

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

*Trabajo de titulación previo
a la obtención del título de
Ingeniero Mecánico Automotriz*

PROYECTO TÉCNICO:

**“PROPUESTA DE ESTUDIO PARA EL MODELADO TÉRMICO EN
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS”**

AUTORES:

ISMAEL DAVID HIDALGO GUAMÁN
VALENTÍN GERARDO VEINTEMILLA LEÓN

TUTOR:

ING. CRISTIAN LEONARDO GARCÍA GARCÍA, M. SC.

CUENCA - ECUADOR

2021

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Ismael David Hidalgo Guamán con documento de identificación N° 1105082026 y Valentín Gerardo Veintemilla León con documento de identificación N° 0706680196, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales, en virtud de que somos autores del trabajo de titulación: **“PROPUESTA DE ESTUDIO PARA EL MODELADO TÉRMICO EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS”**, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: *Ingeniero Mecánico Automotriz*, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, junio de 2021.



Ismael David Hidalgo Guamán

C. I. 1105082026



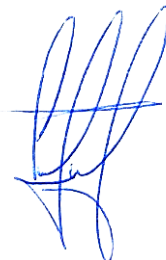
Valentín Gerardo Veintemilla León

C.I. 0706680196

CERTIFICACIÓN

Yo, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: **“PROPUESTA DE ESTUDIO PARA EL MODELADO TÉRMICO EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS”**, realizado por Ismael David Hidalgo Guamán y Valentín Gerardo Veintemilla León, obteniendo el *Proyecto Técnico*, que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, junio de 2021.



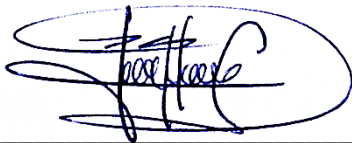
Ing. Cristian Leonardo García García, M. Sc.

C.I. 0103898318

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, Ismael David Hidalgo Guamán con documento de identificación N° 1105082026 y Valentín Gerardo Veintemilla León con documento de identificación N° 0706680196, autores del trabajo de titulación: “**PROPUESTA DE ESTUDIO PARA EL MODELADO TÉRMICO EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS**”, certificamos que el total contenido del *Proyecto Técnico*, es de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Cuenca, junio de 2021.



Ismael David Hidalgo Guamán

C. I. 1105082026



Valentín Gerardo Veintemilla León

C.I. 0706680196

DEDICATORIA

A mis Padres, Narcisa e Isauro por ser el pilar más importante, por haber estado siempre presentes y atentos para que no me faltara nada durante toda mi formación como estudiante y aún más como persona, a mis hermanos por sus llamadas de aliento que siempre eran bienvenidas.

A mis abuelos Julio y Victoria que sé que me están mirando desde el cielo, dedico esta tesis desde lo más profundo de mi corazón.

A mi novia Dayana que me acompañó durante toda mi vida universitaria, que me impulsó a no quedarme de lado, a siempre seguir adelante, en calidad de amiga, como novia e incluso como madre.

A mi mejor amigo Jhon por estar siempre ahí, por su apoyo, por su calidad de amistad que a pesar de las adversidades no se ha separado nunca.

Finalmente, al ingeniero Christian García por haber puesto fe en nuestro proyecto, que siempre estuvo presto a las correcciones y lectura de nuestra tesis para que saliera de la mejor manera posible.

Ismael David Hidalgo Guamán

DEDICATORIA

Quiero dedicar el presente proyecto de con todo mi cariño y amor a mi madre, Glenda León, quien ha creído en mi capacidad y ha dado parte de su vida para que pueda lograr el objetivo de ser un profesional, sin todo lo que ella ha sacrificado no habría podido superar todas las adversidades y alcanzar esta meta, pues todo lo que tengo y todo lo que soy le pertenece.

Es por esto que doy este trabajo en ofrenda a mi madre por su amor, sacrificio y esfuerzo.

Valentín Gerardo Veintemilla León

AGRADECIMIENTO

Primeramente, a Dios por no haberme dejado caer en ninguno de los obstáculos que se presentaron, por darme las fuerzas necesarias para continuar con este proyecto de investigación, a mis padres por haberme obsequiado este regalo como es el estudio, y que ahora vean el resultado de cada uno de los días transcurridos dentro de las aulas, que hace varios años solo se veía como un sueño pero que ahora es una de las metas que se ha culminado y que sé que vendrán más en un futuro, a mi compañero de tesis Valentín por el tiempo y la perseverancia, por las malas noches en búsqueda de la información, a los responsables de los laboratorios de la Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz y la Carrera de Mecánica Industrial que formaron parte para que este trabajo se realizara, al tutor de nuestra tesis al Ing. Christian García que nos impulsó para que la investigación se llevara a cabo, por las siempre y oportunas observaciones, lectura y corrección de esta tesis y por la fe puesta en nosotros.

Ismael David Hidalgo Guamán

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, agradezco a Dios por acompañarme durante todo el camino que he recorrido y haberme enseñado todo lo aprendido hasta la finalización de esta etapa de mi vida.

A nuestro tutor, el Ing. Cristian García, por su asesoría y disposición, quien que con sus conocimientos y apoyo nos guió durante cada una de las etapas de este proyecto.

A Glenda, mi madre, quien es mi pilar y fuente de inspiración, por haberme brindado su apoyo y amor incondicional para continuar ante todas las dificultades que he encontrado a lo largo mi vida. A Patricio, mi padre por demostrarme el valor del trabajo, de la perseverancia y del respeto. A mi hermana Camila por ser mi compañera, quien me ha aguantado todos estos años y ha querido compartir parte de su tiempo conmigo. A mis familiares por su apoyo y aliento para continuar con mis estudios y mejorar día a día.

A todas las personas que he conocido durante mi vida universitaria por haberme acompañado y apoyado en esta aventura, especialmente a mi compañero de tesis Ismael por haberme tenido en cuenta para realizar juntos este trabajo y por su dedicación durante la realización del mismo.

Valentín Gerardo Veintemilla León

RESUMEN

La investigación desarrollada en este trabajo de titulación está enfocada en estudiar el modelamiento térmico de los motores de combustión interna alternativa (MCIA) y proponer un modelo matemático del balance térmico basado en los fenómenos de transferencia de calor y en los flujos térmicos. A fin de lograr los objetivos se definieron varias tareas, las cuales se van desarrollando en el transcurso del trabajo, de esta forma se presenta el siguiente extracto:

Inicialmente, se tiene la Fase 1 del proyecto, en la cual se analiza la investigación bibliográfica realizada acerca de la definición, componentes, funcionamiento y clasificación de los motores de combustión interna alternativos; se prosigue con la revisión de los fenómenos térmicos a los que están expuestos estos motores y las ecuaciones propuestas por varios investigadores en modelos de transferencia de calor para calcular los flujos de calor presentes dentro y fuera de la estructura del motor durante su operación.

Concluida la Fase 1, se inicia la Fase 2 con la propuesta de un modelo del balance térmico para un MCIA de encendido provocado, el cual incorpora varias de las expresiones expuestas en el contenido de la Fase 1 y adiciona un análisis termodinámico del ciclo Otto para estimar la temperatura de los gases durante la fase de compresión. Se continua con una descripción de la instrumentación que se utilizó durante las pruebas para la recopilación de los valores de las variables presentes dentro del modelo térmico; además, se detallan las características técnicas del vehículo de pruebas utilizado para validar el modelo térmico.

En la Fase 3, los cambios en la temperatura superficial de varios componentes del motor fueron evaluados durante el calentamiento bajo carga y régimen constantes, posterior se realizaron varias pruebas a velocidades del motor de 2000, 3000 y 4500 *rpm* para obtener una base de datos que permita calcular las magnitudes de las energías calóricas presentes en el modelo térmico del balance térmico propuesto y analizar los resultados obtenidos a diferentes revoluciones del motor con carga constante.

Palabras Claves: MCIA, balance térmico, transferencia de calor, flujo térmico.

ABSTRACT

The research developed in this degree work is focused on studying the thermal modeling of the reciprocating internal combustion engines (RICE) and proposing a mathematical model of the thermal balance based on the phenomena of heat transfer and thermal fluxes. In order to achieve the goals, several tasks were defined, which are developed in the course of the work, in this way the following extract is presented:

Initially, Phase 1 of the project, in which the bibliographic research is carried out on the definition, components, operation and classification of the reciprocating internal combustion engines, we continue with the review of the thermal phenomena to which these motors are exposed and the equations proposed by various researchers in heat transfer models to calculate the heat fluxes present inside and outside the motor structure during its operation.

Once Phase 1 is concluded, Phase 2 begins with the proposal of a thermal balance model for a RICE of spark-ignition, which incorporates several of the expressions exposed in the content of Phase 1 and add a thermodynamic analysis of the Otto cycle for estimating the temperature of the gases during the compression phase. It continues with a description of the instrumentation that was used during the tests for the compilation of the values of the variables present within the thermal model; furthermore, the technical characteristics of the test vehicle used to validate the thermal model are detailed.

In Phase 3, the changes in the surface temperature of various engine components were evaluated during heating under constant load and regime, later several tests were carried out at engine speeds of 2000, 3000 and 4500 *rpm* to obtain a database that allows calculating the magnitudes of the caloric energies present in the thermal model of the proposed thermal balance and analyze the results obtained at different engine revolutions with constant load.

Keywords: *RICE, thermal balance, heat transfer, thermal flow.*

ÍNDICE GENERAL

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR	II
CERTIFICACIÓN	III
DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD	IV
DEDICATORIA	V
AGRADECIMIENTO	VII
RESUMEN	IX
ABSTRACT	X
1. INTRODUCCIÓN	1
2. PROBLEMA	2
2.1. Antecedentes	2
2.2. Importancia y Alcances	2
2.3. Delimitación.....	3
3. OBJETIVOS	4
3.1. Objetivo General	4
3.2. Objetivos Específicos	4
4. ESTADO DEL ARTE	5
4.1. Motor de Combustión Interna Alternativo.....	5
4.1.1. Componentes del MCIA	5
4.1.2. Fases de Funcionamiento	7
4.1.3. Clasificación de los MCIA	7
4.1.3.1. Según el proceso de combustión	8
4.1.3.2. Según el modo que realiza el ciclo.....	9
4.2. Transferencia de Calor en el Motor	10
4.2.1. Transferencia entre los gases del cilindro y las paredes de la cámara de combustión	11
4.2.1.1. Rendimiento Adiabático de la Cámara de combustión	13

4.2.2.	Transferencia entre las paredes del cilindro y el refrigerante.....	13
4.2.3.	Transferencia en las válvulas de admisión y escape.....	14
4.2.4.	Transferencia entre el aceite y el motor.....	15
4.2.4.1.	Transferencia entre el aceite y el pistón	15
4.2.4.2.	Transferencia entre el aceite y el bloque – entre el aceite y la culata	16
4.2.5.	Transferencia entre el motor y el ambiente	17
4.3.	Balance Térmico	17
4.3.1.	Procesos de Transferencia de Calor en el Motor.....	18
4.3.2.	Balance térmico durante el arranque del motor.....	25
4.3.3.	El motor como generador de trabajo	26
4.3.4.	El motor como sistema de gestión térmica.....	27
4.3.5.	Flujos Térmicos en el Motor	30
4.3.6.	Pérdidas De Calor (Q).....	32
4.3.7.	Pérdidas Mecánicas	32
4.3.8.	Pérdidas Asociadas a los Gases de Escape.....	33
5.	MARCO METODOLÓGICO	35
5.1.	Modelado Térmico.....	36
5.1.1.	Calor liberado en la Combustión del Combustible.....	37
5.1.2.	Potencia Efectiva	37
5.1.3.	Calor Transferido al Refrigerante.....	37
5.1.4.	Calor Transferido al Aceite	41
5.1.5.	Calor Evacuado por los Gases de Escape	45
5.1.6.	Pérdidas de Calor por Convección y Radiación a través de las Paredes del Cilindro	46
5.1.6.1.	Fase de Admisión	49
5.1.6.2.	Fase de Compresión	49
5.1.6.3.	Fase de Expansión.....	50

5.1.6.4.	Rendimiento del Motor	51
5.2.	Instrumentación de Medición	51
5.2.1.	CARMAN SCAN LITE	52
5.2.2.	Pirómetro	52
5.2.3.	Cámara Termográfica TESTO 882.....	53
5.2.4.	Termocupla Tipo K + Módulo MAX6675	54
5.2.5.	Sensor de Temperatura DS18B20	55
5.2.6.	Arduino MEGA	56
5.3.	Implementación del Arduino Mega y Termocuplas	57
5.4.	Adquisición de Datos de Temperaturas Superficiales	60
5.4.1.	Por medio de sensores de temperatura	60
5.4.2.	Por medio de cámara termográfica.....	63
5.5.	Recopilación de Datos de los Sensores del Vehículo	64
5.6.	Obtención de las Curvas Características de Potencia y Torque.....	65
5.7.	Características del Vehículo de Pruebas	66
5.7.1.	Motor J24B	66
5.7.2.	Sistema de Refrigeración.....	68
5.7.3.	Sistema de Lubricación	70
5.7.4.	Múltiple de Escape	71
6.	RESULTADOS	72
6.1.	Curvas Características del MCIA	72
6.2.	Variación de Temperaturas Superficiales durante el calentamiento del Motor a Carga y Régimen Constantes.....	74
6.3.	Validación del Modelo Térmico de Balance Energético	75
6.3.1.	Pruebas a 2000 <i>rpm</i> con carga constante.....	75
6.3.2.	Pruebas a 3000 <i>rpm</i> con carga constante.....	80
6.3.3.	Pruebas a 4500 <i>rpm</i> con carga constante.....	85

7.	CONCLUSIONES.....	91
8.	RECOMENDACIONES	93
9.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	94
10.	ANEXOS.....	98

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Interior de un motor de combustión interna alternativo.....	5
Figura 2. Componentes principales del MCIA.....	6
Figura 3. Clasificación de los motores.	7
Figura 4. Clasificaciones de los MCIA.	8
Figura 5. Motor de Combustión Interna Alternativo de Encendido Provocado.....	8
Figura 6. Motor de Combustión Interna Alternativo de Encendido por Compresión.	9
Figura 7. Esquema del funcionamiento de un MCIA 4T.	9
Figura 8. Esquema del funcionamiento de un MCIA 2T.	10
Figura 9. Esquema de la distribución de temperaturas del flujo de calor transferido entre la mezcla aire-combustible, las paredes del cilindro y el refrigerante.....	13
Figura 10. Circulación del refrigerante en el bloque y la culata.	14
Figura 11. Transferencia de calor de los gases de escape a los conductos y al colector de escape.....	15
Figura 12. Transferencia entre el aceite y la estructura.....	16
Figura 13. Lubricación del motor.....	16
Figura 14. Termografía de un MCIA.	17
Figura 15. Esquemática del funcionamiento del motor.....	25
Figura 16. Modelo termodinámico del motor de combustión interna alternativo.....	26
Figura 17. Esquema de las energías del balance térmico del motor.....	28
Figura 18. Esquema del Balance Energético de un Motor.	31
Figura 19. Balance Genérico de un MCIA.....	34

Figura 20. Proceso para adquisición e interpretación de resultados.....	35
Figura 21. Red de resistencias térmicas de un cilíndrico bajo convección en ambas paredes.....	38
Figura 22. Red de resistencias térmicas para una pared bajo convección en ambas paredes.....	42
Figura 23. CARMAN SCAN LITE.....	52
Figura 24. Pirómetro.....	53
Figura 25. Cámara Termográfica TESTO 882.....	54
Figura 26. Termocupla Tipo K + Módulo MAX6675.....	55
Figura 27. Sensor de Temperatura DS18B20.....	56
Figura 28. Arduino MEGA.....	57
Figura 29. Primera parte de las líneas de código en Matlab para la adquisición de datos.	58
Figura 30. Primera parte de las líneas de código en Matlab para la adquisición de datos.	58
Figura 31. Conexión del circuito electrónico.	59
Figura 32. Circuito Electrónico conectado al ordenador portátil y al vehículo de pruebas.	60
Figura 33. Conexiones de los sensores al circuito electrónico.....	61
Figura 34. Sujeción de la termocupla tipo K sobre la pared externa del cárter.....	62
Figura 35. Sujeción de los sensores de temperatura en el conducto de escape y en la manguera de entrada del refrigerante.	62
Figura 36. Medición de temperatura con el pirómetro.	63

Figura 37. Medición de la temperatura del conducto escape con la cámara termográfica.	63
Figura 38. Interpretación de resultados en el software IRSOFT.	64
Figura 39. Recopilación de datos con el scanner CARMAN Scan Lite.....	65
Figura 40. Vehículo de pruebas ubicado en el banco dinamométrico.....	65
Figura 41. Vehículo de Pruebas.	66
Figura 42. Motor J24B.	67
Figura 43. Sistema de Lubricación implementado por Suzuki Motor Corporation en vehículos a gasolina.....	69
Figura 44. Medición del diámetro externo de la manguera de salida del refrigerante. .	69
Figura 45. Sistema de Lubricación para el motor J24B.	70
Figura 46. Múltiple de Escape del motor J24B.	71
Figura 47. Curvas Características del motor J24B del Grand Vitara SZ.....	73
Figura 48. Temperaturas Superficiales durante el calentamiento a Carga y Régimen Constantes.....	74
Figura 49. Distribución Global de los Flujos Energéticos a 2000 rpm.	79
Figura 50. Representación esquemática de los flujos térmicos involucrados en el balance de energía del motor a 2000 rpm.	80
Figura 51. Distribución Global de los Flujos Energéticos a 3000 rpm.	84
Figura 52. Representación esquemática de los flujos térmicos involucrados en el balance de energía del motor a 3000 rpm.	85
Figura 53. Distribución Global de los Flujos Energéticos a 4500 rpm.	90
Figura 54. Representación esquemática de los flujos térmicos involucrados en el balance de energía del motor a 4500 rpm.	90

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Elementos del MCI A.	6
Tabla 2. Datos del vehículo de pruebas.	66
Tabla 3. Datos del Motor.	67
Tabla 4. Carrera del Pistón, Volumen de la Carrera y el Volumen Total con respecto a los grados del cigüeñal.	68
Tabla 5. Datos Recolectados de la Primera Medición a 2000 rpm.	76
Tabla 6. Datos Recolectados de la Segunda Medición a 2000 rpm.	76
Tabla 7. Datos Recolectados de la Tercera Medición a 2000 rpm.	77
Tabla 8. Datos Recolectados de la Cuarta Medición a 2000 rpm.	77
Tabla 9. Datos Recolectados de la Quinta Medición a 2000 rpm.	78
Tabla 10. Flujos Térmicos a 2000 rpm con carga constante.	78
Tabla 11. Datos Recolectados de la Primera Medición a 3000 rpm.	81
Tabla 12. Datos Recolectados de la Segunda Medición a 3000 rpm.	81
Tabla 13. Datos Recolectados de la Tercera Medición a 3000 rpm.	82
Tabla 14. Datos Recolectados de la Cuarta Medición a 3000 rpm.	82
Tabla 15. Datos Recolectados de la Quinta Medición a 3000 rpm.	83
Tabla 16. Flujos Térmicos a 3000 rpm con carga constante.	83
Tabla 17. Datos Recolectados de la Primera Medición a 4500 rpm.	86
Tabla 18. Datos Recolectados de la Segunda Medición a 4500 rpm.	86
Tabla 19. Datos Recolectados de la Tercera Medición a 4500 rpm.	87
Tabla 20. Datos Recolectados de la Cuarta Medición a 4500 rpm.	87

Tabla 21. Datos Recolectados de la Quinta Medición a 4500 rpm.	88
Tabla 22. Flujos Térmicos a 4500 rpm con carga constante.	88

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1. Primera Ley de la Termodinámica “Principio de Conservación de Energía”.....	18
Ecuación 2. Dinámica de calor en un punto cualquiera del área de la cámara de combustión.....	18
Ecuación 3. Flujo de calor convectivo desde los gases a la pared de la cámara de combustión.....	19
Ecuación 4. Flujo de calor radiactivo desde los gases a la pared de la cámara de combustión.....	20
Ecuación 5. Flujo de calor conductivo a través de la pared de la cilindro.....	20
Ecuación 6. Flujo de calor conductivo entre la pared y el refrigerante.....	21
Ecuación 7. Flujo de calor estacionario entre los gases, pared de la cámara de combustión y refrigerante.....	21
Ecuación 8. Coeficiente de convección por medio del modelo de Annand.....	22
Ecuación 9. Coeficiente de convección por medio del modelo de Woschni.....	23
Ecuación 10. Velocidad de los gases.....	23
Ecuación 11. Constante 1 durante admisión y escape.....	24
Ecuación 12. Constante 1 durante el resto del ciclo.....	24
Ecuación 13. Velocidad circunferencial de los gases.....	25
Ecuación 14. Variación de energía dentro de un MCIA.....	27
Ecuación 15. Primer ejemplo de balance energético del motor.....	28
Ecuación 16. Potencia efectiva.....	28
Ecuación 17. Energía térmica dispersa en el motor por convección al refrigerante.....	29
Ecuación 18. Energía térmica dispersa en el motor por los gases de escape.....	29
Ecuación 19. Calor disipado a través de las superficies externas del motor.....	29
Ecuación 20. Segundo ejemplo de balance energético del motor.....	30

Ecuación 21. Energía aportada por el combustible.....	32
Ecuación 22. Tercer ejemplo de balance energético del motor.....	32
Ecuación 23. Pérdidas asociadas a los gases de escape.....	33
Ecuación 24. Cuarto ejemplo de balance energético del motor.....	33
Ecuación 25. Balance energético propuesto para los MCIA.....	36
Ecuación 26. Calor liberado en la combustión del combustible.....	37
Ecuación 27. Potencia efectiva.....	37
Ecuación 28. Calor transferido al refrigerante.....	37
Ecuación 29. Calor transferido en la manguera de entrada del refrigerante.....	38
Ecuación 30. Resistencia térmica total en la manguera de refrigeración.....	39
Ecuación 31. Calor transferido en la manguera de entrada del refrigerante que relaciona la temperatura del refrigerante y la temperatura de la pared externa de la manguera.....	39
Ecuación 32. Calor transferido en la manguera de entrada del refrigerante que relaciona la temperatura de la pared externa de la manguera y la temperatura ambiente.....	39
Ecuación 33. Flujo másico del refrigerante.....	40
Ecuación 34. Caudal de la bomba de agua.....	40
Ecuación 35. Área de la sección de la entrada de refrigerante.....	41
Ecuación 36. Velocidad tangencial de la polea de la bomba de agua.....	41
Ecuación 37. Velocidad angular de la polea de la bomba de agua.....	41
Ecuación 38. Calor transferido al aceite.....	41
Ecuación 39. Calor transferido en el cárter.....	42
Ecuación 40. Resistencia térmica total en el cárter.....	42
Ecuación 41. Calor transferido en el cárter que relaciona la temperatura del aceite y la temperatura de la pared externa del cárter.....	43
Ecuación 42. Calor transferido en el cárter que relaciona la temperatura de la pared externa del cárter y la temperatura del ambiente.....	43

Ecuación 43. Flujo másico del aceite.....	44
Ecuación 44. Caudal de la bomba de aceite.....	44
Ecuación 45. Área de la sección del conducto de la lubricación.....	44
Ecuación 46. Velocidad tangencial del piñón de la bomba de aceite.....	44
Ecuación 47. Velocidad angular del piñón de la bomba de aceite.....	44
Ecuación 48. Calor evacuado por los gases de escape.....	45
Ecuación 49. Calor transferido en el conducto de escape.....	45
Ecuación 50. Temperatura de los gases de escape.....	46
Ecuación 51. Pérdidas por convección y radiación de a través de las paredes del cilindro.....	46
Ecuación 52. Temperatura de las paredes internas.....	47
Ecuación 53. Área de transferencia de calor.....	47
Ecuación 54. Área del cilindro durante el avance al encendido.....	47
Ecuación 55. Carrera del pistón durante el avance al encendido.....	47
Ecuación 56. Ángulo de biela.....	48
Ecuación 57. Coeficiente de convección de los gases.....	48
Ecuación 58. Velocidad media del pistón.....	49
Ecuación 59. Volumen específico del aire de admisión.....	49
Ecuación 60. Presión de compresión.....	49
Ecuación 61. Volumen específico de compresión.....	50
Ecuación 62. Temperatura de compresión.....	50
Ecuación 63. Temperatura de expansión.....	51
Ecuación 64. Presión de expansión.....	51
Ecuación 65. Rendimiento térmico del motor.....	51

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Propiedades del Refrigerante.....	98
Anexo 2. Propiedades de Aceite Motor.....	99
Anexo 3. Propiedades del Aire a la presión de 1 atm.....	100
Anexo 4. Propiedades de Gas Ideal del Aire.....	101
Anexo 5. Data Sheet de Termocupla Tipo K con módulo MAX6675.....	102
Anexo 6. Data Sheet de Sensor de Temperatura DS18B20.	104
Anexo 7. Código de Programación para medición de temperaturas superficiales.....	106
Anexo 8. Temperaturas Superficiales de los Componentes de estudio durante el calentamiento del motor.	107
Anexo 9. Emisividad de las Superficies.....	119
Anexo 10. Temperaturas Medidas de la Pared Externa del Cáster.	120
Anexo 11. Temperaturas Medidas de la Pared Externa del Bloque Motor.....	121
Anexo 12. Temperaturas Medidas de la Pared Externa del Conducto de Escape.....	122
Anexo 13. Temperaturas Medidas de la Pared Externa de la Manguera de Entrada del Refrigerante.....	123
Anexo 14. Indicaciones para la obtención de las variables del modelado matemático del balance térmico propuesto.....	124

NOMENCLATURA

Símbolos Genéricos

Símbolo	Descripción	Unidades
<i>A</i>	Área	m^2
<i>e</i>	Espesor	m
<i>k</i>	Coefficiente de conductividad térmica	$W/(m \cdot K)$
<i>H</i>	Entalpía	J/kg
<i>h</i>	Coefficiente de convección	$W/(m^2 \cdot K)$
<i>L</i>	Longitud	m
<i>m</i>	Masa térmica	kg
<i>\dot{m}</i>	Flujo másico	kg/s
<i>P</i>	Presión	Pa
<i>\check{p}</i>	Presión adimensional	
<i>\dot{Q}</i>	Calor o flujo de calor	W
<i>q</i>	Caudal	m^3/s
<i>r</i>	Radio	m
<i>T</i>	Temperatura	K
<i>\check{T}</i>	Temperatura adimensional	
<i>t</i>	Tiempo	s
<i>\check{u}</i>	Velocidad adimensional	
<i>V</i>	Volumen	m^3
<i>v</i>	Velocidad tangencial	m/s
<i>Z</i>	Número de dientes	
<i>η</i>	Rendimiento	

θ	Ángulo	°
μ	Viscosidad dinámica	$kg/(m \cdot s)$
ρ	Densidad	kg/m^3
τ	Tiempo adimensional	
ω	Velocidad angular	rad/s

Símbolos Específicos

Símbolo	Descripción	Unidades
C_m	Velocidad media del pistón	m/s
C_p	Calor Específico	$J/(K \cdot kg)$
C_u	Velocidad circunferencial	m/s
C_1	Constante 1 del coeficiente de convección	
C_2	Constante 2 del coeficiente de convección	
D	Diámetro del pistón	m
E_{sis}	Energía en el sistema	W
M_m	Par motor	$N \cdot m$
N_a	Potencia mecánica de accionamiento de auxiliares	W
N_e	Potencia efectiva	W
n	Régimen de giro del motor	rpm
PC	Poder calorífico	J/kg
Pr	Número de Prandlt	
P_1	Presión del colector de admisión	Pa
P_2	Presión de compresión	Pa
P_3	Presión de expansión	Pa

\dot{Q}_1	Calor transferido en el manguera del refrigerante	W
\dot{Q}_2	Calor transferido en las superficies del cárter	W
\dot{Q}_3	Calor transferido en el conducto de escape	W
R	Constante universal de los gases	$J/(kg \cdot K)$
R_T	Resistencia térmica	K/W
RC	Relación de compresión	
Re	Número de Reynolds	
S	Carrera del pistón	m
T_2	Temperatura de compresión	K
T_3	Temperatura de expansión	K
V_1	Volumen específico del aire de admisión	m^3/kg
V_2	Volumen específico de compresión	m^3/kg
W	Pérdidas mecánicas y calóricas	W
W_w	Velocidad de los gases	m/s
x	Carrera del pistón durante el avance al encendido	m
γ	Relación de calores específicos	
Φ	Factor de relación entre emisividad y el factor de forma	W/K^4

Superíndices y subíndices

Símbolo	Descripción
AE	Avance al encendido
amb	Ambiente
adm	Admisión
ac	Aceite

<i>air</i>	Aire
<i>bi</i>	Biela
<i>bl</i>	Bloque
<i>c</i>	Combustible
<i>cac</i>	Conducto del aceite
<i>cc</i>	Cámara de combustión
<i>ce</i>	Conducto de escape
<i>conv</i>	Convección
<i>fug</i>	Gases fugados
<i>g</i>	Gases
<i>ent</i>	Entrada
<i>esc</i>	Escape
<i>ext</i>	Exterior
<i>int</i>	Interior
<i>mr</i>	Manguera del refrigerante
<i>dis</i>	Disipado
<i>p</i>	Pared del cilindro
<i>pba</i>	Polea de la bomba de agua
<i>pbac</i>	Piñón de la bomba de aceite
<i>pc</i>	Polea del cigüeñal
<i>pcar</i>	Pared del cárter
<i>pce</i>	Pared del conducto de escape
<i>pi</i>	Pistón
<i>pic</i>	Piñón del cigüeñal

<i>pmr</i>	Pared de la manguera del refrigerante
<i>r</i>	Referencia de cierre de válvulas o inicio de inyección
<i>rad</i>	Radiación
<i>rba</i>	Rotor de la bomba de agua
<i>ref</i>	Refrigerante
<i>sal</i>	Salida
0	Instante en el que motor está apagado

1. INTRODUCCIÓN

El proyecto propuesto sobre el “Modelado térmico en los motores de combustión interna alternativos”, además de causar interés, tiende a ocasionar grandes ideas por lo que se pueda llevar a cabo con este trabajo, oportunidades de proponer nuevos proyectos a partir de esta investigación, con la principal idea de continuar apoyando el proceso de formación e innovación en el área de Ingeniería Térmica de la carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz.

Las investigaciones actuales referentes a los motores de combustión interna van enfocadas al desempeño térmico del motor para mejorar sus funciones dinámicas, reducir el consumo y emisiones de contaminación. Los códigos computacionales y programas comerciales propuestos para el estudio de motores de combustión exigen cuantificar y validar a través de la experimentación, del impacto de la transmisión de calor considerando los parámetros que comprenden las fases de operación del motor.

Este proyecto se fundamenta del aporte de investigaciones que nos proporcionan información acerca de modelados térmicos desarrollados a las diferentes secciones donde se transfiere calor dentro del MCIA y acerca de los métodos o procesos que se han aplicado para validar estos modelos. Para el desenvolvimiento que lleva a cabo este proyecto se debió ser concretos y precisos con los datos que se quiso obtener y que estos fuesen los necesarios para poder realizar un modelo térmico experimental de la transferencia de calor del MCIA, que permita interpretar el circuito de calor interno y externo de la estructura del MCIA en su periodo de funcionamiento y permita evaluar el balance térmico del mismo.

