

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE  
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI  
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



**“DETERMINACIÓN DE LOS PERFILES DE TEMPERATURA EN EL  
CONJUNTO PISTÓN-ANILLOS-CAMISA DE UN MOTOR DE  
COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO (MCIA)”**

**PRESENTADO POR:**

**Juan Carlos Matheus Rivas**

TRABAJO DE GRADO PRESENTADO ANTE LA UNIVERSIDAD DE  
ORIENTE COMO REQUISITO PARCIAL PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

**INGENIERO MECÁNICO**

**Puerto La cruz, Febrero de 2009**

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE  
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI  
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



**DETERMINACIÓN DE LOS PERFILES DE TEMPERATURA EN EL  
CONJUNTO PISTÓN-ANILLOS-CAMISA DE UN MOTOR DE  
COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO (MCIA)**

**ASESORES:**

---

---

**Prof. Anabelis Rodríguez**  
**Asesor Académico**

---

**Prof. Carlos Gomes**  
**Coasesor Académico**

**Puerto La cruz, Febrero de 2009**

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE  
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI  
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



**DETERMINACIÓN DE LOS PERFILES DE TEMPERATURA EN EL  
CONJUNTO PISTÓN-ANILLOS-CAMISA DE UN MOTOR DE  
COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO (MCIA)**

**JURADO CALIFICADOR:**

El Jurado hace constar que asignó a esta Tesis la calificación de:

---

**Prof. Anabelis Rodríguez  
Asesor Académico**

---

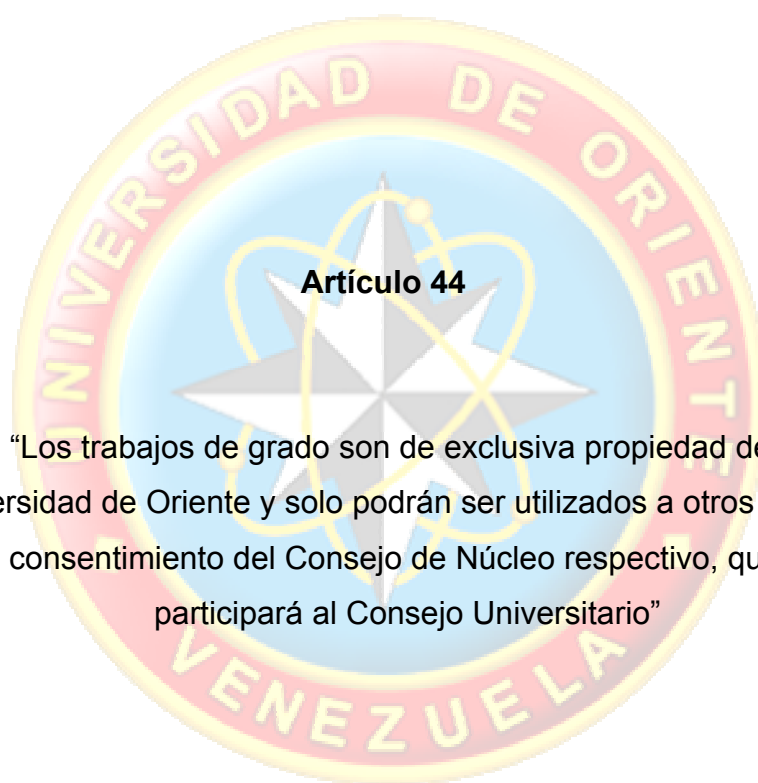
**Prof. Orlando M. Ayala  
Jurado Principal**

---

**Prof. Johnny Martínez  
Jurado Principal**

**Puerto La cruz, Febrero de 2009**

## RESOLUCIÓN



### Artículo 44

“Los trabajos de grado son de exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y solo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario”

## **DEDICATORIA**

### **A mi padre †.**

Por haberme dado todo su cariño y sus consejos. Por inculcarme buena educación y buenos principios.

### **A mi madre.**

Por el cariño que siempre me ha brindado. Por su maravillosa compañía. Por inculcarme el don de la responsabilidad y soportar mis errores.

### **A mis hermanos.**

Por que siempre he contado con ellos para todo, gracias a la confianza que siempre nos hemos tenido; por el apoyo y amistad.

## **AGRADECIMIENTOS**

Durante la elaboración de este trabajo, intervinieron algunas personas que merecen ser mencionadas y agradecidas:

A Dios, por el camino recorrido y mantenerme firme.

A mi mamá, por su cariño, comprensión, compañía y por darme fuerzas para seguir adelante.

A mis hermanos, por estar siempre pendientes y darme su apoyo incondicional.

A Daniela, por estar a mi lado en esos días y noches de angustia cuando no podía avanzar en el trabajo. Gracias dani.

Al profesor Carlos Gomes, por prestarme su ayuda sin importar hora o lugar, ser abierto y brindarme sus conocimientos.

A la profesora Anabelis Rodríguez, por darme la oportunidad de investigar en este proyecto y ofrecerme su asesoría.

A mis amigos.

## NOMENCLATURA

$A$  : Área ( $m^2$ ).

$c$  : Carrera del pistón ( $m$ ).

$C$  : Factor de corrección de energía de deformación (Adimensional).

$c_p$  : Calor específico a presión constante  $\left( \frac{kJ}{kg.K} \right)$ .

$c_v$  : Calor específico a volumen constante  $\left( \frac{kJ}{kg.K} \right)$ .

$D$  : Diámetro ( $m$ ).

$e$  : Excentricidad ( $m$ ).

$E$  : Módulo de elasticidad ( $GPa$ ).

$F_e$  : Dosado estequiométrico (Adimensional).

$F_r$  : Fuerza radial ( $N$ ).

$F_\theta$  : Fuerza tangencial ( $N$ ).

$G$  : Módulo de rigidez ( $GPa$ ).

$h$  : Coeficiente de transferencia de calor  $\left( \frac{W}{m^2.K} \right)$ .

$k$  : Conductividad térmica  $\left( \frac{W}{m.K} \right)$ .

$l$  : Longitud de biela ( $m$ ).

$m$  : Parámetro de la Ley de Wiebe (Adimensional).

$m_a$  : Masa del aire ( $kg$ ).

$m_g$  : Masa de gasolina ( $kg$ ).

$m_m$  : Masa de la mezcla ( $kg$ ).

$M_a$  : Masa molecular del aire  $\left(\frac{kg}{mol}\right)$ .

$M_g$  : Masa molecular de la gasolina  $\left(\frac{kg}{mol}\right)$ .

$M_m$  : Masa molecular de la mezcla  $\left(\frac{kg}{mol}\right)$ .

$n_a$  : Moles de aire ( $mol$ ).

$n_g$  : Moles de gasolina ( $mol$ ).

$n_m$  : Moles de mezcla ( $mol$ ).

$P$  : Presión ( $kPa$ ).

$Q$  : Calor transferido ( $kJ$ ).

$\dot{Q}$  : Flujo de calor transferido  $\left(\frac{kJ}{s}\right)$ .

$r$  : Radio de la manivela ( $m$ ).

$\bar{R}$  : Constante universal de los gases  $\left(\frac{kJ}{mol.K}\right); \left(\frac{kPa.m^3}{kg.K}\right)$ .

$t$  : Tiempo ( $s$ ).

$T$  : Temperatura ( $K$ ).

$T_g$  : Temperatura del gas dentro del cilindro ( $K$ ).

$V$  : Volumen ( $m^3$ ).

$V_{cc}$  : Volumen en la cámara de combustión ( $m^3$ ).

$V_D$  : Volumen desplazado por el pistón ( $m^3$ ).



$v_{mp}$  : Velocidad media del pistón  $\left(\frac{m}{s}\right)$ .

$x_c$  : Fracción de combustible quemado (Adimensional).

$X$  : Distancia ( $m$ ).

### **Símbolos Griegos**

$\lambda$  : Relación entre el radio de la manivela y la longitud de la biela.

$\theta$  : Ángulo de giro del cigüeñal ( $^\circ$ ).

$\theta_{ic}$  : Ángulo de inicio de la combustión ( $^\circ$ ).

$\gamma$  : Coeficiente isentrópico de la mezcla (Adimensional).

### **Abreviatura**

SAE: Sociedad de Ingenieros Automotrices (por sus siglas en ingles).

CAD: Diseño Asistido por Computadora (por sus siglas en ingles).

AEF: Análisis por elementos finitos.

RPM: Revoluciones por minuto

PMI: Punto muerto inferior.

PMS: Punto muerto superior.

## RESUMEN

En este trabajo se presenta una simulación del proceso de combustión de un motor de combustión interna alternativo (MCIA) de 4 tiempos con el que se determinan los perfiles de temperatura del conjunto Pistón-Anillos-Camisa. Para llevar a cabo esta investigación se elaboró un modelo 3D sencillo del sistema pistón-anillos-cilindro (aunque fuertemente modificable), luego se establecieron las respectivas hipótesis de cálculo que dieron origen a las condiciones de contorno planteadas, considerando la transferencia de calor por convección a la que está sometido el sistema por todos sus límites. La simulación se realizó empleando un programa comercial de elementos finitos. Los resultados obtenidos fueron analizados a 39 mm, medidos desde el PMS y al final de la expansión a 89 mm a partir del PMS a diferentes regímenes de giro, y están encaminados a generar los perfiles de temperatura del sistema para orientar diseños futuros. Este simulador tiene en cuenta los principales accesorios que forman parte de un motor de combustión interna desde el punto de vista de su funcionamiento como máquina térmica. Se puede decir que este trabajo tiene como finalidad presentar una simulación de la cámara de combustión de un motor de combustión interna alternativo de desarrollo propio que puede ser aplicado tanto al diseño industrial como a la formación académica universitaria en asignaturas afines con la temática.

## INDICE

RESOLUCIÓN.....	iv
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTOS .....	vi
NOMENCLATURA .....	vii
RESUMEN .....	x
INDICE .....	xi
1 INTRODUCCIÓN.....	18
1.1.- Planteamiento del problema .....	19
1.2.- Objetivos.....	20
1.2.1.- Objetivo general .....	20
1.2.2.- Objetivos específicos.....	20
2 MARCO TEÓRICO.....	21
2.1.- Modelización cinemática del mecanismo pistón–biela– manivela.....	21
2.2.- Volumen de la cámara de combustión.....	25
2.3.- Procesos del motor alternativo.....	25
2.4.- Proceso de combustión .....	28
2.5.- Conducción multidimensional .....	30
2.6.- Convección .....	32
2.7.- Ecuaciones semi-empíricas para la determinación del calor transmitido.....	33
2.8.- Resistencia térmica de contacto .....	34
2.8.1.- Transferencia de calor en la unión .....	36
2.9.- Teorema de Castigliano.....	37
2.10.- Técnica de análisis por elementos finitos .....	38
3 DESARROLLO DEL MODELO.....	40
3.1.- Hipótesis y consideraciones previas .....	43

3.1.1.-	Referentes al fluido motor.....	43
3.1.2.-	Referentes a las pérdidas de calor .....	43
3.1.3.-	Referente al sistema cilindro-pistón.....	44
3.1.4.-	Referente al tipo de análisis .....	44
3.2.-	Descripción del modelo físico .....	44
3.3.-	Ubicación del pistón en función del ángulo de giro del cigüeñal.....	45
3.3.1.-	Cálculo de la presión dentro del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal.....	46
3.3.2.-	Cálculo de la temperatura dentro del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal.....	47
3.3.3.-	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor dentro del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal .....	48
3.4.-	Cálculo de la cantidad de masa y número de moles de la mezcla aire–gasolina dentro del cilindro para una mezcla estequiométrica... ..	49
3.4.1.-	Determinación de la cantidad de masa y número de moles de aire.....	49
3.4.2.-	Determinación de la cantidad de masa y el número de moles de gasolina .....	50
3.4.3.-	Determinación del número de moles y la cantidad de masa de la mezcla.....	51
3.4.4.-	Determinación de la masa molecular de la mezcla .....	51
3.5.-	Generación de calor debido a la combustión dentro del cilindro.....	52
3.5.1.-	Duración de la combustión .....	52
3.5.2.-	Cálculo del calor máximo dentro del cilindro .....	52
3.5.3.-	Cálculo del calor entrante al sistema en función del ángulo de giro del cigüeñal .....	53

3.6.-	Desarrollo del modelo geométrico .....	53
3.6.1.-	Definición de la geometría del objeto en estudio .....	53
3.6.2.-	Asignación de las propiedades físicas de los materiales .....	56
3.7.-	Discretización del dominio del cálculo (Mallado de la geometría).....	57
3.8.-	Condiciones de borde del modelo.....	58
3.8.1.-	Condición de contorno en la parte superior del pistón.....	59
3.8.2.-	Condición de contorno en la parte exterior de la camisa .....	59
3.8.3.-	Condición de contorno en la parte inferior del pistón.....	61
3.8.4.-	Condición de contorno entre los sólidos.....	63
3.8.4.1.-	Entre los anillos y la camisa:.....	63
3.8.4.2.-	Entre los anillos y el pistón.....	65
3.8.4.3.-	Cálculo de la presión de contacto entre los anillos y la camisa.....	67
3.8.4.4.-	Cálculo de la presión de contacto entre los anillos y el pistón.....	73
3.9.-	Estudio de sensibilidad de malla.....	74
4	RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	77
4.1.-	Análisis de los perfiles de temperatura sobre el pistón a 4800, 2400 y 1200 rpm .....	77
4.2.-	Análisis de los perfiles de temperatura sobre los anillos a 4800, 2400 y 1200 rpm .....	81
4.3.-	Análisis de los perfiles de temperatura sobre la camisa a 4800, 2400 y 1200 rpm .....	84
5	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	90
5.1.-	Conclusiones .....	90
5.2.-	Recomendaciones .....	91
	BIBLIOGRAFÍA .....	92
	APÉNDICE A: Glosario .....	94

APÉNDICE B: Componentes de un Motor de Combustión Interna	
Alternativo (MCIA) .....	99
APÉNDICE C: Planos de los componentes: Pistón-Anillos-Camisa...	103
Plano C1. Diseño del pistón.....	104
Plano C2. Diseño de la camisa .....	105
Plano C3. Diseño de los anillos .....	106
APÉNDICE D: Propiedades de los materiales .....	107
METADATOS .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1. Parámetros dimensionales del tren alternativo.....	22
Figura 2.2 Esquema del mecanismo pistón–biela–manivela.....	23
Figura 2.3. Esquema vectorial de flujo de calor normal a una isoterma en un sistema bidimensional de coordenadas.....	31
Figura 2.5. Esquema para definir la conductancia de contacto.....	35
Figura 2.6 Flujo de calor en las proximidades de un contacto.....	36
Figura 3.1. Representación de las condiciones de borde en el sistema: pistón-anillos-camisa .....	41
Figura 3.2. Volumen del pistón indicando los planos de simetría.....	54
Figura 3.3. Vista de los anillos indicando los planos de simetría.....	55
Figura 3.4. Vista de la camisa indicando los planos de simetría .....	55
Figura 3.5. Vista general del sistema acoplado pistón-anillos-camisa .	56
Figura 3.6. Vista parcial del mallado en el sistema .....	57
Figura 3.7. Vista en detalle del mallado en el sistema.....	58
Figura 3.8. Superficies expuestas a la evolución de la temperatura y coeficiente de convección por el lado de la combustión .....	59
Figura 3.10. Superficie expuesta a la temperatura y coeficiente de transferencia de calor por el lado del refrigerante .....	60
Figura 3.11. Superficie expuesta a la temperatura y coeficiente de convección debajo de la corona del pistón .....	62
Figura 3.12. Superficies expuestas a la temperatura y coeficiente convectivo en el interior y exterior de la falda.....	62
Figura 3.13. Superficies expuestas a la temperatura y coeficiente convectivo en el interior y exterior de la falda.....	63
Figura 3.14. Superficie de contacto entre el anillo y la camisa .....	64
Figura 3.15. Superficie de contacto entre el anillo y la camisa .....	65
Figura 3.16. Superficie de contacto entre el anillo y el pistón.....	66

Figura 3.17. Superficies de contacto entre el pistón y los anillos .....	66
Figura 3.18. Presión ejercida por el cilindro sobre el anillo .....	67
Fig. 3.19. Diagrama que muestra las fuerzas que actúan en la sección tomada de un ángulo $\theta$ .....	68
Figura 3.20. Distribución de temperaturas sobre las superficies del sistema cilindro-pistón a 4800 rpm para la primera simulación.....	75
Figura 3.21. Distribución de temperaturas sobre las superficies del sistema cilindro-pistón a 4800 rpm para la segunda simulación.....	75
Figura 3.22. Diagrama de flujo de la entrada de datos al programa.....	76
Figura 4.1. Distribución de temperaturas en la superficie del pistón a 432° y 4800 rpm .....	78
Figura 4.2. Distribución de temperaturas en la superficie del pistón a 540° y 4800 rpm .....	78
Figura 4.3. Gradientes térmicos en la dirección z en las superficie del pistón a 432° y 4800 rpm.....	79
Figura 4.4. Gradientes térmicos en la dirección x en las superficie del pistón a 540° y 4800 rpm.....	80
Figura 4.5. Perfiles de temperatura en función del radio del pistón para los diferentes ángulos y regimenes de giro obtenidos en los resultados .....	81
Figura 4.6. Distribución de temperaturas en la superficie de los anillos a 540° y 4800 rpm .....	82
Figura 4.7. Distribución de temperaturas en la superficie del pistón en contacto con el anillo a 540° y 4800 rpm .....	82
Figura 4.8. Perfiles de temperatura en función del ancho de la sección transversal (distancia en eje x) de los anillos para 540 ° de giro del cigüeñal y 4800, 2400, 1200 rpm.....	83



Figura 4.9. Gradientes térmicos en la superficie de los anillos a 540° y 4800 rpm .....	84
Figura 4.10. Distribución de temperaturas sobre la camisa a 432° y 4800 rpm .....	85
Figura 4.11. Distribución de temperaturas sobre la camisa a 540° y 4800 rpm .....	85
Figura 4.12. Distribución de temperaturas sobre la camisa y los anillos a 540° y 4800 rpm .....	86
Figura 4.13. Distribución de gradientes térmicos sobre la camisa a 432° y 4800 rpm.....	87
Figura 4.14. Perfiles de temperatura en función de la longitud de la camisa (distancia en eje z) para 432 ° y 540 ° de giro del cigüeñal a 4800, 2400 y 1200 rpm .....	88
Figura. 4.15. Gráfica de la temperatura promedio a lo largo del pistón.	89
Figura B1. Pistón de un Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA), con las características del modelo computacional. ....	100
Figura B2. Pistón de un Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA), con las características del modelo computacional. ....	101
Figura B3. Camisa convencional de un Motor de Combustión Interna Alternativo.....	101
Figura D1. Conductividad térmica de fundición gris grado SAE G3500. ....	108

# CAPITULO I

## INTRODUCCIÓN

La predicción del comportamiento de un motor de combustión interna alternativo es un tema de gran importancia que hasta los años 70 había sido logrado solo mediante métodos experimentales, hoy es posible abordar esta desafiante tarea mediante la *simulación computacional*, gracias al desarrollo de hardware y software para computadoras de alta velocidad y al avance orientado hacia la modelización de fenómenos físicos y procesos cada vez más complejos mediante técnicas numéricas.

Los factores esenciales involucrados en la predicción del comportamiento de un motor son:

- Caracterización y modelización del fluido activo,
- Modelización de la fluidodinámica del fluido activo,
- Modelización de la combustión y la transferencia de calor dentro del cilindro.

El último factor es muy importante debido a que la excesiva temperatura reinante en la cámara de combustión provoca que una gran proporción de la energía disponible en el combustible se pierda a través de los contornos del cilindro. Esta pérdida de calor afecta la eficiencia del motor y puede generar considerables esfuerzos térmicos en componentes como: cabeza del pistón, anillos y cilindro.

## 1.1 Planteamiento del problema

Se pretende desarrollar un modelo, con un programa comercial de elementos finitos, donde se evalúen las temperaturas asociadas al proceso de combustión en un Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA), de acuerdo a las condiciones de borde respectivas en dicho modelo.

Dicha simulación servirá de base para estimar el daño por fatiga térmica al que se someten los componentes del sistema cilindro-pistón en un MCIA durante su operación. El estudio se realizará en función de las variables de diseño y operación, monitoreando su comportamiento antes de invertir tiempo y dinero en ensayos experimentales. Esto puede determinar tendencias y beneficios conforme a los objetivos estipulados.

Para realizar este trabajo se desarrolló un modelo computacional en tres dimensiones que tiene como finalidad contribuir al fortalecimiento de las bases termofluidodinámicas de la investigación en el Departamento de Mecánica. El modelo desarrollado permitirá la simulación de los diferentes procesos de transferencia de calor que ocurren en un MCIA, y relacionarlos con la distribución de las temperaturas dentro del cilindro, en especial sobre la cabeza del pistón.

## **1.2 Objetivos**

### **1.2.1 Objetivo general**

Determinar los perfiles de temperatura en el conjunto pistón-anillos-camisa de un Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA), utilizando un programa comercial de elementos finitos.

### **1.2.2 Objetivos específicos**

- 1) Establecer las condiciones de funcionamiento de un Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA), en función del ángulo de giro del cigüeñal.
- 2) Establecer las ecuaciones de generación de calor debido a la combustión dentro del cilindro de un Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA).
- 3) Desarrollar el modelo geométrico: pistón-anillos-camisa de un Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA).
- 4) Identificar las condiciones de borde del sistema cilindro-pistón, de un Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA).
- 5) Realizar el análisis de los perfiles de temperatura para la identificación de los puntos de mayor gradiente térmico.

## CAPITULO II

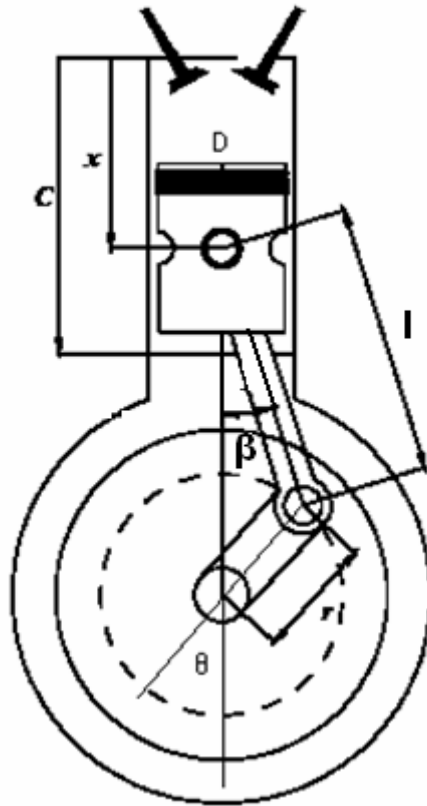
### MARCO TEÓRICO

#### 2.1 Modelización cinemática del mecanismo pistón–biela–manivela.

El motor de combustión interna alternativo (MCIA) es un motor endotérmico volumétrico que se basa en el mecanismo pistón–biela–manivela, también conocido como tren alternativo. El movimiento lineal del pistón, guiado en el bloque motor y unido al pie de la biela mediante una articulación, se transforma en un movimiento rotativo del cigüeñal. Éste, a su vez, está articulado mediante un casquillo antifricción a la cabeza de la biela.

