Celoni: Libro virtual. 2007.

ANNAND, J. HEAT TRANSFER IN THE CYLINDERS OF RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINES, THERMODYNAMICS AND FLUID MECHANICS GROUP. Vol177 No 36 1963.

BABALOLA, D; ISMAILA, A; AMOS, A. Heat Transfer Analysis in Internal Combustion, Engine Piston Using Comsol Multiphysics: A Case Study of Tri-Cycle, 7 July-2016.

BERETTA, G. P., RASHIDI, M., and Keck, J. C.: "Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines," Combust. Flame, vol. 52, pp. 217-245, 1983.

CARVALHEIRA, P; GONÇALVES, P. FEA OF TWO ENGINE PISTONS MADE OF ALUMINIUM CAST ALLOY A390 AND DUCTILE IRON 65-45-12 UNDER SERVICE CONDITIONS, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Coimbra, Coimbra, Portugal. 24 July 2006

CENGEL, Y; GHAJAR, A. Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones, 4ta edición. United States of America: McGraw-Hill, Inc. 2011 pp. 488.

CENGEL, Y; GHAJAR, A. Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones, 4ta edición. United States of America: McGraw-Hill, Inc. 2011 pp. 488.

CERIT, M; COBAN, M. Temperature and thermal stress analyses of a ceramic-coated aluminum alloy piston used in a diesel engine, Department of Mechanical

Engineering, Sakarya University, Esentepe Campus, 54187 Sakarya, Turkey, 18 November 2012.

CHANPONG, N. Et.al A study of tyre cavity resonance and its mitigation using modal analysis method. 2014. Proceedings of the 43rd International Congress on Noise Control Engineering (Internoise 2014), Australia, 16 - 19 November 2014, P- 1-11.

C.H. Li, Piston thermal deformation and friction considerations, SAE Paper 820086, 1982.

COLIN R. Ferguson and Allan T. KIRKPATRICK. Internal Combustion Engines:Applied Thermosciences, Third Edition. © 2016 John Wiley & Sons Ltd. Published 2016 by John Wiley & Sons Ltd.

ESFAHANIAN,V; JAVAHERI, A; GHAFFARPOUR, M. Thermal analysis of an SI engine piston using different combustion boundary condition treatments, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Tehran, North Amir-Abad Ave., Tehran, Iran; University of Illinois at Chicago, Department of Mechanical Engineering, 842 Taylor Street 2039 ERF (MC 251), Chicago, IL 60607, United States, 17 August 2004.

GANAPATHY, Pandian et al / SAE Int. J. Mater. Manf. / Volume 8, Issue 2 (May 2015).

GONZÁLES, A. Fundamentos del método de los elementos finitos. Colombia: Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería Mecánica. 2017.

HAN, Z; REITZ, R. A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modelling, Engine

Research Center, University of Wisconsin-Madison, Madison, WI 53705, U.S.A. 28
Julio 1995.

HEYWOOD, J. B; HIGGINS, J. M; WATTS, P. A; Tabaaynski, R."Development and Use of a Cycle Simulation to Predict SI Engine Efficiency and NO, Emissions:' SAE paper 790291,197.

HEYWOOD, J.B Internal combustion engine fundamentals. United States of America: McGraw-Hill, Inc. 1988.

ILLÁN, F; ALARCÓN, M. Numerical analysis of combustion and transient heat transfer processes in a two-stroke SI engine. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Politécnica de Cartagena, Campus de la Muralla del Mar, 30202 Cartagena, Spain, Departamento Mixto, Universidad de Murcia, Campus de Espinardo, 30100 Murcia, Spain, 9 August 2009.

MAEDA, K;YOSHITOMI,T; SHINDAIWA MANUAL DE SERVICIO TECNICO, Shindaiwa Kogyo Co. (1994) 109–110.

MAHLE GmbH (Ed.), Pistons and engine testing, DOI 10.1007/978-3-8348-8662-0_1,© Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2012.

Properties and Selection: Irons, Steels and High-Performance Alloy, ASM Handbook, vol. 1, ASM International, 1990.

WOSCHNI, G; FIEGER, J.: "Experimental Investigation of the Heat Transfer at Nonnal and Knocking Combustion in Spark Ignition Engines," MTZ, vol. 43, pp. 6367, 1982.

XIQUN, L; QUAN, L; WENPING, Z; YIBIN, G; TAO, H; DEQUAN, Z. Thermal analysis on piston of marine diesel engine, College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, Heilongjiang Province 150001, China Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108, China, 7 November 2011.

YAOHUI, L; XING, Z; PENGLIN, X; DAWEI, D, Analysis of thermal temperature fields and thermal stress under steady temperature field of diesel engine piston, School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China, 21 May 2016.

ZHEN, H; XINQI, Q; QUDONG, W; BING, Y; Piston temperature field analysis based on ANSYS, Small Int. Combust. Eng. Motorcycle 01 (2014) 25–28.