También, se diseñará un procedimiento adecuado para la obtención de datos con la instrumentación correspondiente, que nos servirá para adquirir una base de datos sólida para la aplicación de este proceso en un caso específico. Finalmente, se validará la funcionalidad del modelado inicialmente estructurado, se evaluará la relación de las variables del mismo y se determinará el rendimiento energético del motor de combustión interna alternativo de prueba.

2. PROBLEMA

2.1. Antecedentes

La termodinámica a través de los años ha venido estudiando los procesos de transferencia de masa y energía, dentro de estos estudios se encuentran los análisis térmicos como el de Ciclo Otto en los MCIA, que evalúan el comportamiento en cuatro fases dentro de estos motores.

Se han realizado varios análisis y diseñado varios modelos para tratar de aproximar los valores reales como: el rendimiento energético, el rendimiento exotérmico, entre otros parámetros característicos del motor; además, se han modelado estos sistemas térmicos con la finalidad de evaluar los fenómenos de transmisión de calor dentro de la estructura del motor. Muchos de estos modelos matemáticos no cuentan con estimaciones reales de las variables necesarias para el cálculo de la transferencia de calor dentro de la cámara de combustión y sus proximidades.

Otro punto que se puede enfatizar es que, en la actualidad con las nuevas introducciones tecnológicas como son los vehículos que emplean energías alternativas, la falta de interés por el desarrollo del vehículo con motor de combustión, ha sido dejado de lado, aun sabiendo de que la mayor cantidad de vehículos que se ocupa en la localidad, son los vehículos a combustión interna, donde se pueden realizar mejoras para disminuir emisiones contaminantes, aumentar la potencia y la eficiencia energética.

2.2. Importancia y Alcances

El beneficio al área de Ingeniería Térmica de la carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana, con el aporte al conocimiento del comportamiento térmico de los MCIA, por medio del estudio de los fenómenos presentes en la transferencia de calor de este tipo de motores y la gestión térmica de los mismos, a través del desarrollo de un modelo térmico que permita valorar las temperaturas de los elementos estáticos y móviles del motor de combustión durante la transferencia de calor cuando se encuentra en funcionamiento.

Los MCIA, continúan siendo una temática amplia de estudio, es por esto, que el problema con el proyecto presentado es una opción abierta, ya que el desarrollo del mismo puede llevar consigo próximas investigaciones que satisfagan necesidades similares, o que intercedan para otros temas en particular.

(Romero Piedrahita, 2009) menciona que, “el modelado térmico del motor como dispersión del calor en los automotores conlleva el procedimiento de seis subsistemas, como: válvulas de admisión y escape, cámara de combustión, camisas de enfriamiento en el bloque y la culata, aceite lubricante como refrigerante de la parte inferior del pistón, camisa y anillos y, la estructura restante del motor que separa los otros cinco subsistemas”.

2.3. Delimitación

Este proyecto contribuye al desarrollo y formación del área de Ingeniería Térmica de la carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana, debido a que la transferencia de calor en los motores de combustión interna es un problema que genera gran interés y que aporta a diferentes estudios, como la disminución de calor a los componentes del motor que afectan el rendimiento térmico de este.

3. OBJETIVOS

3.1. Objetivo General

- Presentar una propuesta de estudio para el Modelado Térmico en Motores de Combustión Interna Alternativos (MCIA).

3.2. Objetivos Específicos

- Estudiar el estado del arte de conceptos importantes de transferencia de calor en MCIA.
- Diseñar un modelo térmico experimental de la transmisión de calor de la estructura del motor.
- Aplicar un proceso de toma de datos de temperaturas de funcionamiento del motor mediante equipos de medición electrónicos.
- Validar la funcionalidad del modelo térmico desarrollado en un caso específico y analizar los datos obtenidos.

4. ESTADO DEL ARTE

4.1. Motor de Combustión Interna Alternativo

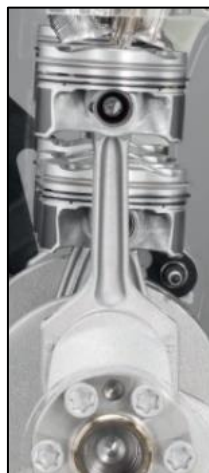
(González Calleja, 2015), afirma: “el motor de combustión interna alternativo (MCIA) es un motor de combustión interna en el que el ciclo de trabajo y la transmisión de fuerzas se produce mediante el desplazamiento lineal y repetitivo de un émbolo o pistón. La transformación de la fuerza lineal generada por la presión de los gases tras la combustión en un par motor giratorio se realiza a través de un mecanismo biela-manivela”.

Los MCIA son motores térmicos con un mecanismo biela-manivela del cual se obtiene el trabajo por medio del desplazamiento rectilíneo del pistón, es por esto que reciben el nombre de motores volumétricos o de desplazamiento positivo. (Rovira De Antonio & Muñoz Domínguez, 2015) los define como: “motores de combustión interna porque el estado térmico se genera en el propio fluido que evoluciona en el motor”.

Todos los motores térmicos actuales se derivan, en mayor o menor medida, de las máquinas de vapor. Para (Payri González & Desantes Fernández, 2011): “los MCIA tienen en común con éstas una de sus principales características, que consiste en ser máquinas volumétricas o de desplazamiento positivo, lo que significa que el fluido de trabajo está contenido dentro de un recinto delimitado por paredes móviles que, al desplazarse, modifican el volumen de la masa de fluido que evoluciona por el motor”.

4.1.1. Componentes del MCIA

En la Figura 1, se puede apreciar el mecanismo biela-manivela que se mencionó con anterioridad, el cual compone a los MCIA:



*Figura 1. Interior de un motor de combustión interna alternativo.
Fuente: (González Calleja, 2015).*

Los MCIA además de estar compuestos por el mecanismo indicado en la Figura 1, posee componentes estáticos, los cuales se representan en la Figura 2 en conjunto con los elementos móviles y se los describe brevemente en la Tabla 1.

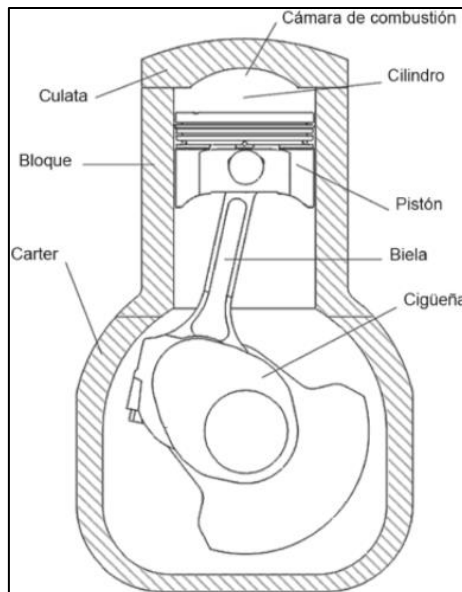


Figura 2. Componentes principales del MCIA.
Fuente: (Rovira De Antonio & Muñoz Domínguez, 2015).

Tabla 1. Elementos del MCIA.
Fuente: (Rovira De Antonio & Muñoz Domínguez, 2015).

Pistón	Es el émbolo del mecanismo biela-manivela que aumenta o disminuye el volumen del cilindro con un movimiento rectilíneo alternativo.
Biela	Elemento que convierte el movimiento lineal del pistón en el rotativo del cigüeñal, en conjunto de la manivela.
Cigüeñal	Elemento que integra la manivela y realiza un movimiento rotativo.
Cilindro	Es el volumen que aloja el fluido de trabajo.
Cámara de Combustión	Es el volumen en donde tiene lugar la combustión de la mezcla.
Culata	Elemento alojado en la parte superior cuya función es sellar los cilindros de un MCI
Bloque	Elemento que aloja los cilindros y el resto de los elementos del mecanismo biela-manivela.
Cárter	Elemento ubicado en la parte inferior que cierra la parte inferior del motor y aloja su aceite lubricante.

4.1.2. Fases de Funcionamiento

Durante el funcionamiento del motor se realiza un ciclo termodinámico que está compuesto por una serie de procesos, los cuales se reproducen habitualmente y está integrado por cinco procesos que tienen lugar dentro de un MCIA, los cuales se realizan en el siguiente orden:

- Admisión
- Compresión
- Combustión
- Expansión
- Escape

4.1.3. Clasificación de los MCIA

Los MCIA son un tipo de motor térmico que transforman la energía térmica en energía mecánica, dicho proceso es denominado combustión, el cual tiene lugar en el mismo fluido de trabajo (generalmente una mezcla aire-combustible) que es introducido dentro de la estructura del motor. La combustión que se da es discontinua, el fluido despliega su operación sobre un área movable (pistón), que se desplaza mediante un movimiento rectilíneo.

En la Figura 4, se aprecia la clasificación general de los motores y la derivación de estos hasta llegar a los MCIA.

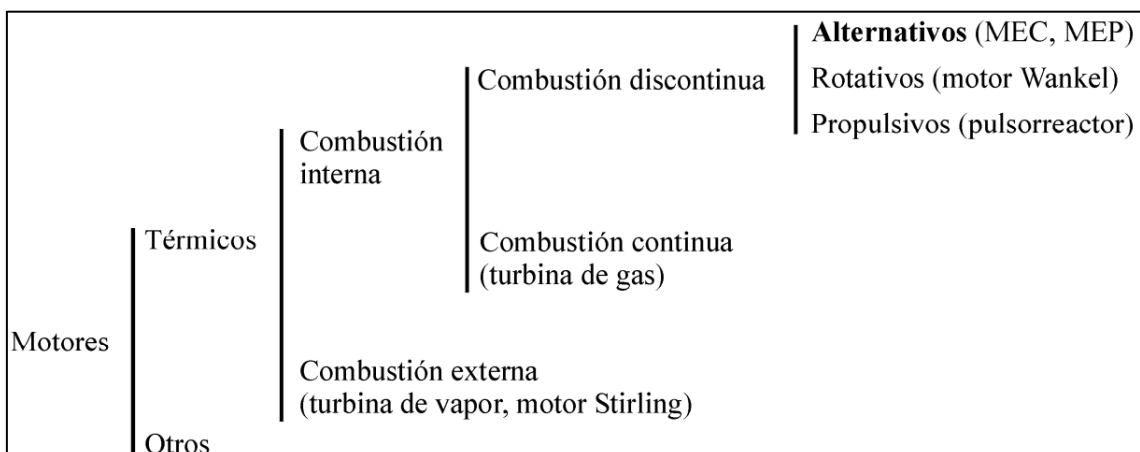


Figura 3. Clasificación de los motores.
Fuente: (Payri González & Desantes Fernández, 2011).

Los MCIA a su vez se pueden dividir de acuerdo en la siguiente clasificación que se visualiza en la Figura 4:

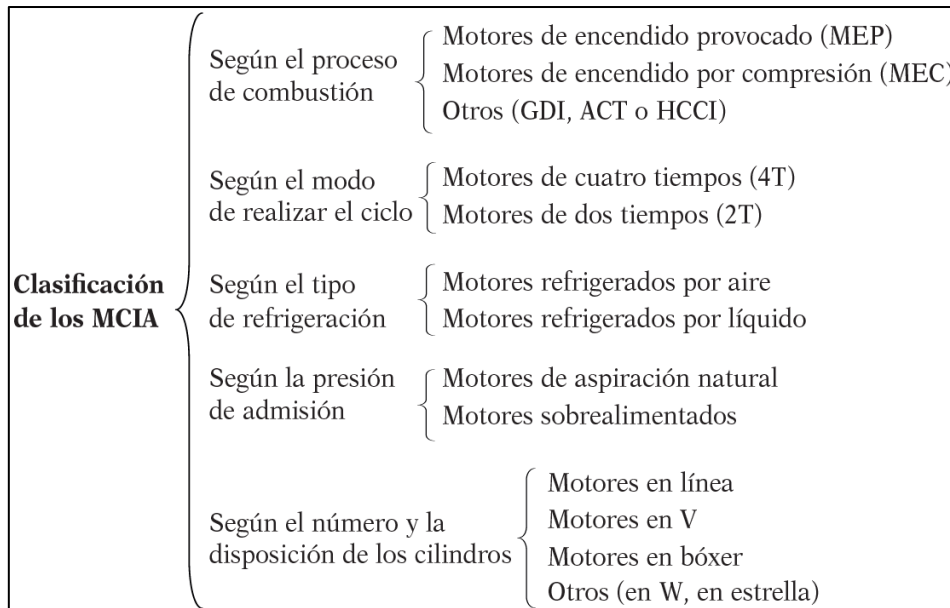


Figura 4. Clasificaciones de los MCIA.

Fuente: (Rovira De Antonio & Muñoz Domínguez, 2015).

Para el caso de estudio solamente se hará referencia a los MCIA según el proceso de combustión y según el modo que realiza el ciclo.

4.1.3.1. Según el proceso de combustión

A continuación, se presenta la clasificación de los MCIA de acuerdo al proceso de combustión que se realiza dentro de su estructura en:

Motores de encendido provocado (MEP): El ciclo termodinámico que siguen es el ciclo Otto, como su nombre lo indica la combustión de la mezcla aire-combustible se provoca por una acción externa a la mezcla, comúnmente se provoca el encendido de esta por medio de la generación de una chispa producida por una bujía.

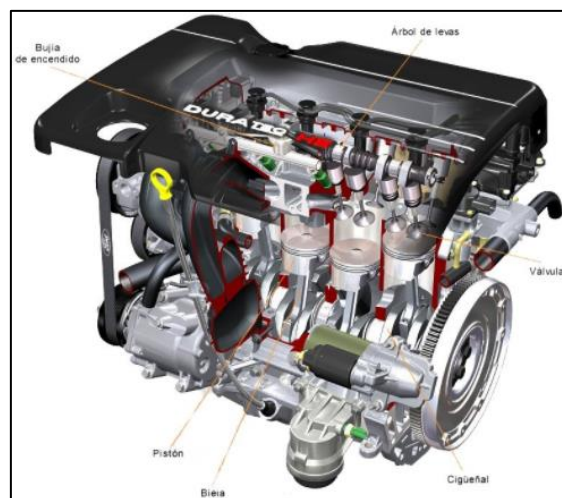
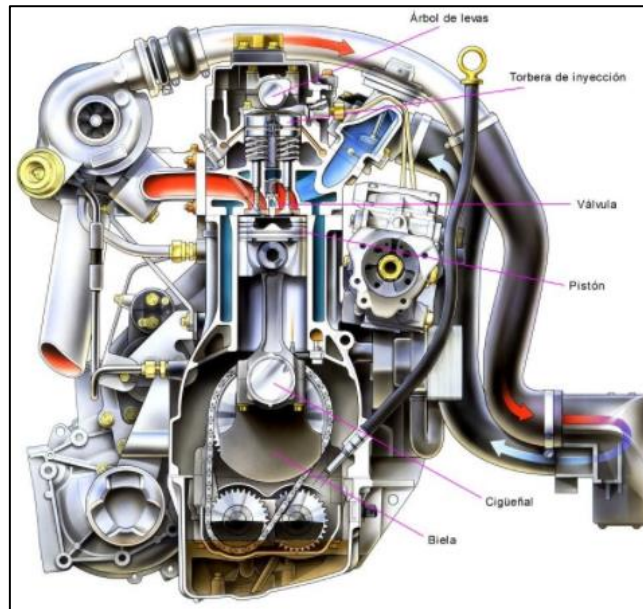


Figura 5. Motor de Combustión Interna Alternativo de Encendido Provocado.

Fuente: (Granell, 2018)

Motores de encendido por compresión (MEC): (Villaverde Ruiz de Galarreta, 2019) menciona que: “el ciclo termodinámico que siguen este tipo de motores es el ciclo Diésel, la combustión de la mezcla se inicia por la alta presión y a la alta temperatura a la que es sometida, la cual provoca una auto ignición”.

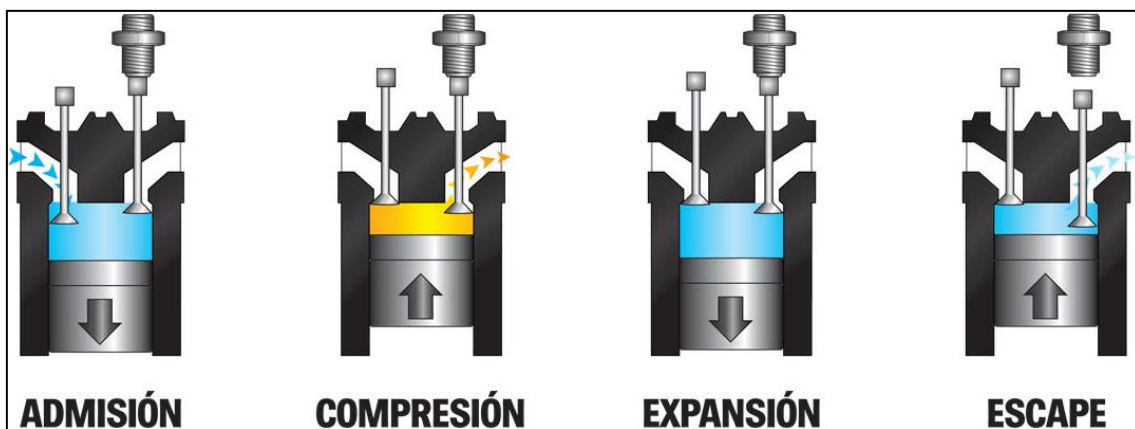


*Figura 6. Motor de Combustión Interna Alternativo de Encendido por Compresión.
Fuente: (Granell, 2016).*

4.1.3.2. Según el modo que realiza el ciclo

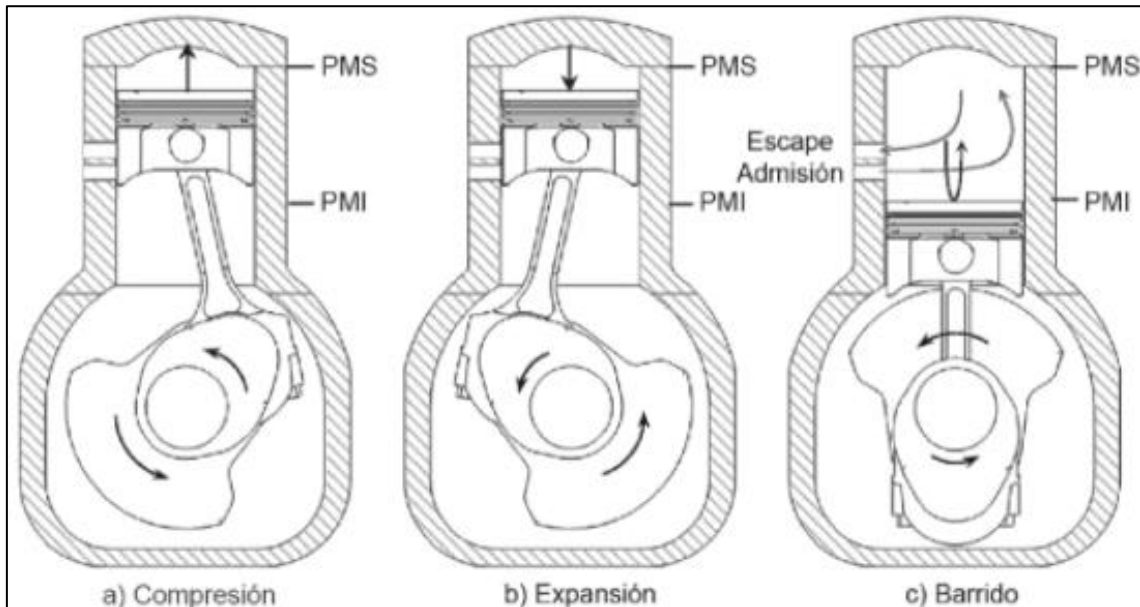
De acuerdo a la clasificación indicada en la Figura 4, estos se dividen en:

Motores de cuatro tiempos (4T): Estos tipos de motores reciben su nombre porque las etapas del ciclo termodinámico (admisión, compresión, expansión y escape) se realizan en cuatro carreras del pistón (dos revoluciones del cigüeñal).



*Figura 7. Esquema del funcionamiento de un MCIA 4T.
Fuente: (MotoyCasco, 2014).*

Motores de dos tiempos (2T): La diferencia entre los motores de 2T y los de 4T, radica en que los 2T realizan las etapas del ciclo termodinámico en la mitad de desplazamientos del pistón y de giros del cigüeñal, es decir, que solamente se requiere dos carreras y una revolución.



*Figura 8. Esquema del funcionamiento de un MCA 2T.
Fuente: (Rovira De Antonio & Muñoz Domínguez, 2015).*

4.2. Transferencia de Calor en el Motor

(Romero Piedrahita, 2009) indica que: “el motor, como un mecanismo térmico provisto de estructuras con superficies concretas de seis fronteras de fluidos diferentes (mezcla aire-combustible, gases de admisión, gases de escape, refrigerante, lubricante y aire-ambiente) y una frontera de fricción pistón-cilindro, es un mecanismo complejo para ser modelado desde la dinámica térmica, ya que las fronteras son transitorias y dependen del punto de operación del motor”.

(Borman & Nishiwaki, 1987) mencionan que: “la transferencia de calor es uno de los problemas más complicados de la ingeniería, que implica cambios rápidos en la temperatura, presión y velocidad. En un MCA se presentan las tres formas de transmisión de calor conocidas, que son conducción, convección y radiación”.

Además de conocer la cantidad total de calor transferido desde la cámara de combustión hacia los demás elementos del motor, es importante conocer no sólo la magnitud anteriormente mencionado, sino también lograr identificar la localización temporal y espacial de los flujos térmicos del motor.

El aumento de la potencia específica del motor se limita por eventos como las temperaturas de los fluidos que circulan a través de la estructura del motor, el excesivo intercambio de energía térmica es el que empeora las prestaciones globales del motor; por lo tanto, para lograr la optimización del proceso de combustión es necesario predecir las temperaturas de los fluidos y de las superficies fronterizas para luego controlarlas. Adicional a la ventaja mencionada anteriormente, al predecir y controlar estas temperaturas indicadas se puede reducir el consumo de combustible lo que a su vez disminuye la producción de gases contaminantes

La estructura del motor posee superficies limitadas por dos tipos de fronteras, estas son seis fronteras fluidicas y una única frontera de fricción, la cual es la limitada entre el pistón y la cámara de combustión.

Como fronteras fluidicas se tiene:

- Gases de admisión;
- Gases de la cámara de combustión;
- Refrigerante;
- Aceite lubricante;
- Gases de escape;
- Aire ambiente.

4.2.1. Transferencia entre los gases del cilindro y las paredes de la cámara de combustión

Por medio de un proceso de convección, la mezcla aire-combustible alojada dentro de la cámara de combustión que se encuentra a una temperatura superior, transfiere su energía calórica a las paredes metálicas de la cámara. Las alteraciones volátiles de temperatura, presión y velocidad de movimiento de la masa de trabajo dificultan el análisis de la transmisión de calor que se da dentro de la cámara de combustión. Además, de la transferencia de calor por convección, se efectúa un mecanismo de transmisión de energía calórica adicional que por su influencia insignificante en comparación con el primer mecanismo es despreciable, este mecanismo se da por medio de la radiación.

(Šarić et al., 2017) menciona que: “la transferencia de calor en la pared es esencial para la precisión global de las simulaciones del motor con respecto a la eficiencia del mismo, las emisiones de escape y los componentes térmicos”.

Para analizar la transferencia de calor en el cilindro; pueden ser clasificadas por los siguientes grupos principales y subgrupos.

1. Modelos termodinámicos globales (de una zona)
2. Termodinámica zonal (más de una zona) modelos
3. Un fluido analítico y numérico unidimensional (modelos dinámicos)
4. Multidimensional (numérico fluido dinámico modelos)
5. Modelos de transferencia de calor por radiación (modelos globales, a veces con el coeficiente de convección y otras veces como un término separado)

(Wang & Berry, 1985) indican que: “la transferencia de calor de los gases del cilindro a la pared se calcula estimando la temperatura de la pared del motor y basando el flujo de calor en la diferencia entre el gas y las temperaturas de las paredes. A partir de correlaciones empíricas se calcula el coeficiente de transferencia de calor”. Las debilidades de este enfoque son las siguientes:

- Los resultados calculados son sensibles a la temperatura de la pared, que se trata como una cantidad dada. Las correlaciones empíricas no incluyen ningún medio de incorporar cambios significativos en la geometría del motor o en el campo de flujo.
- Estas correlaciones no predicen correctamente la contribución de la transferencia de calor radiante. En la obtención del valor de transferencia de calor se puede esperar que todas estas debilidades tengan un fuerte efecto en los análisis cuantitativos de transferencia de calor. Una más precisa se requiere un medio de cálculo del flujo de calor para el análisis del ciclo termodinámico del motor.

También, más detallado información sobre las condiciones térmicas (como la pared temperaturas) sería útil para los ingenieros y diseñadores.

El diagrama de la distribución de temperatura y el flujo de calor que circula desde gases de la cámara, atravesando la pared del cilindro, hacia el refrigerante en contacto con la pared externa del cilindro o camisa. se aprecia en la Figura 9. Además, se presenta las curvas de la temperatura de los gases y el coeficiente de transferencia de calor por convección, ambas en función al ángulo de giro de cigüeñal como se indican en la misma Figura.

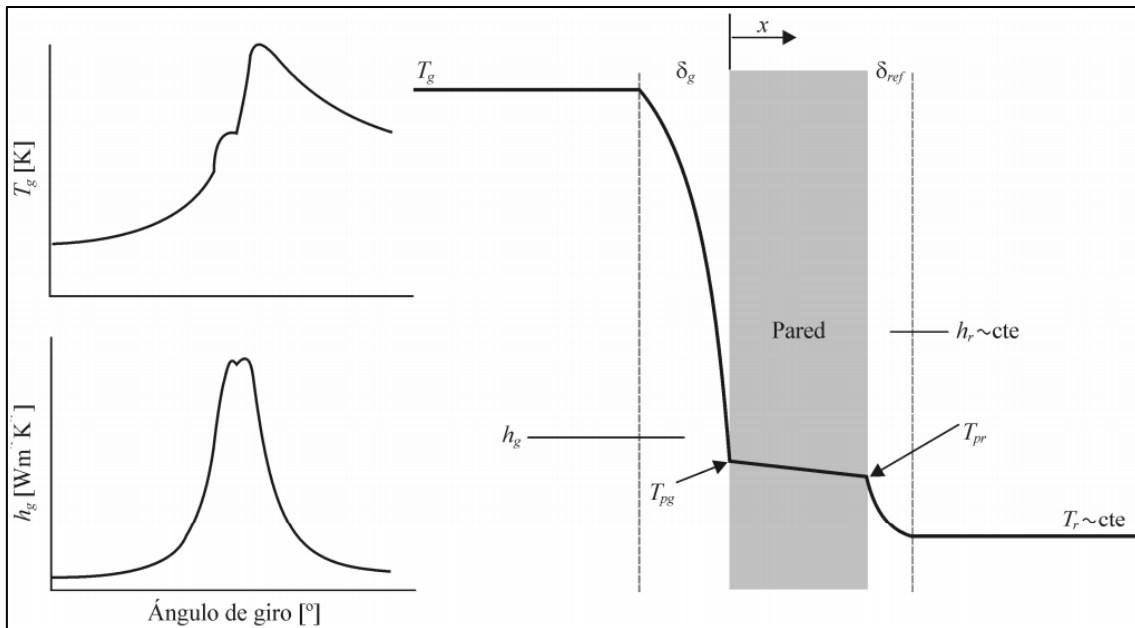


Figura 9. Esquema de la distribución de temperaturas del flujo de calor transferido entre la mezcla aire-combustible, las paredes del cilindro y el refrigerante.
Fuente: (Payri González & Desantes Fernández, 2011).

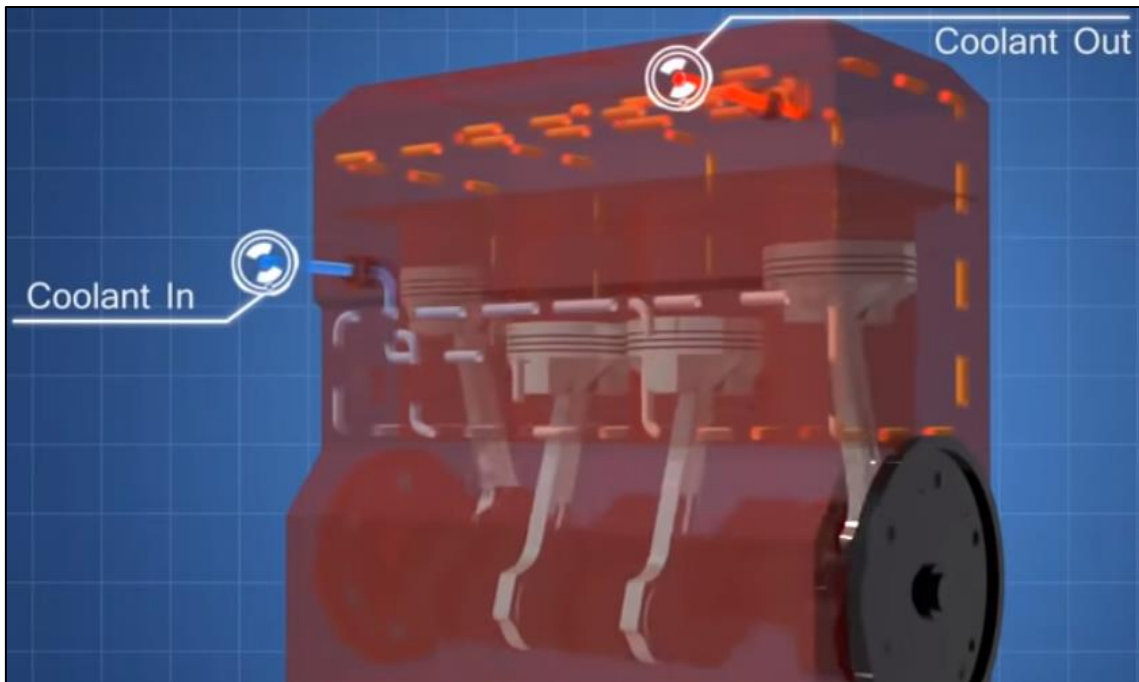
La elevada diferencia de temperaturas entre la mezcla aire-combustible y las paredes hace que exista una transferencia de calor no despreciable del gas a las paredes del cilindro. Para (Riesco Ávila et al., 2013): “estas pérdidas provocan que no toda la energía aportada por la combustión sea íntegramente utilizada por la combustión sea íntegramente utilizada para elevar la temperatura del gas”.

4.2.1.1. Rendimiento Adiabático de la Cámara de combustión

(Asborn et al., 2017) afirman que: “ hay una pérdida de calor a través de la pared de la cámara durante la fase de combustión generando una disminución de la potencia del motor. Puede ser debido al alcance de las temperaturas de los gases en la combustión que logran alrededor de los 2500 °C, la transferencia se ve favorecida por el incremento del coeficiente térmico de intercambio dado la alta turbulencia del fluido y la densidad.”.