Para proceder a realizar los cálculos necesarios para el correcto desarrollo de la modelización de la fase de combustión es necesario deducir las ecuaciones que rigen el mecanismo del tren alternativo. Los parámetros que van a intervenir en el cálculo son los siguientes: el diámetro interior del cilindro ( $D$ ), la longitud de la biela ( $l$ ), la longitud o radio de la manivela del cigüeñal ( $r$ ), la carrera del pistón ( $c$ ), la distancia entre el Punto Muerto Superior (PMS) y la cabeza del pistón ( $X$ ), el volumen de la cámara de combustión ( $V_{cc}$ ), el volumen desplazado ( $V_c$ ) y el ángulo definido entre la manivela del cigüeñal y la vertical ( $\theta$ ).

La referencia del ángulo ( $\theta$ ) es la siguiente:  $0^\circ$  de cigüeñal cuando el pistón se encuentra en el PMS, considerándose ángulos positivos cuando la manivela gira desde la referencia en el sentido de las agujas del reloj. Los parámetros citados anteriormente se pueden observar en la Fig. 2.1.



**Figura 2.1. Parámetros dimensionales del tren alternativo**

A continuación se va a deducir la ecuación que define el parámetro de posición ( $X$ ) en función del ángulo de giro del cigüeñal ( $\theta$ ). Realizando un esquema simple del mecanismo pistón-biela-manivela (Ver Fig. 2.2) se pueden deducir mediante trigonometría sencilla las distancias necesarias para el cálculo en función de  $\theta$ .

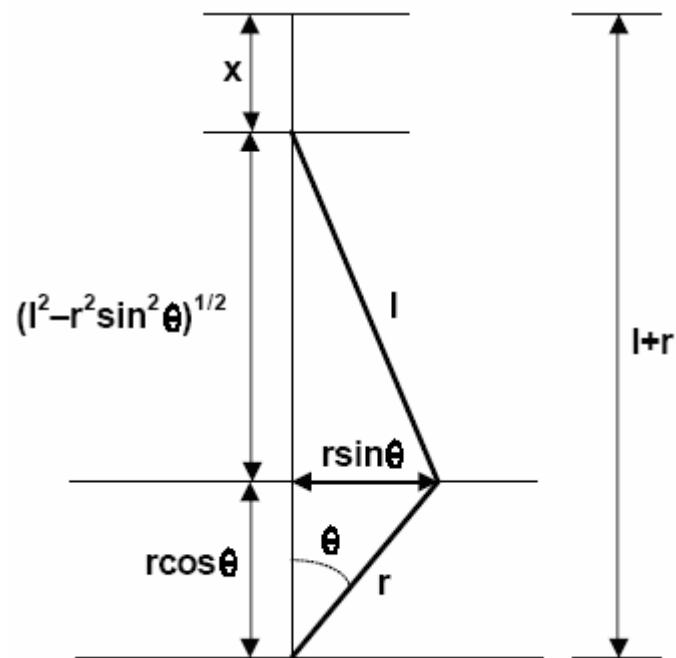


Figura 2.2 Esquema del mecanismo pistón–biela–manivela

Teniendo en cuenta la figura 2.2 se deduce que:

$$X_{(\theta)} = l + r(1 - \cos \theta) - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta} \quad (2.1)$$

donde:

$X_{(\theta)}$  = Posición del pistón en función del ángulo de giro del cigüeñal (m).

Si se define  $\lambda$  como el cociente entre el radio de la manivela y la longitud de la biela, se puede ordenar la Ec. 2.1 de la siguiente forma:

$$X_{(\theta)} = r \left[ (1 - \cos \theta) + \frac{1}{\lambda} \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \right) \right] \quad (2.2)$$

Aunque para la modelización del ciclo termodinámico no es necesario conocer la velocidad ni la aceleración del pistón en cada instante, sí es muy útil la expresión de la velocidad media del pistón ( $V_{mp}$ ) expresada en m/s, la cual viene expresada como **[1]**:

$$v_{mp} = \frac{2cN}{60} = \frac{cN}{30} \quad (2.3)$$

donde:

$N$  : Velocidad a la que gira el motor en revoluciones por minuto (*RPM*) y

$c$  : Carrera expresada en metros:

Por último, es necesario definir el volumen del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal:

$$V_{(\theta)} = V_{c(\theta)} + V_{cc} = A_p x_{(\theta)} + V_{cc} = \left( \frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) x_{(\theta)} + V_{cc} \quad (2.4)$$

donde:

$V_{(\theta)}$  : Volumen del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal ( $m^3$ )

$V_{c(\theta)}$  : Volumen del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal entre el PMS y el PMI ( $m^3$ )

$V_{cc}$  : Volumen de la cámara de combustión ( $m^3$ )



## 2.2 Volumen de la cámara de combustión

La relación de compresión ( $\varepsilon$ ) se define como el cociente entre el volumen máximo del cilindro y su volumen mínimo:

$$\varepsilon = \frac{V_{m\acute{a}x}}{V_{cc}} = \frac{V_c + V_{cc}}{V_{cc}} = 1 + \frac{V_c}{V_{cc}} \quad (2.5)$$

donde:

$\varepsilon$  = Relación de compresión (Adimensional)

$V_c$  = Volumen desplazado por el pistón ( $m^3$ )

A partir de la Ec. (2.5) se reduce el volumen de la cámara de combustión ( $V_{cc}$ ) en función de la relación de compresión ( $\varepsilon$ ) y del volumen desplazado ( $V_c$ ) **[1]**:

$$V_{cc} = \frac{V_c}{\varepsilon - 1} \quad (2.6)$$

## 2.3 Procesos del motor alternativo

Para analizar la distribución de la energía dentro del cilindro se utiliza la siguiente expresión, derivada de la primera ley de la termodinámica, aplicada a un sistema cerrado **[2]**:

$$dQ_t - dW = dU \quad (2.7)$$

donde:

$dQ_t$  = Diferencial de calor total, (kJ)

$dW$  = Diferencial de trabajo, (kJ)

$dU$  = Diferencial de energía interna, (kJ)

Evaluando el trabajo diferencial como  $PdV$  y la energía interna como  $mc_v dT$ , se tiene que:

$$dQ_t - PdV = mc_v dT \quad (2.8)$$

donde:

$m$  = Masa de la mezcla (kg)

$c_v$  = Calor específico a volumen constante de la mezcla  $\left( \frac{kJ}{kg.K} \right)$

$dT$  = Diferencial de temperatura de la mezcla (K)

Tomando en cuenta consideraciones de gas ideal, se tiene que:

$$PV = mRT \quad (2.9)$$

donde:

$P$  = Presión dentro del cilindro (Pa)

$V$  = Volumen dentro del cilindro ( $m^3$ )

$R =$  Constante universal de los gases  $\left(\frac{kJ}{kg.K}\right), \left(\frac{kJ}{kmol.K}\right)$

Derivando la Ec (2.9), se obtiene:

$$VdP + PdV = mRdT \quad (2.10)$$

$$\frac{VdP + PdV}{R} = mdT \quad (2.11)$$

Sustituyendo la Ec (2.11) en la Ec (2.8), se tiene:

$$dQ_t = \left(\frac{c_v}{R}\right)VdP + \left(1 + \frac{c_v}{R}\right)PdV \quad (2.12)$$

Derivando la expresión anterior en función del tiempo:

$$\frac{dQ_t}{dt} = \left(\frac{c_v}{R}\right)V\frac{dP}{dt} + \left(1 + \frac{c_v}{R}\right)P\frac{dV}{dt} \quad (2.13)$$

Tomando en cuenta la relación de calores específicos ( $\gamma$ ), se tiene:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.14)$$

donde:

$\gamma =$  Coeficiente isentrópico (Adimensional)

$c_p$  = Calor específico a presión constante de la mezcla  $\left(\frac{kJ}{kg.K}\right), \left(\frac{kPa}{kg.K}\right)$

$c_v$  = Calor específico a volumen constante de la mezcla  $\left(\frac{kJ}{kg.K}\right), \left(\frac{kPa}{kg.K}\right)$

Finalmente se llega a la expresión:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{dt} \quad (2.15)$$

- Se tomará un valor constante dentro del rango para este tipo de análisis del coeficiente isentrópico ( $\gamma$ ) igual a 1,3 [2].

## 2.4 Proceso de combustión

En una primera definición, se puede decir que la combustión es una reacción química exotérmica que tiene lugar cuando algunos de los elementos constitutivos del combustible entra en contacto, bajo ciertas condiciones, con oxígeno que normalmente proviene del aire atmosférico. Así pues, la combustión es una reacción de oxidación.

La velocidad de la reacción, fuertemente dependiente de la temperatura, y el carácter exotérmico de la misma, hacen que una vez iniciada en un punto, se continúe desarrollando. La reacción de la combustión se ve notablemente afectada por el contexto en el que tiene lugar, determinado por una serie de fenómenos físicos [5].

Una buena aproximación al proceso de combustión en modelos de MCIA, es la determinada por Wiebe, establece que la cantidad de calor del combustible disminuye conforme se va consumiendo en el proceso. La fracción de masa quemada ( $x_c$ ) en un instante de la combustión es la relación entre el combustible que se ha quemado y el total.

En motores de encendido por chispa, esta fracción tiene la forma indicada en la Ec (2.16) [2].

La Ley de Wiebe viene dada por la siguiente expresión [3]:

$$x_c = 1 - e^{-a \left( \frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta} \right)^{m+1}} \quad (2.16)$$

donde:

- $a$  = Parámetro indicador de la fracción máxima de calor que interviene en la combustión (Adimensional)
- $m$  = Parámetro indicativo de cuándo y cómo se libera la energía, éste puede variar de 0 a 7 (Adimensional)
- $\theta$  = Ángulo de giro del cigüeñal (*grados*)
- $\theta_{ic}$  = Ángulo de inicio de la combustión (*grados*)
- $\Delta\theta$  = Duración de la combustión (*grados*)

- Se considera el inicio de la combustión ( $\theta_{ic}$ ) al llegar el pistón a su punto muerto superior (PMS), es decir, a los 360° de giro del cigüeñal, debido a que se desprecia el desfase en la apertura y cierre de las válvulas.

- El parámetro  $a$  se fijará en 6,908, que corresponde a una fracción máxima quemada igual a 0,999 [3].
- Durante la combustión en la ley de Wiebe se utilizará un valor de 2 para el parámetro  $m$  [4].

## 2.5 Conducción multidimensional

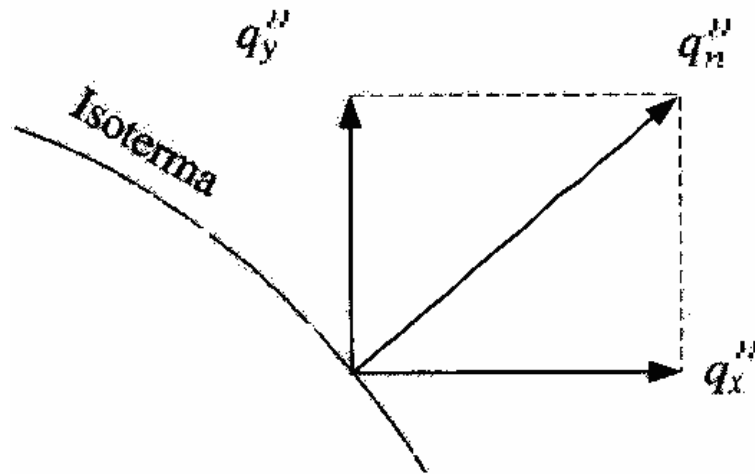
Si se acepta que el flujo de calor es una cantidad vectorial, es posible escribir un planteamiento más general de la ecuación de conducción (Ley de Fourier) como sigue:

$$q'' = -k\nabla T = -k \left( i \frac{\partial T}{\partial x} + j \frac{\partial T}{\partial y} + k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (2.17)$$

Donde  $\nabla$  es el operador nabla tridimensional y  $T(x, y, z)$  es el campo escalar de temperaturas. Está implícito en la Ec (2.17) que el vector de flujo de calor se encuentra en una dirección perpendicular a las superficies isotérmicas. Una forma alternativa de la ley de Fourier es, por tanto,

$$q_n'' = -k \frac{\partial T}{\partial n} \quad (2.18)$$

Donde  $q_n''$  es el flujo de calor en una dirección  $n$ , que es normal a una isoterma, como se muestra en el caso bidimensional de la Fig. 2.3.



**Figura 2.3. Esquema vectorial de flujo de calor normal a una isoterma en un sistema bidimensional de coordenadas.**

La transferencia de calor se sostiene por un gradiente de temperatura a lo largo de  $n$ . Se puede observar que el vector de flujo de calor se resuelve en componentes de modo que, en coordenadas cartesianas, la expresión general para  $q''$  es:

$$q'' = i q_x'' + j q_y'' + k q_z'' \quad (2.19)$$

donde, de la Ec (2.17), se tiene que:

$$q_x'' = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad q_y'' = -k \frac{\partial T}{\partial y} \quad q_z'' = -k \frac{\partial T}{\partial z} \quad (2.20)$$

Cada una de estas expresiones relaciona el flujo de calor a través de una superficie con el gradiente de temperatura en una dirección perpendicular a la superficie [5].

## 2.6 Convección

La convección es una de las tres formas de transferencia de calor y se caracteriza porque se produce por intermedio de un fluido que transporta el calor entre zonas con diferentes temperaturas. Los fluidos, al calentarse, aumentan de volumen y, por lo tanto, disminuyen su densidad, por lo que, ascienden desplazando el fluido que se encuentra en la parte superior y que está a menor temperatura. Lo que se llama *convección* en sí, es el transporte de calor por medio de las corrientes ascendente y descendente del fluido. La transferencia de calor implica el transporte de calor en un volumen y la mezcla de elementos macroscópicos de porciones calientes y frías de un gas o un líquido. Se incluye también el intercambio de energía entre una superficie sólida y un fluido o por medio de una bomba, un ventilador u otro dispositivo mecánico (convección mecánica o asistida). En la transferencia de calor libre o natural en la cual un fluido es más caliente o más frío y en contacto con una superficie sólida, causa una circulación debido a las diferencias de densidades que resultan del gradiente de temperaturas en el fluido.

La transferencia de calor por convección se expresa con la Ley del Enfriamiento de Newton:

$$\frac{dQ}{dt} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (2.21)$$

Donde  $h$  es el coeficiente de convección (ó *coeficiente de película*),  $A_s$  es el área del cuerpo en contacto con el fluido,  $T_s$  es la temperatura en la superficie del cuerpo y  $T_\infty$  es la temperatura del fluido lejos del cuerpo [6].



## 2.7 Ecuaciones semi-empíricas para la determinación del calor transmitido

Son muchos los autores que han propuesto ecuaciones de mayor o menor complejidad, empezando por Nusselt en 1923. En este estudio se recoge la ecuación de Eichelberg, que es ampliamente utilizada para cuantificar las pérdidas de calor de un motor.

La ecuación de Eichelberg es una expresión que combina sencillez con una exactitud razonable, se origina como en la totalidad de las ecuaciones de transmisión de calor en un motor, de una ecuación de tipo convectivo [7].

$$\dot{Q} = h_g (T_g - T_w) A \quad (2.23)$$

donde:

$h_g$  = Coeficiente instantáneo de película del gas  $\left( \frac{W}{m^2 K} \right)$

$T_g$  = Temperatura media instantánea del gas (K)

$T_w$  = Temperatura media de las paredes del motor (K)

$A$  = Superficie expuesta a la transmisión de calor ( $m^2$ )

Para la determinación del coeficiente de película instantáneo, Eichelberg corrigió empíricamente la ecuación propuesta por Nusselt, aplicable a cámaras esféricas con transmisión de calor debida a convección libre, obteniendo la expresión:

$$h = 7,67 \times 10^{-3} \sqrt[3]{v_{mp}} \sqrt{PT} \quad (2.24)$$

donde:

$$h = \text{Coeficiente de película instantáneo} \left( \frac{W}{m^2 K} \right)$$

$P =$  Presión instantánea ( $Pa$ )

$T =$  Temperatura instantánea ( $K$ )

## 2.8 Resistencia térmica de contacto

Para cuantificar macroscópicamente esta resistencia se define el coeficiente  $\bar{h}_c$ , denominado *conductancia térmica de contacto*. Para ello, se estudia el contacto estacionario entre dos barras suficientemente largas como para que el flujo de calor en sus extremos sea unidimensional, definiéndose  $\bar{h}_c$  como el cociente entre el flujo de calor en los extremos  $\left( \dot{Q}'/A \right)$  y el salto de temperatura que se observaría en el plano de la unión al prolongar la distribución lineal de temperatura de la zona no perturbada (lejos del contacto) hasta dicho plano de contacto  $\left( \Delta T \right)$ .

En la Fig. (2.5) se ilustra como se mide este salto. Por tanto, matemáticamente la conductancia de contacto se expresa como:

$$\bar{h}_c = \frac{\dot{Q}}{A \Delta T} \quad (2.25)$$

donde:

$\bar{h}_c$  = Cociente entre el flujo de calor en los extremos  $\left( \frac{W}{m^2 K} \right)$

$\dot{Q}$  = Flujo de calor (W)

$A$  = Área de contacto ( $m^2$ )

$\Delta T$  = Diferencia de temperaturas en los extremos (K)

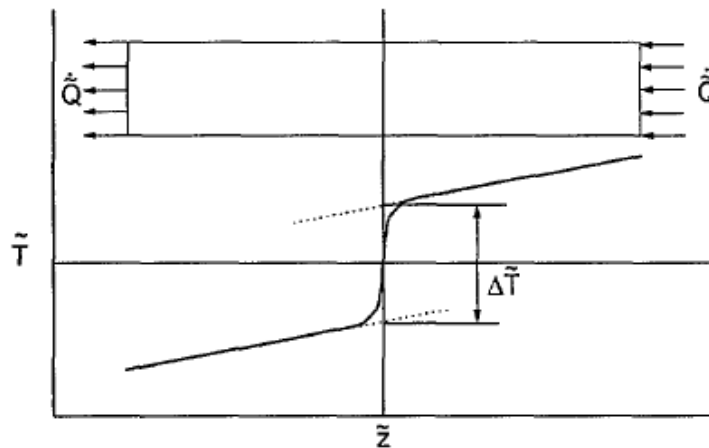


Figura 2.5. Esquema para definir la conductancia de contacto.

La resistencia térmica de contacto,  $R_c$  se define como el inverso de la conductancia de contacto y en este trabajo se hará referencia indistintamente a cualquiera de los dos términos. Su valor es:

$$R_c = \frac{1}{\bar{h}_c} = \frac{A \Delta T}{\dot{Q}} \quad (2.26)$$

### 2.8.1 Transferencia de calor en la unión

En la Fig. 2.6 se muestra una esquema de como es el flujo de calor en las proximidades de un contacto.

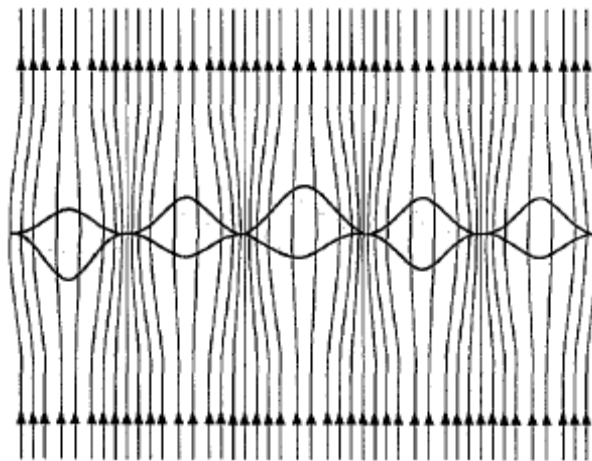


Figura 2.6 Flujo de calor en las proximidades de un contacto.

Se ha representado aquí el caso en el que, a través de los intersticios hay un flujo de calor no despreciable. En general, la transferencia de calor a través de la unión se realiza mediante tres mecanismos que van a contribuir en diferentes cuantías al valor de la conductancia:

1. Conducción a través del fluido o del medio intersticial.
2. Radiación entre las superficies que forman los huecos.
3. Conducción a través de las zonas de contacto real.

El espesor de la zona de contacto es pequeño de manera que, si existiese un líquido o un gas intersticial, la convección en el hueco sería en casi todos los casos despreciable y habría que tener en cuenta sólo la conducción en el fluido. Numerosos autores han estudiado, sobre todo de forma experimental, la influencia de distintos fluidos intersticiales en la conductancia de contacto.

Respecto al calor intercambiado por radiación, son pocos los autores que han considerado la posible presencia de este tipo de interacción ya que a temperaturas moderadas esta magnitud resulta ser despreciable. Entre ellos se puede citar a Fried (1969) que define un modelo de radiación suponiendo que las superficies en contacto son paralelas y difusas grises. Basándose en los análisis previos de Clausing y Chao (1965) concluye que en contactos metálicos la radiación es despreciable (inferior al 1% del calor total transferido) a temperaturas inferiores a 873 K. También Gardin y otros (1992) estiman el porcentaje de influencia de la radiación a diversas temperaturas y diversos valores del salto de temperatura en la unión. De nuevo concluyen que la contribución es pequeña cuando la temperatura no es muy alta. En consecuencia, en ausencia de un fluido o material intersticial y al despreciar el calor intercambiado por radiación, todo el calor se transferirá por conducción a través de las zonas de contacto real [8].

## **2.9 Teorema de Castigliano**

La derivada de la energía elástica respecto de una de las cargas aplicadas al sólido, es igual a la proyección del desplazamiento del punto de aplicación de la carga considerada según la dirección de la misma.

$$\frac{\partial U}{\partial F_i} = \sum d_{ij} F_j = d_i \quad (2.27)$$

donde:

$U$  = Energía elástica,  $(Nm)$ .

$F$  = Fuerza aplicada,  $(N)$ .

$d$  = Desplazamiento,  $(m)$ .

## 2.10 Técnica de análisis por elementos finitos

La técnica de análisis por elementos finitos (AEF) consiste en el empleo de los métodos numéricos en la resolución de un problema físico determinado.

Este método numérico se basa en dividir la geometría en la que se quiere resolver un problema físico, en pequeños elementos en los cuales se resuelven las ecuaciones diferenciales correspondientes a un campo (la temperatura en transmisión de calor, el campo magnético en electromagnetismo, el campo de presión en mecánica de fluidos, etc), en forma discreta, teniendo en cuenta las propiedades físicas de los materiales empleados, los elementos del entorno de vecindad, las condiciones de contorno y las fuentes generadoras de campo. La resolución de estas ecuaciones de forma discreta se realiza de forma iterativa hasta que se alcanza convergencia en la solución.

Existen herramientas de elementos finitos de propósito general o multidisciplinar que permiten resolver varios problemas físicos en áreas

como: mecánica de fluidos, transmisión del calor, electromagnetismo, mecánica estructural, etc.