4.2.2. Transferencia entre las paredes del cilindro y el refrigerante

El sistema de refrigeración tiene la función de controlar la temperatura de operación del motor, transfiriendo el calor existente en las paredes del cilindro hacia el refrigerante por medio de la transferencia por convección, el motor durante este proceso se comporta como un intercambiador de calor. En la Figura 10, se ilustra la circulación del refrigerante en un motor en línea.



*Figura 10. Circulación del refrigerante en el bloque y la culata.
Fuente: (Autotechlabs, 2015).*

4.2.3. Transferencia en las válvulas de admisión y escape

Es importante señalar que debido a la alta temperatura del gas que sale de la cámara de combustión y la rápida velocidad de movimiento, la transferencia de calor por convección entre el gas de escape y la válvula de escape es mayor que la transferencia de calor entre la admisión y la válvula de admisión. Esta dinámica de los gases de admisión y escape se transfiere se transmite a sus respectivos conductos y válvulas, siendo considerablemente más brusca la transferencia a los conductos que la transferencia a las válvulas.

La temperatura de las válvulas y paredes de los conductos de admisión es mayor a la del aire adherido, es decir, que los gases de admisión se van calentando a medida que circulan a través del colector. Por otro lado, la temperatura de los gases de escape es superior a la de los conductos, pero esta desciende a medida que los gases de escape viajan a través del múltiple; la apertura de la válvula de escape aumenta drásticamente la velocidad de los gases, por ende, se da un acelerado intercambio térmico con las paredes del cilindro, las válvulas de escape y las paredes del conducto, ver Figura 11.



*Figura 11. Transferencia de calor de los gases de escape a los conductos y al colector de escape.
Fuente:(Saura Vidal, 2015).*

4.2.4. Transferencia entre el aceite y el motor

Hay intercambio de calor entre el aceite y el pistón, y entre la camisa del cilindro y el pistón. Además de realizar una función lubricante, el aceite contribuye al enfriamiento de los elementos que se encuentran en constante fricción entre sí, brindando la posibilidad de transferir calor por convección.

4.2.4.1. Transferencia entre el aceite y el pistón

El aceite crea una película entre las partes móviles en contacto, y esta fricción genera calor, el aceite al lubricar el pistón mediante la película formada, contribuye a disipar el calor generado en el rozamiento. El enfriamiento de este elemento depende del diseño del motor, el cual, para cumplir con las funciones de enfriamiento y lubricación del pistón, utiliza las siguientes formas para su realización.

- Salpiqueo efectuado por el cigüeñal;
- Inyección al pistón desde el bulón;
- Toberas especiales para la inyección al pistón.

Las formas de enfriamiento y lubricación anteriormente mencionadas se muestran en la Figura 12.

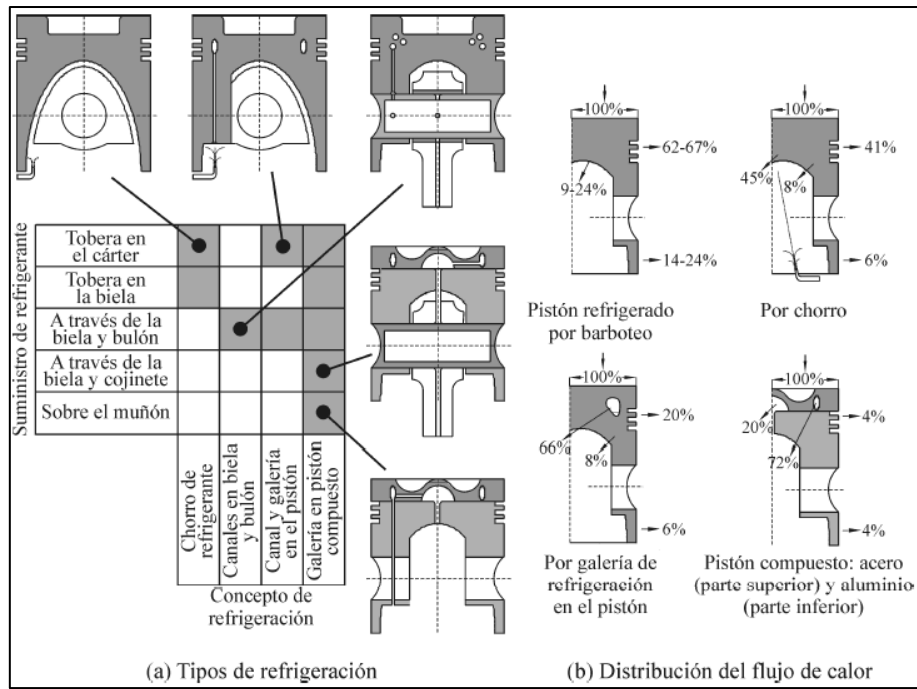


Figura 12. Transferencia entre el aceite y la estructura.
Fuente: (Payri González & Desantes Fernández, 2011).

4.2.4.2. Transferencia entre el aceite y el bloque – entre el aceite y la culata

El aceite circula por todo el motor cumpliendo con la misión de la lubricación durante su funcionamiento como se observa en la Figura 13, este líquido fluye a través del motor hasta la culata y se lubrican sus elementos como la distribución. El aumento de la temperatura del pistón por su movimiento hace que el aceite también aumente su temperatura, disminuya su densidad y fluya fácilmente a lo largo de las paredes del cilindro hacia la pared inferior del cilindro y finalmente al cárter.



Figura 13. Lubricación del motor.
Fuente: (Castrol, 2015).

4.2.5. Transferencia entre el motor y el ambiente

La dinámica de interacción de calor que se genera entre el motor y el ambiente, permite visualizar claramente dos fases de emisión de temperatura como son: radiación y convección donde la radiación se da desde las paredes externas del motor hacia el lugar que las rodea y la convección del interior del motor a través de las paredes de los cilindros para llegar al exterior. El motor durante el funcionamiento está expuesto a diferentes variaciones de trabajo, en donde las cargas elevadas por esfuerzo del motor, elevan las temperaturas, las mismas que son emitidas a los componentes del vehículo y por consiguiente al ambiente en el que se encuentra. Debido a las altas temperaturas que se dan en puntos específicos del motor, algunos de sus componentes cercanos están aislados con materiales termo resistentes para no sufrir un mal funcionamiento, en la Figura 14 se puede observar las escalas de temperatura que se dan en el motor, por medio de una cámara termográfica, desde valores fríos en color azul, hasta valores más calientes en color rojizo.



*Figura 14. Termografía de un MCI.
Fuente: (Thermascan Ltd, 2019).*

4.3. Balance Térmico

También conocido como balance energético o balance de energía, es básicamente la aplicación de la primera ley de la termodinámica. Es decir, que es el cambio neto de la

energía total del sistema, sea que esta aumenta o disminuya; en pocas palabras, es la diferencia entre la energía que entra al motor (mezcla aire-combustible) y la energía que sale del motor (calor disipado de las paredes hacia el refrigerante, trabajo mecánico o potencia efectiva, calor disipado en la expulsión de los gases de escape).

Para (Çengel & Boles, 2012): “el balance energético es el cambio neto (aumento o disminución) de la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso”.

De acuerdo con la Primera Ley de la Termodinámica, conocida como "*principio de conservación de la energía*", determina que la variación de energía total en el proceso adiabático es equivalente a la diferencia entre el total de energía que ingresa y el total de energía que se expulsa del sistema durante el funcionamiento, como se muestra en la Ecuación 1.

$$\Delta E_{sistema} = E_{ent} - E_{sal} \quad (1)$$

4.3.1. Procesos de Transferencia de Calor en el Motor

De las funcionalidades más complejas que se dan en el mecanismo es el intercambio de energía calórica en el cilindro, porque en las superficies se dan cambios rápidos de temperatura y presión, como se indicó anteriormente, el intercambio de calor en el cilindro se obtiene por dos mecanismos diferentes como la convección y la radiación.

De acuerdo con (Payri González & Desantes Fernández, 2011), “para determinar la dinámica de calor en un punto cualquiera del área de la cámara de combustión afectaría la resolución de la ecuación de conducción de energía que incluye almacenamiento, conducción, convección, trabajo de presión y fuentes de calor convectiva y radiactiva, lo que en su forma simplificada supone un componente ideal de conductividad, calor constante y presión uniforme”, la cual se indica a continuación:

$$\frac{\partial \check{T}}{\partial \tau} = \frac{1}{Re \cdot Pr} \cdot \check{\nabla}^2 \cdot T \blacksquare - \check{u} \cdot \check{\nabla} \cdot \check{T} + \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \cdot \frac{\check{T}}{\check{p}} \cdot \frac{d\check{p}}{d\tau} + \check{q} \quad (2)$$

Donde:

\check{p} : Presión adimensional

\check{T} : Temperatura adimensional

\ddot{u} : Velocidad adimensional

$$\tau = \frac{t \cdot u_0}{D}: \text{Tiempo adimensional}$$

$\check{\nabla} = D\nabla$: Gradiente respecto a coordenadas adimensionales

γ : Relación de calores específicos

$$\check{q} = \frac{\dot{q} \cdot D}{\rho \cdot C_p \cdot T_0 \cdot u_0}: \text{Forma Adimensional del Término de Generación}$$

Re : Número de Reynolds

Pr : Número de Prandtl

La complejidad de la Ecuación 1 hace imposible encontrar una solución a la ecuación debido a la dificultad de la interacción de las variables y la insuficiencia de datos para resolverla, por lo tanto, es necesario estimar el flujo de calor en el cilindro usando un modelo de aproximación más simple que considere el modelo general promediado durante el ciclo. Además, generalmente se asume que estos coeficientes generalmente son ajustados a toda la superficie del cilindro y a su estado cuasi-estacionario, con estas condiciones se supone utilizar la ley de enfriamiento de Newton.

A partir del esquema de la distribución de temperaturas de un motor mostrado en la Figura 9, se puede suponer un flujo adimensional y estacionario para aplicar ecuaciones elementales de transferencia de calor.

La primera forma de transmisión de calor es por medio de un flujo de calor convectivo que va desde los gases hacia la pared durante la combustión, lo cual se puede expresar de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_g = h_g \cdot A_p \cdot (T_g - T_p) \quad (3)$$

Donde:

\dot{Q}_g : Flujo de calor convectivo desde los gases a la pared

h_g : Coeficiente de convección

A_p : Área del cilindro

T_g : Temperatura de los gases

T_p : *Temperatura de la pared del cilindro*

Además, la transferencia por el mecanismo anterior, los gases transmiten su energía calórica a las paredes por medio de la radiación, este proceso se lo puede expresar mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{p \rightarrow g} = \Phi \cdot (T_g^4 - T_p^4) \quad (4)$$

Donde:

$\dot{Q}_{p \rightarrow g}$: *Flujo de Calor Radiactivo desde la Mezcla a la Pared*

Φ : *Factor de relación entre la Emisividad y el Factor de Forma*

T_g : *Temperatura de los gases*

T_{pg} : *Temperatura de la pared del cilindro*

La pared del cilindro al estar en contacto con los gases disipa el calor receptado y lo transfiere a lo largo de su espesor, por lo que se calienta toda su estructura, la capacidad de conducir este calor se verá afectada de acuerdo al material del cilindro, este proceso se lo indica mediante la expresión:

$$\dot{Q}_p = \frac{k \cdot A_p \cdot (T_p - T_{p.ref})}{e_p} \quad (5)$$

Donde:

\dot{Q}_p : *Flujo de calor conductivo a través de la pared del cilindro*

k : *Coeficiente de conducción*

A_p : *Área del cilindro*

T_p : *Temperatura de la pared del cilindro*

$T_{p.ref}$: *Temperatura de la pared en contacto con el refrigerante*

e_p : *Espesor de la pared del cilindro*

El flujo de calor continua su trayectoria a través de la estructura interna del motor, así como el cilindro se encuentra en contacto con los gases, también lo hace con el

refrigerante, el cual ayudará a disipar el calor y enfriar la pared que se encuentra en contacto con el cilindro, este proceso se lo puede expresar mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{ref} = h_{ref} \cdot A_{p_ref} \cdot (T_{p_ref} - T_{ref}) \quad (6)$$

Donde:

\dot{Q}_{ref} : Flujo de calor convectivo entre la pared y el refrigerante

h_{ref} : Coeficiente de convección del refrigerante

A_{p_ref} : Área del cilindro

T_{p_ref} : Temperatura de la pared en contacto con el refrigerante

T_{ref} : Temperatura del refrigerante

Debido a la complejidad de obtener las temperaturas de la pared del cilindro, (Payri González & Desantes Fernández, 2011) expresan que: “la dinámica de calor en relación de las temperaturas de los flujos presentes (mezcla y refrigerante), que normalmente son las temperaturas máxima y mínima”. A partir de la Ecuación 2, Ecuación 3, Ecuación 4 y Ecuación 5, es posible suponer que el flujo de calor es estacionario y se puede llegar a la siguiente expresión, cuyo término entre corchetes se denomina resistencia térmica:

$$\dot{Q} = A_p \cdot (T_g - T_{ref}) \left[\frac{1}{h_g + \left(\frac{\Phi}{A_p}\right) \cdot (T_g - T_p) \cdot (T_g^2 - T_p^2)} + \frac{e_p}{k} + \frac{A_p}{A_{p_ref}} \cdot \left(\frac{1}{h_{ref}}\right) \right]^{-1} \quad (7)$$

La Ecuación 6 no es lineal porque hay transferencia por radiación en el sistema, con base en esta suposición, se puede simplificar usando temperaturas promedio para estimar el valor de la emisión radioactiva e incluirlo como una corrección para el coeficiente de convección entre la mezcla y la pared, lo que permite obtener la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = A_p \cdot (T_g - T_{ref}) \left[\frac{1}{h_g} + \frac{e_p}{k} + \frac{A_p}{A_{p_ref}} \cdot \left(\frac{1}{h_{ref}}\right) \right]^{-1}$$

Los parámetros de la Ecuación 7, se los puede medir o estimar, los parámetros geométricos de las paredes del cilindro $[A_p, A_{p_ref}, e_p]$ como sus propiedades $[k]$ de acuerdo al material son conocidos; se puede medir con sensores la temperatura del refrigerante $[T_{ref}]$, de la misma manera con la utilización de sensores se puede medir la

temperatura de los gases mezclados $[T_g]$ o puede ser estimada por medio de la presión instantánea y de la masa admitida se la puede estimar suponiendo un comportamiento de gas perfecto; y los coeficientes convectivos $[h_g, h_{ref}]$ se los puede estimar mediante diferentes tipos de correlaciones. Por medio de dos premisas se puede estimar y emplear un coeficiente instantáneo global de transferencia de calor, las cuales son las siguientes:

- Existe un mismo coeficiente de transferencia de calor por convección para todas las paredes de la cámara de combustión.
- Se da un proceso cuasiestacionario durante la transferencia de calor a la cámara de combustión, es decir, la cantidad de calor transferido en cada instante es proporcional a la diferencia de temperaturas entre los gases y las paredes de la cámara.

Los modelos de transferencia de calor desarrollados a lo largo de la historia corresponden a modelos termodinámicos globales. De acuerdo con (Riesco Ávila et al., 2013): “en la actualidad, es habitual emplear el modelo de Woschni para MEC y el modelo de Annand para MEP, ambos modelos predicen valores del coeficiente de convección $[h]$ más bajos”.

Dentro del modelo de Annand que se indica en la Ecuación 8, se realiza el flujo total de calor transferido producido por la convección forzada y la radiación dentro de la cámara de combustión, dentro de la expresión se emplean parámetros instantáneos, es decir, que estas variables son referentes a una determinada posición del cigüeñal. Se tienen dos constantes, C_1 que representa el número de Prandtl, que de acuerdo a estudios experimentales de Annand lo considera como constante y n que reemplaza al producto de la constante de Stefan-Boltzmann y la emisividad de la paredes de la cámara $[\sigma \cdot \varepsilon]$.

$$h_g = \left(\frac{C_1 \cdot k}{D} \right) \cdot \left(\frac{\rho_g \cdot C_m \cdot D}{\mu_g} \right)^{C_2} \quad (8)$$

Donde:

h_g : Coeficiente de convección

C_1 : Constante 1

k : Coeficiente de conductividad térmica

D : Diámetro del pistón

ρ_g : Densidad de los gases

C_m : Velocidad media del pistón

μ_g : Viscosidad de los gases

C_2 : Constante 2

Los valores sugeridos por Annand para las constantes C_1 y C_2 , son de entre 0,35 y 0,8 para C_1 y entre 0,7 y 0,8 para C_2 . El tipo de motor y la intensidad del movimiento de los gases influyen en la selección de un valor determinado.

Para los MEC, Woschni emplea su modelo para calcular el coeficiente global de transferencia, igualmente considera el cálculo por convección forzada y potencia la influencia de la radiación en el flujo de calor como se establece en la Ecuación 9:

$$h_g = K \cdot (D)^{-0,2} \cdot (P)^{0,8} \cdot (T_g)^{-0,53} \cdot (W_w)^{0,8} \quad (9)$$

Donde:

K : Constante

D : Diámetro del pistón

P : Presión en el cilindro

T_g : Temperatura de los gases

W_w : Velocidad de los gases

La velocidad de los gases se la puede calcular de acuerdo a la Ecuación 10, que se indica a continuación:

$$W_w = C_1 \cdot (C_m) + C_2 \cdot \left(\frac{V \cdot T_r}{P_r \cdot V_r} \right) \cdot (P - P_0) \quad (10)$$

Donde:

C_1 : Constante 1

C_m : Velocidad media del pistón

C_2 : Constante 2

V : Volumen desplazado por el pistón

T_r : *Temperatura de referencia del gas*

P_r : *Presión de referencia del gas*

V_r : *Volumen de referencia del cilindro*

P : *Presión en el cilindro*

P_0 : *Presión en el cilindro con el motor parado*

Los valores T_r , P_r y V_r son medibles en un momento de referencia como puede ser al cierre de válvulas o al inicio de la combustión. De acuerdo a las fases del ciclo termodinámico del motor y al tipo de inyección de combustible se asumen los siguientes valores para C_1 y C_2 :

$$C_1 = 6,18 ; C_2 = 0 \rightarrow \text{admisión} - \text{escape}$$

$$C_1 = 2,28 ; C_2 = 0 \rightarrow \text{compresión}$$

$$C_1 = 2,28 ; C_2 = \begin{cases} 6,22 \times 10^{-3} : \text{inyección indirecta} \\ 3,24 \times 10^{-3} : \text{inyección directa} \end{cases} \rightarrow \text{compresión}$$

La variación entre los resultados calculados con los valores medidos experimentalmente de la constante C_1 durante las pruebas realizadas por Woschni, especialmente en motores con elevada turbulencia de la mezcla, lo impulsaron al desarrollo de expresiones que cuenten con la velocidad media del pistón y el efecto swirl en el cilindro para disminuir el margen de error con los valores medidos como son la Ecuación 11 y la Ecuación 12, el cual es un movimiento aerodinámico producido en la cámara del cilindro del aire en una forma toroidal que produce un adecuado llenado y vaciado de los cilindros.

$$C_1 = 6,18 + 0,417 \cdot \left(\frac{C_u}{C_m} \right) \rightarrow \text{admisión} - \text{escape} \quad (11)$$

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \left(\frac{C_u}{C_m} \right) \rightarrow \text{resto del ciclo} \quad (12)$$

Donde:

C_u : *Velocidad circunferencial*

C_m : *Velocidad media del pistón*

La velocidad circunferencial o intensidad de turbulencia (swirl) es un indicador de la turbulencia presente en el cilindro, Woschni correlaciona la velocidad circunferencial con la velocidad media del pistón [C_m] y con un factor multiplicativo que mide el peso de dicha relación de acuerdo a la fase del ciclo en la que se encuentre el motor, esta variable se puede determinar de acuerdo a la Ecuación 13, que se indica a continuación:

$$C_u = \frac{D \cdot \omega_g}{2} \quad (13)$$

Donde:

D : Diámetro del pistón

ω_g : Velocidad angular de los gases

4.3.2. Balance térmico durante el arranque del motor

La función principal de cualquier motor se activa recibiendo calor de un punto térmico de alta temperatura que ejecuta un trabajo mecánico, liberando una parte del calor hacia un foco térmico de menor temperatura. En la Figura 15, se observa la esquemática de un motor térmico, donde el foco térmico de mayor temperatura [$T +$], entrega el calor [$Q +$] al motor, liberando calor hacia el foco térmico de menor temperatura [$T -$] y generando pérdidas calóricas [$Q -$], por lo tanto, el motor entrega [$Q(N \cdot m) = (Q +) - (Q -)$] de trabajo mecánico:

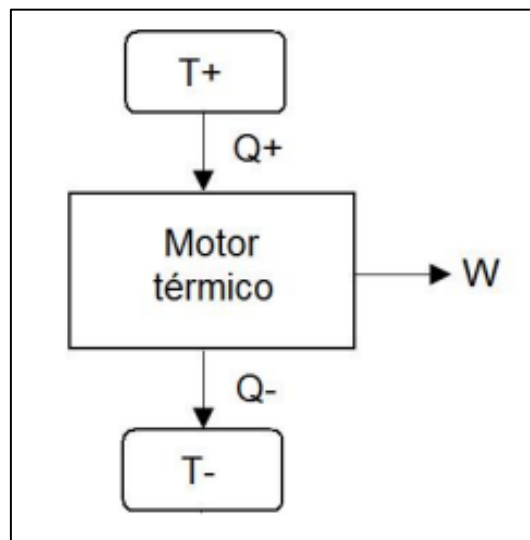


Figura 15. Esquemática del funcionamiento del motor.
Fuente: (Romero Piedrahita, 2009).

El motor de combustión como su nombre lo indica, transforma la energía interna de un fluido en trabajo mecánico mediante varios procesos termodinámicos que ocurren en su interior e utilizan la energía térmica del fluido. Se genera energía térmica a partir de la combustión del fluido en la estructura interna del motor; los motores de combustión interna utilizan productos para provocar una reacción en la cámara de combustión, incluido el aire como primer oxidante, donde una nueva corriente de material combustible enciende el material mientras hace el trabajo del motor para posteriormente expulsarlas.

Como ya se ha explicado anteriormente el mecanismo que utiliza el motor de combustión interna alternativo que es de biela-manivela a través de un pistón para comprimir las sustancias dentro de la cámara.

4.3.3. El motor como generador de trabajo

Los motores de combustión interna utilizan la mezcla de gases para generar un trabajo, es decir, que la energía química se convertirá en energía térmica; en este proceso interfieren más fluidos como: gases residuales y gases de escape, que son los productos de la combustión que no lograron ser expulsados.

Para ser un poco más prácticos, se puede observar en la Figura 16 como los componentes que interactúan en la combustión se encuentran delimitados por la frontera del sistema, la parte superior limitada por las válvulas de admisión y escape, y las paredes de la cámara de combustión, la parte inferior limitada por la superficie del pistón, y los laterales limitados por las paredes internas del cilindro y la superficie restante de la cámara.

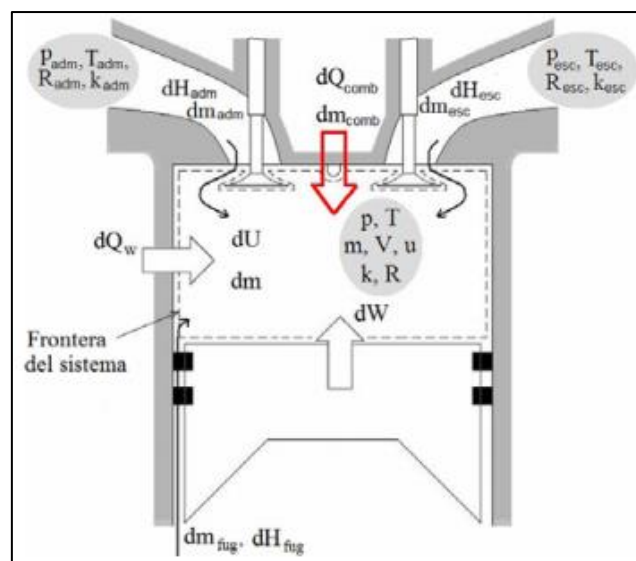


Figura 16. Modelo termodinámico del motor de combustión interna alternativo.
Fuente: (Romero Piedrahita, 2009).

Si se emplea la Primera Ley de la Termodinámica obtenemos la desintegración del sistema a través de la ecuación, donde tenemos la variación de energía en el sistema $[E_{sis}]$, y asumiendo también que no existen pérdidas de energía, reduciendo así la variación de energía en el sistema.

$$\frac{dE_{sis}}{dt} = \frac{d\dot{Q}_c}{dt} + \frac{d\dot{Q}_{ref}}{dt} + \frac{dW}{dt} + \frac{dm_{adm}}{dt}H_{adm} + \frac{dm_{esc}}{dt}H_{esc} + \frac{dm_{fug}}{dt}H_{fug} \quad (14)$$

La variación de energía en el sistema también vista como energía interna, es el resultado del calor transmitido por la combustión $[Q_{comb}]$, las energía de los gases de admisión $[m_{adm}, H_{adm}]$ y de los gases de escape $[m_{esc}, H_{esc}]$, el trabajo mecánico $[W]$, el calor disipado al refrigerante $[\dot{Q}_{ref}]$ y los gases fugados por los ranuras de los anillos $[m_{fug}, H_{fug}]$.

El motor visto considerado una máquina que produce trabajo, permite que sea representado en un modelo termodinámico, aunque no puede trabajar por sí solo, ya que necesita de la inyección de combustible y la admisión de aire fresco, y mediante el sistema de refrigeración asegurar el buen funcionamiento, disminuyendo las pérdidas mecánicas y los desgastes en los componentes debido a una buena lubricación, por lo tanto, la integridad de un buen funcionamiento en los componentes es obligatorio.

4.3.4. El motor como sistema de gestión térmica

El motor de combustión interna es el componente principal para los automotores, fundamentado en el mecanismo biela-manivela, junto a varios subsistemas que conforman el automotor, posibilitando el funcionamiento eficiente y que se encuentre dentro de los rangos de emisiones ambientales.

Los subsistemas del motor deben funcionar de tal forma que no afecten al correcto funcionamiento del motor, es por esto por lo que la eficiencia debe ser integral en cada componente durante las siguientes etapas: admisión, inyección de combustible, refrigeración, lubricación y escape.

En Figura 17, se observa los fluidos de entrada al motor (combustible y aire), su transformación durante el funcionamiento del motor y posterior salida como potencia efectiva, gases de escape, calor disipado al refrigerante y pérdidas misceláneas.

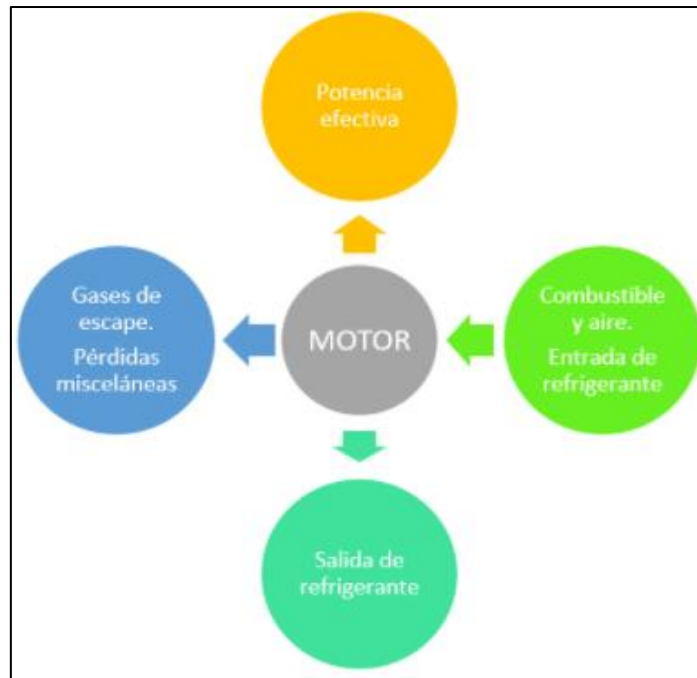


Figura 17. Esquema de las energías del balance térmico del motor.
Fuente: Autores.

Se puede reescribir la ecuación del balance energético del motor como:

$$\dot{m}_c \cdot PC_c \cdot \eta_c + \dot{m}_{air} \cdot H_{air} = N_e + \dot{Q}_{ref} + W_{misc} + \dot{Q}_{esc} \quad (15)$$

Donde:

\dot{m}_c y \dot{m}_{air} : *Flujos máxicos del combustible y del aire*

h_{air} : *Entalpía del aire*

PC_c y η_c : *Rendimiento de la combustión*

N_e : *Potencia Efectiva*

\dot{Q}_{ref} : *Calor disipado al refrigerante*

W_{misc} : *Pérdidas de calor misceláneas*

\dot{Q}_{esc} : *Calor evacuado por el escape*

La potencia efectiva (N_e) del motor se obtiene mediante:

$$N_e = M_m \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (16)$$

Donde:

N_e : *Potencia Efectiva*

M_m : Par Efectivo del Motor

n : Revoluciones del Motor

La siguiente ecuación pertenece a la energía térmica dispersa en el motor por convección al refrigerante (\dot{Q}_{ref}) puede calcularse mediante:

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{refr} \cdot C_{p_refr} \cdot (T_{refr}^{sal} - T_{refr}^{ent}) \quad (17)$$

Donde:

\dot{m}_{refr} : Flujo Másico del Refrigerante

C_{p_refr} : Calor Específico del Refrigerante

T_{refr}^{ent} : Temperatura del Refrigerante a la Entrada del Motor

T_{refr}^{sal} : Temperatura a la Salida del Motor

Midiendo los flujos másicos de combustible y de aire [\dot{m}_{comb} y \dot{m}_{air}] y las temperaturas del aire de admisión y de los gases de escape [T_{adm} , T_{esc}] es posible determinar la energía que se evacúa en los gases de escape referenciada a la temperatura de admisión, además, es necesario determinar las entalpías del aire de admisión [H_{adm}] y de los gases de escape [H_{esc}], y por último se asume que la temperatura de admisión y la temperatura del combustible [T_c] son iguales, con las variables mencionadas se emplea la expresión:

$$\dot{Q}_{esc} = (\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{air}) \cdot [H_{esc} \cdot (T_{esc}) - H_{adm} \cdot (T_{adm})] \quad (18)$$

Al despreciar la disipación de calor a través de las superficies exteriores del motor cuando se calienta el motor, parte de la energía suministrada por el combustible se almacena en la masa estructural del motor como calor. Tenemos la expresión:

$$\frac{dQ_{dis}}{dt} = m_{bl} \cdot C_{p_bl} \cdot \frac{dT_{bl}}{dt} + \dot{m}_{refr} \cdot C_{p_refr} \cdot dT_{refr} + \dot{m}_{ac} \cdot C_{p_ac} \cdot dT_{ac} \quad (19)$$

Donde:

Q_{dis} : Calor Disipado por el Motor a través de las paredes

m_{bl} : Masa Térmicamente sensible del Bloque

C_{p_bl} : Calor Específico del Material del Bloque

T_{bl} : *Temperatura del Bloque*

\dot{m}_{refr} : *Flujo Másico del Refrigerante*

C_{p_refr} : *Calor Específico del Refrigerante*

T_{refr} : *Temperatura del Refrigerante*

\dot{m}_{ac} : *Flujo Másico del Aceite*

C_{p_ac} : *Calor Específico del Aceite*

T_{ac} : *Temperatura del Aceite*

4.3.5. Flujos Térmicos en el Motor

Es interesante conocer el calor que cede el MCIA, pero también es interesante conocer la localización espacial y temporal, con esto se puede deducir las partes del motor que necesitan de mayor refrigeración, estableciendo medidas que ayuden a un perfecto funcionamiento.

Comprender el cambio de las necesidades de refrigeración en relación de las condiciones operativas del motor permitiría establecer estrategias que mejoren la eficiencia del motor a partir de los valores variables de las temperaturas.

Es necesario conocer cómo se reparte la energía química, por lo tanto, se debe plantear un balance energético del motor que se muestra en la Figura 18, teniendo en cuenta las transformaciones que se producen, se tiene:

$$\dot{m}_c PC_c = N_e + \dot{Q}_{ref} + H_g + N_a + \dot{Q}_{ac} + H_c + \dot{Q}_{ext} \quad (20)$$

Donde:

$\dot{m}_c PC_c$: *Flujo de Energía Química suministrado por el Combustible*

N_e : *Potencia Media Efectiva*

\dot{Q}_{ref} : *Flujo de Calor cedido al Sistema de Refrigeración*

H_g : *Flujo Entálpico asociado al Estado Térmico de los Gases de Escape*

N_a : *Potencia Mecánica de accionamiento de Auxiliares*

\dot{Q}_{ac} : *Flujo de Calor cedido al Lubricante*

por el combustible, equivale al producto del flujo másico del combustible por su poder calorífico, como se establece en la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot PC_c \quad (21)$$

Como se indicó anteriormente, solamente una fracción inicial de la energía aportada por el combustible es aprovechada por el motor para emplearla como potencia mecánica efectiva, una segunda parte restante de esta energía suministrada se pierde en forma de calor cedido a los fluidos $[Q]$ que cumplen que circulan dentro del motor, a los gases de escape y al medio ambiente, de estas premisas se establece el balance térmico en la siguiente expresión:

$$\dot{m}_c \cdot PC_c = N_e + \dot{Q} + \dot{m}_g \cdot H_{esc} \quad (22)$$

4.3.6. Pérdidas De Calor (\dot{Q})

Se entiende por pérdidas de calor a la energía térmica que se transmite al fluido refrigerante, lubricante o medio ambiente por medio de los revestimientos o paredes del motor, actuando en conjunto la convección, radiación y conducción.

Alrededor del 12% es aproximadamente las pérdidas de energía generadas al momento de la combustión, sería interesante minimizar o eliminar en tal caso las pérdidas de calor, pero, existen factores como las altas temperaturas dentro del cilindro efectuando problemas como:

- Dilatación, distorsión de las piezas o fundición.
- Tensiones mecánicas debido a los excesos de dilatación térmicos.
- Lubricación inadecuada.

4.3.7. Pérdidas Mecánicas

Corresponde a un sinnúmero de pérdidas que ocasionan la diferencia entre los parámetros señalados y los efectivos, tenemos:

- La potencia perdida por fricción de los componentes rozantes como: cigüeñal, pistón, cojinetes, etc.
- Potencia utilizada en la modificación de la carga.
- Uso de la potencia en la activación de auxiliares propios del motor, como: alternador, compresor, aire acondicionado, bomba de aceite, bomba de agua, etc.

Los MCIA al ser motores de combustión interna requieren evacuar al exterior los componentes de la combustión que ya han proporcionado gran parte de su energía, por lo que no trabajan en un ciclo cerrado.

Es importante precisar que las mermas mecánicas por fricción interna, ya sea por roce del fluido con las paredes y el desgaste interno del esfuerzo no forman parte de las consideradas pérdidas mecánicas.

El término N_{util} representa a la potencia mecánica que desempeña el motor y aparece en forma de par en el eje, esto corresponde a la potencia efectiva y la de accionamiento de auxiliares.

4.3.8. Pérdidas Asociadas a los Gases de Escape

La liberación de gases de combustión durante el proceso de escape del motor está relacionada a una energía voluble producto de su nivel de temperatura que oscila en un rango bastante considerable (280°-800°C) hay que considerar el tamaño del motor y si está o no turbo-sobrealimentado.

La pérdida de la energía inicial generada por la presencia de compuestos oxidados y valorada a partir del poder calorífico inferior, supone que la combustión es total.

$$\dot{m}_g H_{esc} = \dot{m}_g H_g(T, xi) + \dot{m}_g H_{CO,HC} \quad (23)$$

De los principios de la Termodinámica el segundo determina un máximo rendimiento térmico en los MCIA, además, demuestra que de los motores térmicos logran energía térmica de un foco caliente, sin embargo, sólo una proporción se transforma en energía útil, cediendo esta energía a un foco frío. El traspaso de calor, representa la pérdida asociada a la energía de los gases de combustión al salir expulsado de la cámara de combustión.

Analizado las diversas pérdidas en el MCIA, se logra estudiar el balance térmico que se muestra en la Figura 19, por medio de la siguiente expresión:

$$\dot{m}_c \cdot PC_c = N_e + N_a + \dot{Q}_{ref} + \dot{Q}_{ac} + \dot{Q}_{rad-conv} + \dot{m}_g H_{CO,HC} + \dot{m}_g H_g(T, xi) \quad (24)$$

La Figura 19, refleja que parte de la potencia útil (potencia suministrada al motor) se la emplea para activar los equipos auxiliares del motor $[N_a]$ y la potencia efectiva $[N_e]$ será menor. Además, se determina las disminuciones de $[\dot{Q}_{ref} + \dot{Q}_{ac}]$, ya sea por medio del

refrigerante o del lubricante y la potencia térmica cedida al ambiente por radiación y convección al aire que se encuentra alrededor del motor $[\dot{Q}_{rad-conv}]$. Como último término se tiene a la potencia térmica asociada a los gases de escape $[\dot{m}_g H_g(T, xi) + \dot{m}_g H_g(T, xi)]$.

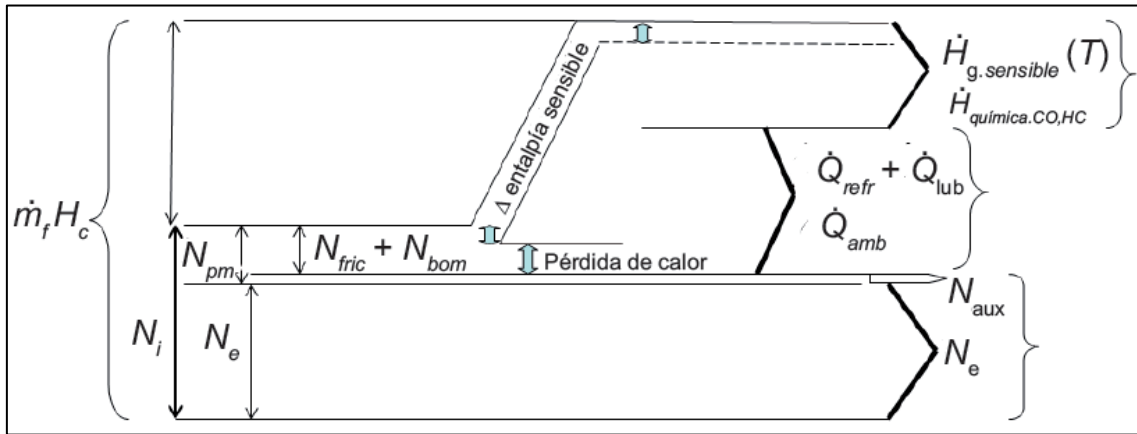


Figura 19. Balance Genérico de un MCI.
Fuente: (Rovira De Antonio & Muñoz Domínguez, 2015).

Se estima que del 100% de la energía introducida al motor de pequeña y media potencia, aproximadamente un 30% se aprovecha y se transforma en potencia efectiva; un 35% se pierde y se transmite en forma de calor al refrigerante, al lubricante y al ambiente; el 35% restante se pierde a través de los gases de escape.

5. MARCO METODOLÓGICO

Se usaron varios métodos para la presentación de este proyecto, entre ellos el método científico que permitió obtener la información necesaria relacionada con los modelos de transferencia de calor en los MCIA, adquiriendo antecedentes útiles para la propuesta de estudio. En este punto como resultado del análisis del estudio del arte realizado en el capítulo anterior y de tener un conocimiento previo sobre lo que se quiere realizar en este proyecto técnico, con ayuda del método deductivo se crearon estrategias de razonamiento para establecer un modelo térmico para evaluar los flujos de calor dentro de la estructura de un MCIA, en diversas condiciones de funcionamiento relacionadas al régimen de giro del motor y posteriormente, validar la funcionalidad del mismo.

Posteriormente, el emplear el método experimental, sirvió para la recolección de datos mediante el software de MATLAB y la utilización de varios sensores y equipos que a lo largo de este capítulo se darán a conocer, los cuales sirvieron para la recopilación de datos de las variables medibles que intervienen en el modelo térmico desarrollado; de la misma manera, se detallan los procedimientos que se llevan a cabo para la realización en las pruebas en el banco dinamométrico de la universidad y la recopilación de datos y finalmente la interpretación de los valores obtenidos durante las pruebas realizadas a distintas condiciones de operación. En la Figura 20, se describe la metodología anteriormente descrita:

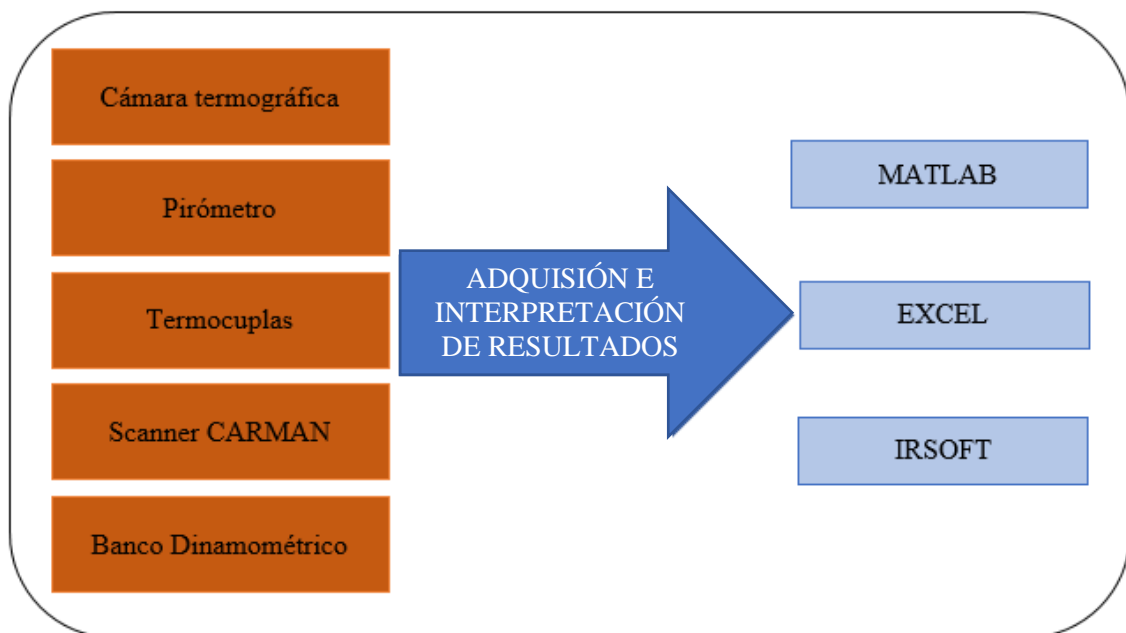


Figura 20. Proceso para adquisición e interpretación de resultados.

Fuente: Autores.

Mediante el método inductivo se obtuvieron las conclusiones necesarias a partir de los resultados obtenidos, y se verificó la correlación de las variables presentes en el modelado térmico del motor, partiendo del análisis de situaciones particulares del comportamiento durante el funcionamiento del motor.

5.1. Modelado Térmico

Es una representación matemática simplificada que describe el comportamiento dinámico de un sistema térmico y la relación entre las variables del mismo. Poder predecir los flujos calóricos que atraviesan la estructura interna de los motores y las temperaturas de los líquidos que es circulan a través de estos, así como de las temperaturas superficiales de la cámara de combustión, cilindro, pistón y válvulas, es el propósito de modelar térmicamente a estos motores. Un modelo de un sistema térmico es el modelo matemático del comportamiento dinámico de un sistema térmico que representa la relación existente entre las variables que interactúan en dicho sistema. (Romero Piedrahita, 2009) considera que, el modelado debe tomar en cuenta los mecanismos de transferencia de calor (convección, conducción y radiación), el coeficiente de convección de los gases alojados en el cilindro y las temperaturas del refrigerante, aceite, gases de admisión y escape representan las condiciones de contorno de sistema.

Los balances térmicos revisados durante el estudio de la literatura e indicados en la Ecuación 15 (Romero Piedrahita, 2009), en la Ecuación 20 (Payri González & Desantes Fernández, 2011) y en la Ecuación 22 (Rovira De Antonio & Muñoz Domínguez, 2015), además del postulado por (Arango S. & Castañeda Z., 1990), para objetivos prácticos de cálculo del balance térmico se ha decidido reescribir las expresiones anteriormente mencionados, como:

$$\dot{Q}_c + (\dot{m}_{air} \cdot H_{air}) = N_e + \dot{Q}_{ref} + \dot{Q}_{ac} + \dot{Q}_{esc} + \dot{Q}_{rad-conv} \quad (25)$$

Donde:

\dot{Q}_c : Calor liberado en la combustión del combustible [W]

\dot{m}_{air} : Flujo másico del aire en la admisión [kg/s]

H_{air} : Entalpía del aire en la admisión [J/kg]

N_e : Potencia efectiva [W]

\dot{Q}_{ref} : Calor transferido al refrigerante [W]

\dot{Q}_{ac} : Calor transferido al aceite [W]

\dot{Q}_{esc} : Calor evacuado por los gases de escape [W]

$\dot{Q}_{rad-conv}$: Pérdidas de calor por convección y radiación a través de las paredes del cilindro [W]

5.1.1. Calor liberado en la Combustión del Combustible

El primer término que se indica en la Ecuación 25 es el calor liberado en la combustión del combustible [\dot{Q}_c], el cual puede ser calculado por medio de la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot PC_c \quad (26)$$

Donde:

\dot{m}_c : Flujo másico del combustible [kg/s]

PC_c : Poder calorífico del combustible [J/kg]

5.1.2. Potencia Efectiva

La potencia efectiva [N_e], de acuerdo a la Ecuación 17 se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$N_e = \frac{\pi}{30} \cdot (M_m \cdot n) \quad (27)$$

Donde:

M_m : Par motor [$N \cdot m$]

n : Régimen de giro del motor [rpm]

5.1.3. Calor Transferido al Refrigerante

El calor transmitido por convección al refrigerante [\dot{Q}_{ref}] a través de las paredes del cilindro como se indica en la Ecuación 17, se puede determinar recurriendo a la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{ref} \cdot C_{p_{ref}} \cdot (T_{ref}^{sal} - T_{ref}^{ent}) \quad (28)$$

Donde:

\dot{m}_{ref} : Flujo másico del refrigerante [kg/s]

C_{p_ref} : Calor específico del refrigerante [J/(K · kg)]

T_{ref}^{sal} : Temperatura de salida del refrigerante [K]

T_{ref}^{ent} : Temperatura de entrada del refrigerante [K]

La complejidad física de poder medir la temperatura de entrada del refrigerante [T_{ref}^{ent}], se opta por determinar el valor de esta variable por medio de una red de resistencias térmicas propuesta por (Çengel & Afshin, 2011), que nos permite establecer el traspaso de calor en la manguera de entrada del refrigerante al motor como se indica en la Figura 21.

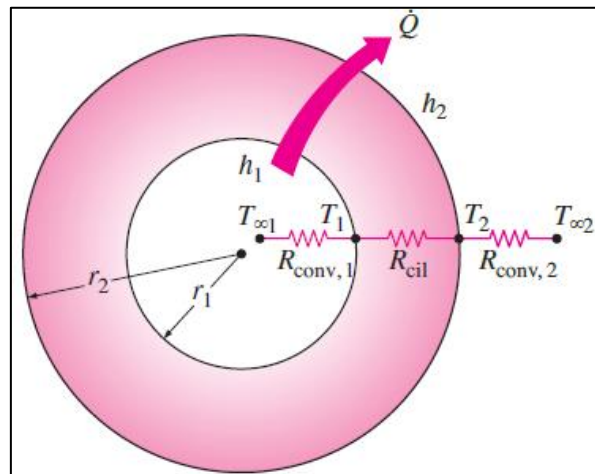


Figura 21. Red de resistencias térmicas de un cilindro bajo convección en ambas paredes.
Fuente: (Çengel & Afshin, 2011).

Para calcular el valor del calor transferido por la manguera de refrigeración [\dot{Q}_1], se emplea la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_1 = \frac{T_{ref}^{ent} - T_{amb}}{R_T} \quad (29)$$

Siendo T_{amb} y R_T , la temperatura ambiente y la resistencia térmica total, esta última expresada como:

$$R_T = R_{conv,1} + R_{mr} + R_{conv,2}$$

$$R_T = \frac{1}{h_{ref} \cdot (2\pi \cdot r_{pmr_int} \cdot L_{mr})} + \frac{\ln\left(\frac{r_{pmr_ext}}{r_{pmr_int}}\right)}{k \cdot (2\pi \cdot L_{mr})} + \frac{1}{h_{air} \cdot (2\pi \cdot r_{pmr_ext} \cdot L_{mr})} \quad (30)$$

La resistencia térmica total es el compendio de cada una de las resistencias por donde el calor es transferido desde el interior hacia el exterior, se suman las resistencias por de acuerdo a la red de resistencias térmicas estas se encuentran en serie. Es decir que, se puede calcular el calor transferido $[\dot{Q}_1]$, y la temperatura de entrada del refrigerante $[T_{ref}^{ent}]$, a través de alguna expresión que involucre una variable adicional a la temperatura ambiente $[T_{amb}]$, la cual también pueda ser medible.

A partir de la red de resistencias térmicas dispuesta, el calor transferido $[\dot{Q}_1]$ es equivalente al cociente entre la diferencia entre la temperatura de entrada del refrigerante $[T_{ref}^{ent}]$ y la temperatura de la pared externa de la manguera de refrigeración $[T_{pmr_ext}]$; con la sumatoria de la resistencia térmica por convección del refrigerante con la pared interna de la manguera $[R_{conv,1}]$ y la resistencia térmica por conducción en las paredes de la manguera $[R_{mr}]$.

$$\dot{Q}_1 = \frac{T_{ref}^{ent} - T_{pmr_ext}}{R_{conv,1} + R_{mr}} = \frac{T_{ref}^{ent} - T_{pmr_ext}}{\frac{1}{h_{ref} \cdot (2\pi \cdot r_{pmr_int} \cdot L_{mr})} + \frac{\ln\left(\frac{r_{pmr_ext}}{r_{pmr_int}}\right)}{k_{mr} \cdot (2\pi \cdot L_{mr})}} \quad (31)$$

La Ecuación 31 permite que se involucre una variable medible como es T_{pmr_ext} , pero se continua sin conocer el valor del calor transferido en la cañería de entrada del refrigerante $[\dot{Q}_1]$, por lo tanto, es necesario emplear otra expresión en la que intervenga la T_{pmr_ext} con la T_{amb} , la siguiente expresión permite determinar el valor deseado:

$$\dot{Q}_1 = \frac{T_{pmr_ext} - T_{amb}}{R_{conv,2}} = \frac{T_{pmr_ext} - T_{amb}}{\frac{1}{h_{air} \cdot (2\pi \cdot r_{pmr_ext} \cdot L_{mr})}} \quad (32)$$

Donde:

h_{air} : Coeficiente de convección del aire $[W/(m^2 \cdot K)]$

r_{pmr_ext} : Radio exterior de la manguera $[m]$

L_{mr} : Longitud de la manguera $[m]$

T_{pmr_ext} : Temperatura de la pared externa de la manguera [K]

T_{amb} : Temperatura ambiente [K]

Una vez conocido \dot{Q}_1 , a partir de la Ecuación 31 se puede despejar la temperatura de ingreso del refrigerante [T_{ref}^{ent}] y determinar su valor:

$$T_{ref}^{ent} = \dot{Q}_1 \cdot \left[\frac{1}{h_{ref} \cdot (2\pi \cdot r_{pmr_int} \cdot L_{mr})} + \frac{\ln\left(\frac{r_{pmr_ext}}{r_{pmr_int}}\right)}{k_{mr} \cdot (2\pi \cdot L_{mr})} \right] + T_{pmr_ext}$$

Donde:

\dot{Q}_1 : Calor transferido en la cañería de entrada del refrigerante [W]

h_{ref} : Coeficiente de convección del refrigerante [W/(m² · K)]

r_{pmr_int} : Radio interior de la manguera [m]

L_{mr} : Longitud de la manguera [m]

r_{pmr_ext} : Radio exterior de la manguera [m]

k_{mr} : Conductividad térmica de la manguera [W/(m · K)]

T_{pmr_ext} : Temperatura de la pared externa de la manguera [K]

El flujo másico del refrigerante [\dot{m}_{ref}], se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{ref} = q_{ref} \cdot \rho_{ref} \quad (33)$$

Donde:

q_{ref} : Caudal de la bomba de agua [m³/s]

ρ_{ref} : Densidad del refrigerante [kg/m³]

El caudal de la bomba de agua [q_{ref}] no es constante, por lo tanto, este debe ser calculado de la siguiente forma:

$$q_{ref} = v_{pba} \cdot A_{mr} \quad (34)$$

Donde:

v_{pba} : Velocidad tangencial de la polea de la bomba de agua [m/s]

A_{mr} : Área de la sección de la manguera del refrigerante [m²]

En la Ecuación 34, intervienen el A_{c_ref} y la v_{pba} , los cuales pueden ser calculados por medio de la Ecuación 35 y de la Ecuación 36, respectivamente:

$$A_{c_ref} = \pi \cdot r_{pmr_int}^2 \quad (35)$$

Donde:

r_{pmr_int} : Radio interior de la manguera [m]

$$v_{pba} = \omega_{pba} \cdot r_{rba} \quad (36)$$

Donde:

ω_{pba} : Velocidad angular de la polea de la bomba de agua [rad/s]

r_{rba} : Radio del rotor de la bomba de agua [m]

Como última variable se tiene a ω_{pba} , la cual expresamos como:

$$\omega_{pba} = \frac{\omega_{pc} \cdot r_{pc}}{r_{pba}} \quad (37)$$

Donde:

ω_{pc} : Velocidad angular de la polea del cigüeñal [rad/s]

r_{pc} : Radio de la polea del cigüeñal [m]

r_{pba} : Radio de la polea de la bomba de agua [m]

5.1.4. Calor Transferido al Aceite

El calor transmitido por convección al aceite [\dot{Q}_{ac}] a través de las paredes del cilindro al aceite, se puede determinar recurriendo a la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{ac} = \dot{m}_{ac} \cdot C_{p_ac} \cdot (T_{ac}^{sal} - T_{ac}^{ent}) \quad (38)$$

Donde:

\dot{m}_{ac} : Flujo másico del aceite [kg/s]

C_{p_ac} : Calor específico del aceite [J/(K · kg)]

T_{ac}^{sal} : Temperatura de salida del aceite [K]

T_{ac}^{ent} : Temperatura de entrada del aceite [K]

El mismo inconveniente al medir la temperatura de entrada del refrigerante [T_{ref}^{ent}], se presenta para medir la temperatura de entrada del aceite [T_{ac}^{ent}], por efectos prácticos de estudio se opta determinar este valor mediante una red de resistencias térmicas que permita calcular el calor transferido en las paredes del cárter como se indica en la Figura 22. En donde interviene la temperatura ambiente [T_{amb}] y la temperatura de la pared externa del cárter [$T_{p_car_ext}$], la cual puede ser medida.

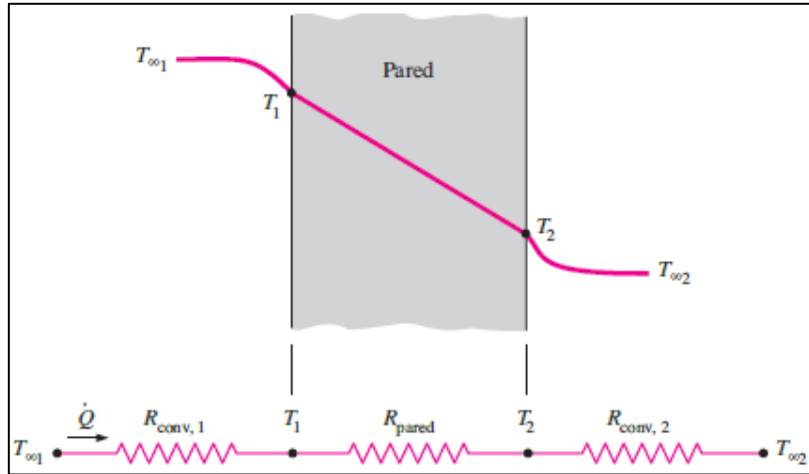


Figura 22. Red de resistencias térmicas para una pared bajo convección en ambas paredes.
Fuente: (Çengel & Afshin, 2011).

Para calcular el valor del calor transferido por el cárter [\dot{Q}_2], se emplea la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_2 = \frac{T_{ac}^{ent} - T_{amb}}{R_T} \quad (39)$$

La resistencia térmica total se expresada como:

$$R_T = R_{conv,1} + R_{p_car} + R_{conv,2} = \frac{1}{h_{ac} \cdot A_{p_car}} + \frac{e_{p_car}}{k_{p_car} \cdot A_{p_car}} + \frac{1}{h_{air} \cdot A_{p_car}} \quad (40)$$

El calor transferido [\dot{Q}_2], puede ser calculado por medio del cociente de la diferencia entre la temperatura de entrada del aceite [T_{ac}^{ent}], y la temperatura de la pared externa del cárter [$T_{p_car_ext}$], con la sumatoria de la resistencia térmica por convección del aceite con la

pared interna del cárter [$R_{conv,1}$] y la resistencia térmica por conducción en las paredes del cárter [R_{pcar}].

$$\dot{Q}_2 = \frac{T_{ac} - T_{pcar_ext}}{R_{conv,1} + R_{pcar}} = \frac{T_{ac} - T_{pcar_ext}}{\frac{1}{h_{ac} \cdot A_{pcar}} + \frac{L}{k \cdot A_{pcar}}} \quad (41)$$

En la Ecuación 41, se involucra la T_{pcar_ext} , pero se desconoce el valor del calor transferido en las paredes del cárter [\dot{Q}_2], por lo tanto, es necesario emplear una segunda expresión que permita determinar este valor:

$$\dot{Q}_2 = \frac{T_{pcar_ext} - T_{amb}}{R_{conv,2}} = \frac{T_{pcar_ext} - T_{amb}}{\frac{1}{h_{air} \cdot A_{pcar}}} \quad (42)$$

Donde:

\dot{Q}_2 : Calor transferido en las superficies del cárter [W]

h_{air} : Coeficiente de convección del aire [W/(m² · K)]

A_{pcar} : Área de la pared del cárter [m²]

T_{pcar_ext} : Temperatura de la pared externa del cárter [K]

T_{amb} : Temperatura ambiente [K]

Si se conoce \dot{Q}_2 , se establece la temperatura de entrada del aceite [T_{ac}^{ent}] a partir de la Ecuación 41:

$$T_{ac}^{ent} = \dot{Q}_2 \cdot \left(\frac{1}{h_{ac} \cdot A_{pcar}} + \frac{e_{pcar}}{k_{pcar} \cdot A_{pcar}} \right) + T_{pcar_ext}$$

Donde:

h_{ac} : Coeficiente de convección del aceite [W/(m² · K)]

A_{pcar} : Área de la pared del cárter [m²]

e_{pcar} : Espesor de la pared del cárter [m]

k_{pcar} : Conductividad térmica del cárter [W/(m · K)]

T_{pcar_ext} : Temperatura de la pared externa del cárter [K]

El flujo másico del aceite [\dot{m}_{ac}], se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{ac} = q_{ac} \cdot \rho_{ac} \quad (43)$$

Donde:

q_{ac} : Caudal de la bomba de aceite [m^3/s]

ρ_{ac} : Densidad del aceite [kg/m^3]

El caudal de la bomba de aceite [q_{ac}] igualmente no es constante, por lo tanto, este debe ser calculado de la siguiente forma:

$$q_{ac} = v_{pbac} \cdot A_{cac} \quad (44)$$

Donde:

v_{pbac} : Velocidad tangencial del piñón de la bomba de aceite [m/s]

A_{cac} : Área de la sección del conducto de lubricación [m^2]

En la Ecuación 44, intervienen el A_{cac} y la v_{pbac} , los cuales pueden ser calculados por medio de la Ecuación 45 y de la Ecuación 46, respectivamente:

$$A_{cac} = \frac{\pi \cdot D_{cac}^2}{4} \quad (45)$$

Donde:

D_{cac} : Diámetro del conducto de lubricación [m]

$$v_{pbac} = \omega_{pbac} \cdot r_{pbac} \quad (46)$$

Donde:

ω_{pbac} : Velocidad angular del piñón de la bomba de aceite [rad/s]

r_{pbac} : Radio del piñón de la bomba de aceite [m]

La velocidad angular de la bomba de aceite [ω_{pbac}], se la expresa como:

$$\omega_{pbac} = \frac{\omega_{pic} \cdot Z_{pic}}{Z_{pbac}} \quad (47)$$

Donde:

ω_{pic} : Velocidad angular del piñón del cigüeñal [rad/s]

Z_{pic} : Número de pientes del piñón del cigüeñal

Z_{pbac} : Número de dientes del piñón de la bomba de aceite

5.1.5. Calor Evacuado por los Gases de Escape

Mediante la siguiente expresión es posible determinar la cantidad calor expulsado en los gases de escape [\dot{Q}_{esc}]:

$$\dot{Q}_{esc} = (\dot{m}_c + \dot{m}_{air}) \cdot (C_{p_g}) \cdot (T_{esc} - T_{adm}) \quad (48)$$

Donde:

\dot{m}_c : Flujo másico del combustible [kg/s]

\dot{m}_{air} : Flujo másico del aire en la admisión [kg/s]

C_{p_g} : Calor específico de los gases [J/(K · kg)]

T_{esc} : Temperatura de los gases de escape [K]

T_{adm} : Temperatura del aire en la admisión [K]