El proceso de generación de la solución mediante AEF se realiza en estas herramientas mediante varios pasos: definición de la geometría objeto de estudio, especificación del régimen a estudiar, asignación de las propiedades físicas de los materiales, asignación de las condiciones de contorno, aplicación de las cargas, mallado de la geometría, resolución del problema y análisis de la solución **[9]**.

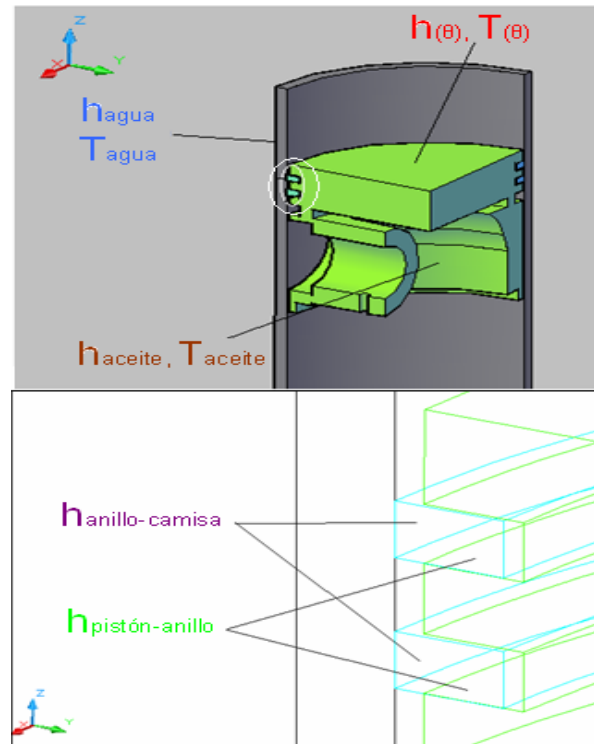
## **CAPITULO III**

### **DESARROLLO DEL MODELO**

Dentro de la cámara de combustión de un Motor de Combustión Interna Alternativo, el calor se transfiere de los gases calientes de la combustión a la superficie superior del pistón, para luego transferirse por conducción hacia la falda del pistón y a los otros componentes tales como los anillos, y la camisa. Parte del calor generado durante la combustión también se transmite a la porción de las paredes internas de la camisa que permanecen por encima del anillo de presión del pistón.

El proceso de transferencia de calor en el conjunto pistón-anillos-camisa también incluye: convección forzada con el fluido refrigerante en la parte externa de la camisa, convección forzada con el aceite en la parte baja del pistón, convección forzada con el aceite en la parte interna de la camisa que queda por debajo del pistón y transferencia por contacto entre el pistón y los anillos, y los anillos y la camisa. Por lo tanto, para determinar la distribución de temperatura en el conjunto pistón-anillos-camisa, se necesita conocer las constantes térmicas asociadas a la transferencia de calor mediante los mecanismos mencionados. La Fig. 3.1 muestra al sistema pistón-anillos-camisa resaltando los parámetros térmicos involucrados en la simulación. La tabla 3.1 lista los parámetros térmicos representados en la Fig. 3.1. En esta tabla también se presentan las ecuaciones mediante las cuales se estiman dichos parámetros térmicos y la lista de los parámetros operacionales involucrados en la determinación de cada uno de ellos.





**Figura 3.1. Representación de las condiciones de borde en el sistema: pistón-anillos-camisa**

**Tabla 3.1. Condiciones de borde con sus respectivas ecuaciones y parámetros operacionales involucrados para su determinación.**

Condición de borde	Formula	Parámetros requeridos
Temperatura de los gases de combustión sobre la parte superior del pistón en función del ángulo de giro del cigüeñal [15]	$T_{(\theta)} = \frac{P_{(\theta)} V_{(\theta)} M_m}{m_m R}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Posición del pistón con respecto al ángulo de giro del cigüeñal.</li> <li>▪ Volumen de la cámara de combustión con respecto al ángulo de giro del cigüeñal.</li> <li>▪ Presión dentro del cilindro con respecto al ángulo de giro del cigüeñal.</li> <li>▪ Masa de la mezcla de combustible-aire</li> </ul>
Coeficiente convectivo de transferencia de calor de los gases de combustión sobre la	$h_{(\theta)} = 7,67 \times 10^{-3} \sqrt{P_{(\theta)} \cdot T_{(\theta)}} \sqrt[3]{v_{mp}}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Presión dentro del cilindro con respecto al ángulo de giro del cigüeñal.</li> <li>▪ Temperatura dentro del</li> </ul>

parte superior del pistón en función del ángulo de giro del cigüeñal [7]		cilindro con respecto al ángulo de giro del cigüeñal. <ul style="list-style-type: none"> <li>Velocidad media del pistón</li> </ul>
Coeficiente convectivo de transferencia de calor promedio del líquido refrigerante (agua) [7]	$h_{agua} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{A_{camisa} (T_s - T_{agua})}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>Temperatura promedio de los gases de combustión dentro del cilindro.</li> <li>Temperatura del líquido refrigerante (agua).</li> <li>Flujo de calor que se escapa a través de la camisa.</li> <li>Área lateral de la camisa</li> </ul>
Temperatura promedio del líquido refrigerante (agua) [11]	Dato en bibliografía	
Coeficiente convectivo de transferencia de calor promedio del aceite en dos zonas debajo del pistón [12]	$h_{aceite1} = 900 \left( \frac{\omega}{4600} \right)^{0,35}$ $h_{aceite2} = 250 \left( \frac{\omega}{4600} \right)^{0,35}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>Régimen de giro del motor.</li> </ul>
Temperatura promedio del aceite del motor en funcionamiento [11]	Dato en bibliografía	
Conductancia térmica de contacto entre las superficies de los anillos y la camisa	$h_c = \left( \frac{k_s}{\sigma} \right) \left[ 1,13 \tan \theta \left( \frac{P_c}{H} \right)^{0,94} \right] + \frac{k_g}{3\sigma}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>Presión de contacto entre los sólidos.</li> <li>Rugosidad de los materiales en contacto.</li> </ul>
Conductancia térmica de contacto entre las superficies del pistón y los anillos [13], [8]	$h_c = \left( \frac{k \tan \theta}{\sigma} \right) \left[ 1,25 \left( \frac{P_c}{H} \right)^{0,95} \right]$	<ul style="list-style-type: none"> <li>Microdureza del material más blando.</li> <li>Conductividad térmica del fluido de interfase.</li> <li>Conductividad térmica de los sólidos en contacto.</li> </ul>

### 3.1 Hipótesis y consideraciones previas

En este capítulo se establecen las condiciones y los límites que permitirán la formulación de algunas de las hipótesis y consideraciones que se han tenido en cuenta en la realización de este trabajo. El resto de las consideraciones se dejaron para su posterior explicación en los diferentes apartados del mismo.

#### 3.1.1 Referentes al fluido motor

- ✓ El fluido de admisión está compuesto por una mezcla homogénea de aire y gasolina fase gaseosa, cuyo comportamiento se considera una mezcla de gases ideales, lo que permite aceptar las ecuaciones de estado para el cálculo de gas ideal, y presenta las mismas características en todo el recinto físico en que está confinado.
- ✓ Se utiliza agua como líquido refrigerante del bloque del motor.
- ✓ Se desprecian las fugas y se considera que la masa del sistema es constante cuando las válvulas de admisión y escape se encuentran cerradas.
- ✓ Dosado estequiométrico ( $F_e$ ) 14,7 kg aire/kg combustible [2].
- ✓ Poder calorífico de la gasolina igual a 47,3 MJ/kg [2].

#### 3.1.2 Referentes a las pérdidas de calor

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor promedio del refrigerante del motor se tomará un valor porcentual promedio del 15 % de flujo de calor que se pierde a través de las paredes del cilindro con respecto al calor máximo que se produce dentro del cilindro [7].

### **3.1.3 Referente al sistema cilindro-pistón**

Las fases de compresión y expansión se realizan en un cilindro en el cual el pistón se mueve sin rozamiento y el fluido motor carece de todo efecto de fricción a causa de su movimiento.

### **3.1.4 Referente al tipo de análisis**

En esta fase se especifica el tipo de régimen a estudiar. Para el caso del modelado térmico, las herramientas de los programas comerciales de elementos finitos permiten realizar un análisis en estado estacionario o en régimen transitorio siendo este último tomado en cuenta para este trabajo.

## **3.2 Descripción del modelo físico**

El modelo a desarrollar corresponde a una conducción de calor en estado transitorio en el sistema pistón-camisa de un motor con las siguientes características:

Cilindrada = 2366 cc

Nº de cilindros = 4

Diámetro del cilindro (D) = 92 mm

Carrera (c) = 89mm

Velocidad angular ó Régimen de giro ( $\omega$ ) = 4800 RPM

Relación de compresión ( $\epsilon$ ) = 9

Longitud de biela ( $l$ ) = 148 mm

### 3.3 Ubicación del pistón en función del ángulo de giro del cigüeñal

Para obtener la ubicación del pistón en función del ángulo de giro del cigüeñal se realizó un estudio de la cinemática del mecanismo biela-manivela tal como se describió en el capítulo anterior donde se llegó a la Ec (2.1):

$$X_{(\theta)} = r \left[ (1 - \cos \theta) + \frac{1}{\lambda} \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \right) \right]$$

donde:

$\theta$  = Ángulo de giro del cigüeñal (*grados*)

$\lambda$  = Cociente entre el radio de la manivela y la longitud de la biela  $\left( \frac{r}{l} \right)$

$r$  = Radio de la manivela, que equivale a dividir la carrera que realiza el pistón entre dos.  $\left( \frac{c}{2} \right)$  (*m*)

$l$  = Longitud de la biela (*m*)

- Con un ángulo inicial de 180° (inicio de la compresión)

### Cálculo del volumen de la cámara de combustión

Este cálculo se desarrolla aplicando la Ec (2.6) explicada en el capítulo anterior.

### Obtención del volumen del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal

Esta ecuación se desarrolla según lo explicado en el apartado 2.1 del capítulo anterior.

#### 3.3.1 Cálculo de la presión dentro del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal

Ciertas condiciones de borde necesarias para la simulación como la temperatura y el coeficiente de transferencia de calor dentro de la cámara de combustión, son propiedades dependientes de la presión que ocurre dentro de este volumen, y es variable a medida que el pistón avanza.

Para ello se utilizó la expresión del primer principio de la termodinámica aplicado a un sistema cerrado como se describió en el capítulo anterior, posteriormente integrando en función del ángulo de giro del cigüeñal y despejando el término de la presión queda la siguiente ecuación:

$$P_{(\theta)} = \frac{\left(E_{(\theta)} - E_{(\theta-1)}\right) - \frac{\gamma}{\gamma-1} P_{(\theta-1)} \left(V_{(\theta)} - V_{(\theta-1)}\right) + \frac{1}{\gamma-1} V_{(\theta-1)} P_{(\theta-1)}}{\frac{1}{\gamma-1} V_{(\theta-1)}} \quad (3.1)$$

donde:

$P_{(\theta)}$  = Presión dentro del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal

(kPa)

$P_{(\theta-1)}$  = Diferencia de la presión dentro del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal y el calculado en el ángulo anterior ( $kPa$ )

$\gamma$  = Coeficiente isentrópico  $\left(\frac{c_p}{c_v}\right)$  (Adimensional)

$E_{(\theta)}$  = Cantidad de energía generada en el cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal ( $kJ$ )

$E_{(\theta-1)}$  = Diferencia de la cantidad de energía generada en el cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal y el calculado en el ángulo anterior ( $kJ$ )

- Con un valor de presión inicial de 101,325 kPa (inicio de la compresión), y un volumen de  $6,65591 \times 10^{-4} \text{ m}^3$

### 3.3.2 Cálculo de la temperatura dentro del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal

Para el cálculo de la temperatura dentro del cilindro se consideró la ecuación de estado, tal como se hizo referencia al inicio de este capítulo, que al despejarla queda así:

$$T_{(\theta)} = \frac{P_{(\theta)} V_{(\theta)} M_m}{m_m R} \quad (3.2)$$

donde:

$T_{(\theta)}$  = Temperatura dentro del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal, (K)

$M_m$  = Masa molar de la mezcla aire-combustible,  $\left(\frac{kg}{mol}\right)$

$m_m$  = Masa de la mezcla aire-combustible, (kg)

$\bar{R}$  = Constante universal en función de la masa molar,  $\left(8,314\frac{kJ}{mol.K}\right)$

### 3.3.3 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor dentro del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal

Para el cálculo del coeficiente de película se utilizó la correlación de Eichelberg encontrada en la bibliografía [7]:

$$h_{(\theta)} = 7,67 \times 10^{-3} \sqrt{P_{(\theta)} \cdot T_{(\theta)}} \sqrt[3]{v_{mp}}$$

Donde:

$v_{mp}$  = Velocidad lineal media del pistón,  $\left(\frac{m}{s}\right)$

$P_{(\theta)}$  = Presión dentro del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal, (Pa)



### 3.4 Cálculo de la cantidad de masa y número de moles de la mezcla aire–gasolina dentro del cilindro para una mezcla estequiométrica

#### 3.4.1 Determinación de la cantidad de masa y número de moles de aire

$$m_a = \rho_a \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot c \quad (3.3)$$

donde:

$m_a$  = Masa de aire, ( $kg$ )

$\rho_a$  = Densidad del aire,  $\left(1,2 \frac{kg}{m^3}\right)$

$$n_a = \frac{m_a}{M_a} \quad (3.4)$$

donde:

$n_a$  = Moles de aire ( $mol$ )

$M_a$  = Masa molecular del aire  $\left(28,97 \frac{kg}{mol}\right)$

### 3.4.2 Determinación de la cantidad de masa y el número de moles de gasolina

$$m_g = \frac{m_a}{F_e} \quad (3.5)$$

donde:

$m_g$  = Masa de gasolina ( $kg$ )

$$F_e = \text{Dosado estequiométrico} \left( \frac{1}{14,7 \frac{kg_{aire}}{kg_{combustible}}} \right) \text{ ó } (0,068)$$

$$n_g = \frac{m_g}{M_g} \quad (3.6)$$

donde:

$n_g$  = Moles de aire ( $mol$ )

$M_g$  = Masa molecular de la gasolina  $\left( 110 \frac{kg}{mol} \right)$

### 3.4.3 Determinación del número de moles y la cantidad de masa de la mezcla

$$n_m = n_a + n_g \quad (3.7)$$

donde:

$n_m$  = Moles de la mezcla (*mol*)

$$m_m = m_a + m_g \quad (3.8)$$

donde:

$m_m$  = Masa de la mezcla aire-combustible (*kg*)

### 3.4.4 Determinación de la masa molecular de la mezcla

$$M_m = \frac{m_m}{n_m} \quad (3.9)$$

donde:

$M_m$  : Masa molecular de la mezcla aire-combustible  $\left( \frac{kg}{mol} \right)$

### 3.5 Generación de calor debido a la combustión dentro del cilindro

Para el modelado de la generación de calor en función del ángulo de giro del cigüeñal se utilizó la ley de Wiebe descrita en el capítulo anterior, debido a que es la que más se asemeja al comportamiento real, gracias a que permite ajustar los parámetros  $a$  y  $m$  a las diferentes condiciones de funcionamiento.

#### 3.5.1 Duración de la combustión

La duración de la combustión se basa en una fórmula empírica aplicada a motores de automóviles, extraída de un artículo de González, E. y Duque, J. [10].

$$\Delta\theta = 40 + 5\left(\frac{\omega}{600} - 1\right) + 166\left(\frac{100}{AIRE} - 1,1\right)^2 \quad (3.10)$$

donde:

$AIRE$  = Relación porcentual entre la cantidad de moles de aire utilizados y los moles de aire estequiométricos)

#### 3.5.2 Cálculo del calor máximo dentro del cilindro

El calor máximo que puede ser generado en el cilindro se calculó multiplicando la masa del combustible por la energía calorífica del combustible

$$Q_{m\acute{a}x} = m_g \cdot PCI_g \quad (3.11)$$

donde:

$Q_{m\acute{a}x}$  = Calor entrante, (kJ)

$PCI_g$  = Poder calorífico de la gasolina,  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

### 3.5.3 Cálculo del calor entrante al sistema en función del ángulo de giro del cigüeñal

$$Q_{(\theta)} = Q_{m\acute{a}x} \cdot x_c(\theta) \quad (3.12)$$

donde:

$x_c(\theta)$ : Fracción de masa quemada en función del ángulo de giro del cigüeñal, la cual viene determinada por la ley de Wiebe

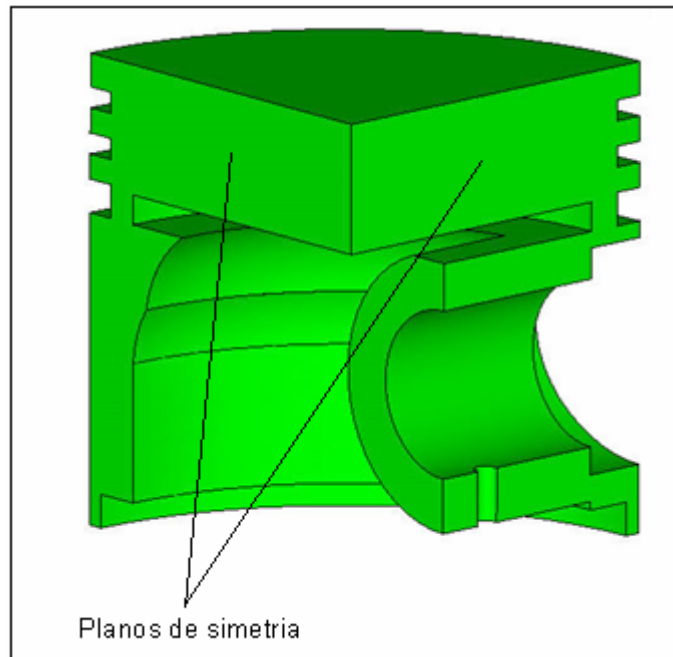
$$Q_{(\theta)} = Q_{ent} \cdot \left( 1 - e^{-a \left( \frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta} \right)^{m+1}} \right) \quad (3.13)$$

## 3.6 Desarrollo del modelo geométrico

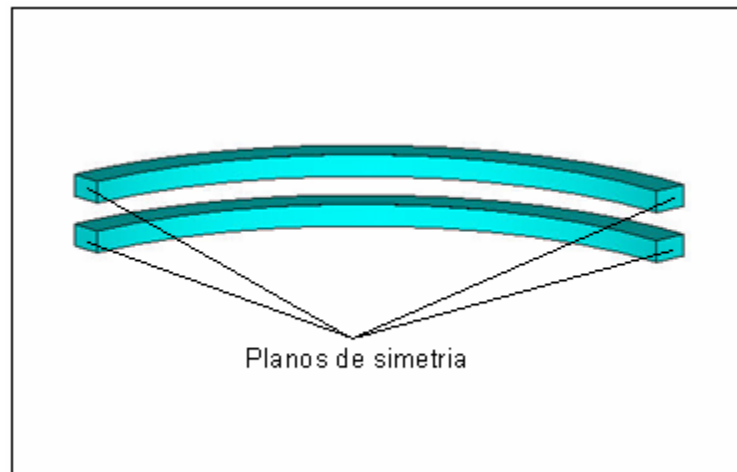
### 3.6.1 Definición de la geometría del objeto en estudio

Se creó la geometría en 3D del sistema camisa-pistón-anillos con base a los datos obtenidos del modelo físico, a partir de programas de diseño

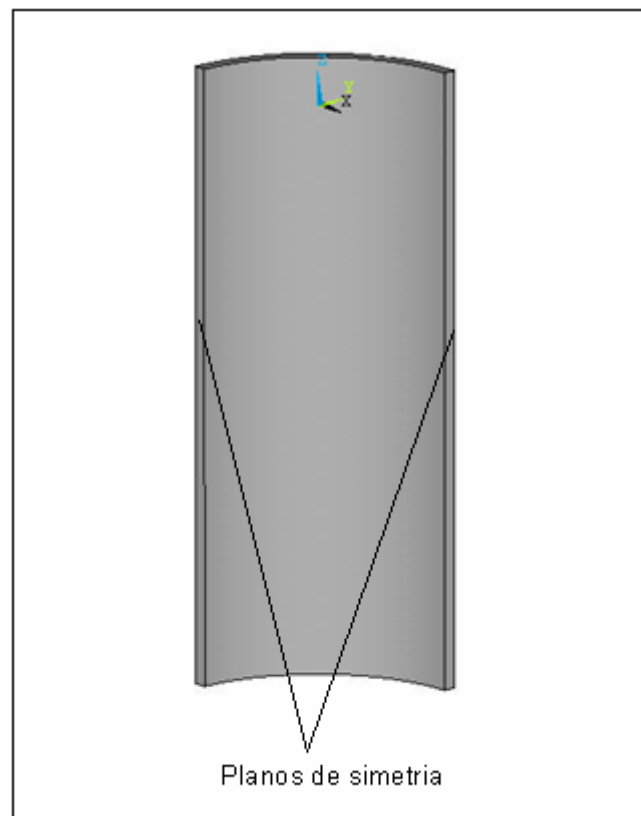
asistido (CAD). Posteriormente fue importada a un programa comercial de elementos finitos tomando en cuenta algunas simplificaciones como la eliminación de esquinas con ángulos agudos. Dichas simplificaciones hicieron posible el mallado y el uso de los recursos de dicho programa informático. Dado que el modelo es simétrico, el volumen considerado en el estudio es de un cuarto de la geometría como se observa en las Figs. 3.1, 3.2, 3.3 y 3.4 para cada uno de los elementos estudiados.