Nuevamente se tiene una variable cuya medición es físicamente compleja, como es la temperatura de los gases de escape [T_{esc}], se recurre a la red de resistencias térmicas en un cilindro, que en este caso se será uno de los conductos del colector de escape. El calor transferido en el conducto de escape se expresa como:

$$\dot{Q}_3 = h_{air} \cdot (2\pi \cdot r_{ce_ext} \cdot L_{ce})(T_{pce_ext} - T_{amb}) \quad (49)$$

Donde:

h_{air} : Coeficiente de convección del aire [W/(m² · K)]

r_{ce_ext} : Radio exterior del conducto de escape [m]

L_{ce} : Longitud del conducto de escape [m]

T_{pce_ext} : Temperatura de la pared externa del conducto de escape [K]

T_{amb} : Temperatura ambiente [K]

Si se conoce \dot{Q}_3 , se determina la temperatura de los gases de escape $[T_{esc}]$ a partir de la siguiente expresión:

$$T_{esc} = \dot{Q}_3 \cdot \left[\frac{1}{h_{esc} \cdot (2\pi \cdot r_{ce_int} \cdot L_{ce})} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ce_ext}}{r_{ce_int}}\right)}{k_{ce} \cdot (2\pi \cdot L_{ce})} \right] + T_{pce_ext} \quad (50)$$

Donde:

\dot{Q}_3 : Calor transferido en el conducto de escape [W]

h_{esc} : Coeficiente de convección de los gases de escape [W/(m² · K)]

r_{ce_int} : Radio interior del conducto de escape [m]

L_{ce} : Longitud del conducto de escape [m]

r_{ce_ext} : Radio exterior del conducto de escape [m]

k_{ce} : Conductividad térmica del conducto de escape [W/(m · K)]

T_{pce_ext} : Temperatura de la pared externa del conducto de escape [K]

5.1.6. Pérdidas de Calor por Convección y Radiación a través de las Paredes del Cilindro

De acuerdo a la Ecuación 2, es posible determinar la cantidad de calor perdido a través de las paredes del cilindro por medio de los mecanismos de convección y radiación:

$$\dot{Q}_{rad-conv} = h_g \cdot A \cdot (T_g - T_p) \quad (51)$$

Donde:

h_g : Coeficiente de convección de los gases [W/(m² · K)]

A : Área de transferencia de calor [m²]

T_g : Temperatura de los gases [K]

T_p : Temperatura de las paredes internas [K]

De acuerdo a los resultados experimentales al diseño de la temperatura y de la circulación de calor por medio de un modelo de previsión realizado por (Romero Piedrahita, 2009), se estima que la temperatura de la superficie de las paredes de la cámara de combustión

y del cilindro equivalen a un 32 % de la temperatura a la que se encuentran los gases; por lo tanto, se puede interpretar que la temperatura de las paredes $[T_p]$ se las determina con la siguiente expresión:

$$T_p = 0,32 \cdot T_g \quad (52)$$

La sumatoria entre las superficies del cilindro, cámara de combustión y pistón equivale al área de transferencia de calor $[A]$ entre los gases y estas paredes, expresándose como:

$$A = A_{cc} + A_{AE} + 2 \cdot A_{pi} \quad (53)$$

Donde:

A_{cc} : Área de las paredes laterales de la cámara de combustión $[m^2]$

A_{AE} : Área del cilindro durante el avance al encendido $[m^2]$

A_{pi} : Superficie del pistón $[m^2]$

La superficie del cilindro que se encuentra en contacto con la mezcla aire/combustible cuando se tiene un avance al encendido igual a 0° es igual $0 m^2$, porque el pistón se encontraría en el PMS, por lo que, la mezcla solo transferiría calor a la superficie del pistón y las paredes de la cámara combustión. Cuando el avance al encendido es mayor a 0° , la superficie del cilindro en contacto con la mezcla se la expresa como:

$$A_{AE} = 2\pi \cdot r_{pi} \cdot (S - x) \quad (54)$$

Donde:

r_{pi} : Radio del pistón $[m]$

S : Carrera del pistón $[m]$

x : Carrera del pistón durante el avance al encendido $[m]$

En la Ecuación 53, el último término de la expresión es una diferencia entre la carrera total y la carrera del pistón recorrido hasta el avance al encendido, el cual se lo determina por medio de:

$$x = S - \left(\frac{S}{2} + L_{bi} \right) - \left(\frac{S}{2} \cdot \cos \theta_{AE} - L_{bi} \cdot \cos \theta_{bi} \right) \quad (55)$$

Donde:

S : Carrera del pistón [m]

L_{bi} : Longitud de Biela [m]

θ_{AE} : Ángulo del avance al encendido [rad]

θ_{bi} : Ángulo de la biela [rad]

La última variable sin conocer es el ángulo de la biela [θ_2], el cual se lo determina mediante:

$$\theta_{bi} = \arcsin\left(-\frac{S}{2} \cdot \frac{\sin \theta_{AE}}{L_{bi}}\right) + \pi \quad (56)$$

Donde:

S : Carrera del pistón [m]

L_{bi} : Longitud de Biela [m]

θ_{AE} : Ángulo del avance al encendido [rad]

De la Ecuación 51, otra de las variables presentes es el coeficiente de transferencia de calor por convección [h_g], el cual puede ser determinado por medio del modelo de Annand (Ecuación 8) para MEP y el modelo de Woschni (Ecuación 9) para MEC. Como la validación del modelo térmico desarrollado se la efectuará en un vehículo con un MEP, es necesario emplear el modelo de Annand.

$$h_g = \left(\frac{C_1 \cdot k_{air}}{D}\right) \cdot \left(\frac{\rho_{air} \cdot C_m \cdot D}{\mu_{air}}\right)^{C_2} \quad (57)$$

Donde:

C_1 : Constante 1

k_{air} : Conductividad térmica del aire [$W/(m \cdot K)$]

D : Diámetro del pistón [m]

ρ_{air} : Densidad del aire [kg/m^3]

C_m : Velocidad media del pistón [m/s]

μ_{air} : Viscosidad del aire [$kg/(m \cdot s)$]

C_2 : Constante 2

La velocidad media del pistón [C_m], se la expresa como:

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30} \quad (58)$$

Donde:

S : Carrera del pistón [m]

n : Régimen de giro del motor [rpm]

El último término de la Ecuación 51, es una diferencia entre la temperatura de los gases [T_g] durante de la combustión y la temperatura de las paredes del cilindro [T_p], T_g es posible estimarla mediante el ciclo termodinámico ideal para un motor Otto:

5.1.6.1. Fase de Admisión

$$P_1 \cdot V_1 = R \cdot T_1 \rightarrow V_1 = \frac{R \cdot T_1}{P_1} \quad (59)$$

Donde:

V_1 : Volumen específico del aire de admisión [m^3/kg]

R : Constante universal de los gases [$J/(kg \cdot K)$]

T_1 : Temperatura del aire en la admisión [K]

P_1 : Presión del colector de admisión [Pa]

En la Ecuación 58, la constante universal de los gases [R] es igual a 286,9 [$J/(kg \cdot K)$] y la temperatura del aire de admisión [T_{adm}] se denota como T_1 .

5.1.6.2. Fase de Compresión

En esta etapa la compresión es adiabática, por lo tanto, para determinar la presión durante este proceso se emplea la siguiente expresión:

$$P_1 \cdot V_1^\gamma = P_2 \cdot V_2^\gamma \rightarrow P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma \quad (60)$$

Donde:

P_2 : Presión de compresión [Pa]

P_1 : Presión del colector de admisión [Pa]

V_1 : Volumen específico del aire de admisión [m^3/kg]

V_2 : Volumen específico de compresión [m^3/kg]

γ : Relación de calores específicos

La relación de calores específicos [k] indicada en la Ecuación 59 es igual 1,4. La relación entre los volúmenes específicos cuando la masa se mantiene constante es el cociente entre los mismos, es decir:

$$RC = \frac{V_1}{V_2} \rightarrow V_2 = \frac{V_1}{RC} \quad (61)$$

Donde:

RC : Relación de compresión

V_1 : Volumen específico del aire de admisión [m^3/kg]

V_2 : Volumen específico de compresión [m^3/kg]

Además, se da un proceso de compresión isentrópica, por lo tanto, la temperatura de compresión [T_2], se expresa como:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} ; T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \quad (62)$$

Donde:

T_2 : Temperatura de compresión [K]

T_1 : Temperatura del aire en la admisión [K]

V_2 : Volumen específico de compresión [m^3/kg]

V_1 : Volumen específico del aire de admisión [m^3/kg]

γ : Relación de calores específicos

5.1.6.3. Fase de Expansión

Al igual que el proceso de compresión, la fase de expansión es isentrópica; por lo tanto, la temperatura de expansión [T_3], se la expresa como:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} = \frac{T_4}{T_3} \rightarrow T_3 = \frac{T_4 \cdot T_2}{T_1} \quad (63)$$

Donde:

T_3 : Temperatura de expansión [K]

T_4 : Temperatura de los gases de escape [K]

T_2 : Temperatura de la compresión [K]

T_1 : Temperatura del aire en la admisión [K]

En la Ecuación 62, la temperatura de los gases de escape [T_{esc}] se denota como T_4 . La fase de expansión también es adiabática, por lo tanto, la presión al final de esta fase se la expresa como:

$$P_3 \cdot V_4 = R \cdot T_4 \rightarrow P_3 = \frac{R \cdot T_4}{V_4} \quad (64)$$

Donde:

P_3 : Presión de expansión [Pa]

R : Constante universal de los gases [J/(kg · K)]

T_4 : Temperatura de los gases de escape [K]

V_4 : Volumen específico del aire de admisión [m^3/kg]

En la Ecuación 63, V_4 es igual al volumen específico del aire de admisión [V_1].

5.1.6.4. Rendimiento del Motor

El rendimiento térmico del motor [$\eta_{energético}$], se lo expresa como:

$$\eta_{energético} = \frac{N_e}{\dot{Q}_c} \quad (65)$$

5.2. Instrumentación de Medición

Para tener conocimiento, las pruebas se llevaron a cabo en las instalaciones de la Universidad Politécnica Salesiana, de igual manera, parte de la instrumentación utilizada fue aportada por la misma institución. La implementación de los diversos instrumentos permitió realizar un trabajo de investigación más óptimo para alcanzar el objetivo

planteado. A continuación, se va a definir cada una de las herramientas utilizadas para este proceso:

5.2.1. CARMAN SCAN LITE

(ELETROTOOL, s. f.) describe al scanner CARMAN como: “un componente para el negocio de diagnóstico automotriz e incluye marcas provenientes de los Estados Unidos, Japón, India, Corea y China, con cobertura de sistemas como: motor, transmisión, frenos ABS, airbags SRS, paneles de control IPC y HVAC, aunque ciertos componentes dependen del modelo y año del vehículo”. Para el uso del scanner CARMAN no es necesario una PC, además de que vienen incluidos varios idiomas en el software. Algunas de las herramientas que tienen:

- OBD II (ISO 9141-5, SAE-J1850).
- Función de lectura en códigos de falla.
- Opción de grabar los parámetros durante un recorrido para su posterior análisis.
- Diagnóstico de sistemas de motor, transmisión, ABS, Air Bag, demás sistemas del vehículo.



*Figura 23. CARMAN SCAN LITE.
Fuente: Autores.*

5.2.2. Pirómetro

(Ingeniería Mecafenix, 2018) define al pirómetro como: “un equipo empleado para medir temperaturas, desde un rango de medición desde los $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta los $4000\text{ }^{\circ}\text{C}$, su uso va enfocado a medir la temperatura de objetos o fluidos sin necesidad de hacer contacto con estos, en el campo su uso facilita la medición de temperaturas superficiales de los

componentes y su simplicidad facilita la comprobación de lugares con difícil acceso”. El sistema funciona de la siguiente manera:

- Recoge la energía radiactiva emitida por el objeto medido por medio de un sistema especializado.
- Se convierte la energía calórica con un detector en señal eléctrica.
- Circuito de compensación de temperatura que no deja que condiciones ambientales no afecten la precisión.



*Figura 24. Pirómetro.
Fuente: Autores.*

5.2.3. Cámara Termográfica TESTO 882

Permite obtener una imagen en diferentes escalas acorde al material y grado de emisividad, opciones para guardar imágenes en una memoria interna, excelente para manipular con una sola mano además de regulador para la toma de la imagen térmica, es decir, es un instrumento de medición de temperatura gráfico. Algunas de las características tenemos:

- Obtención de termografías rápida y fácil para evitar complicaciones y agilizar su manejo con una sola mano.
- Mejor calidad de imagen: resolución del lente de 320 x 240 píxeles, escalable a 640 x 480 píxeles con tecnología SuperResolution.
- Sensibilidad térmica menor a 50 mK en un objetivo a 32° para la localización y medición precisa de puntos calientes y fríos.

- Captura de manera realista cada imagen térmica gracias la iluminación LED que integra la cámara digital.

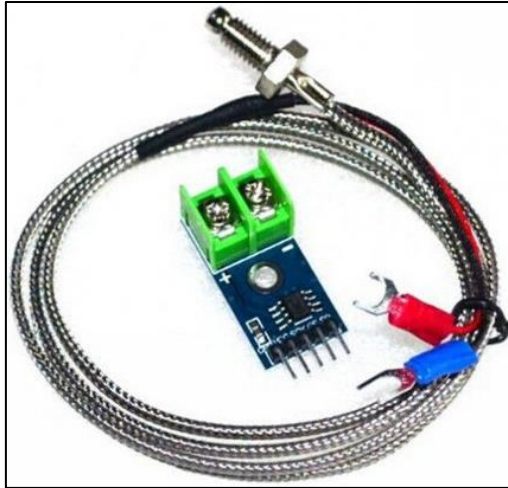
La cámara termográfica TESTO 882 es la cámara más precisa con la resolución infrarroja más alta que TESTO tiene para ofrecer, cuenta con un diseño ergonómico y práctico en forma de pistola como se aprecia en la Figura 25. (TESTO, s. f.) afirma que: “los modos de medición especiales como la imagen de humedad o la opción de alta temperatura ofrecen amplios campos de aplicación”.



*Figura 25. Cámara Termográfica TESTO 882.
Fuente: Autores.*

5.2.4. Termocupla Tipo K + Módulo MAX6675

Para adquirir la variación de temperatura a la que está sometido el motor, hemos optado por la utilización de las termocuplas tipo K con módulo MAX6675, que soportan grandes cantidades de calor y pueden conectarse fácilmente a un Arduino para el procesamiento de la información.



*Figura 26. Termocupla Tipo K + Módulo MAX6675.
Fuente: (AV Electronics, 2021).*

(AV Electronics, 2021) indica que, “la sensibilidad de las termocuplas ameritan de un buen amplificador y de una compensación de junta fría. Para realizar las mediciones de temperatura de un rango (0 - 5000 °C) es apropiada la termocupla tipo K que va acompañado del transmisor MAX6675 que permite precisión y rectitud”.

5.2.5. Sensor de Temperatura DS18B20

Este tipo de termocupla ha sido seleccionada para una superficie en la que la temperatura no es demasiado elevada, al tener un rango inferior de medición con respecto al tipo MAX6675. Su confección es muy sencilla: consiste en dos alambres de distinto material unidos en un mismo extremo como se aprecia en la Figura 27. Cuando se aplica temperatura en esa unión, se generan voltajes en rangos muy pequeños (milivolts), los que irán aumentando en la proporción que aumente la temperatura aplicada al punto de unión.

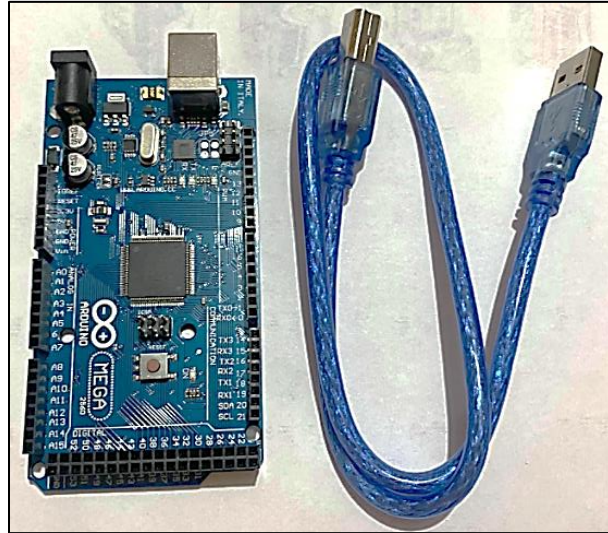


*Figura 27. Sensor de Temperatura DS18B20.
Fuente: Autores.*

Para (Del Valle Hernández, s. f.): “la gran ventaja de estos sensores es que pueden medir en un rango muy amplio de temperaturas, desde los $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta los $1370\text{ }^{\circ}\text{C}$, siendo además muy resistentes, lo que las hace ideales para labores industriales de altas temperaturas”.

5.2.6. Arduino MEGA

Con respecto a la placa de microcontrolador del ATmega2560 posee 54 pines de entrada y salida digital, de los que 15 se pueden emplear como salidas PWM, 16 corresponden a entradas analógicas, 4 puertos de hardware (UART), oscilador de cristal de 16 MHz, dispone además de conector de alimentación, el encabezado ICSP, USB y dispositivo de reinicio. Es importante mencionar que dispone de lo indispensable para soportar el microcontrolador, con una conexión a un monitor con USB o a través de un adaptador de CA a CC o también a una batería para iniciar. (Arduino.cl, s. f.) indica que: “la placa MEGA 2560 es compatible con la mayoría de los escudos diseñados para el Arduino UNO”.



*Figura 28. Arduino MEGA.
Fuente: Autores.*

5.3. Implementación del Arduino Mega y Termocuplas

Para la conexión y la adquisición de datos del Arduino MEGA con las termocuplas, se ha utilizado programación en el software de MATLAB, el cual permitió mediante comandos poder obtener el número de muestras que se necesitan, las muestras recopiladas pueden ir desde 5 a 5000 datos en un intervalo de tiempo entre cada muestra deseado por el programador. En la Figura 29 y la Figura 30, se aprecian las líneas de código de la programación en MATLAB que se ha elaborado para medir la variación de temperatura superficial de componentes de estudio de un MCIA, en un intervalo de tiempo determinado, se ha realizado la toma de datos en cuanto al calentamiento del motor hasta alcanzar la temperatura de funcionamiento, la medida de temperatura por lo general tarda en estabilizarse.

```

Editor - C:\Users\Usuario\OneDrive\Escritorio\Proyecto de Titulación\Adquisición de Datos\sensoresTemperatura.m
sensoresTemperatura.m
1  close all
2  clear all
3  clc
4
5  numero_muestras=5;
6  y = zeros(1,1000);
7
8  delete(instrfind({'Port'}, {'COM3'}));
9  serialPort=serial('COM3');
10 serialPort.BaudRate=9600;
11 warning('off','MATLAB:serial:fscan:unsuccessfulRead');
12
13 data = zeros(5,4);
14 while true
15     comando = input('\nIngrese un comando:\n -leer\n -salir\n -guardar\n\nComando = ','s');
16     if(strcmp(comando,'salir'))
17         fprintf('\n***Programa terminado\n');
18         break;
19     end
20     if(strcmp(comando,'leer'))
21         muestras = input('Ingrese número de muestras = ');
22         if isnumeric(muestras)
23             fopen(serialPort);
24             data = zeros(muestras,4);
25             fprintf('\n***Leyendo datos\n');
26             filename = sprintf('test %s.xlsx', datestr(now,'dd_mm_yyyy HH_MM_SS'));
27             fscanf(serialPort);
28             cont = 1;
29             while cont<=muestras
30                 sensores=fscanf(serialPort,'%f,%f,%f,%f');
31                 fprintf('%d\tT1:%.2f\tT2:%.2f\tT3:%.2f\tT4:%.2f\n',[cont,sensores(1),sensores(2),sensores(3),sensores(4)]);
32                 data(cont,:)=[sensores(1),sensores(2),sensores(3),sensores(4)];
33                 cont=cont+1;
34             end
35             fclose(serialPort);
36         else
37             disp('false')
38         end
39     end
40 end

```

Figura 29. Primera parte de las líneas de código en Matlab para la adquisición de datos.
Fuente: Autores.

```

Editor - C:\Users\Usuario\OneDrive\Escritorio\Proyecto de Titulación\Adquisición de Datos\sensoresTemperatura.m
sensoresTemperatura.m
13  data = zeros(5,4);
14  while true
15      comando = input('\nIngrese un comando:\n -leer\n -salir\n -guardar\n\nComando = ','s');
16      if(strcmp(comando,'salir'))
17          fprintf('\n***Programa terminado\n');
18          break;
19      end
20      if(strcmp(comando,'leer'))
21          muestras = input('Ingrese número de muestras = ');
22          if isnumeric(muestras)
23              fopen(serialPort);
24              data = zeros(muestras,4);
25              fprintf('\n***Leyendo datos\n');
26              filename = sprintf('test %s.xlsx', datestr(now,'dd_mm_yyyy HH_MM_SS'));
27              fscanf(serialPort);
28              cont = 1;
29              while cont<=muestras
30                  sensores=fscanf(serialPort,'%f,%f,%f,%f');
31                  fprintf('%d\tT1:%.2f\tT2:%.2f\tT3:%.2f\tT4:%.2f\n',[cont,sensores(1),sensores(2),sensores(3),sensores(4)]);
32                  data(cont,:)=[sensores(1),sensores(2),sensores(3),sensores(4)];
33                  cont=cont+1;
34              end
35              fclose(serialPort);
36          else
37              disp('false')
38          end
39      end
40      if(strcmp(comando,'guardar'))
41          fprintf('\n***Guardando...\n');
42          disp(filename);
43          xlswrite(filename,data);
44          fprintf('\n***Guardado OK\n');
45      end
46  end
47
48  delete(serialPort);
49  clear all

```

Figura 30. Primera parte de las líneas de código en Matlab para la adquisición de datos.
Fuente: Autores.

Se han utilizado 3 termocuplas tipo K con módulo MAX6675, debido a que se encontrarán sometidas a mayores temperaturas, los lugares en los que se las ubicado son en la pared externa del cárter, en uno de los conductos de escape y el bloque motor; por otro parte, se utilizó una sola termocupla DS18B20 para el caso de medir la temperatura superficial en la manguera de entrada del refrigerante, ya que no está expuesta a altos niveles de temperatura como las otras tres termocuplas.

Los sensores no dan datos analógicos, dan directamente la temperatura que mide, la placa convierte el dato analógico en digital mediante una transferencia de datos que ya viene incluido en las termocuplas. Para la conexión de las termocuplas DS18B20 y MAX6675 se han utilizado las librerías del arduino Dallas Temperature y OneWire respectivamente.

- El sensor de temperatura DS18B20 tiene un margen de error de ± 0.5 °C en la medición de la temperatura al momento de aplicar el sensor cuando se encuentra sometido en un rango entre -10 °C y 85 °C, y este margen de error aumenta a ± 2 °C para el resto de temperaturas entre -55 °C y 125 °C.
- La termocupla tipo K con módulo MAX6675 cuenta con un margen de error de ± 0.25 °C, hay que tener en cuenta que los márgenes de error para ambos tipos de termocuplas varían dependiendo a la temperatura a la que se están exponiendo.

Los cables para las conexiones desde la Protoboard hasta las partes del motor en donde se han ubicado los sensores poseen un largo de 2 m, gracias a un cable multipar que ha facilitado la conexión. En la Figura 31, se observa las conexiones del circuito electrónico.

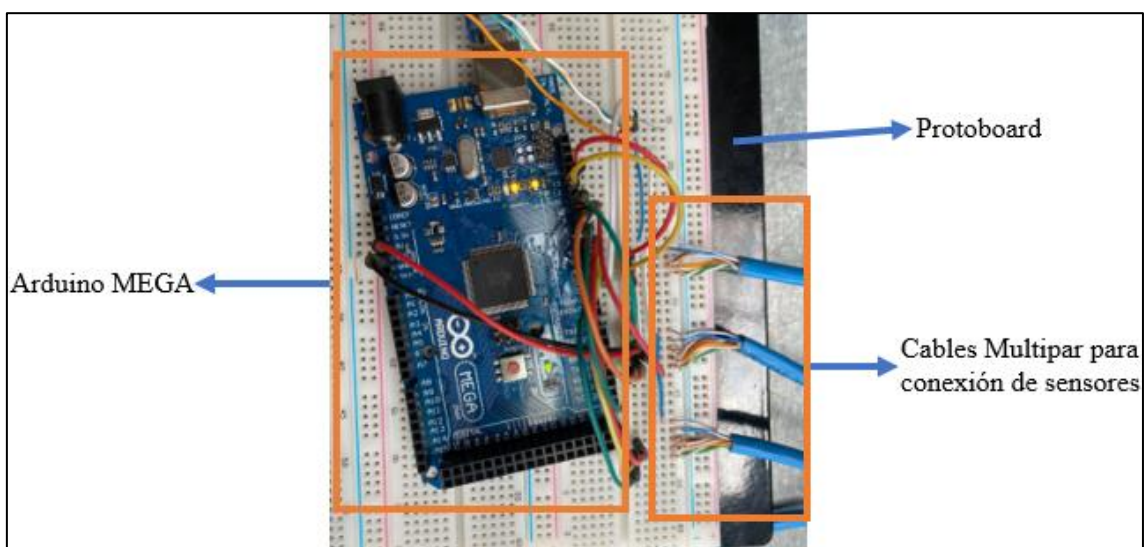


Figura 31. Conexión del circuito electrónico.
Fuente: Autores.

La programación realizada permite leer los datos sensados por las cuatro termocuplas acopladas, indicar el número de muestras que se desean adquirir, guardar las muestras adquiridas como hoja de cálculo de EXCEL (.xlsx) y permite volver a leer nuevamente datos o finalizar el programa.

5.4. Adquisición de Datos de Temperaturas Superficiales

En esta sección se mostrará la instrumentación utilizada para la recolección de datos de temperatura, en los diferentes puntos designados para el análisis como son: cárter, bloque motor, manguera de entrada del refrigerante y conducto de escape, y los procedimientos a realizar durante las mediciones.

5.4.1. Por medio de sensores de temperatura

Una vez que se ha conocido el procedimiento para la conexión del Arduino y la obtención de datos mediante los sensores de temperatura o termocuplas es momento de empezar con el proceso que se ha llevado a cabo para adquirir los valores que se han requerido para este proyecto. En la Figura 32, se puede apreciar el código de programación del software Matlab conectado al circuito electrónico que a su vez tiene conectado los sensores al vehículo de prueba.

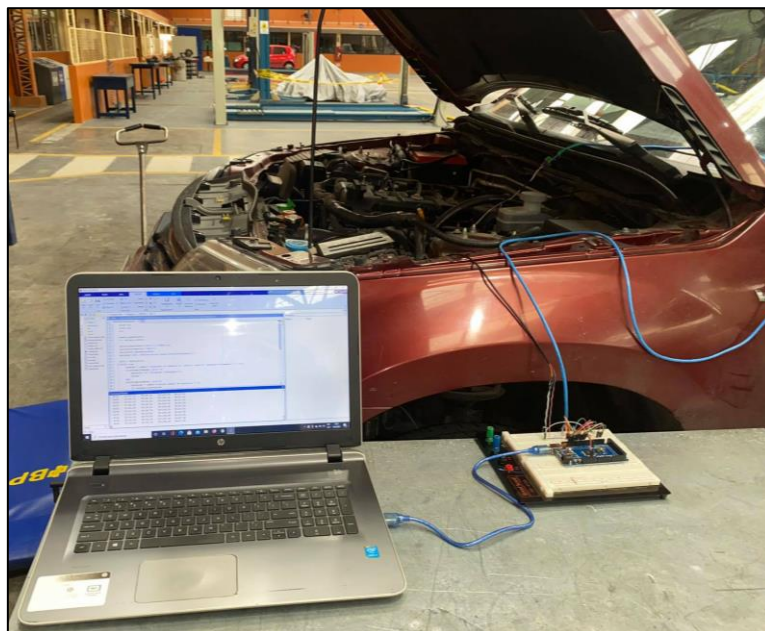


Figura 32. Circuito Electrónico conectado al ordenador portátil y al vehículo de pruebas.

Fuente: Autores.

En primera instancia, se debe tener al vehículo en reposo con el motor apagado, de esta manera permite observar las alteraciones de las temperaturas superficiales de varios

elementos del motor desde que el vehículo es encendido hasta el momento en donde la válvula del termostato comienza a abrirse, que es cuando la temperatura de salida del refrigerante del motor alcanza los 80 °C.

Se conectan los sensores de temperatura en las paredes externas de los elementos de estudio, los cuales son:

- Bloque Motor
- Cárter
- Manguera de salida del refrigerante
- Conducto de escape

En la Figura 33, se indica las conexiones de las termocuplas al Protoboard y a que parte del motor se encargan de medir su temperatura superficial.

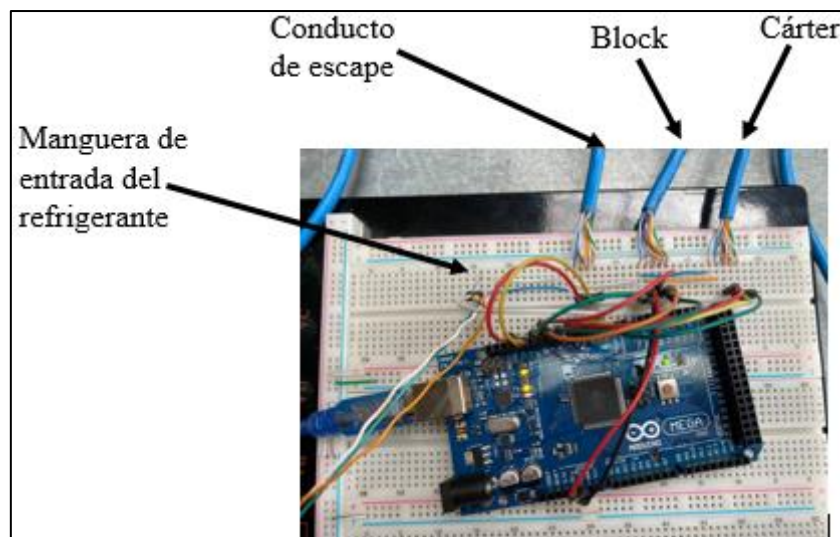


Figura 33. Conexiones de los sensores al circuito electrónico.
Fuente: Autores.

Las termocuplas tipo K se sujetan al cárter y al bloque motor, primero mediante una capa de cinta de aluminio y segundo con una capa de cinta americana para ductos de resistencia a altas temperaturas como se observa en la Figura 34, la cinta de aluminio se usa con el fin de recubrir el sensor y aislar el calor en el menor espacio posible para que las termocuplas recepten mejor el calor superficial y la cinta americana para sujetar la termocupla y su recubrimiento con la cinta de aluminio.



Figura 34. Sujeción de la termocupla tipo K sobre la pared externa del cárter.
Fuente: Autores.

Para el conducto de escape y para la manguera de refrigerante, como se indicó anteriormente, se utiliza la termocupla tipo K y el sensor de temperatura DS18B20, respectivamente. Estos sensores igualmente tendrán un recubrimiento de aluminio para aislar su zona de contacto, pero en lugar de utilizar la cinta americana para sujetar los sensores se utilizan bridas plásticas, ver Figura 35.



Figura 35. Sujeción de los sensores de temperatura en el conducto de escape y en la manguera de entrada del refrigerante.
Fuente: Autores.

Para garantizar que la temperatura medida por los sensores sea la correcta durante la recopilación de muestras, con la ayuda del pirómetro como se ilustra en la Figura 36 se mide las temperaturas superficiales a la par con los sensores y se ajusta el error de estos en el código de programación de acuerdo a la diferencia existente entre ambos valores.



*Figura 36. Medición de temperatura con el pirómetro.
Fuente: Autores.*

5.4.2. Por medio de cámara termográfica

Con la cámara termográfica TESTO 882 se determina las temperaturas superficiales de los elementos de estudio del motor por medio de la radiación que emiten estos cuerpos; en base a cada una de las pruebas a realizar, se desea obtener la imagen térmica de los componentes mencionados anteriormente como se muestra en la Figura 37.



*Figura 37. Medición de la temperatura del conducto escape con la cámara termográfica.
Fuente: Autores.*

La cámara cuenta con el software IRSOFT, aplicación que sirve para visualizar la imagen térmica, la imagen real del componente y el rango de temperaturas que se emite el cuerpo como se ilustra en la Figura 38, además, se puede señalar una marca térmica en cualquier punto del elemento y se indica su temperatura.

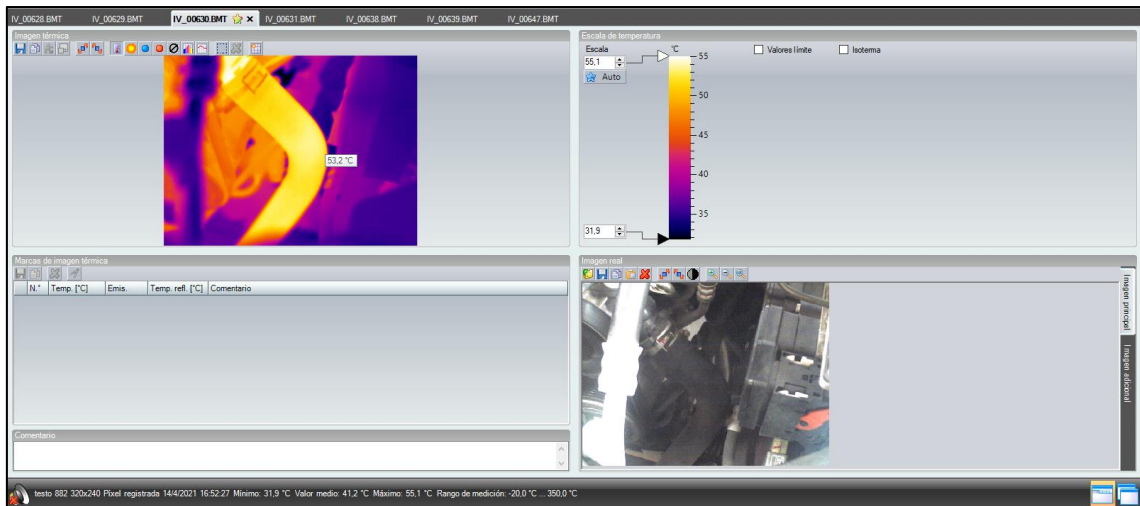


Figura 38. Interpretación de resultados en el software IRSOFT.

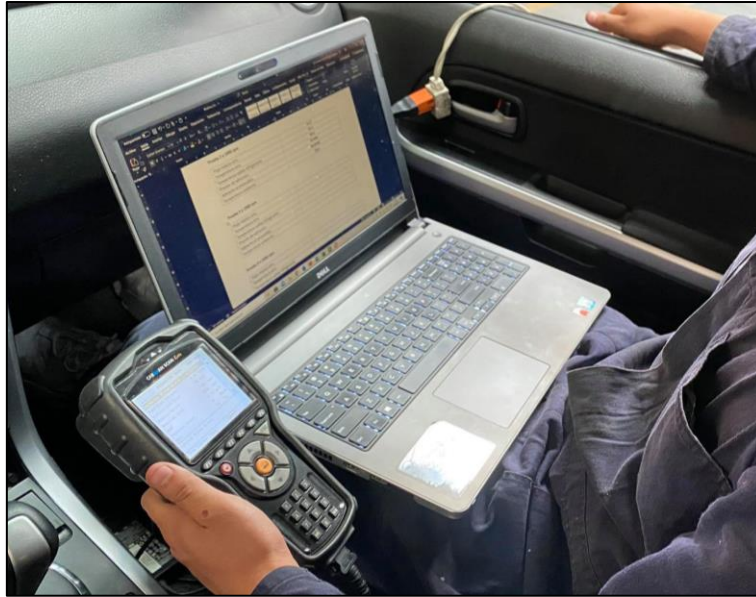
Fuente: Autores.

Para medir la temperatura de cada parte de estudio del motor es necesario configurar la emisividad de acuerdo al material del que está compuesto cada parte de estudio del motor, cuyos valores se especifican en el Anexo 9; además, se coloca el filtro para altas temperaturas, que es uno de los accesorios de la cámara TESTO 882 para aumentar el rango de medición. Cabe recalcar que los valores obtenidos por medio de la cámara termográfica, muestran las temperaturas superficiales a las que el material del motor se encuentra en un instante en específico.

5.5. Recopilación de Datos de los Sensores del Vehículo

Con la ayuda del scanner CARMAN como se ilustra en la Figura 39, se obtienen los datos medidos por los sensores del vehículo, entre estos tenemos:

- Temperatura de entrada de aire (sensor IAT)
- Flujo másico de aire (sensor MAF)
- Temperatura de salida del refrigerante (sensor ECT)
- Avance al encendido



*Figura 39. Recopilación de datos con el scanner CARMAN Scan Lite.
Fuente: Autores.*

Estos últimos datos a recopilar, son los datos requeridos que completan las variables necesarias para la validación del modelo térmico del MCI A.

5.6. Obtención de las Curvas Características de Potencia y Torque

Para la obtención de las curvas características del vehículo se ha utilizado el Banco Dinamométrico MAHA LPS 3000, propiedad de la Universidad Politécnica Salesiana, como se muestra en la Figura 39, con los datos de la curva de torque es posible determinar la potencia efectiva del motor del vehículo por medio de la Ecuación 27.



*Figura 40. Vehículo de pruebas ubicado en el banco dinamométrico.
Fuente: Autores.*

5.7. Características del Vehículo de Pruebas

El vehículo tipo turismo que se utiliza para realizar pruebas es de marca Suzuki, modelo Grand Vitara SZ TA 2,4L 4WD 2015 presentado en la Figura 41. Además, en la Tabla 2 se muestran las características técnicas del vehículo de pruebas.



*Figura 41. Vehículo de Pruebas.
Fuente: Autores.*

*Tabla 2. Datos del vehículo de pruebas.
Fuente: (Chevrolet, 2015).*

Especificación	Detalle
Marca	Suzuki
Modelo	Grand Vitara SZ Next AC 5P 4X2
Año	2015
Tipo	Jeep
Potencia Máxima	163 Hp @ 6000 rpm
Torque Máximo	225 Nm @ 4500 rpm

5.7.1. Motor J24B

El vehículo cuenta con un motor J24B de 2,4 L que se ilustra en la Figura 42, para un análisis pertinente observar las cualidades técnicas reflejadas en la Tabla 3.

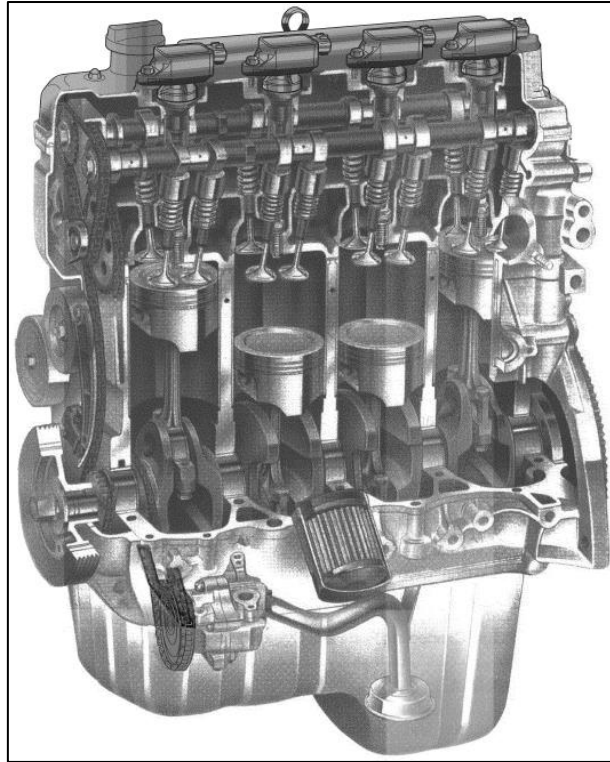


Figura 42. Motor J24B.

Fuente: (Suzuki Motor Corporation, 2006).

Tabla 3. Datos del Motor.

Fuente: (Chevrolet, 2015).

Especificación	Detalle
Tipo	J24B
Cilindrada	2393 cc
Relación de Compresión	10,0 : 1
Diámetro del Cilindro	92 mm
Carrera	90 mm
Longitud de Biela	143 mm
Número de Cilindros	4 (en línea)
Válvulas por Cilindro	4
Distribución	DOHC

Con la Ecuación 55 se obtiene el desplazamiento del pistón con respecto a los grados de giro del cigüeñal, los resultados se muestran en la Tabla 4 en un intervalo de 10°, además se indica el volumen del cilindro disponible y la sumatoria entre el volumen del cilindro disponible y el volumen de la cámara de combustión.

Tabla 4. Carrera del Pistón, Volumen de la Carrera y el Volumen Total con respecto a los grados del cigüeñal.

Fuente: Autores.

Grados del Cigüeñal [°]	Carrera del Pistón [mm]	Volumen de la Carrera [cc]	Volumen Total [cc]
0	0	V_{CC}	66,476
10	0,897	$5,965 + V_{CC}$	72,441
20	3,544	$23,562 + V_{CC}$	90,039
30	7,810	$51,918 + V_{CC}$	118,394
40	13,484	$89,636 + V_{CC}$	156,113
50	20,292	$134,891 + V_{CC}$	201,367
60	27,913	$185,553 + V_{CC}$	252,029
70	36,004	$239,342 + V_{CC}$	305,818
80	44,226	$293,998 + V_{CC}$	360,474
90	52,265	$347,437 + V_{CC}$	413,913
100	59,854	$397,889 + V_{CC}$	464,365
110	66,786	$443,968 + V_{CC}$	510,444
120	72,913	$484,696 + V_{CC}$	551,172
130	78,143	$519,461 + V_{CC}$	585,938
140	82,428	$547,949 + V_{CC}$	614,425
150	85,752	$570,048 + V_{CC}$	636,524
160	88,117	$585,766 + V_{CC}$	652,242
170	89,530	$595,161 + V_{CC}$	661,637
180	90,000	$598,285 + V_{CC}$	664,761

5.7.2. Sistema de Refrigeración

La configuración del sistema de refrigeración que implementan los vehículos con motores a gasolina de cualquier cilindrada fabricados por Suzuki Motor Corporation, se ilustra en la Figura 43.

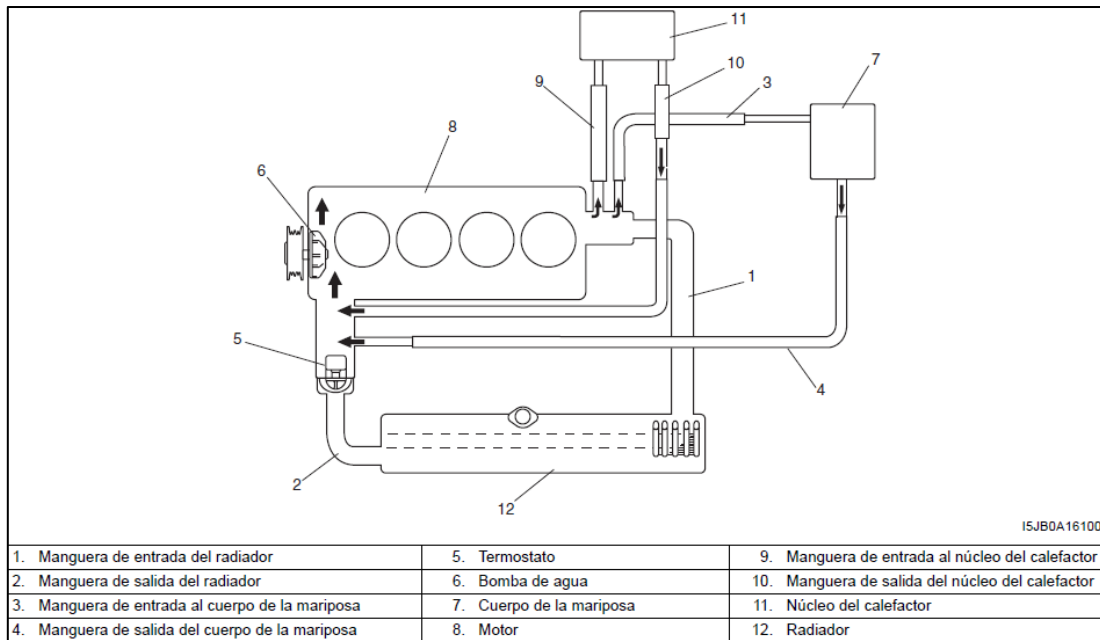


Figura 43. Sistema de Lubricación implementado por Suzuki Motor Corporation en vehículos a gasolina.
Fuente: (Suzuki Motor Corporation, 2006).

Con la finalidad de establecer el cálculo del calor transferido al refrigerante, es necesario medir las dimensiones de varios elementos del sistema de refrigeración como son el diámetro externo e interno de la manguera de salida del radiador, la longitud de la misma manguera, el diámetro de la polea de la bomba de agua y el diámetro de la polea del cigüeñal. Con la ayuda de un calibrador como se muestra en la Figura 44, se procede a medir el diámetro externo y el espesor de la manguera de salida del radiador, cuyos valores son $4,13 \text{ cm}$ y 3 mm , respectivamente, por lo tanto, el diámetro interno de la manguera es de $3,53 \text{ cm}$.

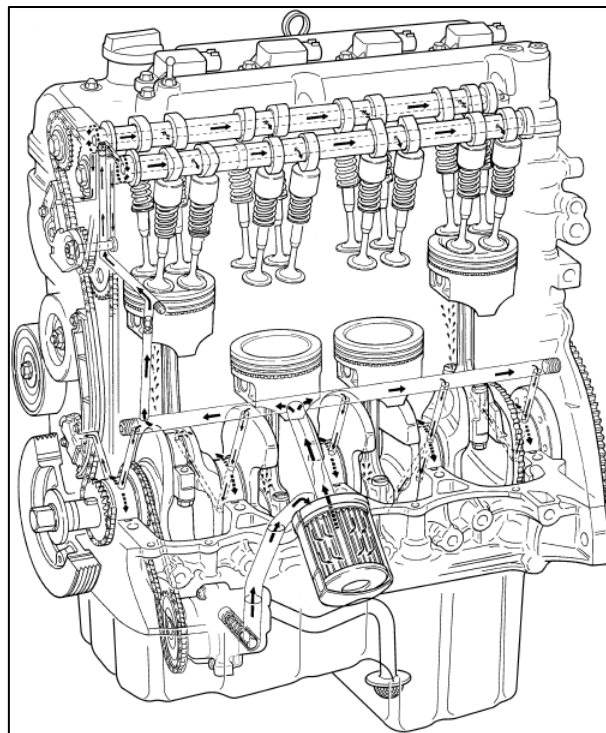


Figura 44. Medición del diámetro externo de la manguera de salida del refrigerante.
Fuente: Autores.

Nuevamente se utiliza el calibrador para medir los diámetros de las poleas del cigüeñal y de la bomba de agua, siendo sus dimensiones 14,81 *cm* y 12,93 *cm*, respectivamente. Para medir la longitud de la manguera de salida del radiador se utiliza una cuerda y flexómetro, se emplea la cuerda porque la manguera tiene una curvatura en forma de S, el valor medido de la longitud de la manguera es 60 *cm*.

5.7.3. Sistema de Lubricación

El motor de J24B cuenta con el sistema de lubricación que se ilustra en la Figura 45, esta configuración permite distribuir el aceite alojado en el cárter por medio de la bomba de aceite, la cual es impulsada por medio de una cadena que conecta el piñón del cigüeñal y el piñón de la bomba, el aceite es absorbido e impulsado por los conductos de lubricación alojados internamente del bloque motor hacia el árbol de levas, muñones y bulones, y por medio de un chorro a presión de aceite que circula a través del conducto de lubricación dispuesto en el cuerpo de cada biela para lubricar las faldas de los pistones.



*Figura 45. Sistema de Lubricación para el motor J24B.
Fuente: (Suzuki Motor Corporation, 2006).*

De acuerdo con (Suzuki Motor Corporation, 2006), la polea de la bomba de aceite posee 38 dientes, la polea del cigüeñal posee 34 dientes y el diámetro del conducto de aspiración de aceite es 2,5 *cm*.

5.7.4. Múltiple de Escape

El motor posee cuatro cilindros, por lo tanto, el número de conductos de escape que posee el múltiple va a ser el mismo como se muestra en la Figura 46, los cuales luego de cierta longitud se unen y forman un solo conducto hacia el catalizador.



*Figura 46. Múltiple de Escape del motor J24B.
Fuente: (Trust Parts, s. f.).*

Se debe medir el diámetro externo e interno de cualquier conducto de escape y la longitud del mismo, se sigue el mismo procedimiento que se utiliza para medir las dimensiones de la manguera de salida de refrigerante del radiador. El diámetro externo mide 3,8 *cm*, el diámetro interno es 3,4 *cm* y la longitud es 22 *cm*.

6. RESULTADOS

Basado en puntos específicos sobre el estudio del arte para un mejor entendimiento del por qué, del objetivo de este proyecto, se han abarcado los temas competentes como son: el concepto de los MCIA, los factores que influyen dentro del motor en su funcionamiento, las temperaturas que a las que está expuesto el motor, como se realiza la transferencia de calor en cada uno de los componentes en los que se ha hecho énfasis para que el balance energético sea realizado. La búsqueda de las ecuaciones para que el balance energético se realice ha sido de gran satisfacción, además de obtener los resultados, se han adquirido conocimientos que han sido de gran utilidad para nuestro proyecto de investigación.

Han sido varias las opciones de llevar a cabo este trabajo, ya que son algunas las formas que existen para obtener el balance energético de un MCIA, el que se ha desarrollado en este trabajo ha sido en consecuencia la unión de varias ideas de la adquisición de la información que se ha recolectado durante el tiempo permitido para llevarlo a cabo.

6.1. Curvas Características del MCIA

El primer proceso para la recopilación de resultados es la obtención de las curvas características del motor J24B por medio de la utilización del banco dinamométrico MAHA LPS 3000. Los valores a obtenerse de la curva de torque del motor permitirán calcular su potencia efectiva, la cual es una de nuestras variables dentro del modelo térmico de balance térmico propuesto.

Se puede observar en la Figura 47, la curva de color naranja indica el torque o par del motor, en la cual se tiene que el torque máximo es de 209 Nm a 2400 rpm , pero si se compara con el valor indicado en la Tabla 2 obtenido de la ficha técnica del vehículo antes mencionado, se conoce que el torque máximo se obtiene a 225 Nm a 4500 rpm . Se ha obtenido un valor cercano al torque máximo indicado por el fabricante, esta diferencia puede haber sido originada por errores humanos al momento de acelerar el vehículo durante la realización de las pruebas, al ser un vehículo con transmisión automática al momento de pisar el acelerador y generarse los cambios automáticamente por la ECM del vehículo, estos se realizaban de manera diferente a la deseada, es decir, que de acuerdo a la manera progresiva que vayamos acelerando el motor, la computadora podía acortar o alargar el cambio de las marchas.

Por otro lado, se encuentra la curva de color rojo que describe la variación de la potencia del motor con respecto a su régimen de giro, la potencia máxima se encuentra aproximadamente a 68 kW a 5200 rpm , corroborando los datos de la Tabla 2, valores obtenidos de la ficha técnica del vehículo permite darse en cuenta que la potencia máxima indicada por el fabricante es de $121,55 \text{ kW}$ a 6000 rpm . La curva de potencia continúa creciendo mientras aumentan las revoluciones por lo que posible suponer que de haber alcanzado las 6000 rpm durante las pruebas en el banco dinamométrico se podría haber obtenido un valor cercano a los $121,55 \text{ kW}$ indicados por el fabricante.

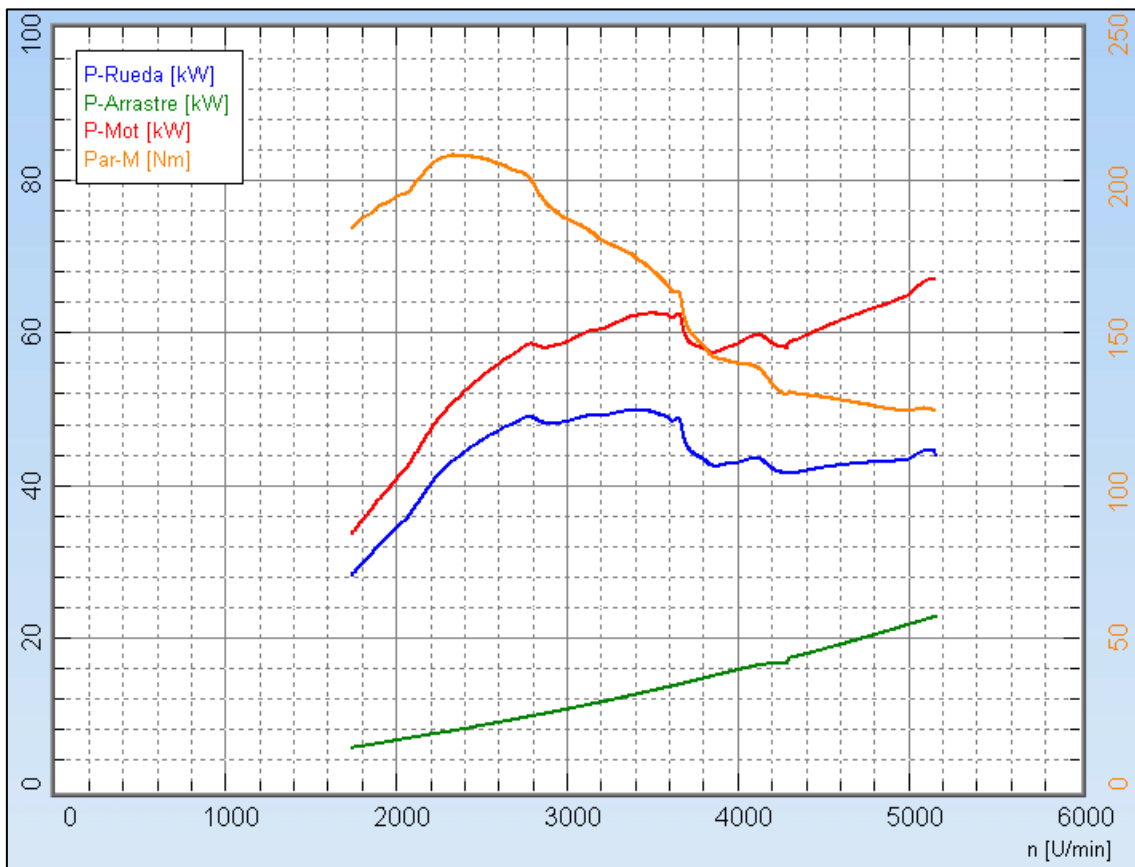


Figura 47. Curvas Características del motor J24B del Grand Vitara SZ.
Fuente: Autores.

Además de las curvas anteriormente mencionadas, el software de adquisición de datos del banco dinamométrico MAHA LPS 3000 permitió obtener la curva de Potencia en Rueda (curva azul), la cual es muy similar a la curva de Potencia del motor, pero con valores inferiores a esta por pérdidas mecánicas en el tren de potencia del vehículo y cuyo desfase va aumentando a medida que las revoluciones también van aumentando; la otra que se puede apreciar es la curva de Potencia de Arrastre (curva verde), la cual tiene un crecimiento exponencial a medida que el motor aumenta las revoluciones.

6.2. Variación de Temperaturas Superficiales durante el calentamiento del Motor a Carga y Régimen Constantes

Para analizar la variación de las temperaturas superficiales de los componentes de estudio del motor cuando se calienta bajo carga y régimen constantes, se ha seleccionado una primera referencia de operación de este a 675 rpm , que es el régimen de giro del motor cuando este se encuentra a ralentí y no se aplica carga alguna. Se ha registrado las temperaturas de la pared externa del cárter, del bloque motor, de uno de los conductos de escape y de la manguera de entrada de refrigerante al motor, durante 504 instantes con un segundo entre cada registro, equivalente a 504 segundos de duración del registro de datos que se ilustra en la Figura 48.

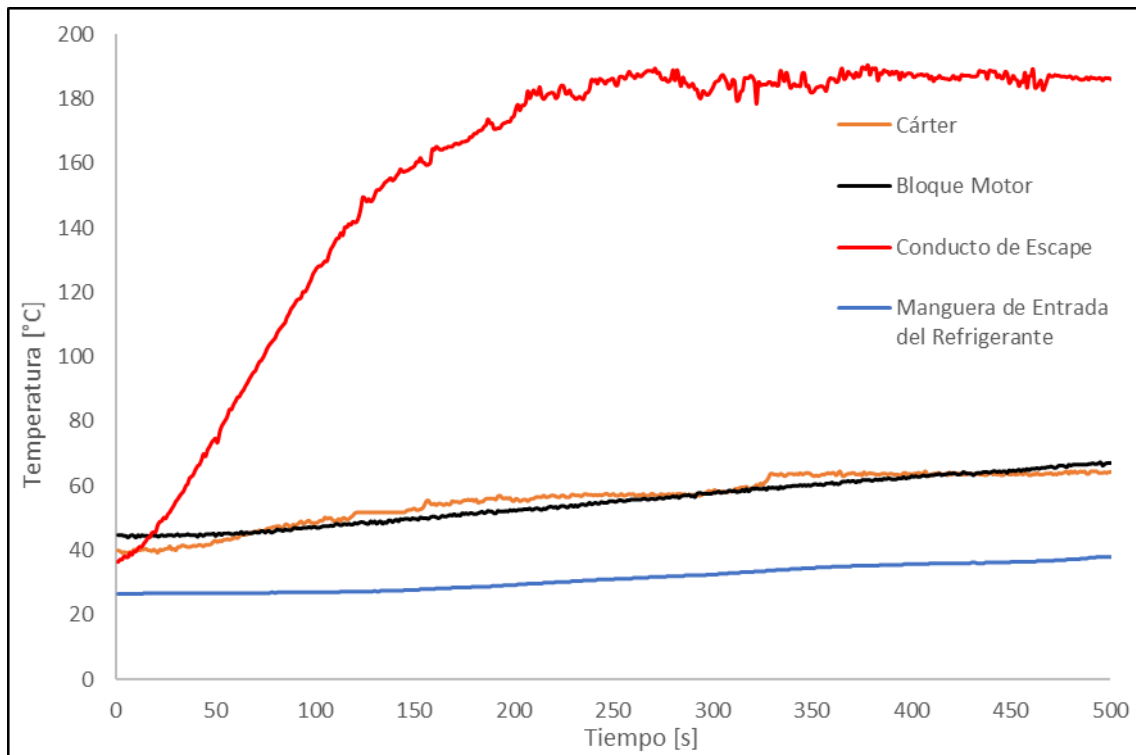


Figura 48. Temperaturas Superficiales durante el calentamiento a Carga y Régimen Constantes.
Fuente: Autores.

La duración de la recolección de datos como se mencionó anteriormente, se limitó a 504 segundos, equivalente a 8 minutos con 24 segundos, que es el tiempo que demora el refrigerante en alcanzar los $80 \text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura a la que la válvula del termostato comienza a abrirse. La temperatura del cárter fue la primera en estabilizarse, la cual a los 329 segundos de iniciada la prueba alcanza los $63 \text{ }^{\circ}\text{C}$; por otra parte, se observa un aumento rápido de la temperatura de la superficie exterior del conducto de escape, alcanzando $182 \text{ }^{\circ}\text{C}$ a los 208 segundos, para luego oscilar sus valores entre $186 \text{ }^{\circ}\text{C}$ y $189 \text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta el final

de la prueba; la temperatura del bloque motor demora más en estabilizarse, manteniéndose en 67 °C a los 494 segundos, estando ligeramente por encima de la temperatura superficial del cárter; y la temperatura de la manguera entrada del refrigerante, al igual que la temperatura del bloque motor tiene un crecimiento lineal, pero que al finalizar la prueba aún no se estabiliza, siendo 38 °C el último valor medido.

Es de esperarse la gran diferencia que existe entre la temperatura del múltiple de escape, en relación a los otros componentes, debido a que se encuentra expuesto directamente a la expulsión de los gases producto de la combustión con temperaturas superiores a los 180 °C. Se ha obtenido la temperatura más acertada posible usando las termocuplas, porque al corroborar la temperatura con el pirómetro, este mostraba la misma información que se estaba recopilando con los sensores en el software de MATLAB.

6.3. Validación del Modelo Térmico de Balance Energético

Las pruebas fueron realizadas a tres diferentes regímenes de giro que se muestran a continuación, las revoluciones fueron seleccionadas de acuerdo a la curva de Par Motor que se ilustra en la Figura 47, la cual empieza alrededor de las 1800 *rpm*, las curvas características fueron datos propicios que ayudaron a establecer los regímenes de giro en donde se debían realizar las pruebas.

Para poder identificar correctamente en el tacómetro del vehículo a que revoluciones se encuentra girando el motor se ha optado por realizar las primeras pruebas a 2000 *rpm*; evitando utilizar valores intermedios, se elige realizar las segundas pruebas a 3000 *rpm*; finalmente, se selecciona realizar las últimas pruebas a 4500 *rpm*, que de acuerdo al fabricante a este régimen de giro el motor logra su par motor máximo.

6.3.1. Pruebas a 2000 *rpm* con carga constante

Inicialmente, se procede a pisar el pedal del acelerador, estabilizar las revoluciones del motor a 2000 *rpm* y esperar a que las temperaturas medidas se estabilicen de acuerdo a los valores indicados en las pantallas de los equipos de medición, al estabilizar el motor a las revoluciones deseadas se asegura que a su vez se estabilicen las temperaturas. Se decidió tomar cinco pruebas para la recolección de datos bajo el mismo número de revoluciones. Los datos obtenidos de la primera medición se indican en la Tabla 5.

Tabla 5. Datos Recolectados de la Primera Medición a 2000 rpm.
Fuente: Autores.