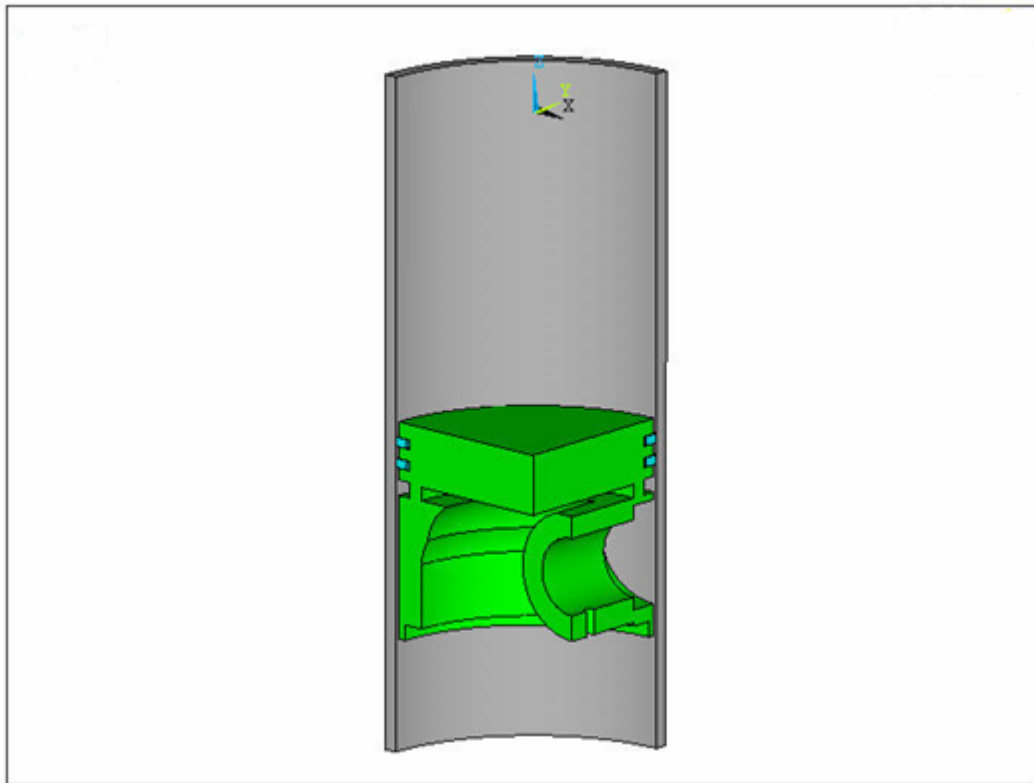
**Figura 3.2. Volumen del pistón indicando los planos de simetría**



**Figura 3.3. Vista de los anillos indicando los planos de simetría**



**Figura 3.4. Vista de la camisa indicando los planos de simetría**



**Figura 3.5. Vista general del sistema acoplado pistón-anillos-camisa**

### **3.6.2 Asignación de las propiedades físicas de los materiales**

Es aquí donde se asignan las propiedades tales como la conductividad térmica, la densidad y el calor específico a diferentes temperaturas según los requerimientos del programa. Estas se asignaron a cada uno de los componentes que se han generado en la fase de definición de la geometría. Los datos de las propiedades físicas de los materiales, están especificados en la Fig. 1, y en las tablas 2 y 3 del apéndice D.



Los materiales utilizados son los siguientes: Fundición gris para automóviles SAE grado G3500 para el cilindro y los anillos, y una aleación de aluminio-silicio Al-Si SAE 321 para el pistón.

### 3.7 Discretización del dominio del cálculo (Mallado de la geometría)

La geometría objeto de estudio se dividió en diferentes elementos o pequeños sub-dominios en los que se resuelven las ecuaciones de campo. Este conjunto de elementos que debe cubrir todo el dominio, constituye la malla computacional.

La generación de la malla se efectuó a través de las herramientas de un software comercial ubicadas en el pre-procesador, controlando la densidad de la malla en toda la geometría y refinando las zonas de mayor interés.

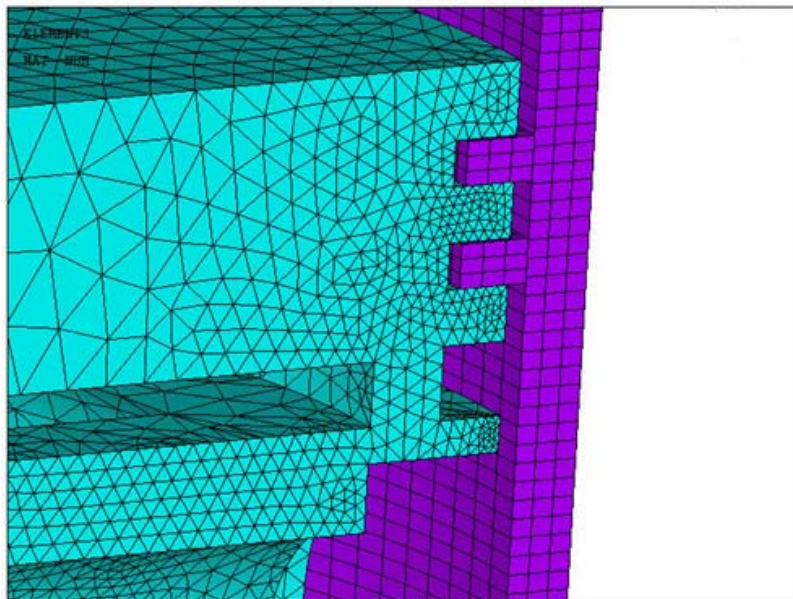
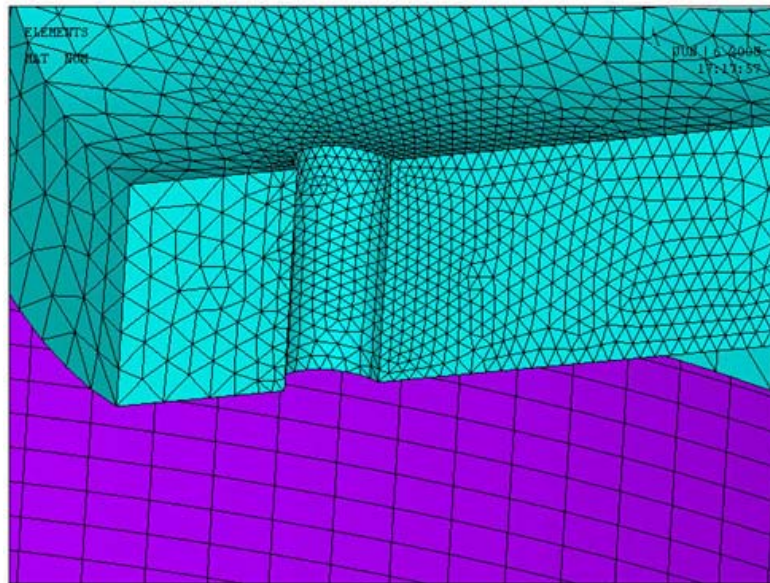


Figura 3.6. Vista parcial del mallado en el sistema



**Figura 3.7. Vista en detalle del mallado en el sistema**

Como se puede observar en las Figs. 3.6 y 3.7, para los componentes: camisa y anillos, se construyó un mallado mapeado, cuyos elementos son de tipo hexaédricos. Para el pistón se utilizó un mallado libre con refinamientos, el cual contiene elementos tetraédricos.

### **3.8 Condiciones de borde del modelo**

El sistema está sometido a transferencia de calor por convección en todos sus límites y las condiciones de contorno generadas se caracterizan según su ubicación y su interacción con el medio, condición de contorno en:

1. Parte superior del pistón
2. Parte inferior del pistón
3. Parte exterior de la camisa
4. Entre superficies sólidas

### 3.8.1 Condición de contorno en la parte superior del pistón.

Esta región como se ve en las figuras 3.8 y 3.9, va a estar definida por la evolución de la temperatura y el coeficiente de transferencia de calor en función del ángulo de giro del cigüeñal, regida con las expresiones desarrolladas en este trabajo Ecs. (3.2) y (2.24).

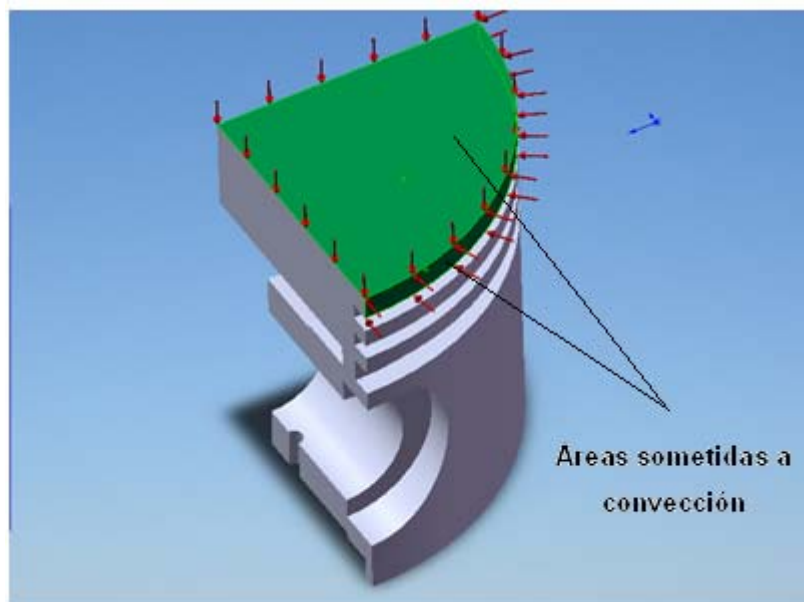


Figura 3.8. Superficies expuestas a la evolución de la temperatura y coeficiente de convección por el lado de la combustión

### 3.8.2 Condición de contorno en la parte exterior de la camisa.

La camisa está refrigerada en su parte exterior con fluido refrigerante, el cual posee una temperatura de operación promedio aproximadamente de 95 °C ( $T_{agua}$ ) [11].

En la Fig. 3.10 se observa la superficie expuesta a la variación de temperatura y la superficie del lado del refrigerante.

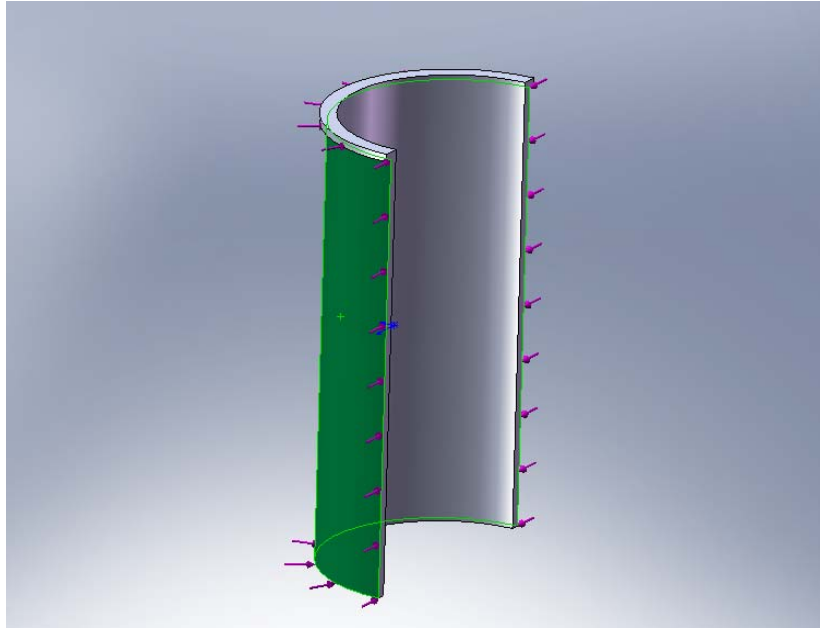


Figura 3.10. Superficie expuesta a la temperatura y coeficiente de transferencia de calor por el lado del refrigerante

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor se utilizó la siguiente expresión [7]:

$$h_{agua} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{A_{camisa} (T_s - T_{agua})} \quad (3.14)$$

donde:

$\dot{Q}_{ref}$  = Flujo de calor cedido al refrigerante, (kW)

$A_{camisa}$  = Área de transferencia de calor al refrigerante, ( $m^2$ )

$T_s$  = Temperatura de la superficie externa de la camisa, ( $K$ )

$T_{agua}$  = Temperatura promedio del refrigerante, ( $K$ )

### 3.8.3 Condición de contorno en la parte inferior del pistón.

La parte inferior del pistón está refrigerada por el aceite del carter, el cual posee una temperatura de operación promedio aproximada de 90 °C ( $T_{aceite}$ ) [11].

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en la parte inferior del pistón se tomaron en cuenta dos regiones:

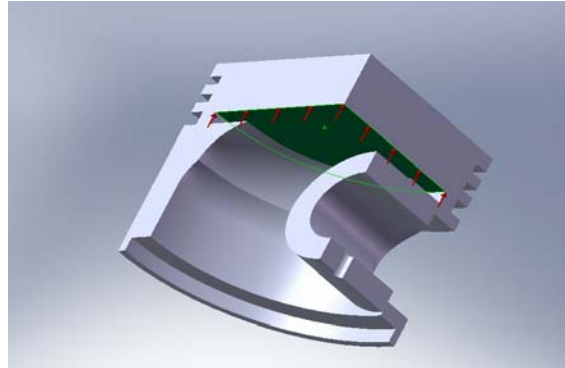
Las expresiones 3.15 y 3.16 fueron extraídas del trabajo de Esfahanian, A; Javaheri, M. [12].

Región 1. Sobre la superficie interior de la corona del pistón (ver Fig.3.11):

$$h_{aceite1} = 900 \left( \frac{\omega}{4600} \right)^{0,35} \quad (3.15)$$

donde:

$\omega$  = Régimen de giro del motor (RPM)



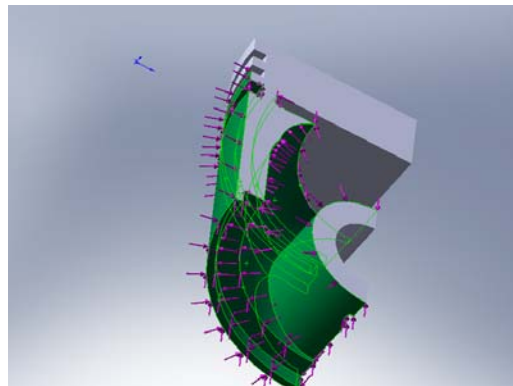
**Figura 3.11. Superficie expuesta a la temperatura y coeficiente de convección debajo de la corona del pistón**

Región 2. Sobre las superficies interior y exterior de la falda del pistón (ver Fig. 3.12):

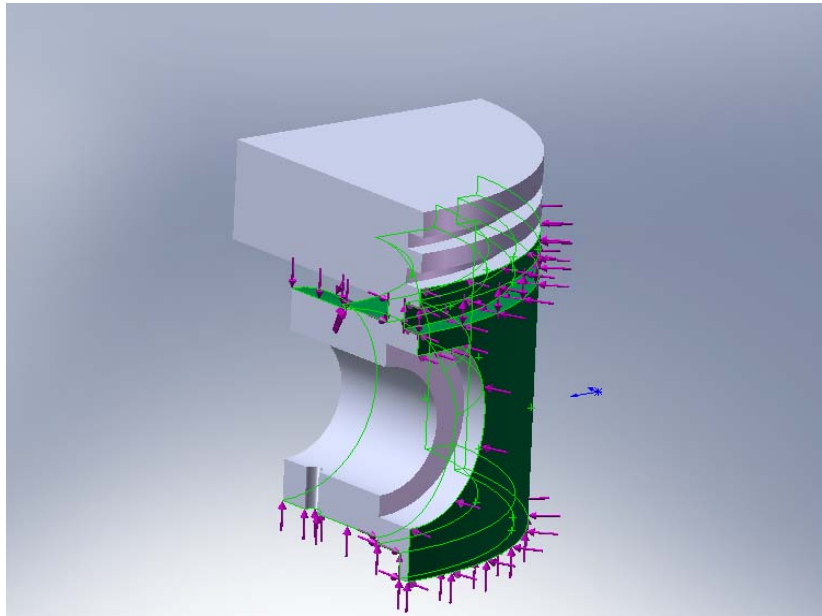
$$h_{aceite2} = 250 \left( \frac{\omega}{4600} \right)^{0,35} \quad (3.16)$$

donde:

$\omega$  = Régimen de giro del motor (RPM)



**Figura 3.12. Superficies expuestas a la temperatura y coeficiente convectivo en el interior y exterior de la falda.**



**Figura 3.13. Superficies expuestas a la temperatura y coeficiente convectivo en el interior y exterior de la falda**

### **3.8.4 Condición de contorno entre los sólidos.**

#### **3.8.4.1 Entre los anillos y la camisa:**

Para simular la transferencia de calor entre las superficies de los anillos y la camisa, como se observa en las Figs 3.14 y 3.15, es necesario conocer el valor de la conductancia térmica de contacto que existe entre ellos, tomando en cuenta el tipo de material, presión de contacto, rugosidad, así como las características térmicas del fluido de interfase (aceite de motor para este caso). Para ello se ha investigado en la bibliografía una ecuación adecuada para el cálculo de dicho parámetro [13]:

$$h_c = \left( \frac{k_s}{\sigma} \right) \left[ 1,13 \tan \theta \left( \frac{P_c}{H} \right)^{0,94} \right] + \frac{k_g}{3\sigma} \quad (3.17)$$

donde:

$\sigma$  = Rugosidad efectiva, (m)

$P_c$  = Presión de contacto entre los sólidos, (MPa)

$H$  = Microdureza del material más blando, (MPa)

$k_s$  = Conductividad térmica efectiva de los sólidos en contacto,  $\left( \frac{W}{mK} \right)$

$k_g$  = Conductividad térmica del fluido de interfase,  $\left( \frac{W}{mK} \right)$

$\tan \theta$  = Pendiente efectiva, (Adimensional)

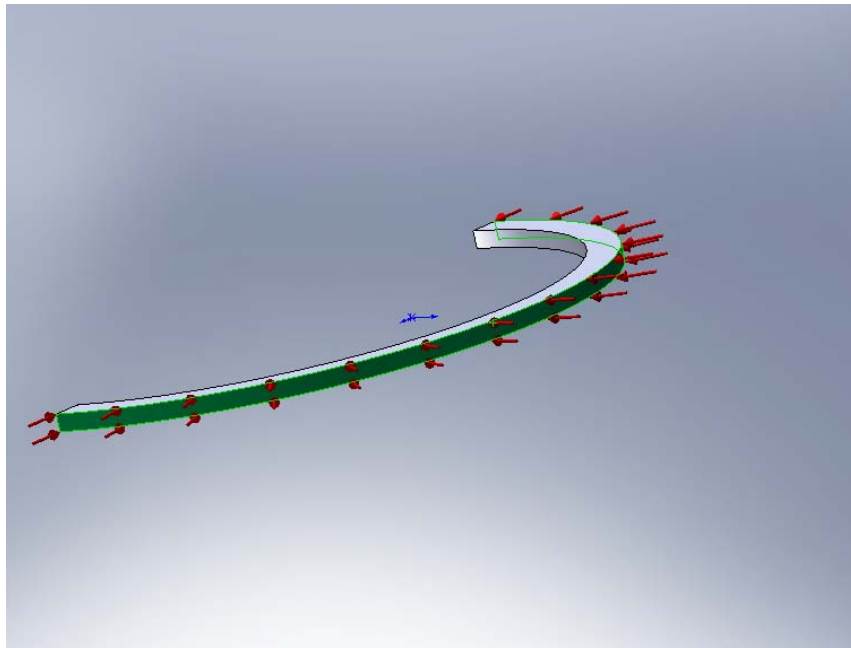


Figura 3.14. Superficie de contacto entre el anillo y la camisa



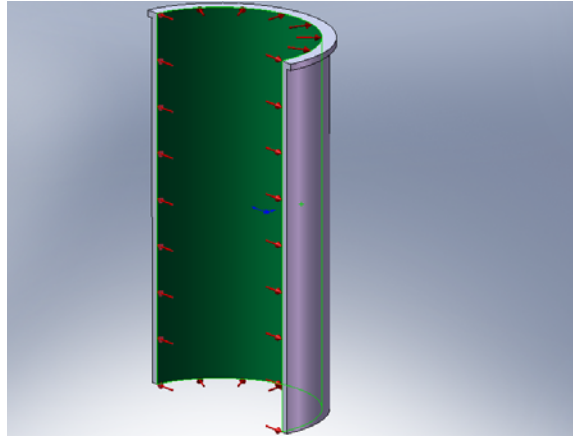


Figura 3.15. Superficie de contacto entre el anillo y la camisa

### 3.8.4.2 Entre los anillos y el pistón

De manera similar a la conductancia entre los anillos y la camisa, se utilizó una equivalente entre los anillos y el pistón, con la diferencia que esta vez se tomó en cuenta un tipo de contacto plano entre las superficies (ver Fig. 3.16) [8].

$$h_c = \left( \frac{k \tan \theta}{\sigma} \right) \left[ 1,25 \left( \frac{P_c}{H} \right)^{0,95} \right] \quad (3.18)$$

donde:

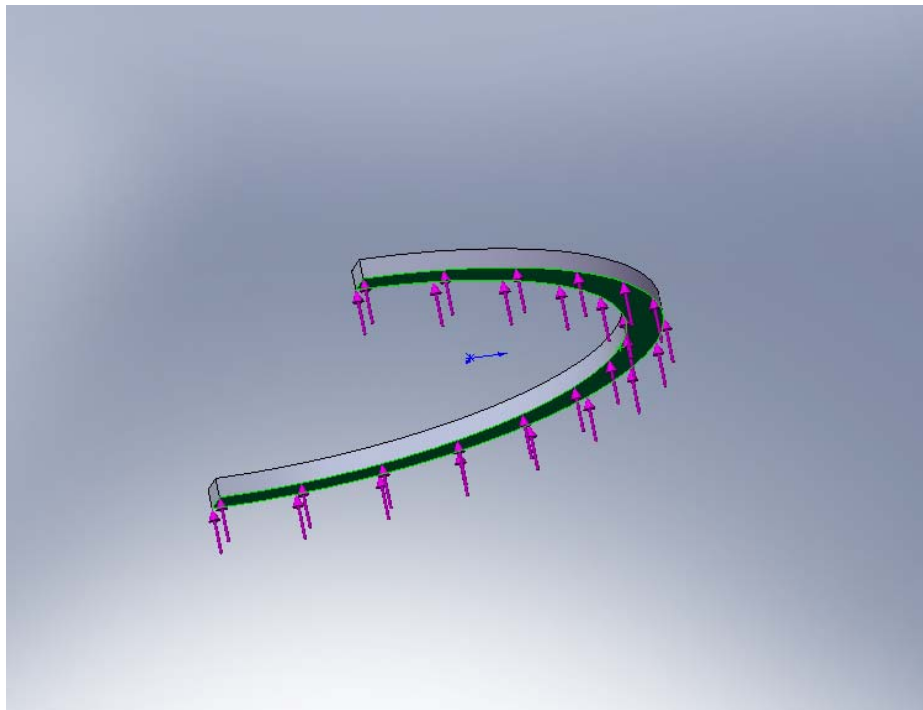
$\sigma$  = Rugosidad efectiva, (m)

$P_c$  = Presión de contacto entre los sólidos, (MPa)

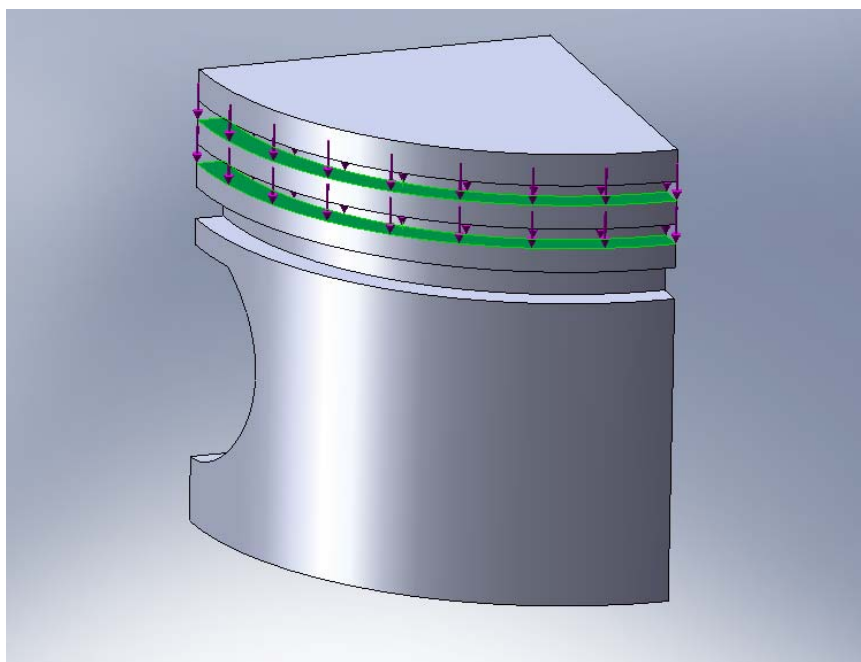
$H$  = Microdureza del material más blando, (MPa)

$k_s$  = Conductividad térmica efectiva los sólidos en contacto,  $\left( \frac{W}{mK} \right)$

$\tan \theta$  = Pendiente efectiva, (Adimensional)



**Figura 3.16. Superficie de contacto entre el anillo y el pistón**



**Figura 3.17. Superficies de contacto entre el pistón y los anillos**

### 3.8.4.3 Cálculo de la presión de contacto entre los anillos y la camisa

Para el cálculo de la presión de contacto entre estos elementos se consideró el anillo como un elemento curvo sometido a deformación [14], tomando en cuenta la deformación que sufre el anillo dentro del cilindro. Como se observa en la Fig. 3.17, se tomo solo un cuarto de anillo por simetría.