Especificación	Detalle
Flujo másico del aire de admisión	67,1 g/s
Temperatura del aire de admisión	32 °C
Temperatura de salida del refrigerante	97 °C
Presión de admisión	75 kPa
Avance al encendido	46° BTDC
Posición del acelerador	9 %
Carga calculada	25 %
Temperatura ambiente	18 °C
Temperatura superficial del conducto de escape	307,95 °C
Temperatura superficial del cárter	78,17 °C
Temperatura superficial la manguera de entrada de refrigerante	54,90 °C
Temperatura superficial del bloque motor	85,12°C

En la Tabla 6, se indican los datos recolectados de la segunda medición a 2000 rpm.

Tabla 6. Datos Recolectados de la Segunda Medición a 2000 rpm.
Fuente: Autores.

Especificación	Detalle
Flujo másico del aire de admisión	67,1 g/s
Temperatura del aire de admisión	33 °C
Temperatura de salida del refrigerante	99 °C
Presión de admisión	75 kPa
Avance al encendido	46° BTDC
Posición del acelerador	9 %
Carga calculada	24 %
Temperatura ambiente	18 °C
Temperatura superficial del conducto de escape	308,67 °C
Temperatura superficial del cárter	78,45 °C
Temperatura superficial la manguera de entrada de refrigerante	53,13 °C
Temperatura superficial del bloque motor	85,00 °C

De la tercera medición a 2000 rpm los resultados obtenidos se reflejan en la Tabla 7.

Tabla 7. Datos Recolectados de la Tercera Medición a 2000 rpm.
Fuente: Autores.

Especificación	Detalle
Flujo másico del aire de admisión	67,8 g/s
Temperatura del aire de admisión	34 °C
Temperatura de salida del refrigerante	99 °C
Presión de admisión	75 kPa
Avance al encendido	46° BTDC
Posición del acelerador	10 %
Carga calculada	26 %
Temperatura ambiente	18 °C
Temperatura superficial del conducto de escape	307,40 °C
Temperatura superficial del cárter	79,13 °C
Temperatura superficial la manguera de entrada de refrigerante	53,42 °C
Temperatura superficial del bloque motor	85,00 °C

En la cuarta medición a 2000 rpm los resultados obtenidos se reflejan en la Tabla 6.

Tabla 8. Datos Recolectados de la Cuarta Medición a 2000 rpm.
Fuente: Autores.

Especificación	Detalle
Flujo másico del aire de admisión	67,1 g/s
Temperatura del aire de admisión	34 °C
Temperatura de salida del refrigerante	97 °C
Presión de admisión	75 kPa
Avance al encendido	46° BTDC
Posición del acelerador	10 %
Carga calculada	26 %
Temperatura ambiente	18 °C
Temperatura superficial del conducto de escape	307,52 °C
Temperatura superficial del cárter	79,08 °C
Temperatura superficial la manguera de entrada de refrigerante	54,05 °C
Temperatura superficial del bloque motor	85,30 °C

De la quinta medición a 2000 rpm los resultados obtenidos se reflejan en la Tabla 7.

Tabla 9. Datos Recolectados de la Quinta Medición a 2000 rpm.
Fuente: Autores.

Especificación	Detalle
Flujo másico del aire de admisión	65,1 g/s
Temperatura del aire de admisión	32,5 °C
Temperatura de salida del refrigerante	97 °C
Presión de admisión	75 kPa
Avance al encendido	46° BTDC
Posición del acelerador	9 %
Carga calculada	24 %
Temperatura ambiente	18 °C
Temperatura superficial del conducto de escape	308,88 °C
Temperatura superficial del cárter	78,68 °C
Temperatura superficial la manguera de entrada de refrigerante	55,85 °C
Temperatura superficial del bloque motor	85,20 °C

Con los datos de Tabla 5, Tabla 6, Tabla 7, Tabla 8 y Tabla 9, se procede a reemplazarlos en el modelo térmico, del cual se obtiene los resultados de la Tabla 10.

Tabla 10. Flujos Térmicos a 2000 rpm con carga constante.
Fuente: Autores.

N°	\dot{Q}_c [kW]	$\dot{m}_{air} \cdot H_{air}$ [kW]	N_e [kW]	\dot{Q}_{ref} [kW]	\dot{Q}_{ac} [kW]	\dot{Q}_{esc} [kW]	\dot{Q}_{r-c} [kW]	η_e [%]
1	202,44	13,98	40,84	52,61	18,92	25,33	78,72	20,17
2	202,44	15,39	40,84	57,36	15,77	25,32	78,54	20,17
3	204,55	16,98	40,84	56,78	20,64	25,39	77,87	19,97
4	202,44	16,80	40,84	53,70	21,66	25,14	77,91	20,17
5	196,41	14,25	40,84	50,82	15,61	24,62	78,77	20,79

Como se muestra en la Tabla 10, los valores de la energía equivalente aportada por el combustible [\dot{Q}_c] oscilan entre 196,41 y 202,44 kW, y los valores de la energía aportada por el aire [$\dot{m}_{air} + H_{air}$] oscilan entre 13,98 y 16,98 kW, cuyos valores promedios son 201,66 y 15,48 kW, respectivamente; la sumatoria de estos valores promedios indica que

se la energía promedio suministrada por el combustible y al aire al motor es equivalente a 217,14 kW; de esta energía suministrada al motor, el combustible aporta con un valor promedio del 92,9 % mientras que el aire aporta con el 7,1 % restante.

La potencia efectiva [N_e] del motor a 2000 rpm es igual a 40,84 kW, promediando una eficiencia energética del motor igual al 20,26 %; la cantidad promedio de energía calórica pérdida hacia el refrigerante, aceite lubricante y gases de escape es 54,25, 18,52 y 25,16 kW, respectivamente. Las pérdidas de energía de los gases mediante los mecanismos de radiación y convección [\dot{Q}_{r-c}] oscilan entre 77,87 y 78,77 kW promediando un valor de 78,36 kW, lo que lo convierte en la variable de mayor de más incidencia; además, los valores del coeficiente convectivo [h_g] calculados mediante la aplicación del modelo de Annand (Ecuación 57), oscilan entre 3305,8 y 3338,48 W/(m² · K).

La Figura 49 es la representación gráfica de la distribución global de los flujos energéticos que componen el balance térmico descrito por la Ecuación 25, cuando se encuentra operando a una velocidad angular de 2000 rpm con carga constante. Las pérdidas de calor en la cámara de combustión corresponden un 36,1 % de la energía pérdida, dejando un reparto del promedio de 25, 8,5 y 11,6 % para el calor disipado al refrigerante [\dot{Q}_{ref}], al aceite [\dot{Q}_{ac}] y los gases de escape [\dot{Q}_{esc}], respectivamente.

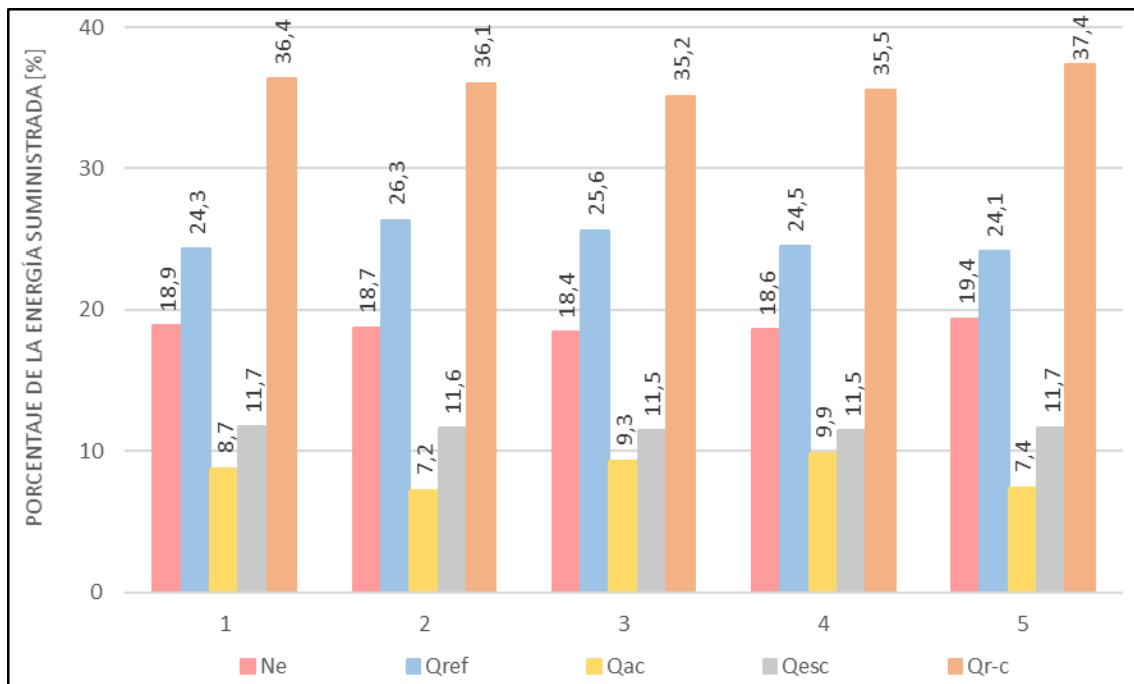


Figura 49. Distribución Global de los Flujos Energéticos a 2000 rpm.
Fuente: Autores.

La Figura 50 muestra de forma esquemática la distribución del reparto energético cuando el punto de operación del motor es estacionario, en este caso girando a 2000 rpm con carga constante, donde se puede observar que el calor disipado al refrigerante $[\dot{Q}_{ref}]$ proviene en parte por las pérdidas de calor por convección y radiación $[\dot{Q}_{r-c}]$, y otra parte por el calor disipado a los gases de escape $[\dot{Q}_{esc}]$. Además, se observan los valores y porcentajes promedio de cada uno de los flujos térmicos anteriormente mencionados dentro del balance de energía del motor, los cuales fueron obtenidos durante las cinco pruebas bajo este régimen de giro.

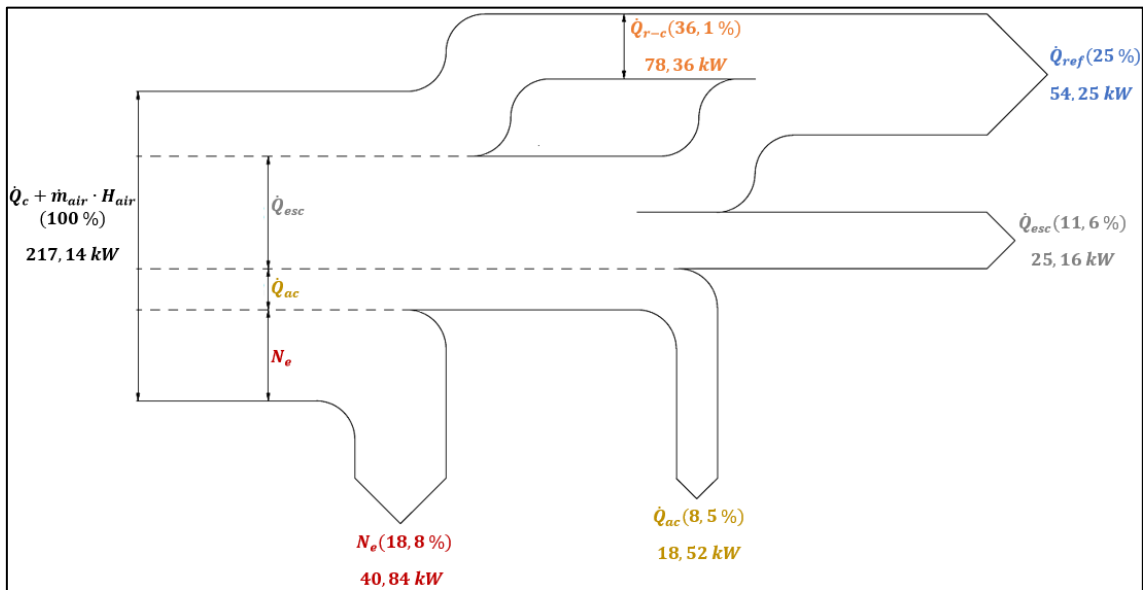


Figura 50. Representación esquemática de los flujos térmicos involucrados en el balance de energía del motor a 2000 rpm.

Fuente: Autores.

6.3.2. Pruebas a 3000 rpm con carga constante

Se procede a pisar el pedal del acelerador e igualmente estabilizamos las revoluciones del motor a 3000 rpm, igualmente se realizan cinco mediciones bajo este régimen de revoluciones. La primera medición refleja los datos que se indican en la Tabla 11.

Tabla 11. Datos Recolectados de la Primera Medición a 3000 rpm.

Fuente: Autores.

Especificación	Detalle
Flujo másico del aire de admisión	99,4 g/s
Temperatura del aire de admisión	36 °C
Temperatura de salida del refrigerante	98 °C
Presión de admisión	75 kPa
Avance al encendido	45° BTDC
Posición del acelerador	12 %
Carga calculada	30 %
Temperatura ambiente	18 °C
Temperatura superficial del conducto de escape	328,07°C
Temperatura superficial del cárter	92,13 °C
Temperatura superficial la manguera de entrada de refrigerante	56,23 °C
Temperatura superficial del bloque motor	96,67 °C

La segunda medición a 3000 rpm arrojó la información que se presenta en la Tabla 12.

Tabla 12. Datos Recolectados de la Segunda Medición a 3000 rpm.

Fuente: Autores.

Especificación	Detalle
Flujo másico del aire de admisión	103,2 g/s
Temperatura del aire de admisión	37 °C
Temperatura de salida del refrigerante	99 °C
Presión de admisión	75 kPa
Avance al encendido	45° BTDC
Posición del acelerador	12 %
Carga calculada	31 %
Temperatura ambiente	18 °C
Temperatura superficial del conducto de escape	328,25 °C
Temperatura superficial del cárter	91,62 °C
Temperatura superficial la manguera de entrada de refrigerante	56,17 °C
Temperatura superficial del bloque motor	96,25 °C

De la tercera medición a 3000 rpm se arrojó la información mostrada en la Tabla 13.

Tabla 13. Datos Recolectados de la Tercera Medición a 3000 rpm.
Fuente: Autores.

Especificación	Detalle
Flujo másico del aire de admisión	94,0 g/s
Temperatura del aire de admisión	38 °C
Temperatura de salida del refrigerante	100 °C
Presión de admisión	75 kPa
Avance al encendido	45° BTDC
Posición del acelerador	11 %
Carga calculada	29 %
Temperatura ambiente	18 °C
Temperatura superficial del conducto de escape	325,40 °C
Temperatura superficial del cárter	91,77 °C
Temperatura superficial la manguera de entrada de refrigerante	56,67 °C
Temperatura superficial del bloque motor	96,65 °C

En la cuarta medición a 3000 rpm se arrojó la información presentada en la Tabla 14.

Tabla 14. Datos Recolectados de la Cuarta Medición a 3000 rpm.
Fuente: Autores.

Especificación	Detalle
Flujo másico del aire de admisión	98,4 g/s
Temperatura del aire de admisión	39 °C
Temperatura de salida del refrigerante	98 °C
Presión de admisión	75 kPa
Avance al encendido	45° BTDC
Posición del acelerador	12 %
Carga calculada	30 %
Temperatura ambiente	18 °C
Temperatura superficial del conducto de escape	328,00 °C
Temperatura superficial del cárter	91,30 °C
Temperatura superficial la manguera de entrada de refrigerante	56,13 °C
Temperatura superficial del bloque motor	96,17 °C

De la quinta medición a 3000 rpm se arrojó la información indicada en la Tabla 15.

Tabla 15. Datos Recolectados de la Quinta Medición a 3000 rpm.
Fuente: Autores.

Especificación	Detalle
Flujo másico del aire de admisión	99,4 g/s
Temperatura del aire de admisión	40 °C
Temperatura de salida del refrigerante	99 °C
Presión de admisión	75 kPa
Avance al encendido	45° BTDC
Posición del acelerador	13 %
Carga calculada	31 %
Temperatura ambiente	18 °C
Temperatura superficial del conducto de escape	328,68 °C
Temperatura superficial del cárter	92,08 °C
Temperatura superficial la manguera de entrada de refrigerante	56,92 °C
Temperatura superficial del bloque motor	97,02 °C

Con los datos de Tabla 11, Tabla 12, Tabla 13, Tabla 14 y Tabla 15, se procede a reemplazarlos en el modelo térmico, del cual se obtiene los resultados de la Tabla 16.

Tabla 16. Flujos Térmicos a 3000 rpm con carga constante.
Fuente: Autores.

N°	\dot{Q}_c [kW]	$\dot{m}_{air} \cdot H_{air}$ [kW]	N_e [kW]	\dot{Q}_{ref} [kW]	\dot{Q}_{ac} [kW]	\dot{Q}_{esc} [kW]	\dot{Q}_{r-c} [kW]	η_e [%]
1	299,89	29,06	59,06	77,48	39,91	80,35	112,60	19,69
2	311,36	32,03	59,06	79,73	51,09	81,91	112,16	18,97
3	283,60	29,27	59,06	81,72	24,20	78,30	110,71	20,83
4	296,88	30,74	59,06	77,64	40,66	76,31	111,07	19,89
5	299,89	31,15	59,06	78,56	43,05	78,62	110,81	19,69

Prosiguiendo con la información recolectada se puede observar en la Tabla 16, ahora que los valores de la energía equivalente que nos aporta el combustible oscilan entre valores de 283,6 y 311,36 kW, por otro lado los valores de la energía aportada por el aire oscilan entre 13,98 y 16,98 kW, promediando se obtiene 298,32 kW por energía aportada por el

combustible y 30,45 kW por energía aportada por el aire, lo que corresponden al 90,7 y 9,3 %, respectivamente; la sumatoria de estos valores promedios indica que la energía promedio suministrada por el combustible y al aire al motor ahora es equivalente a 328,77 kW. Comparando con los porcentajes de la distribución a 2000 rpm, cuando el motor aumenta 1000 rpm su régimen de giro, la energía aportada por el aire pasan de constituir el 7,1 % de la energía total suministrada al motor al 9,3%; por lo que la influencia porcentual de la aportación del combustible se reduce del 92,9 % al 90,7%.

La potencia efectiva del motor al aumentar su velocidad angular a 3000 rpm igualmente aumenta su magnitud a 59,06 kW, promediando la eficiencia energética del motor igual al 19,82 %, la cual es menor al 20,26 % obtenido cuando el régimen de giro era de 2000 rpm, esto se debe a que de acuerdo a la curva característica del par motor de la Figura 47 cuando el motor se encuentra a 3000 rpm este genera un torque menor al generado a 2000 rpm. La cantidad promedio de energía calórica pérdida hacia el refrigerante, aceite lubricante y gases de escape es 79,03, 39,78 y 39,44 kW, respectivamente. Las pérdidas de energía de los gases mediante los mecanismos de radiación y convección oscilan entre 110,71 y 112,6 kW promediando un valor de 111,47 kW, así como aumentan los valores por pérdidas de calor, los valores del coeficiente de transferencia de calor aumentan entre 4563,38 y 4642,18 W/(m² · K).

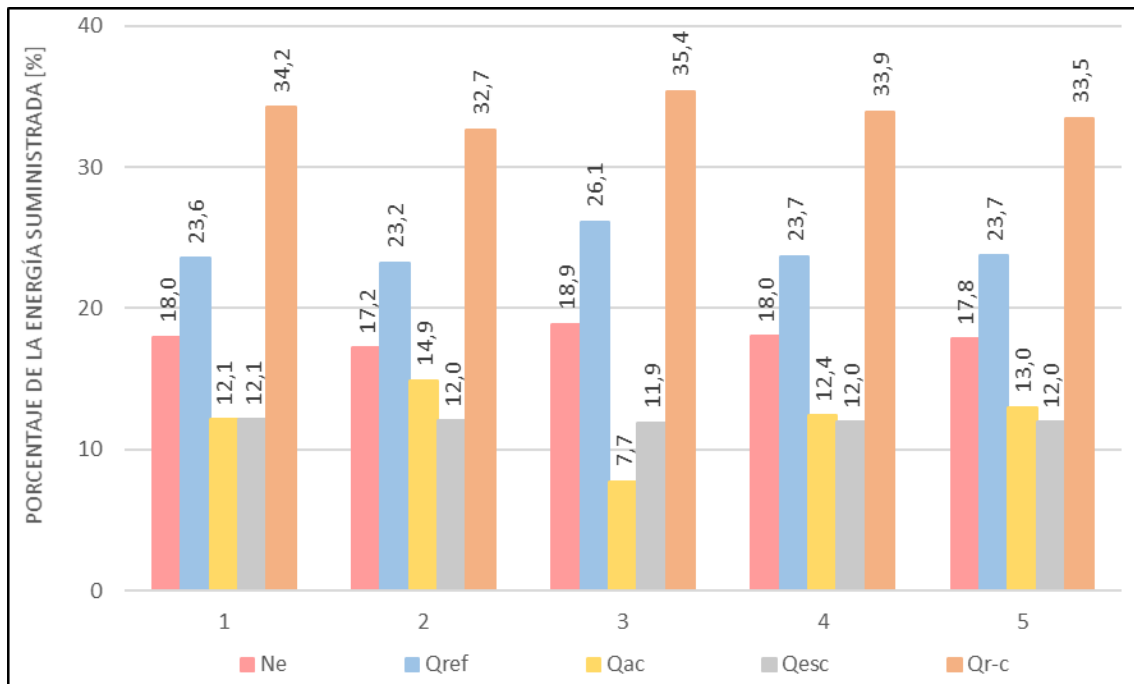


Figura 51. Distribución Global de los Flujos Energéticos a 3000 rpm.
Fuente: Autores.

En la Figura 51 se observa la representación gráfica de la distribución global de los flujos energéticos cuando el motor se encuentra operando a una velocidad angular de 3000 rpm con carga constante, las pérdidas de calor por radiación y convección corresponden un 33,9 %, a pesar de que su porcentaje ha disminuido se mantiene como la variable de mayor valor porcentual dentro de las pérdidas térmicas del motor, dejando un reparto del promedio de 24,1 % para el calor disipado al refrigerante, 18 % para la potencia efectiva, y 12 % tanto para el calor disipado al aceite y como para el disipado a los gases de escape. Se puede notar que se ha reducido en un punto porcentual la energía calórica transferida al refrigerante, mientras que las pérdidas asociadas a los gases de escape ha aumentado mínimamente en un 0,4 % más con respecto al porcentaje a 2000 rpm, la variable que mayor presenta un crecimiento es el calor disipado al aceite subiendo un 4% y alcanzando el mismo valor de 12 % del calor disipado a los gases de escape.

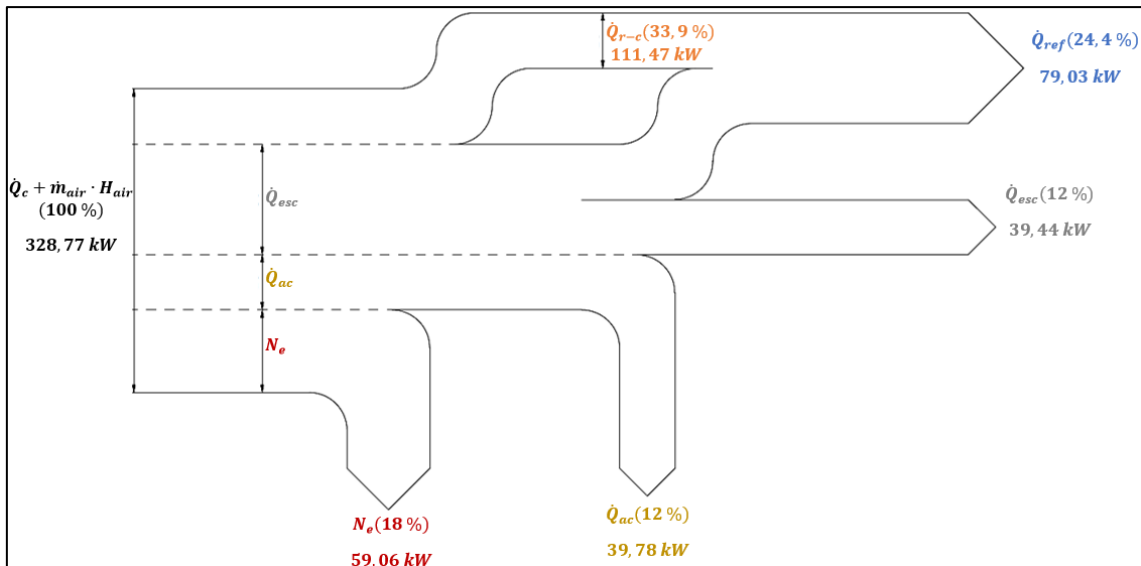


Figura 52. Representación esquemática de los flujos térmicos involucrados en el balance de energía del motor a 3000 rpm.

Fuente: Autores.

En la Figura 52 se representa la distribución de los flujos de energía involucrados en el motor cuando se encuentra girando a 3000 rpm con carga constante, donde se indican los porcentajes promedio de cada una de las energías térmicas del balance energético con su respectivo valor nominal promedio.

6.3.3. Pruebas a 4500 rpm con carga constante

Se continua con el mismo procedimiento, es decir, que durante cinco mediciones se pisa el pedal del acelerador y se estabiliza las revoluciones del motor a 4500 rpm. Los resultados que se reflejaron en la primera medición se indican en la Tabla 17.

Tabla 17. Datos Recolectados de la Primera Medición a 4500 rpm.

Fuente: Autores.

Especificación	Detalle
Flujo másico del aire de admisión	135,0 g/s
Temperatura del aire de admisión	41 °C
Temperatura de salida del refrigerante	100 °C
Presión de admisión	74 kPa
Avance al encendido	43° BTDC
Posición del acelerador	18 %
Carga calculada	38 %
Temperatura ambiente	18 °C
Temperatura superficial del conducto de escape	351,85 °C
Temperatura superficial del cárter	114,85 °C
Temperatura superficial la manguera de entrada de refrigerante	57,07 °C
Temperatura superficial del bloque motor	123,27 °C

La segunda medición a 4500 rpm proporciona la información de la Tabla 18.

Tabla 18. Datos Recolectados de la Segunda Medición a 4500 rpm.

Fuente: Autores.

Especificación	Detalle
Flujo másico del aire de admisión	135,1 g/s
Temperatura del aire de admisión	39 °C
Temperatura de salida del refrigerante	100 °C
Presión de admisión	74 kPa
Avance al encendido	43° BTDC
Posición del acelerador	18 %
Carga calculada	39 %
Temperatura ambiente	18 °C
Temperatura superficial del conducto de escape	356,08 °C
Temperatura superficial del cárter	115,00 °C
Temperatura superficial la manguera de entrada de refrigerante	57,07 °C
Temperatura superficial del bloque motor	125,17 °C

De la tercera medición a 4500 rpm se proporcionan los resultados de la Tabla 15.

Tabla 19. Datos Recolectados de la Tercera Medición a 4500 rpm.

Fuente: Autores.

Especificación	Detalle
Flujo másico del aire de admisión	135,1 g/s
Temperatura del aire de admisión	40 °C
Temperatura de salida del refrigerante	99 °C
Presión de admisión	74 kPa
Avance al encendido	43° BTDC
Posición del acelerador	19 %
Carga calculada	39 %
Temperatura ambiente	18 °C
Temperatura superficial del conducto de escape	354,67 °C
Temperatura superficial del cárter	115,05 °C
Temperatura superficial la manguera de entrada de refrigerante	57,20 °C
Temperatura superficial del bloque motor	124,30 °C

En la cuarta medición a 4500 rpm se proporciona la información de la Tabla 20.

Tabla 20. Datos Recolectados de la Cuarta Medición a 4500 rpm.

Fuente: Autores.

Especificación	Detalle
Flujo másico del aire de admisión	134,0 g/s
Temperatura del aire de admisión	42 °C
Temperatura de salida del refrigerante	100 °C
Presión de admisión	74 kPa
Avance al encendido	43° BTDC
Posición del acelerador	18 %
Carga calculada	38 %
Temperatura ambiente	18 °C
Temperatura superficial del conducto de escape	355,33 °C
Temperatura superficial del cárter	114,55 °C
Temperatura superficial la manguera de entrada de refrigerante	57,18 °C
Temperatura superficial del bloque motor	125,32 °C

De la quinta medición a 4500 rpm se proporciona los resultados de la Tabla 21.

Tabla 21. Datos Recolectados de la Quinta Medición a 4500 rpm.
Fuente: Autores.

Especificación	Detalle
Flujo másico del aire de admisión	136,5 g/s
Temperatura del aire de admisión	43 °C
Temperatura de salida del refrigerante	101 °C
Presión de admisión	74 kPa
Avance al encendido	43° BTDC
Posición del acelerador	19 %
Carga calculada	40 %
Temperatura ambiente	18 °C
Temperatura superficial del conducto de escape	355,93 °C
Temperatura superficial del cárter	115,33 °C
Temperatura superficial la manguera de entrada de refrigerante	56,90 °C
Temperatura superficial del bloque motor	124,67 °C

Con los datos de Tabla 17, Tabla 18, Tabla 19, Tabla 20 y Tabla 21, se procede a reemplazarlos en el modelo térmico, del cual se obtiene los resultados de la Tabla 22.

Tabla 22. Flujos Térmicos a 4500 rpm con carga constante.
Fuente: Autores.

N°	\dot{Q}_c [kW]	$\dot{m}_{air} \cdot H_{air}$ [kW]	N_e [kW]	\dot{Q}_{ref} [kW]	\dot{Q}_{ac} [kW]	\dot{Q}_{esc} [kW]	\dot{Q}_{r-c} [kW]	η_e [%]
1	452,56	47,16	60,79	120,71	99,26	64,46	154,50	13,43
2	452,86	46,89	60,79	120,71	88,90	65,71	163,63	13,42
3	452,86	47,04	60,79	117,16	94,41	65,26	162,28	13,42
4	449,54	47,00	60,79	120,45	89,58	64,60	161,12	13,52
5	457,08	47,94	60,79	123,92	94,01	65,62	160,67	13,30

Para culminar con el análisis de los resultados obtenidos observamos la Tabla 22, donde los valores de la energía equivalente del combustible aportada oscilan entre 449,54 y 457,08 kW, y los valores de la energía aportada por el aire oscilan entre 46,89 y 47,94 kW, cuyos valores promedios son 452,98 y 47,21 kW, respectivamente; procediendo con

la sumatoria de estos valores promediados se obtiene que la energía promedio suministrada por el combustible y al aire al motor es equivalente a $500,19 \text{ kW}$. La distribución porcentual de las energías suministradas se presenta con porcentajes similares a los obtenidos a 3000 rpm , la energía suministrada por el combustible equivale al $90,6 \%$ y la aportada por el aire al $9,4 \%$, solamente se presenta un aumento del $0,1 \%$ por energía del aire y una reducción del mismo porcentaje para la energía del combustible.