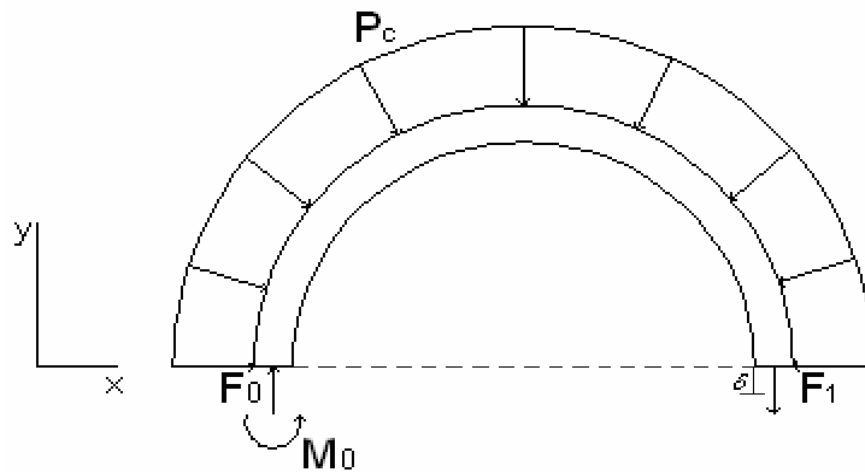


Figura 3.18. Presión ejercida por el cilindro sobre el anillo

Haciendo el análisis de equilibrio de fuerzas:

Sumatoria de fuerzas en el eje y:

$$\sum f_y = 0 \uparrow +$$

$$F_0 - F_1 - P_c \cdot Dh = 0$$

$$F_0 = F_1 + P_c \cdot D \cdot h \quad (3.19)$$

Sumatoria de momentos en el eje z:

$$\sum M_0 = 0 \quad +$$

$$M_0 - F_1 \left( D - \frac{e}{2} \right) - P_c \cdot D \cdot h \cdot \frac{D}{2} = 0$$

$$M_0 = F_1 \left( D - \frac{e}{2} \right) + \frac{1}{2} P_c \cdot D^2 \cdot h = 0 \quad (3.20)$$

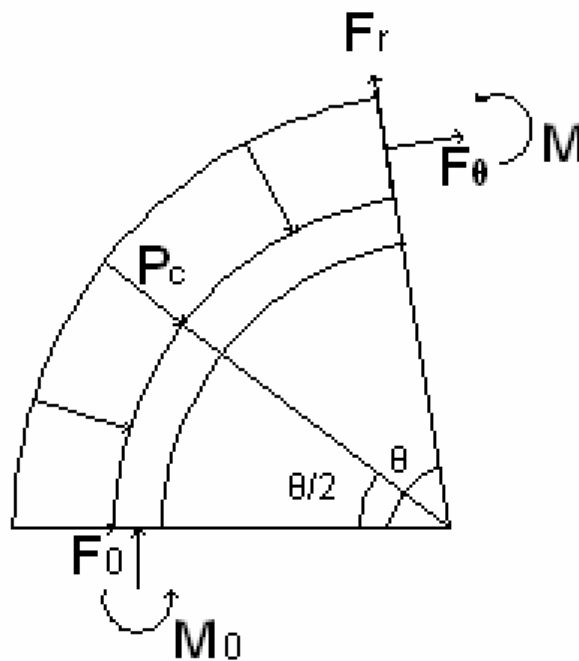


Fig. 3.19. Diagrama que muestra las fuerzas que actúan en la sección tomada de un ángulo  $\theta$

Realizando un nuevo análisis para la Fig. 3.18 se tiene:

Sumatoria de fuerzas en el eje radial:

$$\begin{aligned}\sum F_r &= 0 + \square \\ F_0 \operatorname{sen}(\theta) - P_c D \operatorname{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) h \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) + F_r &= 0 \\ F_r &= P_c D \operatorname{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) h \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) - F_0 \operatorname{sen}(\theta)\end{aligned}\quad (3.21)$$

Sustituyendo la Ec. (3.19) en la Ec. (3.21), se obtiene:

$$F_r = P_c D \operatorname{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) h \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) - F_1 \operatorname{sen}(\theta) - P_c D h \operatorname{sen}(\theta) \quad (3.22)$$

Aplicando identidades trigonométricas como la del ángulo medio, se tiene:

$$F_r = -\frac{1}{2} P_c D h \operatorname{sen}(\theta) - F_1 \operatorname{sen}(\theta) \quad (3.23)$$

Sumatoria de fuerzas en el eje tangencial:

$$\begin{aligned}\sum F_\theta &= 0 + \square \\ F_\theta + F_0 \cos(\theta) + \frac{P_c D h}{2} \theta \operatorname{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) &= 0\end{aligned}$$

$$F_{\theta} = -F_0 \cos(\theta) - P_c h D \operatorname{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) \operatorname{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (3.24)$$


Sustituyendo la Ec. (3.19) en la Ec. (3.24), se tiene:

$$F_{\theta} = -F_1 \cos(\theta) - P_c h D \cos(\theta) - P_c h D \operatorname{sen}^2\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (3.25)$$

Aplicando identidades trigonométricas, se obtiene:

$$F_{\theta} = -F_1 \cos(\theta) - P_c h D \cos^2\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (3.26)$$

Sumatoria de momentos en el extremo derecho:

$$\sum M = 0 +$$


$$M + M_0 - F_0 \frac{D}{2} (1 - \cos(\theta)) + P_c \frac{D^2}{2} h \operatorname{sen}^2\left(\frac{\theta}{2}\right) = 0$$

Sustituyendo  $M_0$  por la Ec. (3.20), permite obtener:

$$M = -F_1 \cdot D - \frac{1}{2} P_c D^2 h + F_0 D \operatorname{sen}^2\left(\frac{\theta}{2}\right) - P_c \frac{D^2}{2} h \operatorname{sen}^2\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (3.27)$$

Sustituyendo la Ec. (3.19) en la Ec. (3.27), se obtiene:

$$M = -F_1 D + F_1 D \operatorname{sen}^2\left(\frac{\theta}{2}\right) + P_c D^2 h \operatorname{sen}^2\left(\frac{\theta}{2}\right) - \frac{1}{2} P_c D^2 h \operatorname{sen}^2\left(\frac{\theta}{2}\right) - \frac{1}{2} P_c D^2 h \quad (3.28)$$

Aplicando identidades de ángulo medio y factorizando, se obtiene:

$$M = F_1 \cdot D \left[ 1 - \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos(\theta) \right] - \frac{1}{2} P_c \cdot D^2 \cdot h \left[ 1 - \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos(\theta) \right] \quad (3.29)$$

$$M = -F_1 \cdot D \cdot \cos^2\left(\frac{\theta}{2}\right) - \frac{1}{2} P_c \cdot D^2 \cdot h \cdot \cos^2\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (3.30)$$

$$M = - \left[ F_1 \cdot D + \frac{1}{2} P_c \cdot D^2 \cdot h \right] \cos^2\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (3.31)$$

Derivando las Ecs. (3.23), (3.26) y (3.31) en función de  $F_1$ , permite obtener:

$$\frac{dF_r}{dF_1} = -\operatorname{sen}(\theta) \quad (3.32)$$

$$\frac{dF_\theta}{dF_1} = -\cos(\theta) \quad (3.33)$$

$$\frac{dM}{dF_1} = -D \cdot \cos^2\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (3.34)$$

La deflexión del extremo libre producida por la presión de contacto, será:

$$\begin{aligned} \delta = \frac{dU}{dF_1} = & \int_0^\pi \frac{M}{AeE} \left( \frac{\partial M}{\partial F_1} \right) d\theta + \int_0^\pi \frac{F_\theta D}{2AE} \left( \frac{\partial F_\theta}{\partial F_1} \right) d\theta - \int_0^\pi \frac{F_\theta}{AE} \left( \frac{\partial M}{\partial F_1} \right) d\theta \\ & - \int_0^\pi \frac{M}{AE} \left( \frac{\partial F_\theta}{\partial F_1} \right) d\theta + \int_0^\pi \frac{CDF_r}{2AG} \left( \frac{\partial F_r}{\partial F_1} \right) d\theta \end{aligned} \quad (3.35)$$

$$\begin{aligned} \delta = & \frac{1}{2AeE} P_c D^3 h \int_0^\pi \cos^4 \left( \frac{\theta}{2} \right) d\theta + \frac{D^2 P_c h}{2AE} \int_0^\pi \cos(\theta) \cos^2 \left( \frac{\theta}{2} \right) d\theta - \frac{P_c D^2 h}{AE} \int_0^\pi \cos^4 \left( \frac{\theta}{2} \right) d\theta \\ & - \frac{P_c D^2 h}{2AE} \int_0^\pi \cos^2 \left( \frac{\theta}{2} \right) \cos(\theta) d\theta - \frac{CD^2 P_c h}{2AG} \int_0^\pi \text{sen}^2(\theta) d\theta \end{aligned} \quad (3.36)$$

Factorizando y eliminando términos:

$$\delta = \frac{P_c D^2 h}{A} \int_0^\pi \cos^4 \left( \frac{\theta}{2} \right) d\theta - \frac{1}{E} \int_0^\pi \cos^4 \left( \frac{\theta}{2} \right) d\theta - \frac{C}{4G} \int_0^\pi \text{sen}^2(\theta) d\theta \quad (3.37)$$

Resolviendo la integral y despejando el término de la presión:

$$P_c = \frac{8\delta A}{\pi h D^2} \cdot \frac{1}{\frac{3}{E} \left( \frac{D}{2e} - 1 \right) - \frac{C}{G}} \quad (3.38)$$

$$e = R - r_n \quad (3.39)$$

$$R = \frac{D}{2} \quad (3.40)$$



$$r_n = \frac{h}{\ln\left(\frac{D+h}{D-h}\right)} \quad (3.41)$$

donde:

$\delta$  = Deflexión del extremo libre del anillo ( $m$ )

$D$  = Diámetro del eje centroidal de la sección del anillo ( $m$ )

$R$  = Radio del eje centroidal de la sección del anillo ( $m$ )

$r_n$  = Radio del eje neutro en función del diámetro y el espesor del anillo ( $m$ )

$h$  = Espesor del anillo ( $m$ )

$A$  = Sección transversal del anillo ( $m^2$ )

$e$  = Excentricidad ( $m$ )

$C$  = Módulo de rigidez ( $GPa$ )

$G$  = Módulo de elasticidad ( $GPa$ )

#### 3.8.4.4 Cálculo de la presión de contacto entre los anillos y el pistón

Para poder estimar un valor para este parámetro se utilizó la presión promedio dentro del cilindro durante los ciclos de compresión, combustión y expansión. Debido a que dentro del cilindro la fuerza que genera las variaciones de presión importantes son generadas por la combustión y se transmiten en la dirección del movimiento del pistón.

### 3.8.5 Estudio de sensibilidad de malla

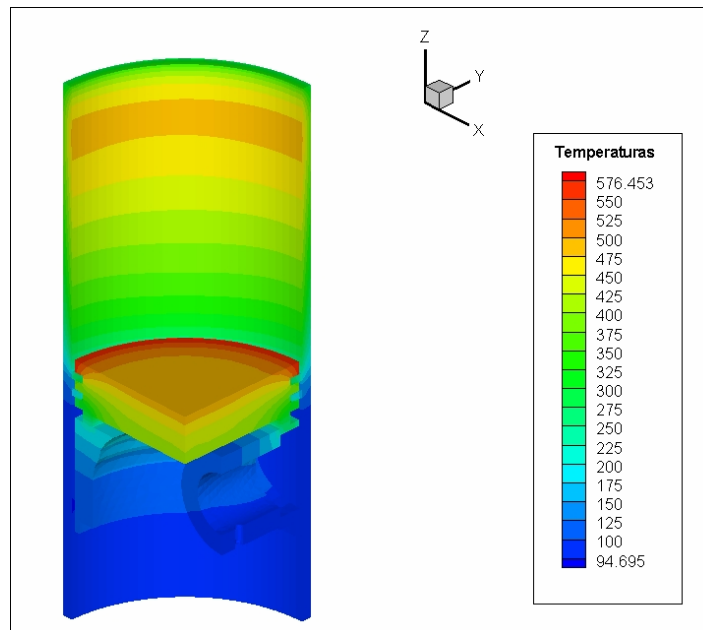
La malla computacional utilizada es un aspecto fundamental en la simulación numérica. El número y tamaño de las celdas computacionales deben ser suficientes para calcular con precisión sobre las distintas zonas de la geometría simulada, y así obtener resultados más ajustados.

Por ello para el modelo se realizaron dos simulaciones con diferentes densidades de malla o número de elementos y nodos por componente, y se mostraron los rangos de valores de temperatura para el último paso de la simulación. En la tabla 3.1 se muestra la cantidad de elementos por componente del sistema pistón-anillos-camisa para cada simulación, donde existe una diferencia de dos horas en tiempo de simulación.

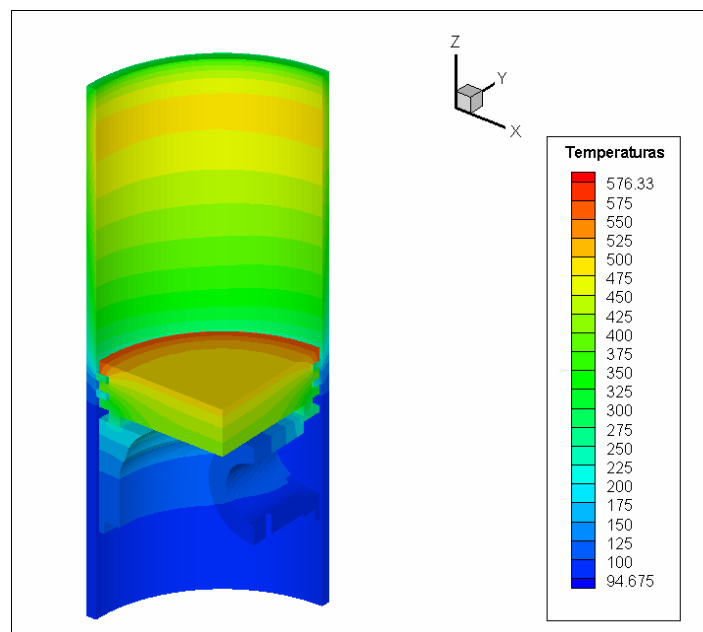
En las Figs 3.20 y 3.21 se observan que a pesar de haber una mayor cantidad de elementos para el modelo de la segunda simulación, hay una mínima diferencia entre las temperaturas máximas, debido a esto, y tomando en cuenta el tiempo de cálculo se escogió la primera simulación para el análisis.

**Tabla N° 3.2. Número de elementos y nodos para cada simulación térmica del sistema**

Simulación	Componente	Numero de elementos	Numero de nodos	Tiempo de simulación (hrs.)
1	Pistón	35431	141724	6
	Camisa	15750	126000	
	Anillos	1080	8640	
	<b>Total</b>	<b>52261</b>	<b>276364</b>	
2	Pistón	56018	224072	8
	Camisa	21000	168000	
	Anillos	1620	12960	
	<b>Total</b>	<b>78638</b>	<b>405032</b>	



**Figura 3.20. Distribución de temperaturas sobre las superficies del sistema cilindro-pistón a 4800 rpm para la primera simulación**



**Figura 3.21. Distribución de temperaturas sobre las superficies del sistema cilindro-pistón a 4800 rpm para la segunda simulación**

A continuación se presenta un diagrama de flujo (ver Fig. 3.22) donde se indica como interactúan las ecuaciones y parámetros pertenecientes a las condiciones de borde del modelo con el gestor del programa de cálculo.

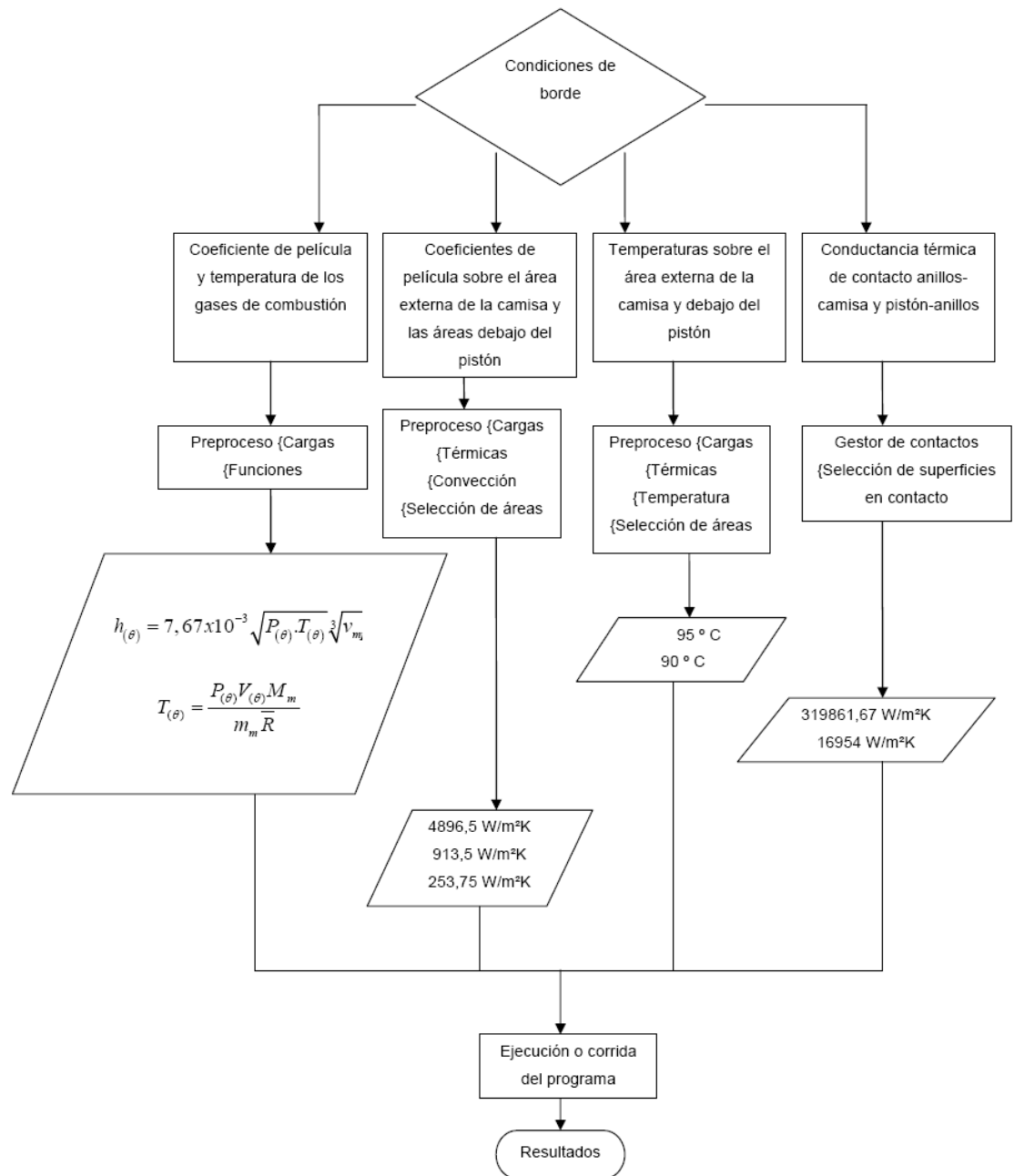


Figura 3.22. Diagrama de flujo de la entrada de datos al programa

## **CAPITULO IV**

### **RESULTADOS Y ANÁLISIS**

En este capítulo se realizaron simulaciones a 1200, 2400 y 4800 rpm donde se observó la influencia del proceso de combustión dentro de la cámara de combustión en el conjunto pistón, anillos, camisa.

En estos casos se analiza la posición del pistón durante la combustión a  $3,69 \times 10^{-2}$  m medidas desde el PMS y al final de la expansión a  $8,9 \times 10^{-2}$  m a partir del PMS, ubicado en los puntos de referencia  $432^\circ$  y  $540^\circ$  de giro del cigüeñal respectivamente.

#### **4.1 Análisis de los perfiles de temperatura sobre el pistón a 4800, 2400 y 1200 rpm**

En las Figs 4.1 y 4.2 se observa el perfil de temperatura en el pistón, en los planos perpendicular y paralelo al eje del bulón a  $432^\circ$  y  $540^\circ$  de giro del cigüeñal respectivamente, se pueden apreciar temperaturas mucho más altas en la parte superior del pistón (corona ó cabeza) que en la parte inferior (falda), ésto es producto del enfriamiento producido por el aceite que salpica sobre la superficie inferior del pistón, y por la conducción de calor hacia los anillos. Consecuentemente se expanden los contornos de temperaturas sobre la superficie superior del pistón, concentrándose las más elevadas o máximas temperaturas sobre todo el borde o perímetro.

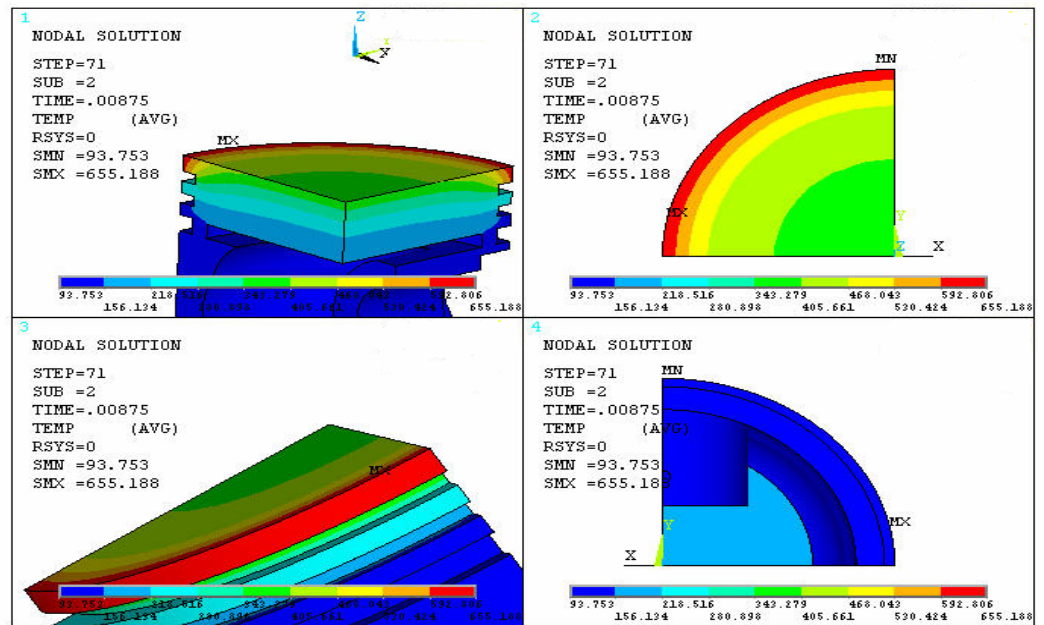


Figura 4.1. Distribución de temperaturas en la superficie del pistón a 432° y 4800 rpm

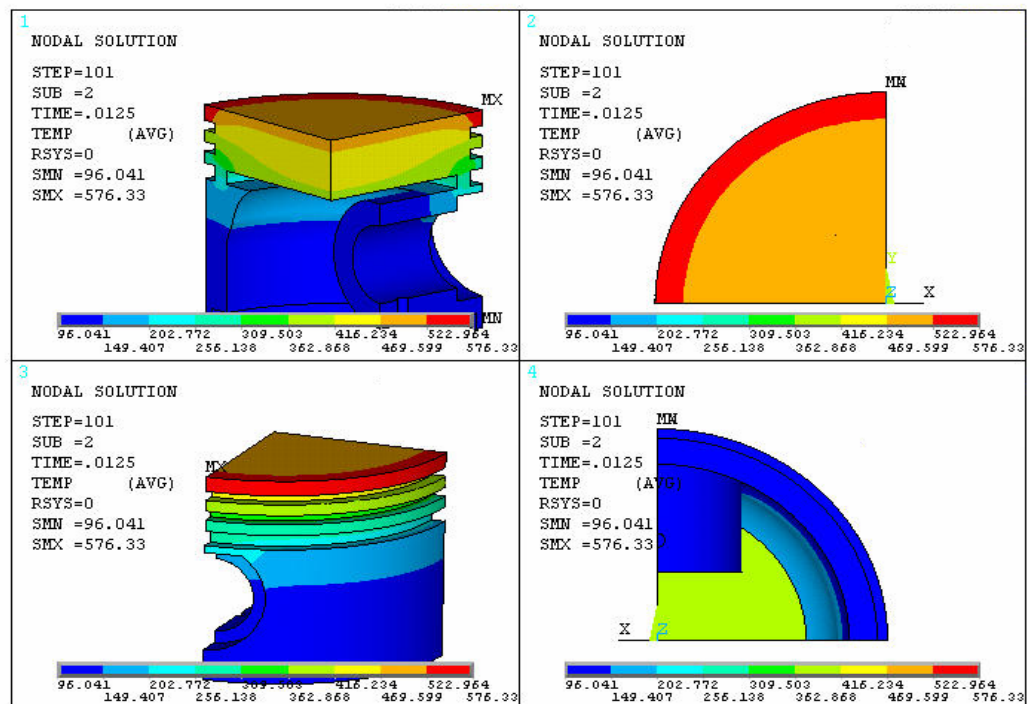


Figura 4.2. Distribución de temperaturas en la superficie del pistón a 540° y 4800 rpm

En las Figs. 4.3 y 4.4 se aprecia que los mayores gradientes térmicos en la dirección z y x ( $152775$  y  $117553$  ° C/m respectivamente) ocurre en una pequeña región, ubicada en la esquina superior re-entrante donde se aloja el primer anillo ó anillo de compresión. Debido a que el gradiente de temperatura ocurre de manera cíclica, podrían ocasionar tensiones cíclicas de consideración en el material.

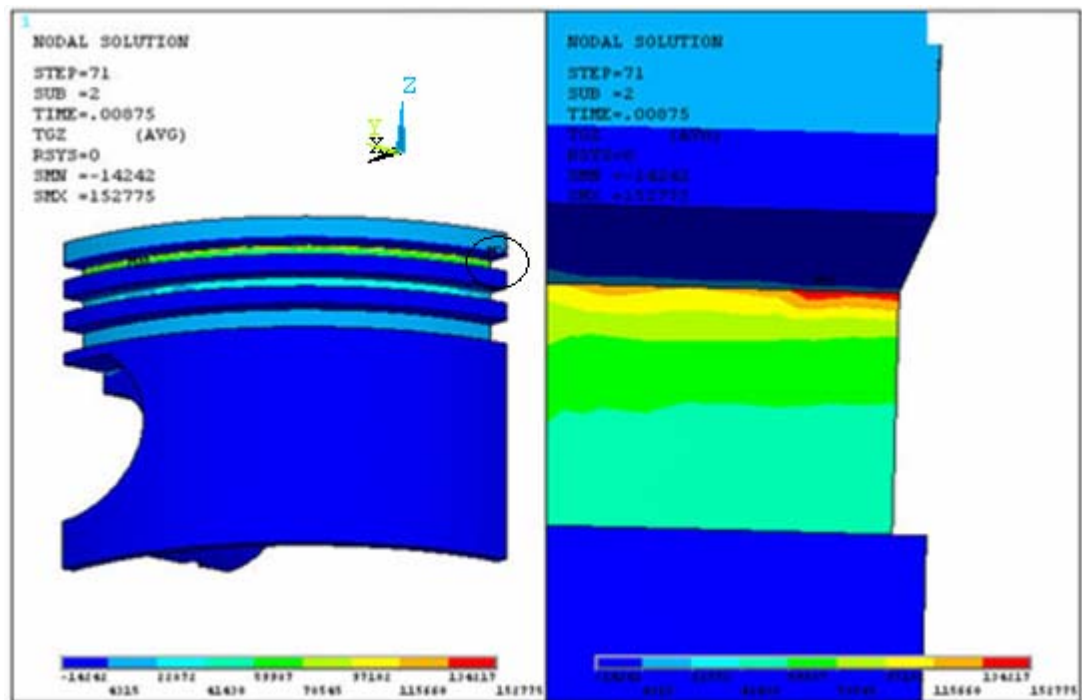


Figura 4.3. Gradientes térmicos en la dirección z en las superficie del pistón a  $432^\circ$  y  $4800$  rpm

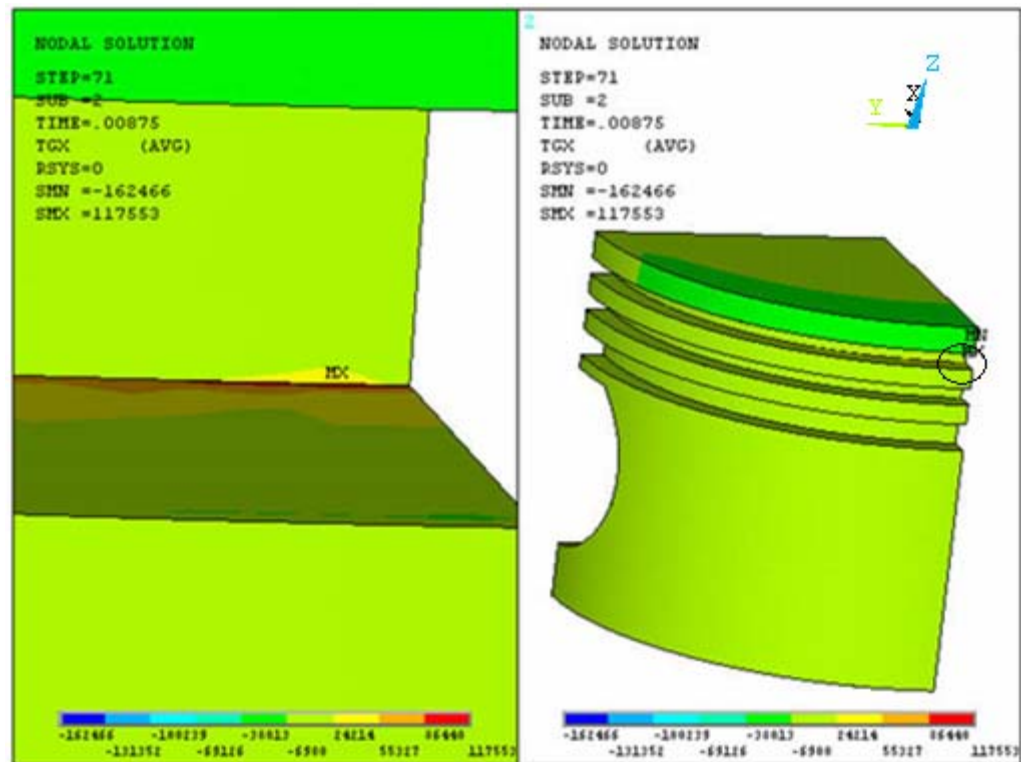
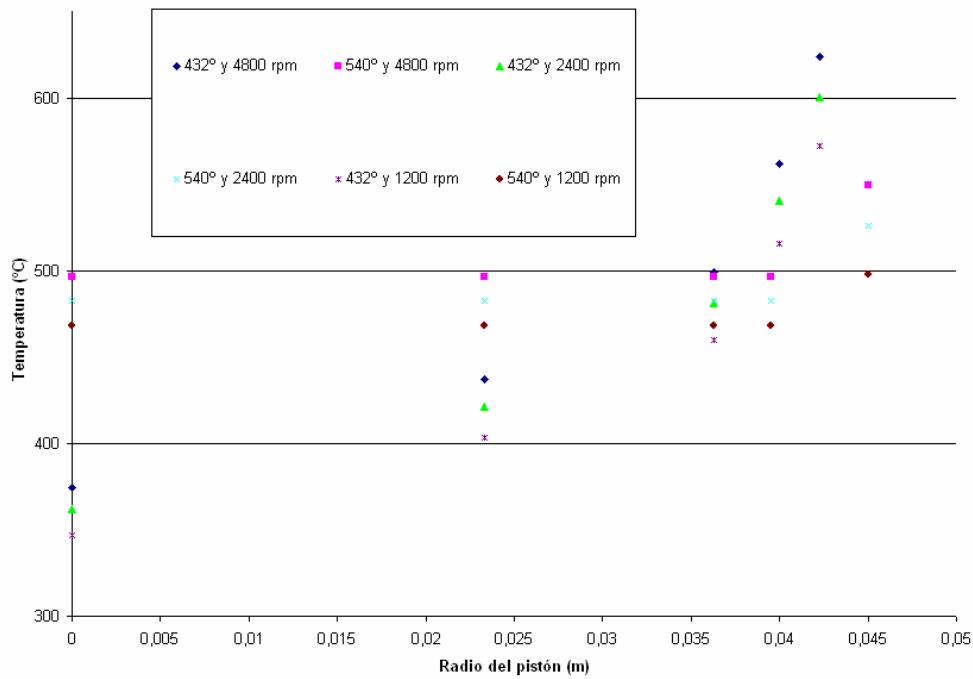


Figura 4.4. Gradientes térmicos en la dirección x en las superficie del pistón a 540° y 4800 rpm

En la Fig. 4.5 se aprecian los perfiles de temperatura sobre la superficie superior del pistón en función del radio (eje x), para 432° y 540° de giro a regimenes de 4800, 2400 y 1200 rpm. Se observan comportamientos similares con máximas temperaturas en 540° (al final de la expansión) en la mayor parte de dicha superficie. Para 432° de giro hay un aumento apreciable de la temperatura para todas estas condiciones a partir de los 0.038 m desde el centro hacia el perímetro del la cabeza del pistón. Estas zonas de gradiente son provocadas por el frente de llama característico de este tipo de combustión, correspondiente a motores de encendido provocado.





**Figura 4.5. Perfiles de temperatura en función del radio del pistón para los diferentes ángulos y regimenes de giro obtenidos en los resultados**

## 4.2 Análisis de los perfiles de temperatura sobre los anillos a 4800, 2400 y 12000 rpm

En la Fig. 4.6, se puede observar una zona de mayor temperatura en el borde interno de la parte inferior del anillo de compresión, que está en contacto con el pistón. Existe una diferencia o salto apreciable del valor de la temperatura promedio entre estas superficies alrededor de  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  (Fig. 4.7), lo que evidencia una baja presión de contacto, ofreciendo una considerable resistencia al flujo de calor.

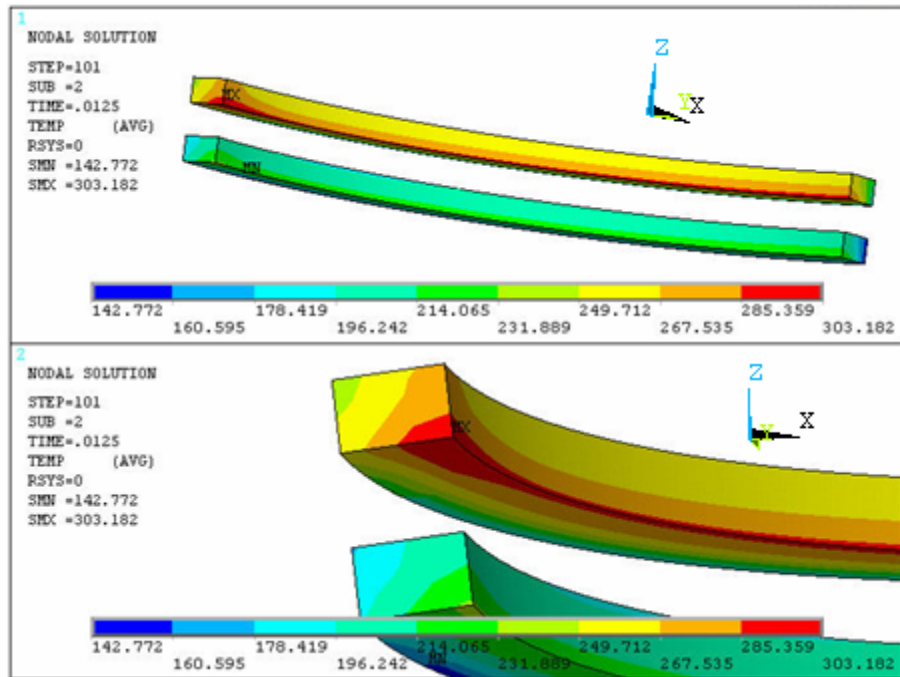


Figura 4.6. Distribución de temperaturas en la superficie de los anillos a 540° y 480 rpm

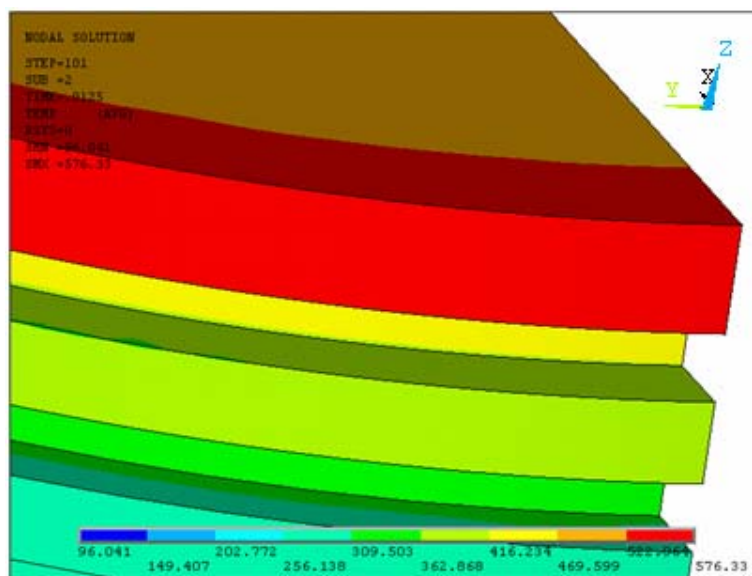
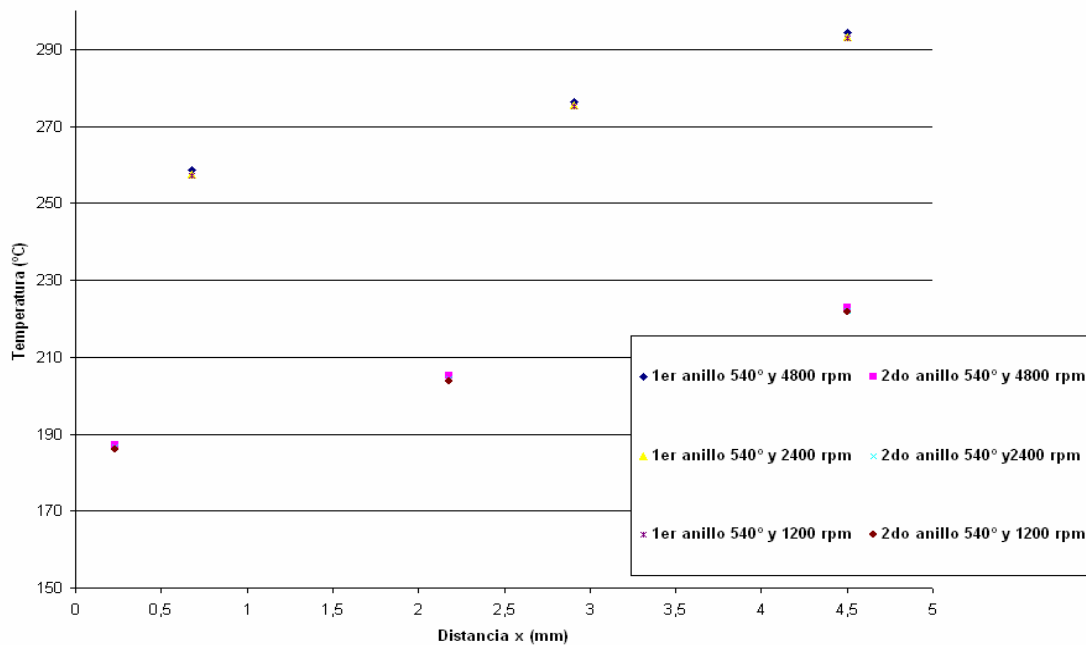


Figura 4.7. Distribución de temperaturas en la superficie del pistón en contacto con el anillo a 540° y 480 rpm

En la Fig. 4.8, Se observa que para los regímenes 4800, 2400 y 1200 rpm, los perfiles de temperatura con respecto a la distancia del eje x, en dirección radial sobre los anillos son muy similares, con muy poca diferencia entre dichas magnitudes, pero de manera general, estas se mantienen mas elevadas para 4800 rpm.



**Figura 4.8. Perfiles de temperatura en función del ancho de la sección transversal (distancia en eje x) de los anillos para 540 ° de giro del cigüeñal y 4800, 2400, 1200 rpm**

Los mayores gradientes térmicos a lo largo de la dirección radial sobre los anillos ocurren al final de la expansión, y se sitúan sobre una pequeña región del borde superior de cada anillo, en contacto con la camisa, como se ve en la Fig. 4.9.

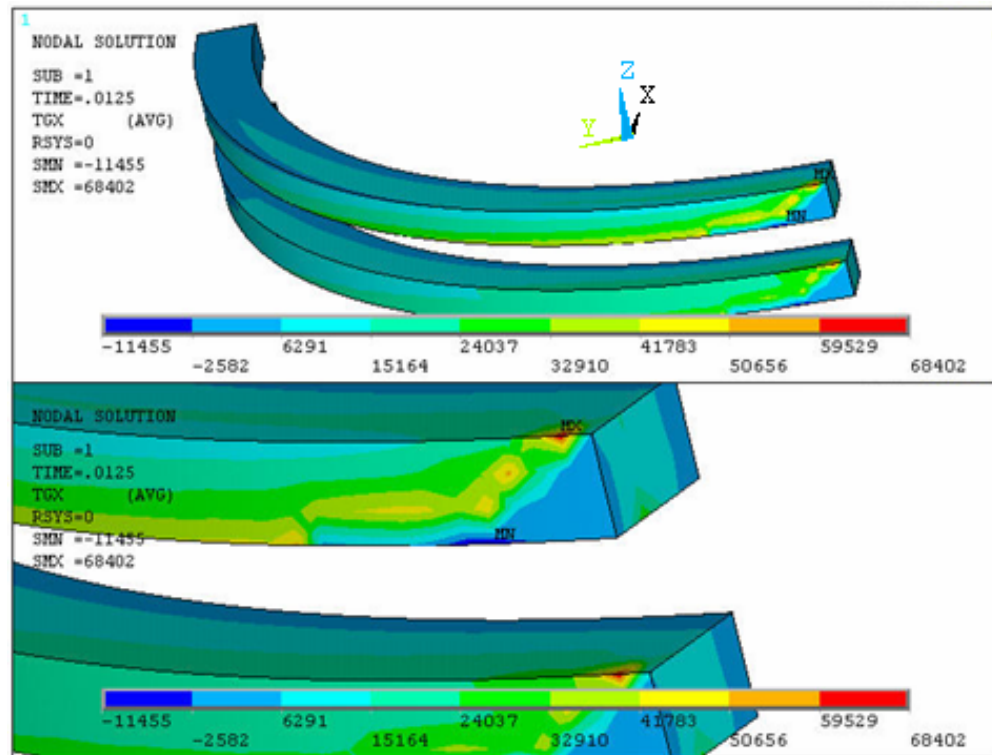


Figura 4.9. Gradientes térmicos en la superficie de los anillos a 540° y 4800 rpm

### 4.3 Análisis de los perfiles de temperatura sobre la camisa a 4800, 2400 y 1200 rpm

En las Figs 4.10 y 4.11, se presentan los perfiles de temperaturas en la superficie de la camisa, para las posiciones del pistón indicadas, en estas figuras se puede apreciar que la temperatura disminuye hacia la parte baja de la camisa, indicando que el calor fluye en esa dirección, expandiéndose el área donde se concentran las más altas temperaturas al final de la expansión (540 °) como se muestra en la Fig. 4.11.

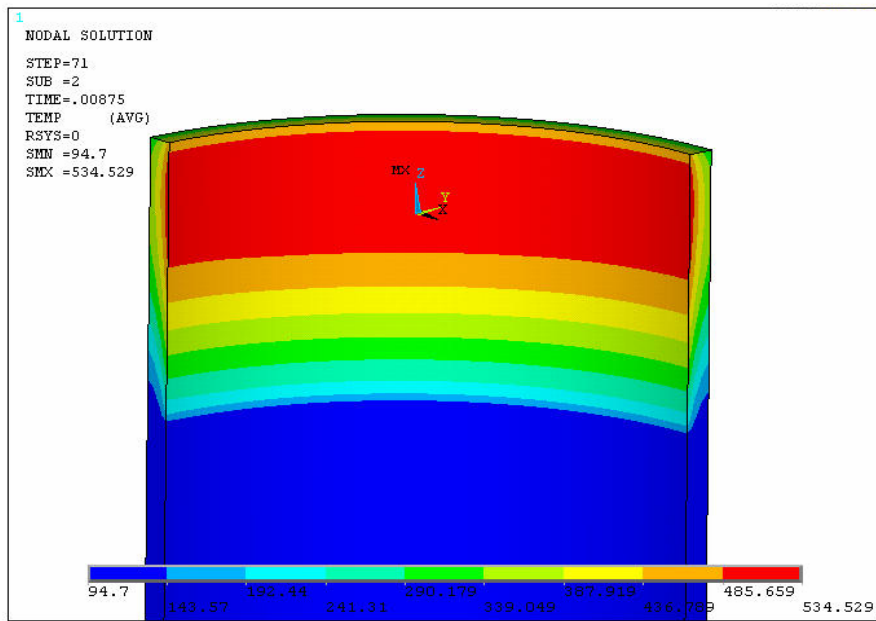


Figura 4.10. Distribución de temperaturas sobre la camisa a 432° y 4800 rpm

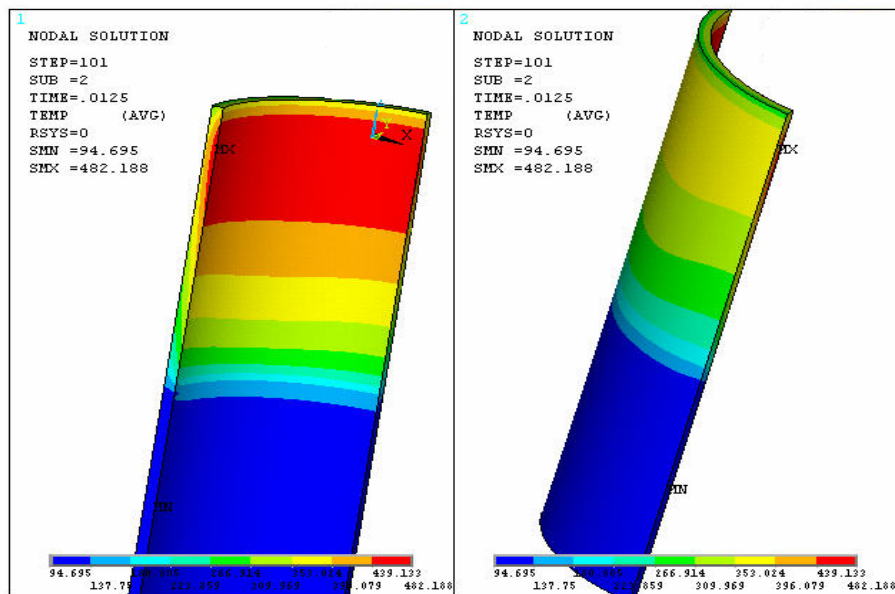


Figura 4.11. Distribución de temperaturas sobre la camisa a 540° y 4800 rpm

Analizando la transferencia de calor entre la superficie de deslizamiento de los anillos y la camisa (ver Fig. 4.12), se puede decir que hay una diferencia de temperaturas mucho menor (40 °C aproximadamente), en comparación con el contacto entre los anillos y el pistón, revelando que en estas superficies hay una mayor presión de contacto, y por lo tanto mayor transmisión de calor. Con estos valores de temperaturas también se puede estimar una temperatura promedio de la película de aceite que se encuentra en esta interfase.

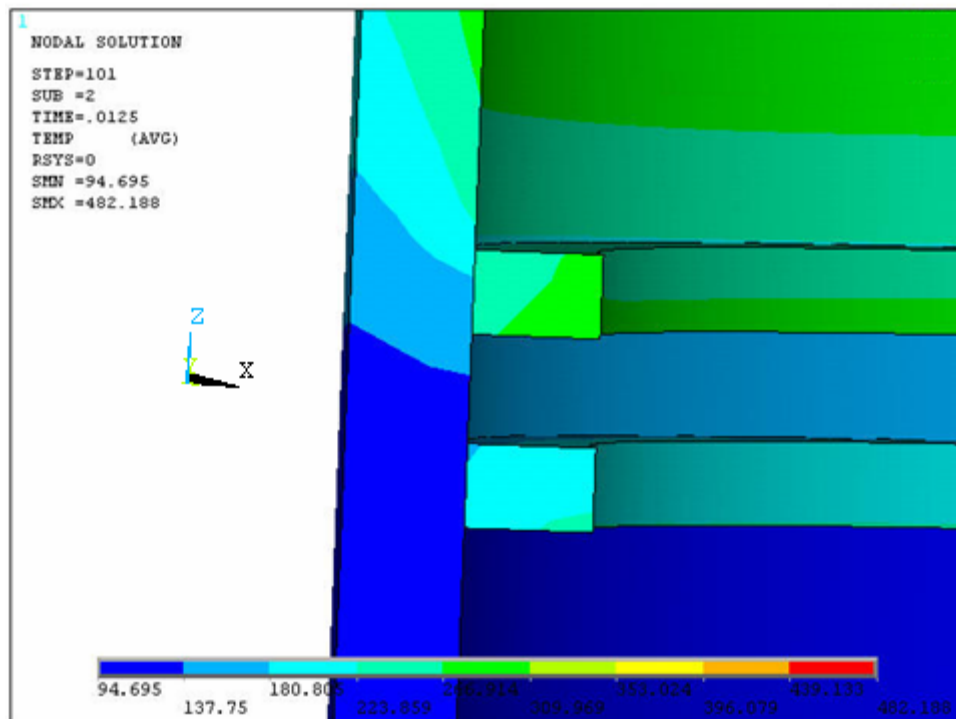


Figura 4.12. Distribución de temperaturas sobre la camisa y los anillos a 540° y 4800 rpm

Los mayores gradientes térmicos en la dirección radial sobre la camisa acontecen durante la combustión, como se ve en la Fig. 4.13, que es cuando se presentan las mayores temperaturas dentro del cilindro.

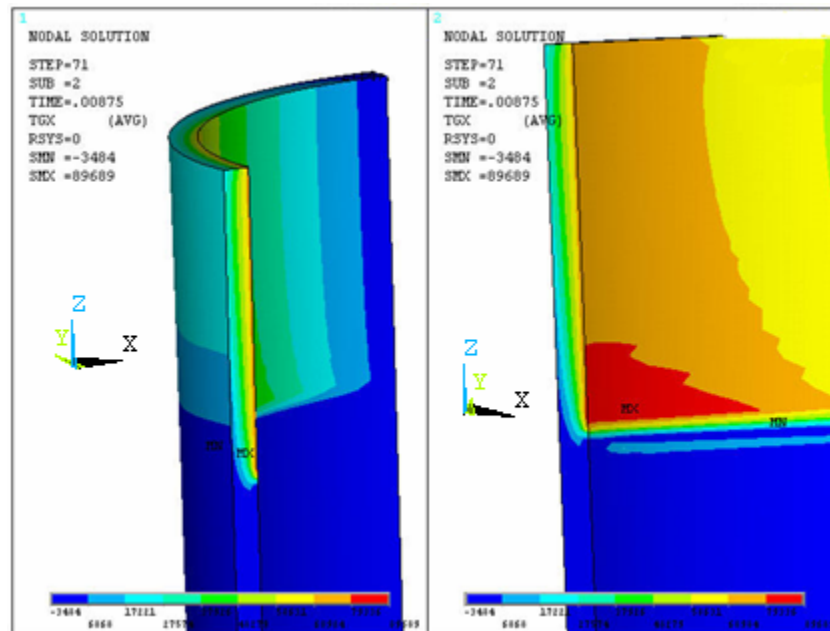
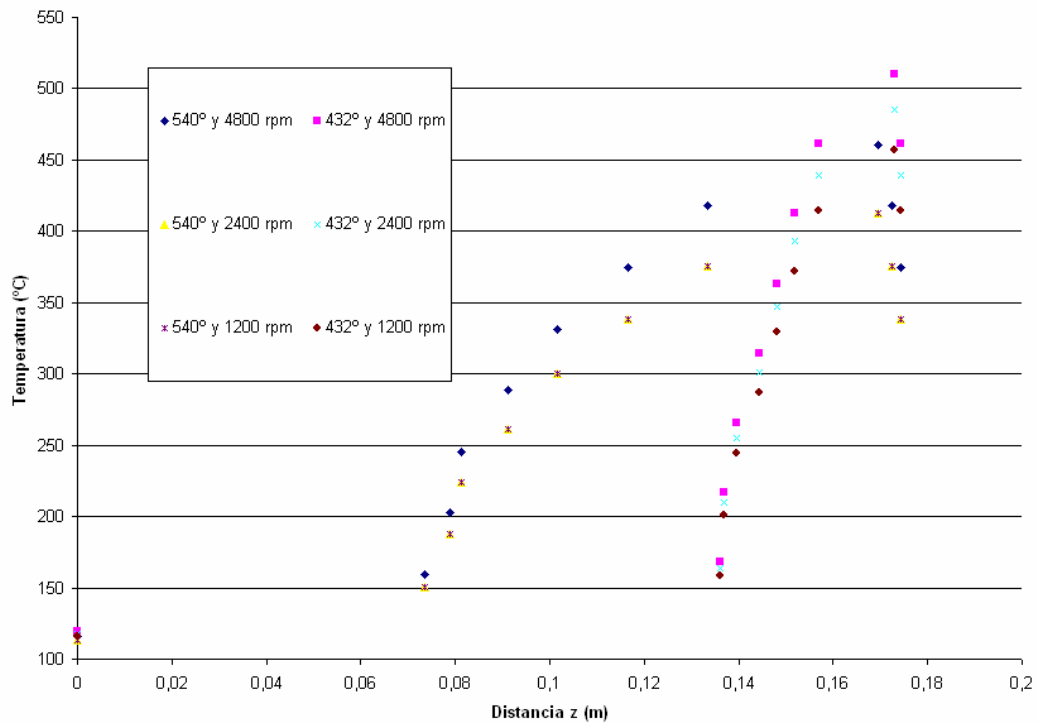


Figura 4.13. Distribución de gradientes térmicos sobre la camisa a 432° y 4800 rpm

En la Fig. 4.14, Se observa que las tendencias de los perfiles de temperatura en función de la distancia sobre el eje z de la camisa para los regímenes 4800, 2400 y 1200 rpm son similares, manteniéndose las temperaturas un poco mas elevadas para 4800 rpm, sobre todo a los 432° de giro del cigüeñal.



**Figura 4.14. Perfiles de temperatura en función de la longitud de la camisa (distancia en eje z) para 432 ° y 540 ° de giro del cigüeñal a 4800, 2400 y 1200 rpm**

En la Fig. 4.15, se puede observar a lo largo del pistón que existe poca diferencia de temperatura entre los regimenes de 1200, 2400 y 4800 rpm, esto puede ser debido a que es el mismo dosado (estequiométrico) para los tres regimenes, por lo tanto se quema la misma cantidad de combustible. Pero de manera general esta tendencia es factible siendo mayores las temperaturas para 2400 y 4800 rpm, ya que ocurre mayor número de combustiones por unidad de tiempo.



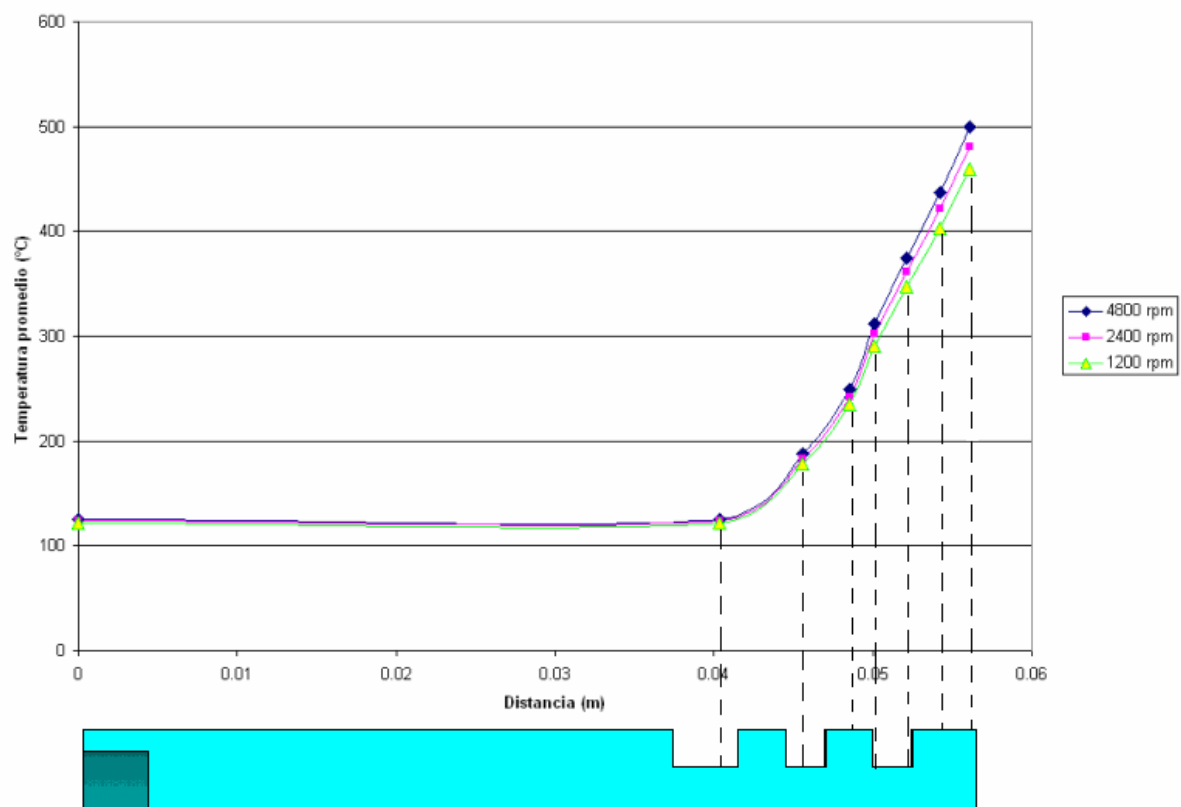


Figura. 4.15. Gráfica de la temperatura promedio a lo largo del pistón.

## **CAPITULO V**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **5.1 Conclusiones**

1. Se desarrolló un modelo geométrico que permite calcular el perfil de temperatura en el conjunto pistón-anillos-camisa de un Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA).
2. Se organizaron de modo secuencial las ecuaciones de generación de calor en un Motor de Combustión Interna Alternativo en función del ángulo de giro del cigüeñal.
3. Se identificaron las condiciones de borde del sistema cilindro-pistón de un Motor de Combustión Interna Alternativo.
4. Los mayores gradientes térmicos en el conjunto simulado se generan en el pistón y en la camisa, dado que ocurren de manera cíclica, pueden ocasionar tensiones y fatiga térmica cíclicas.
5. La región de la cabeza o corona es siempre más caliente que la parte inferior sobre el área de la falda y el agujero del bulón. Debido a la cercanía con el frente de llama.
6. Con los valores de temperaturas sobre los anillos y la camisa se podría estimar un valor promedio de la temperatura de la película de aceite entre las superficies en contacto, lo que puede ayudar a evitar el desgaste que ocurre en el sistema, seleccionando un aceite con una viscosidad apropiada.
7. Las mayores las temperaturas se presentan a 4800 rpm, pero se mantiene la misma tendencia en la distribución de temperaturas para 1200, 2400 y 4800 rpm.

## **5.2 Recomendaciones**

1. Realizar futuros estudios con atención especial en: el área del borde de la cabeza del pistón y la ranura donde se aloja el anillo de compresión.
2. Realizar ensayos en un banco de pruebas para comparar los resultados obtenidos de manera computacional con los experimentales.
3. Dado los elevados gradientes de temperatura en las esquinas reentrantes del pistón, se recomienda realizar análisis de los esfuerzos térmicos en el sistema planteado.

## BIBLIOGRAFÍA

1. Dante, G. **Motores Endotérmicos**. Ed. Dossat, S.A, Madrid. 1986.
2. Heywood, J. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. Editorial Mc-Graw Hill. 1988.
3. Ferrer, M. y Viscarro, J. **Modelo de cálculo y aplicación informática para la fase cerrada de un motor alternativo de combustión interna de ciclo Otto**. Tesis Universitat Politècnica de Catalunya. Departament de Màquines i Motors Tèrmics. 2006.
4. Lavado, M. **Modelización del comportamiento mecánico de motores térmicos alternativos de combustión interna para la selección de transmisiones de acoplamiento en banco de ensayo**. Tesis Universitat Politècnica de Catalunya. Departament de Màquines i Motors Tèrmics. 2004.
5. Incropera, F y DeWitt, D. **Fundamentos de transferencia de calor**. Editorial Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. 4ta Edición. 1999.
6. Bejan, A. y Kraus, A.; **Heat transfer handbook**. Published by John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey. 2003.
7. Payri, F; Desantes, J; Boada, F. **Motores de combustión interna alternativos**. Publicaciones Universidad Politécnica de Valencia, 1989.
8. Madhusudana, C. **Thermal contact conductance**. Springer. Mechanical Engineering Series. 1966.
9. Escribano, M. **Modelado térmico de componentes magnéticos en electrónica de potencia de alta frecuencia mediante técnicas analíticas y de análisis por elementos finitos**. Universidad Politécnica de Madrid. 2005.

10. González, E. y Duque, J. **Simulación termodinámica cero-dimensional de un motor de combustión interna alternativo encendido por chispa**. Revista Tecnológica. Vol. 15, N<sup>o</sup>, 1, Diciembre 2002.
11. Torregrosa, P. Olmeda, B. Degraeuwe, M. **A concise wall temperature model for DI Diesel engines**. Paper. CMT—Motores Térmicos, Universidad Politécnica de Valencia, Spain and Centro de Mecánica de Fluidos y Aplicaciones, Universidad Simón Bolívar, Venezuela. 2005.
12. Esfahanian, A; Javaheri, M. **Thermal analysis of an SI engine piston using different combustion boundary condition treatments**. Paper. Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Tehran, North Amir-Abad Ave., Tehran, Iran and University of Illinois at Chicago, Department of Mechanical Engineering, 842 Taylor Street 2039 ERF (MC 251), Chicago, IL 60607, United States. 2005.
13. Harold, G. **Cylindrical thermal contact conductance**. Thesis. Texas A&M University. 2003.
14. Shigley, J. y Mischke, C. **Diseño en Ingeniería Mecánica**. Editorial Mc-Graw Hill 5ta Edición. 1992.
15. Desantes, J. y Lapuerta, M. **Fundamentos de combustión**. Editorial REPROVAL. Universidad Politécnica de Valencia. 1991.
16. Holman, J. **Transferencia de calor**. Editorial Mc-Graw Hill 8ta Edición (1era en Español). 1998.

## **APÉNDICE A: GLOSARIO**

Para una mejor comprensión de los siguientes apartados se expone, a continuación, una lista con definiciones de los principales parámetros de un motor alternativo que serán citados posteriormente.

**Biela:** parte del motor considerada como elemento móvil y que une el pistón con el cigüeñal. Se encarga de recoger la fuerza de la combustión y transmitirla al cigüeñal, transformando el movimiento lineal del pistón en rotatorio.

**Cámara de combustión:** recinto de volumen fijo definido mediante la parte superior del pistón – cuando éste se encuentra en el PMS –, la pared del cilindro y la parte inferior de la culata en el cual se realiza la combustión de la mezcla de aire y gasolina.

**Carrera:** distancia que recorre el pistón entre el Punto Muerto Inferior (PMI) y el Punto Muerto Superior (PMS) y que queda definida por el doble del radio de la manivela del cigüeñal.

**Cigüeñal:** componente principal del motor encargado de transformar la fuerza alterna en fuerza rotatoria.

**Cilindrada unitaria o volumen desplazado ( $V_c$ ):** volumen que desplaza el pistón durante su carrera desde el PMI al PMS y/o viceversa.

**Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA):** motor endotérmico volumétrico que funciona a partir del volumen variable que se genera en el recinto de combustión por el movimiento de un pistón guiado en el bloque motor y que está unido a la biela, articulada al cigüeñal, consiguiendo una transformación del movimiento rotativo del mismo en lineal alternativo.

**Pistón:** émbolo que se ajusta al interior de las paredes de un cilindro a través de unos aros flexibles llamados segmentos. Efectúa un movimiento alternativo, obligando al fluido que ocupa el cilindro a modificar su presión y volumen.

**Punto Muerto Inferior (PMI):** punto muerto mecánico del mecanismo pistón–biela–manivela generado cuando el pistón se encuentra en la posición más alejada de la culata, generando el volumen máximo ( $V_{m\acute{a}x}$ ) del recinto de combustión.

**Punto Muerto Superior (PMS):** punto muerto mecánico del mecanismo pistón–biela–manivela generado cuando el pistón se encuentra en la posición más cercana de la culata, generando el volumen mínimo ( $V_{cc}$ ) del recinto de combustión.

**Recinto de combustión:** recinto de volumen variable definido mediante la parte superior del pistón, la pared del cilindro y la parte inferior de la culata.

**Relación de compresión ( $\epsilon$ ):** cociente entre el volumen máximo y el mínimo.

**Sección del pistón ( $A_p$ ):** área de la parte superior del pistón.

**Velocidad de giro del cigüeñal ( $N$ ):** velocidad media de giro de un motor expresada, generalmente, en revoluciones por minuto (RPM) que determina, de modo esencial, el valor de potencia que se puede conseguir con dicho motor si se mantiene la realización del ciclo termodinámico de modo adecuado.



**Velocidad media del pistón ( $v_{mp}$ ):** media aritmética de las velocidades instantáneas del pistón.

**Volumen de la cámara de combustión ( $V_{cc}$ ):** volumen existente dentro del recinto de combustión cuando el pistón se encuentra en el PMS.

**Volumen máximo ( $V_{m\acute{a}x}$ ):** volumen existente dentro del recinto de combustión cuando el pistón se encuentra en el PMI.

Los parámetros termodinámicos del motor alternativo hacen referencia a los valores referentes al ciclo termodinámico que realiza el motor durante la fase cerrada.

**Calor introducido en el ciclo ( $Q_{in}$ ):** calor calculado a partir del poder calorífico inferior y la masa de la gasolina, aplicando el rendimiento de la combustión.

**Dosado ( $F$ ):** cociente entre la masa de combustible y la masa de aire.

**Dosado estequiométrico ( $F_e$ ):** cociente entre la masa de combustible y la masa de aire que corresponde a un proceso de combustión ideal, es decir, para que se produzca una combustión completa y sin que falte ni sobre comburente.

**Poder calorífico inferior del combustible (PCI):** es la cantidad de calor producido por la combustión teórica y completa de una unidad de masa o volumen de combustible sin que condense el vapor de agua que contienen los productos de la combustión. Como en los motores endotérmicos la temperatura de los gases de la combustión es muy superior a la del

ambiente, no se considera la condensación del vapor de agua, con lo que siempre se utiliza el poder calorífico inferior.

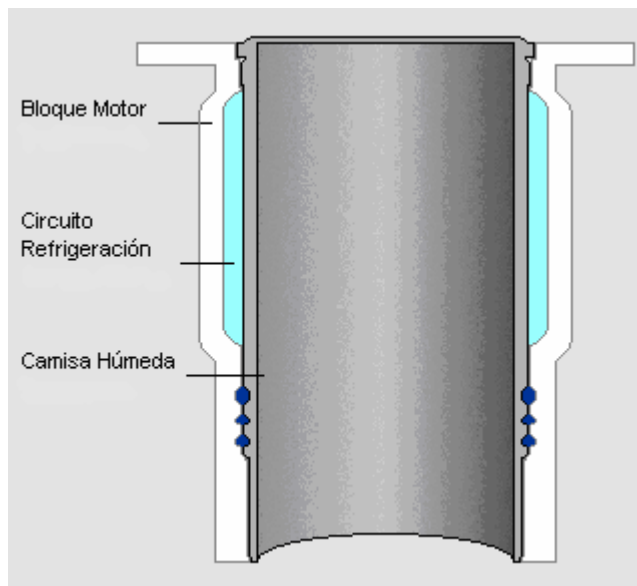
APÉNDICE B: Componentes de un Motor de Combustión Interna  
Alternativo (MCIA)



**Figura B1. Pistón de un Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA), con las características del modelo computacional.**



**Figura B2. Pistón de un Motor de Combustión Interna Alternativo (MCI), con las características del modelo computacional.**



**Figura B3. Camisa convencional de un Motor de Combustión Interna Alternativo.**

**Fuente:**<http://www.reycomotor.com/Reyco/Ksmotor/Camisa1.htm>

Tabla B1. Dimensiones de camisas húmedas y anillos comerciales.

Fuente: Catalogo de productos. <http://www.msi-motor-service.com>






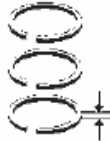






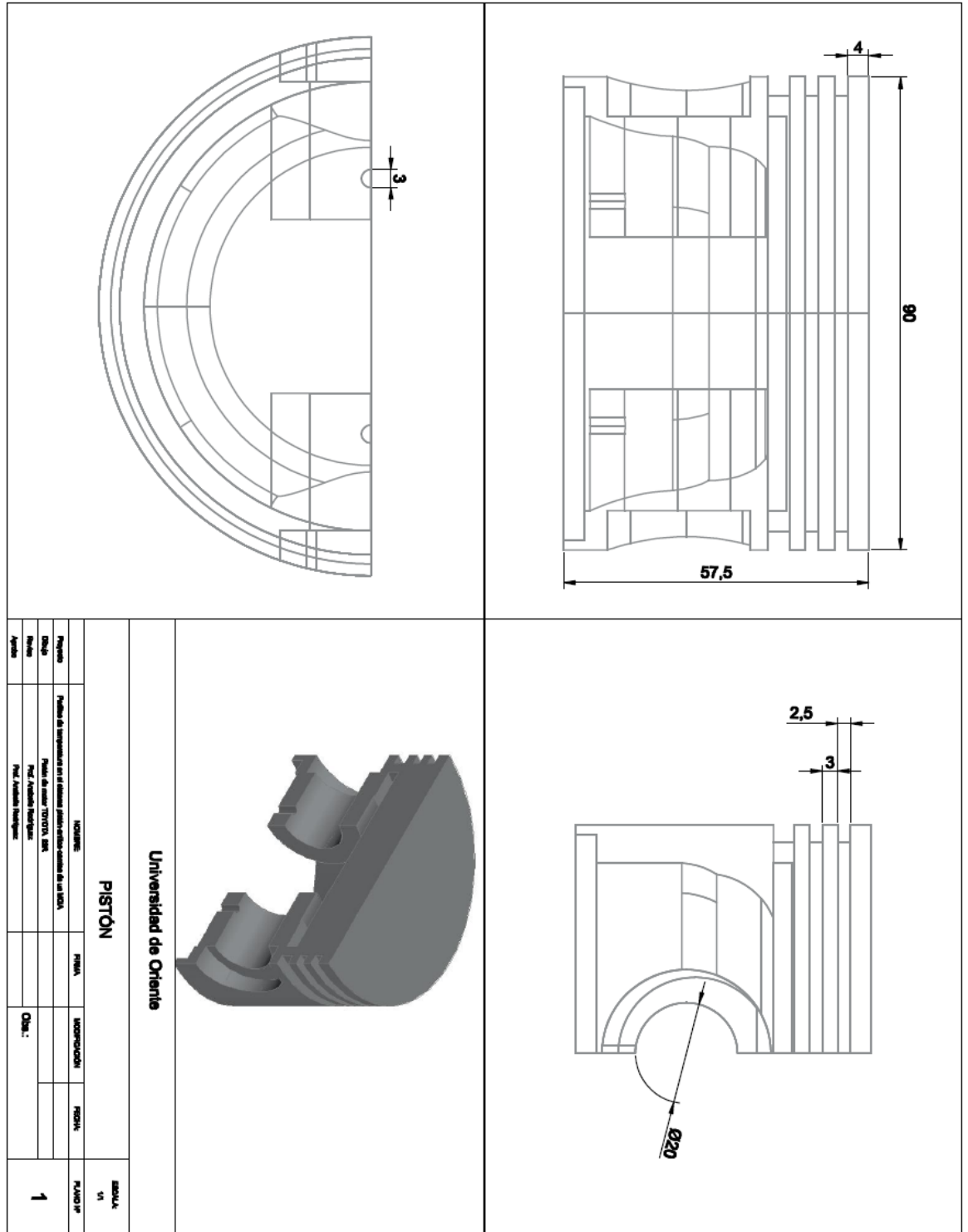
1	2	3	4	5	6	7
  	  4/6 093 028  T Cyl. A=96,94	29 75  L=171,45	 1 ET 2,39 CR G3 1 M 2,39 1 DSF 4,747CR	  -0,114 +0,213	  93,647 94,297 94,647  89 032 190 semi	  92 813 600 92 813 640 92 813 650  92 813 961

Tabla B2. Luz entre puntas de anillos de pistón.

Fuente: J. Heitner. Mecanica Automotriz. Principios y prácticas.

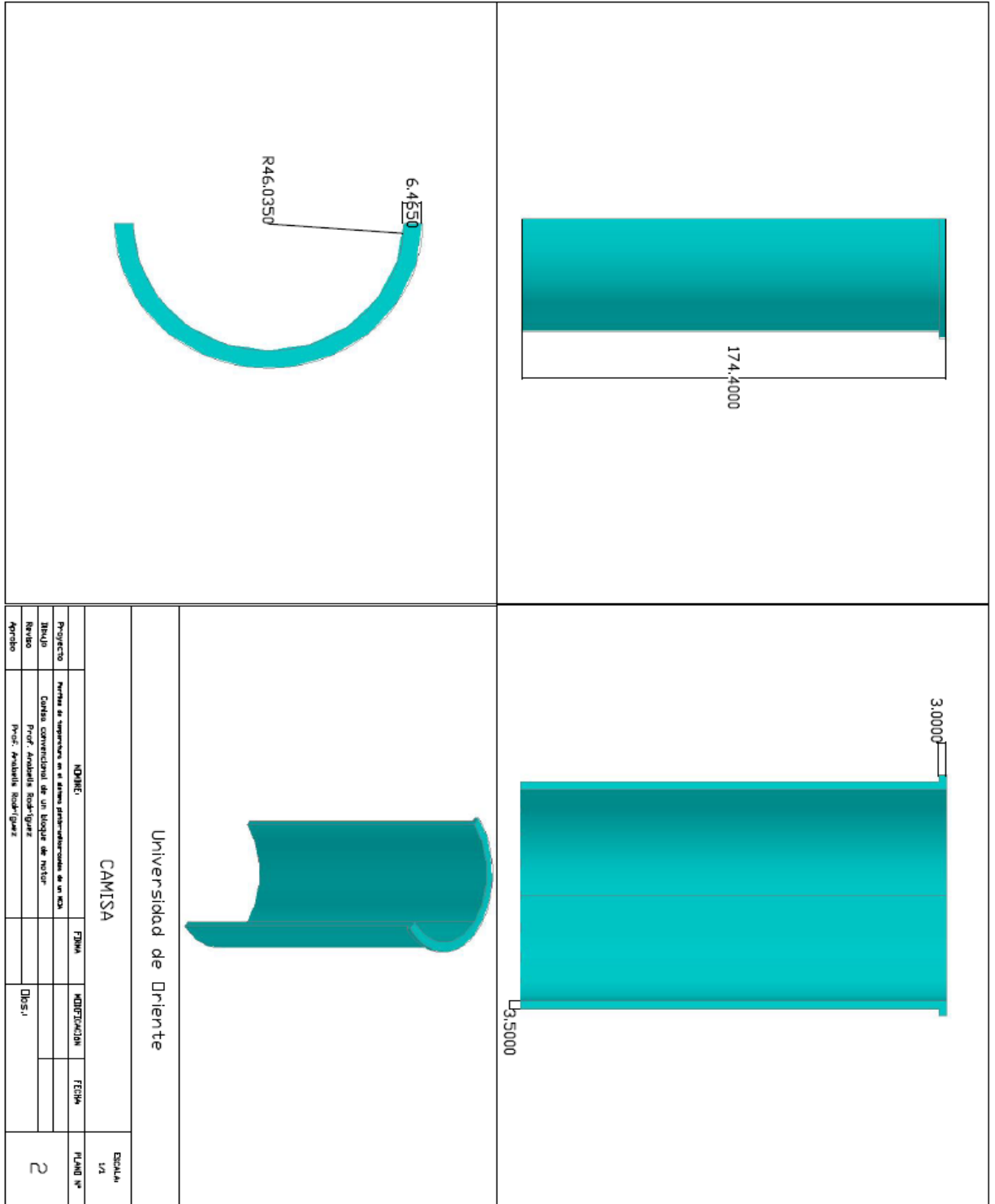
	ESPECIFICACIONES	
	Diámetro del cilindro	Luz entre puntas
	1" a 1-31/32"	0.005" a 0.013"
	2" a 2-31/32"	0.007" a 0.017"
	3" a 3-31/32"	0.010" a 0.020"
	4" a 4-31/32"	0.013" a 0.025"
	5" a 5-31/32"	0.017" a 0.032"
	7" a 8"	0.023" a 0.040"

APÉNDICE C: Planos de los componentes: Pistón-Anillos-Camisa

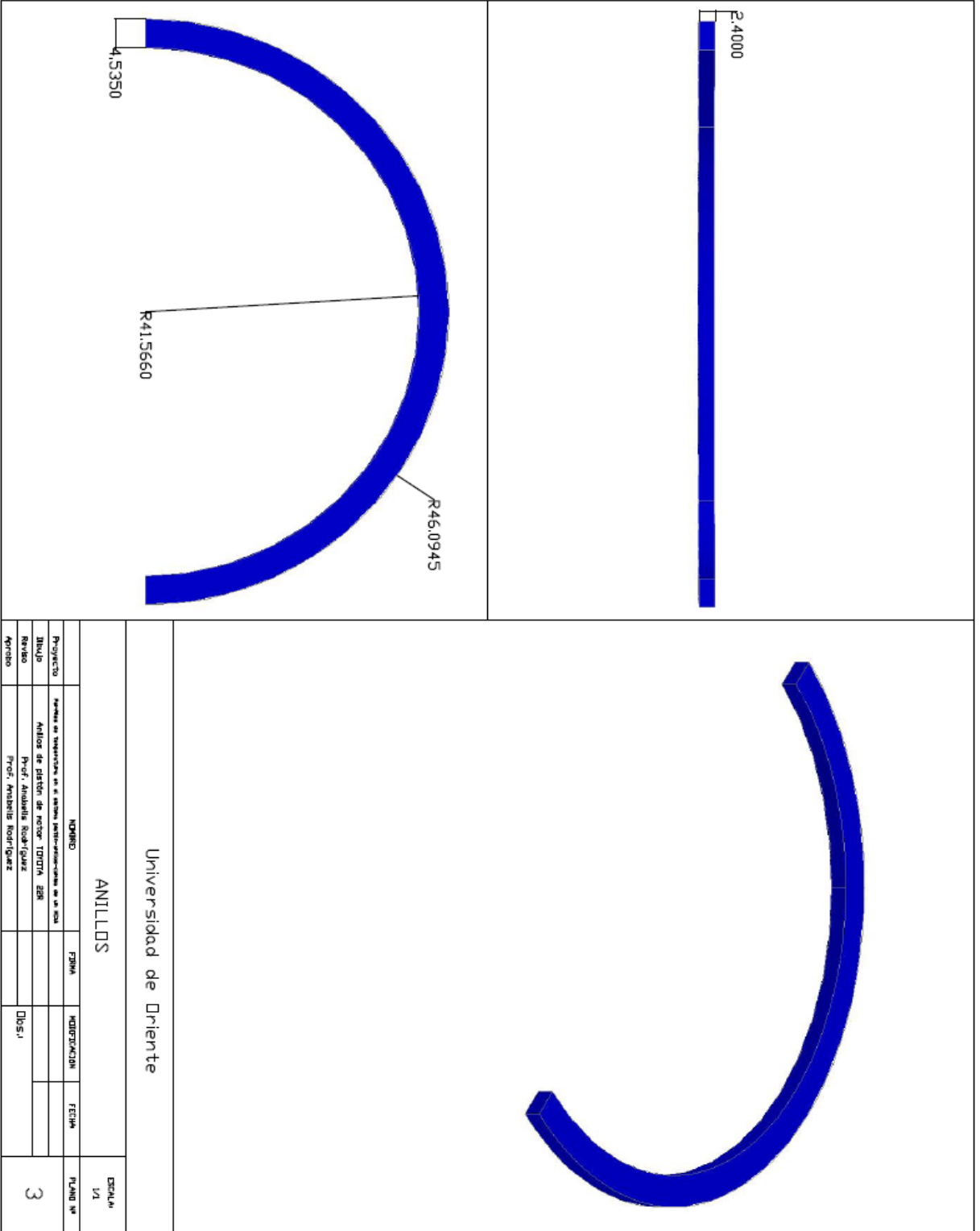


Plano C1. Diseño del pistón





Plano C2. Diseño de la camisa



Plano C3. Diseño de los anillos

## APÉNDICE D: Propiedades de los materiales

# Thermal Conductivity of Gray Cast Irons

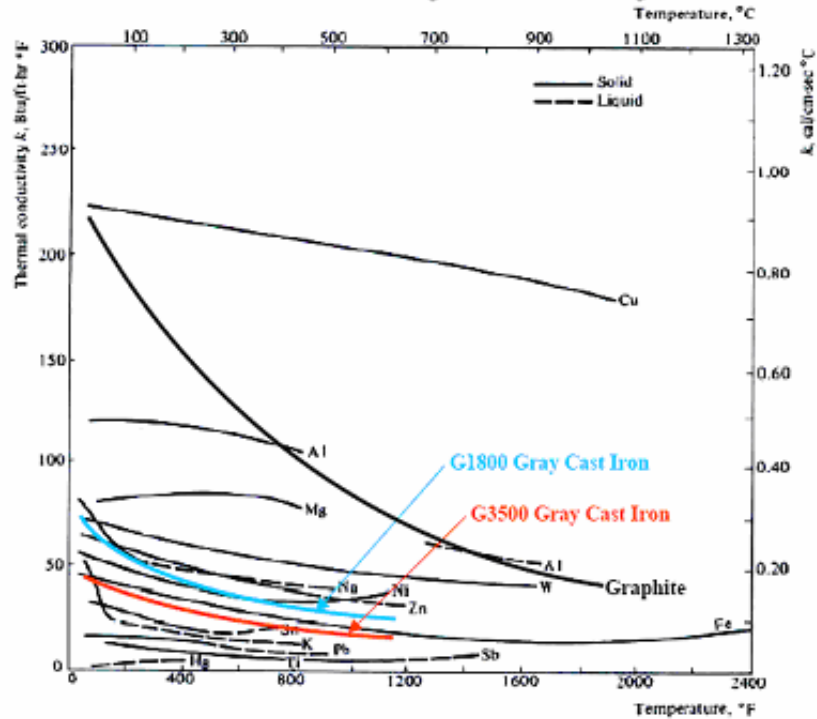


Figura D1. Conductividad térmica de fundición gris grado SAE G3500.

Fuente: <http://www.sae.org>

Tabla D1. Rugosidad en cilindros de fundición gris para motores.

Fuente: Honing of Gray Cast Iron Cylinder Blocks. <http://www.msi-motor-service.com>

Comparison of measured values	
Surface roughness Value measured by instrument	completely new cylinder surface
Rt	3 - 6 $\mu\text{m}$
Ra	0,4 - 0,8 $\mu\text{m}$
Rz (DIN)	max. 4 $\mu\text{m}$

Tabla D2. Propiedades de una fundición gris para automóviles SAE grado 3500.

Fuente: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatID=10398&ckck=1>

<b>Physical Properties</b>	Metric	English	Comments
Density	. <u>7.15</u> g/cc	<u>0.258</u> lb/in <sup>3</sup>	Typical for Gray Cast Iron
<b>Mechanical Properties</b>			
	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	207 - 255	207 - 255	
Hardness, Knoop	257	257	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Rockwell C	17.2	17.2	Approximated. Converted from Brinell hardness. Value below normal HRC range, for comparison purposes only.
Hardness, Vickers	243	243	Approximated. Converted from Brinell hardness.
Tensile Strength, Ultimate	>= <u>.241</u> MPa	>= <u>.35000</u> psi	
<b>Material Components Properties</b>			
	Metric	English	Comments
Carbon, C	>= 3.40 %	>= 3.40 %	
Iron, Fe	94.0 %	94.0 %	
Manganese, Mn	0.600 - 0.900 %	0.600 - 0.900 %	
Phosphorous, P	0.0800 %	0.0800 %	
Silicon, Si	1.30 - 1.80 %	1.30 - 1.80 %	
Sulfur, S	0.120 %	0.120 %	

Tabla D3. Propiedades de aceite de motor (sin usar) a diferentes temperaturas.

Fuente: J.P. Holman. Transferencia de calor.

$T, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$c_p, \text{kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$	$\nu, \text{m}^2/\text{s}$	$k, \text{W/m}\cdot^\circ\text{C}$	$\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Pr	$\beta, \text{K}^{-1}$
Aceite de motor (sin usar)							
0	899,12	1,796	0,00428	0,147	$0,911 \times 10^{-7}$	47,100	$0,70 \times 10^{-3}$
20	888,23	1,880	400090	0,145	0,872	10,400	
40	876,05	1,964	0,00024	0,144	0,834	2,870	
60	864,04	2,047	$0,839 \times 10^{-6}$	0,140	0,800	1,050	
80	852,02	2,131	0,375	0,138	0,769	490	
100	840,01	2,219	0,203	0,137	0,738	276	
120	828,96	2,307	0,124	0,135	0,710	175	
140	816,94	2,395	0,080	0,133	0,686	116	
160	805,89	2,483	0,056	0,132	0,663	84	

Tabla D4. Correlaciones de parámetro para el calculo de resistencia de contacto.

Fuente: Review of Thermal Joint Resistance Models for Non-Conforming Rough Surfaces in a Vacuum. Microelectronics Heat Transfer Laboratory, Department of Mechanical Engineering, University of Waterloo, Waterloo, Ontario, Canada

Reference	Correlation
Tanner and Fahoum [11]	$m = 0.152 \sigma^{0.4}$
Antonetti et al. [12]	$m = 0.124 \sigma^{0.743}, \quad \sigma \leq 1.6 (\mu\text{m})$
Lambert [13]	$m = 0.076 \sigma^{0.52}$



**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y  
ASCENSO:**

<b>TÍTULO</b>	<b>DETERMINACIÓN DE LOS PERFILES DE TEMPERATURA EN EL CONJUNTO PISTÓN-ANILLOS-CAMISA DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO (MCIA)</b>
<b>SUBTÍTULO</b>	

**AUTOR (ES):**

<b>APELLIDOS Y NOMBRES</b>	<b>CÓDIGO CULAC / E MAIL</b>
<b>Matheus R. Juan C</b>	<b>CVLAC: 13914560 E MAIL: jmathews@cantv.net</b>
	<b>CVLAC: E MAIL:</b>
	<b>CVLAC: E MAIL:</b>
	<b>CVLAC: E MAIL:</b>

**PALÁBRAS O FRASES CLAVES:**

Temperatura, Pistón, Anillos, Camisa, Motor, Combustión, Elementos  
Finitos  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_



---

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**

ÀREA	SUBÀREA
Ingeniería y Cs. Aplicadas	Ingeniería Mecánica
	Ingeniería de Automóviles

**RESUMEN (ABSTRACT):**

En este trabajo se presenta una simulación del proceso de combustión de un motor de combustión interna alternativo (MCIA) de 4 tiempos con el que se determinan los perfiles de temperatura del conjunto: Pistón-Anillos-Camisa. Para llevar a cabo este desarrollo se elaboró un modelo en 3D sencillo del sistema pistón-anillos-cilindro (aunque fuertemente modificable), luego se establecieron las respectivas hipótesis de cálculo, que dieron origen a las condiciones de contorno planteadas, considerando la transferencia de calor por convección a la que esta sometido el sistema por todos sus límites. La simulación se realizó empleando un programa comercial de elementos finitos. Los resultados obtenidos fueron analizados a 39 mm, medidos desde el PMS y al final de la expansión a 89 mm a partir del PMS a diferentes regímenes de giro, y están encaminados a generar los perfiles de temperatura del sistema para orientar diseños futuros. Este simulador tiene en cuenta los principales accesorios que forman parte de un motor de combustión interna desde el punto de vista de su funcionamiento como máquina térmica. Se puede decir que este trabajo tiene como finalidad presentar un simulador de la cámara de combustión de un motor de combustión interna alternativo de desarrollo propio que puede ser aplicado tanto al diseño industrial como a la formación académica universitaria en asignaturas afines con la temática.

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:****CONTRIBUIDORES:**

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
<b>Rodríguez M. Anabelis</b>	ROL	CA	AS <u>X</u>	TU	JU
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				
<b>Ayala. Orlando M</b>	ROL	CA	AS	TU	JU <u>X</u>
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				
<b>Martínez. Jhonny</b>	ROL	CA	AS	TU	JU <u>X</u>
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				

**FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:**

<b><u>2008</u></b>	<b><u>06</u></b>	<b><u>06</u></b>
AÑO	MES	DÍA

**LENGUAJE. SPA**

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
<u>Determinación de perfiles de tempertatura.doc</u>	application/msword
_____	
_____	

**CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS:** A B C D E F G H  
 I J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u  
 v w x y z. 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: Análisis Térmico de Componentes (OPCIONAL)

TEMPORAL: \_\_\_\_\_ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Mecánico.\_\_\_\_\_

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pregrado.\_\_\_\_\_

ÁREA DE ESTUDIO:

Mecánica.\_\_\_\_\_

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente. Núcleo de Anzoátegui.\_\_\_\_\_

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:****DERECHOS**

Los trabajos de grado son de exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y solo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de núcleo respectivo, quien lo participara al Consejo Universitario.

---

---

---

---

---

---

---

**Matheus R. Juan C.**

**AUTOR**

**AUTOR**

**AUTOR**

**Rodríguez. Anabelis**

**TUTOR**

**Ayala. Orlando**

**JURADO**

**Martínez. Jhonny**

**JURADO**

**POR LA SUBCOMISION DE TESIS**