Como era de esperarse de acuerdo a lo visualizado en la curva característica del par motor de la Figura 47, la potencia efectiva del motor continua disminuyendo su valor a pesar de que las revoluciones de 4500 rpm son un régimen giro alto, su valor es igual a $60,79 \text{ kW}$, promediando una eficiencia energética del motor igual al $13,42 \%$, la disminución de la potencia efectiva genera que la eficiencia se reduzca a casi cerca de la mitad del valor obtenido a 2000 rpm . La cantidad promedio de energía calórica pérdida hacia el refrigerante, aceite lubricante y gases de escape es $120,59$, $93,23$ y $65,13 \text{ kW}$, respectivamente. Las pérdidas de calor por radiación y convección de los gases para este caso final oscilan entre $154,5$ y $163,63 \text{ kW}$ promediando un valor de $160,44 \text{ kW}$, igualmente aumentan los valores del coeficiente de transferencia de calor, los cuales oscilan entre $6218,44$ y $6537,07 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

De igual forma se tiene en la Figura 53 la representación gráfica de la distribución global de los flujos energéticos mencionados anteriormente, cuando el motor se encuentra operando a una velocidad angular de 4500 rpm con carga constante, las pérdidas calóricas asociadas a los mecanismos de convección y radiación se reducen a un $32,1 \%$ de la energía pérdida pero se mantiene como la variable con mayor porcentaje; la potencia efectiva baja del 18% promedio de las pruebas a 3000 rpm a un $12,2 \%$; el calor disipado al refrigerante continua con un porcentaje promedio del $24,1 \%$; el porcentaje promedio del calor disipado al aceite asciende al $18,6 \%$ convirtiéndose en la tercera variable con mayor ponderación; y finalmente el 13% restante constituye al calor disipado a los gases de escape, el cual su valor porcentual promedio ha subido con respecto al porcentaje a 3000 rpm , este 13% supera al porcentaje promedio de la potencia efectiva.

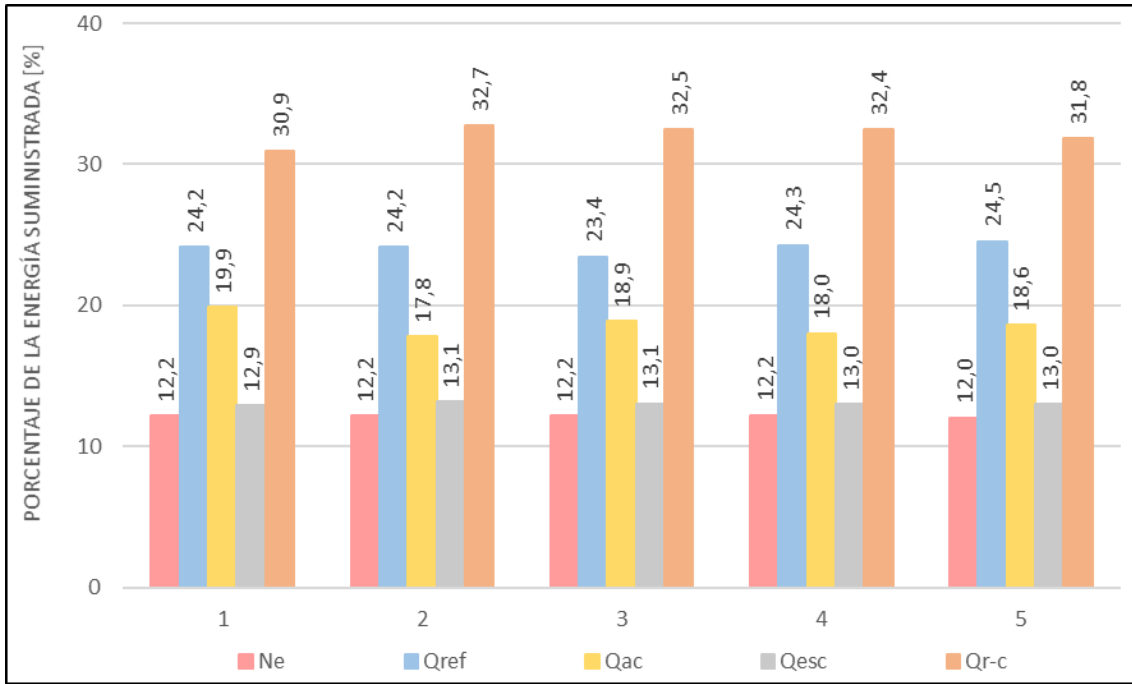


Figura 53. Distribución Global de los Flujos Energéticos a 4500 rpm.
Fuente: Autores.

En la Figura 54 se observan los valores y porcentajes promedio de la energía aportada al motor, la potencia efectiva, el calor cedido a los gases de escape y las pérdidas de energía calórica de los gases que aportan al calor cedido al refrigerante, y por último el calor cedido al aceite lubricante cuando el motor se encuentra girando a 4500 rpm con carga.

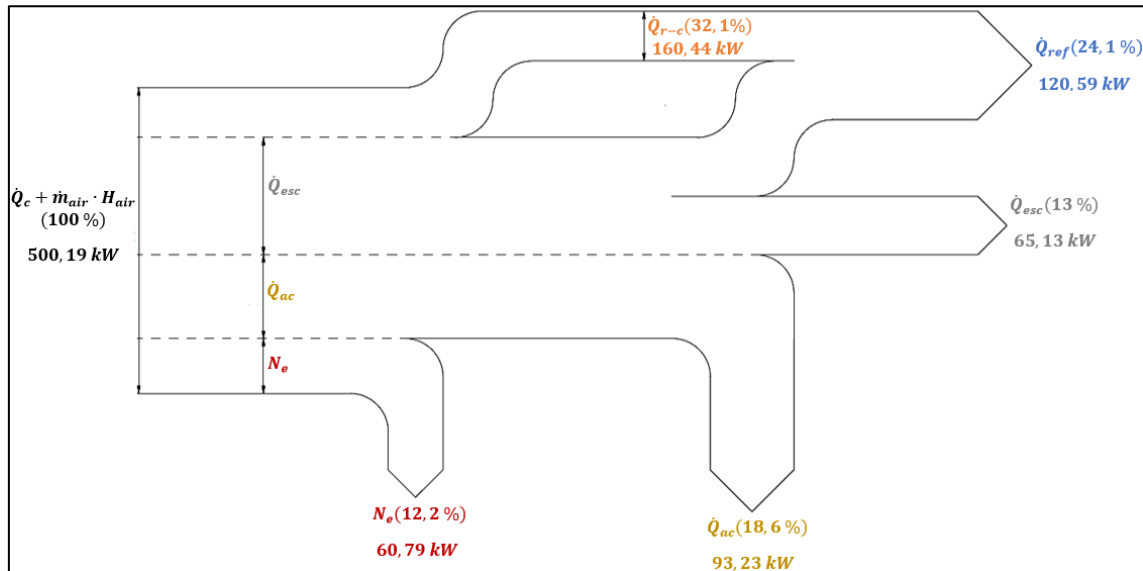


Figura 54. Representación esquemática de los flujos térmicos involucrados en el balance de energía del motor a 4500 rpm.
Fuente: Autores.

7. CONCLUSIONES

Culminada la elaboración del trabajo de titulación, se ha concluido lo siguiente:

- Por medio de la revisión del estado del arte se ha podido tener una visión general de los MCIA y se ha analizado los fundamentos teóricos más relevantes acerca de los diferentes modelos térmicos de transferencia de calor para estos motores, los cuales eran modelos zonales y globales; además, se enfatizó en las expresiones que se emplean para calcular los diferentes flujos térmicos existentes durante el funcionamiento de los mismos, dentro de ellas se tiene los modelos de Woschni para motores de encendido por compresión (MEC) y de Annand para motores de encendido provocado (MEP), que son utilizados para determinar el coeficiente convectivo de transferencia de calor entre los gases de la mezcla aire-combustible y las paredes metálicas del cilindro, pistón y cámara de combustión.
- En la relación con lo expuesto en el marco metodológico, el modelo térmico de transferencia de calor propuesto posee una apropiada integración de sus expresiones, las cuales son presentadas por (Payri González & Desantes Fernández, 2011), (Rovira De Antonio & Muñoz Domínguez, 2015) y (Romero Piedrahita, 2009), lo que permitió posteriormente aplicarla relativamente fácil y poder calcular las magnitudes de cada uno de los flujos calóricos que atraviesan la estructura de los componentes del motor y los fluidos que circulan dentro y alrededor del mismo. Además, cuenta con expresiones obtenidas de la aplicación de los modelos térmicos anteriormente mencionados, las cuales permitieron ajustar y predecir varios parámetros que debido a la complejidad física de poder medirlos.
- Para obtener los valores de las variables presentes en cada una de las expresiones que integran el modelo térmico propuesto, como son flujos másicos, torques, cargas, velocidades angulares, presiones, ángulos de avance de encendido y temperaturas, se efectuó un proceso que consta de tres etapas. La primera etapa consistió en obtener las curvas características del motor por medio del banco dinamométrico MAHA LPS 3000. En la segunda etapa, se empleó el scanner automotriz CARMAN SCAN LITE para adquirir datos de presión, ángulo de avance de encendido, carga aplicada, posición del acelerador, flujo másico del aire, temperatura del aire admisión y temperatura de salida del refrigerante cuando

el motor se encontraba a 2000, 3000 y 4500 *rpm*. En la última etapa, se colocaron termocuplas en las paredes externas del cárter, bloque, conducto de escape y manguera de entrada de refrigerante para medir su temperatura a los regímenes de giro anteriormente indicados, adicional a estos sensores, se utiliza un pirómetro y la cámara de termográfica TESTO 882 para mitigar el error que se pueda obtener al usar solamente las termocuplas.

- Por último, con la validación el modelo térmico en el vehículo de pruebas, se obtuvo que la eficiencia energética del motor a 2000 y 3000 *rpm* es del 20 %, al aumentar el régimen de giro a 4500 *rpm* la eficiencia se reduce al 13 %, que es cerca de la mitad calculada a los otros dos regímenes de giro. Además, se determinó que las pérdidas calóricas asociadas a los mecanismos de convección y radiación son de alrededor del 35 %, las cuales a medida que aumentan las revoluciones se van reduciendo; el calor transferido al refrigerante ocupa entre 24 y 25 %. Por otra parte, el calor transferido al aceite a medida que aumentan las revoluciones se incrementa de 8,5 a 18,6 %; similarmente, ocurre con el calor cedido a los gases de escape, el cual al régimen de prueba más bajo ocupa el 11,6 % y en el tercer régimen de prueba alcanzó el 13 %.

8. RECOMENDACIONES

Una vez finalizado el trabajo de titulación, se dan las siguientes recomendaciones:

- Si únicamente se desea conocer los valores de cada uno de los flujos térmicos del modelo del balance térmico, se recomienda que previamente al aplicar carga alguna y aumentar el régimen de giro deseado para la respectiva recolección de los valores de las variables, se deje calentar el motor a ralentí hasta que alcance su temperatura normal de funcionamiento.
- Para simplificar el modelo térmico y mejorar la exactitud de obtención de datos, colocar sensores que midan directamente las variables de estudio como los gastos másicos de los fluidos estudiados como son el refrigerante, el aceite lubricante y el combustible; también, la temperatura de entrada del refrigerante, la temperatura de los gases de escape, la temperatura de la mezcla aire-combustible durante la combustión, las paredes metálicas del cilindro, pistón y cámara de combustión.
- Si se desea evaluar el balance térmico durante cualquier ciclo de conducción, se recomienda desarrollar un programa de adquisición y procesamiento de las señales de los sensores del vehículo y de los demás sensores que recopilan los datos de las variables restantes, el cual además calcule las magnitudes de los flujos térmicos.
- Se recomienda mejorar la data de las características y propiedades de los fluidos, dejar de utilizar datos genéricos para emplear datos apropiados de acuerdo al propiedades entregadas por el fabricante.

9. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Arango S., R. E., & Castañeda Z., J. J. (1990). *Motores de Combustión Interna, Aspectos Generales y Parámetros de Diseño* [Tesis de pregrado]. Universidad Autónoma de Occidente.
- Arduino.cl. (s. f.). *Arduino Mega 2560 | Arduino.cl—Compra tu Arduino en Línea*. Recuperado 18 de abril de 2021, de <https://arduino.cl/arduino-mega-2560/>
- Asborno, M., Díaz, E., Di Bin, R., & Profitos, M. (2017). *Rendimiento Adiabático de la Cámara de combustión*. <https://docplayer.es/40912940-Rendimiento-adiabatico-de-la-camara-de-combustion.html>
- Autotechlabs. (2015, febrero 27). *How Engine Cooling System Works | Autotechlabs*. https://www.youtube.com/watch?v=y5p31F_dVJU&ab_channel=Autotechlabs
- AV Electronics. (2021). *Termocupla Tipo K + Módulo MAX6675*. *AV Electronics*. <https://avelectronics.cc/producto/termocupla-tipo-k-modulo-max6675/>
- Borman, G., & Nishiwaki, K. (1987). Internal-combustion engine heat transfer. *Progress in Energy and Combustion Science*, 13(1), 1-46. [https://doi.org/10.1016/0360-1285\(87\)90005-0](https://doi.org/10.1016/0360-1285(87)90005-0)
- Castillo Calderón, J. D., & Palacio Ochoa, I. F. (2013). *Diseño e implementación de un modelo matemático para el cálculo del ciclo Otto del motor Armfield Volkswagen CM11-306*. <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/4880>
- Castrol. (2015, febrero 18). *How does car engine oil work?* https://www.youtube.com/watch?v=9RSWs44PdkE&ab_channel=Castrol
- Çengel, Y. A., & Afshin, J. G. (2011). *Transferencia de Calor y Masa*. McGraw-Hill Interamericana de España S.L.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2012). *Termodinámica* (Séptima Edición). McGraw-Hill.
- Chevrolet. (2015). *Ficha Técnica—Grand Vitara Sz*.
- Del Valle Hernández, L. (s. f.). *DS18B20 sensor de temperatura para líquidos con Arduino*. ProgramarFácil.com. Recuperado 18 de abril de 2021, de

<https://programarfacil.com/blog/arduino-blog/ds18b20-sensor-temperatura-arduino/>

ELETROTOOL. (s. f.). *CARMAN SCAN LITE diagnóstico profesional*. EletroTool.Com. Recuperado 18 de abril de 2021, de <http://www.eletrotool.com/producto/automoviles-tool/18/carman-scan-lite-diagnostico-profesional.html>

González Calleja, D. (2015). *Motores térmicos y sus sistemas auxiliares*. Ediciones Paraninfo, S.A.

Granell, A. (2016, agosto 12). Motores diésel, cómo funciona, ventajas y desventajas. *Motores diésel: todo lo que deberías saber*. <https://www.rodes.com/mecanica/motores-diesel/>

Granell, A. (2018, mayo 28). Motores gasolina, cómo funciona, ventajas y desventajas. *Motores gasolina: todo lo que deberías saber*. <https://www.rodes.com/mecanica/motores-gasolina/>

Ingeniería Mecafenix. (2018, marzo 13). Pirómetro ¿Que es y como funciona? *Ingeniería Mecafenix*. <https://www.ingmecafenix.com/otros/pirometro/>

Maxim Dallas Semiconductor. (s. f.). *DS18B20—Programmable Resolution 1-Wire Digital Thermometer*.

Maxim Integrated. (s. f.). *Cold Junction Compensated K Thermocouple to Digital Converter (0°C to +1024°C)*.

MotoyCasco. (2014, noviembre 6). ▷ Cómo funciona el motor de 4 tiempos. *MotoyCasco*. <https://motoycasco.com/como-funciona-motor-cuatro-tiempos>

Payri González, F., & Desantes Fernández, J. M. (2011, junio 9). Motores de Combustión Interna Alternativos. *Colección Académica*. Editorial UPV. Colección Académica. Editorial UPV. <https://riunet.upv.es/handle/10251/70998>

Riesco Ávila, J. M., Rivera Rosillo, G., Belman Flores, J. M., Martínez Martínez, S., Sánchez Cruz, F. A., & Carrera Escobedo, J. L. (2013). *Análisis de Modelos para la simulación de Motores de Combustión Interna*. 9.

- Romero Piedrahita, C. A. (2009). Contribución al conocimiento del comportamiento térmico y la gestión térmica de los motores de combustión interna alternativos [Tesis doctoral, Universitat Politècnica de València]. En *Riunet*. <https://doi.org/10.4995/Thesis/10251/4923>
- Rovira De Antonio, A. J., & Muñoz Domínguez, M. (2015). *Motores de Combustión Interna*. Editorial UNED.
- Šarić, S., Basara, B., & Žunič, Z. (2017). Advanced near-wall modeling for engine heat transfer. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 63, 205-211. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2016.06.019>
- Saura Vidal, X. (2015). *Estudio de un sistema de recuperación de calor en sistemas de escape en motores de combustión interna* [Univeristat Politècnica de Catalunya]. <https://upcommons.upc.edu/handle/2117/81113>
- Suzuki Motor Corporation. (2006). *Manual de Servicio—Suzuki Grand Vitara SZ*.
- TESTO. (s. f.). *Testo 882—Cámara termográfica (320 x 240 píxeles, enfoque manual, láser) / México*. Recuperado 18 de abril de 2021, de <https://www.testo.com/es-MX/testo-882/p/0560-0882>
- Thermascan Ltd. (2019, septiembre 16). *Thermal Imaging in the Automotive Industry*. Thermascan Ltd. <https://www.thermascan.co.uk/blog/thermal-imaging-automotive>
- Trust Parts. (s. f.). *Exhaust Mainfold—Suzuki Grand Vitara 2,4 L. Japanese Vehicles*. Recuperado 15 de abril de 2021, de https://parts.japanesevehicles.com/index.php?dispatch=products.view&product_id=2568086
- Villaverde Ruiz de Galarreta, A. (2019). *Análisis, síntesis y diseño de un motor de combustión interna alternativo radial* [Tesis de pregrado, Universidad del País Vasco]. <https://addi.ehu.es/handle/10810/36499>

Wang, C., & Berry, G. (1985). *Heat transfer in internal combustion engines.* /paper/Heat-transfer-in-internal-combustion-engines-Wang-Berry/12cd937761d82aad89744f7ac0ed9b122df1785d

10. ANEXOS

Anexo I. Propiedades del Refrigerante.

Fuente: (Çengel & Afshin, 2011).

Temperatura T [K]	Densidad ρ [kg/m³]	Calor Específico C_p [J/(kg · K)]
233,15	1418	1254
238,15	1403	1264
243,15	1389	1273
248,15	1374	1283
253,15	1359	1294
258,15	1343	1306
263,15	1327	1318
268,15	1311	1330
273,15	1295	1344
278,15	1278	1358
283,15	1261	1374
288,15	1244	1390
293,15	1226	1408
298,15	1207	1427
303,15	1188	1448
308,15	1168	1471
313,15	1147	1498
318,15	1125	1529
323,15	1102	1566
328,15	1078	1608
333,15	1053	1659
338,15	1026	1722
343,15	996,2	1801
348,15	964	1907
353,15	928,2	2056
358,15	887,1	2287
363,15	837,1	2701
368,15	772,5	3675
373,15	651,7	7959

Anexo 2. Propiedades de Aceite Motor.

Fuente: (Çengel & Afshin, 2011).

Temperatura T [K]	Densidad ρ [kg/m³]	Calor Específico C_p [J/(kg · K)]
273,15	889,1	1796
293,15	888,2	1880
313,15	876,1	1964
333,15	864	2047
353,15	852	2131
373,15	840	2219
393,15	829	2307
413,15	816,9	2395
423,15	810,3	2441
433,15	805,9	2483

Anexo 3. Propiedades del Aire a la presión de 1 atm.
Fuente: (Çengel & Afshin, 2011).

Temperatura T [K]	Densidad ρ [kg/m³]	Calor Específico C_p [J/(kg · K)]	Viscosidad Dinámica μ [kg/(m · s)]	Conductividad Térmica k [W/(m · K)]
123,15	2,866	983	8,636E-06	0,01171
173,15	2,038	966	1,189E-06	0,01582
223,15	1,582	999	1,474E-05	0,01979
233,15	1,514	1002	1,527E-05	0,02057
243,15	1,451	1004	1,579E-05	0,02134
253,15	1,394	1005	1,630E-05	0,02211
263,15	1,341	1006	1,680E-05	0,02288
273,15	1,292	1006	1,729E-05	0,02364
278,15	1,269	1006	1,754E-05	0,02401
283,15	1,246	1006	1,778E-05	0,02439
288,15	1,225	1007	1,802E-05	0,02476
293,15	1,204	1007	1,825E-05	0,02514
298,15	1,184	1007	1,849E-05	0,02551
303,15	1,164	1007	1,872E-05	0,02588
308,15	1,145	1007	1,895E-05	0,02625
313,15	1,127	1007	1,918E-05	0,02662
318,15	1,109	1007	1,941E-05	0,02699
323,15	1,092	1007	1,963E-05	0,02735
333,15	1,059	1007	2,008E-05	0,02808
343,15	1,028	1007	2,052E-05	0,02881
353,15	0,9994	1008	2,096E-05	0,02953
363,15	0,9718	1008	2,139E-05	0,03024
373,15	0,9458	1009	2,181E-05	0,03095
393,15	0,8977	1011	2,264E-05	0,03235
413,15	0,8542	1013	2,345E-05	0,03374
433,15	0,8148	1016	2,420E-05	0,03511
453,15	0,7788	1019	2,504E-05	0,03646
473,15	0,7459	1023	2,577E-05	0,03779
523,15	0,6746	1033	2,760E-05	0,04104
573,15	0,6158	1044	2,934E-05	0,04418
623,15	0,5664	1056	3,101E-05	0,04721
673,15	0,5243	1069	3,261E-05	0,05015
723,15	0,4880	1081	3,415E-05	0,05298
773,15	0,4565	1093	3,563E-05	0,05572
873,15	0,4042	1115	3,846E-05	0,06093
973,15	0,3627	1135	4,111E-05	0,06581
1073,15	0,3289	1153	4,362E-05	0,07037
1173,15	0,3008	1169	4,600E-05	0,07465
1273,15	0,2772	1184	4,826E-05	0,07868
1773,15	0,1990	1234	5,817E-05	0,09599
2273,15	0,1553	1264	6,630E-05	0,11113

*Anexo 4. Propiedades de Gas Ideal del Aire.
Fuente: (Çengel & Boles, 2012).*

Temperatura T [K]	Entalpía H [J/kg]	Temperatura T [K]	Entalpía H [J/kg]	Temperatura T [K]	Entalpía H [J/kg]
200	199970	550	555740	1160	1230920
210	209970	560	565170	1180	1254340
220	219970	570	575590	1200	1277790
230	230020	580	586040	1220	1301310
240	240020	590	596520	1240	1324930
250	250050	600	607020	1260	1348550
260	260090	610	617530	1280	1372240
270	270110	620	628070	1300	1395970
280	280130	630	638630	1320	1419760
285	285140	640	649220	1340	1443600
290	290160	650	659840	1360	1467490
295	295170	660	670470	1380	1491440
298	298180	670	681140	1400	1515420
300	300190	680	691820	1420	1539440
305	205220	690	702520	1440	1563510
310	310240	700	713270	1460	1587630
315	315270	710	724040	1480	1611790
320	320290	720	734820	1500	1635970
325	325310	730	745620	1520	1660230
330	330340	740	756440	1540	1684510
340	340420	750	767290	1560	1708820
350	350490	760	778180	1580	1733170
360	360580	780	800030	1600	1757570
370	370670	800	821950	1620	1782000
380	380770	820	843980	1640	1806460
390	390880	840	866080	1660	1830960
400	400980	860	888270	1680	1855500
410	411120	880	910560	1700	1880100
420	421260	900	932930	1750	1941600
430	431430	920	955380	1800	2003300
440	441610	940	977920	1850	2065300
450	451800	960	1000550	1900	2127400
460	462020	980	1023250	1950	2189700
470	472240	1000	1046040	2000	2252100
480	482240	1020	1068890	2050	2314600
490	492740	1040	1091850	2100	2377700
500	503020	1060	1114860	2150	2440300
510	513320	1080	1137890	2200	2503200
520	523630	1100	1161070	2250	2566400
530	533980	1120	1184280		
540	544350	1140	1207570		

Anexo 5. Data Sheet de Termocupla Tipo K con módulo MAX6675.

Fuente: (Maxim Integrated, s. f.)

General Description

The MAX6675 performs cold-junction compensation and digitizes the signal from a type-K thermocouple. The data is output in a 12-bit resolution, SPI™-compatible, read-only format.

This converter resolves temperatures to 0.25°C, allows readings as high as +1024°C, and exhibits thermocouple accuracy of 8LSBs for temperatures ranging from 0°C to +700°C.

The MAX6675 is available in a small, 8-pin SO package.

Pin Description

PIN	NAME	FUNCTION
1	GND	Ground
2	T-	Alumel Lead of Type-K Thermocouple. Should be connected to ground externally.
3	T+	Chromel Lead of Type-K Thermocouple
4	V _{CC}	Positive Supply. Bypass with a 0.1µF capacitor to GND.
5	SCK	Serial Clock Input
6	CS	Chip Select. Set CS low to enable the serial interface.
7	SO	Serial Data Output
8	N.C.	No Connection

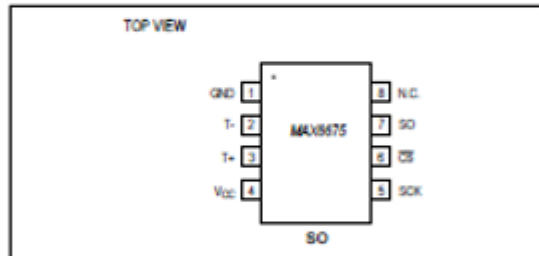
Features

- Direct Digital Conversion of Type -K Thermocouple Output
- Cold-Junction Compensation
- Simple SPI-Compatible Serial Interface
- 12-Bit, 0.25°C Resolution
- Open Thermocouple Detection

Ordering Information

PART	TEMP RANGE	PIN-PACKAGE
MAX6675ISA	-20°C to +85°C	8 SO

Pin Configuration



Typical Application Circuit



Absolute Maximum Ratings

Supply Voltage (V_{CC} to GND) -0.3V to +6V
 SO, SCK, CS, T-, T+ to GND -0.3V to V_{CC} + 0.3V
 SO Current 50mA
 ESD Protection (Human Body Model) ±2000V
 Continuous Power Dissipation (T_A = +70°C)
 8-Pin SO (derate 5.88mW/°C above +70°C) 471mW
 Operating Temperature Range -20°C to +85°C

Storage Temperature Range -65°C to +150°C
 Junction Temperature +150°C
 SO Package
 Vapor Phase (60s) +215°C
 Infrared (15s) +220°C
 Lead Temperature (soldering, 10s) +300°C

Electrical Characteristics

($V_{CC} = +3.0V$ to $+5.5V$, $T_A = -20^{\circ}C$ to $+85^{\circ}C$, unless otherwise noted. Typical values specified at $+25^{\circ}C$.) (Note 1)

PARAMETER	SYMBOL	CONDITIONS	MIN	TYP	MAX	UNITS	
Temperature Error		$T_{THERMOCOUPLE} = +700^{\circ}C$, $T_A = +25^{\circ}C$ (Note 2)	$V_{CC} = +3.3V$	-5		+5	LSB
			$V_{CC} = +5V$	-6		+6	
		$T_{THERMOCOUPLE} = 0^{\circ}C$ to $+700^{\circ}C$, $T_A = +25^{\circ}C$ (Note 2)	$V_{CC} = +3.3V$	-8		+8	
			$V_{CC} = +5V$	-9		+9	
		$T_{THERMOCOUPLE} = +700^{\circ}C$ to $+1000^{\circ}C$, $T_A = +25^{\circ}C$ (Note 2)	$V_{CC} = +3.3V$	-17		+17	
			$V_{CC} = +5V$	-19		+19	
Thermocouple Conversion Constant				10.25		$\mu V/LSB$	
Cold-Junction Compensation Error		$T_A = -20^{\circ}C$ to $+85^{\circ}C$ (Note 2)	$V_{CC} = +3.3V$	-3.0		+3.0	$^{\circ}C$
			$V_{CC} = +5V$	-3.0		+3.0	
Resolution				0.25		$^{\circ}C$	
Thermocouple Input Impedance				60		$k\Omega$	
Supply Voltage	V_{CC}		3.0		5.5	V	
Supply Current	I_{CC}			0.7	1.5	mA	
Power-On Reset Threshold		V_{CC} rising	1	2	2.5	V	
Power-On Reset Hysteresis				50		mV	
Conversion Time		(Note 2)		0.17	0.22	s	
SERIAL INTERFACE							
Input Low Voltage	V_{IL}				$0.3 \times V_{CC}$	V	
Input High Voltage	V_{IH}		$0.7 \times V_{CC}$			V	
Input Leakage Current	I_{LEAK}	$V_{IN} = GND$ or V_{CC}			± 5	μA	
Input Capacitance	C_{IN}			5		pF	

PARAMETER	SYMBOL	CONDITIONS	MIN	TYP	MAX	UNITS
Output High Voltage	V_{OH}	$I_{SOURCE} = 1.6mA$	$V_{CC} - 0.4$			V
Output Low Voltage	V_{OL}	$I_{SINK} = 1.6mA$			0.4	V
TIMING						
Serial Clock Frequency	f_{SCL}				4.3	MHz
SCK Pulse High Width	t_{CH}		100			ns
SCK Pulse Low Width	t_{CL}		100			ns
CSB Fall to SCK Rise	t_{CSS}	$C_L = 10pF$	100			ns
CSB Fall to Output Enable	t_{DV}	$C_L = 10pF$			100	ns
CSB Rise to Output Disable	t_{TR}	$C_L = 10pF$			100	ns
SCK Fall to Output Data Valid	t_{DO}	$C_L = 10pF$			100	ns

Note 1: All specifications are 100% tested at $T_A = +25^{\circ}C$. Specification limits over temperature ($T_A = T_{MIN}$ to T_{MAX}) are guaranteed by design and characterization, not production tested.

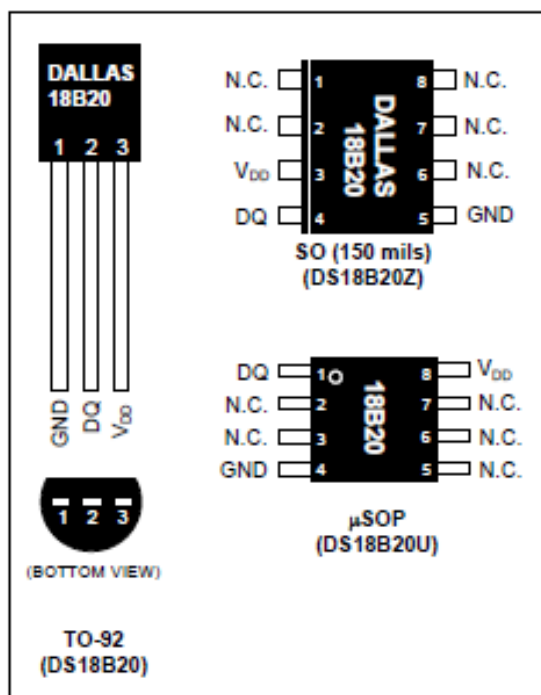
Note 2: Guaranteed by design. Not production tested.

Anexo 6. Data Sheet de Sensor de Temperatura DS18B20.
Fuente: (Maxim Dallas Semiconductor, s. f.).

FEATURES

- Unique 1-Wire® Interface Requires Only One Port Pin for Communication
- Each Device has a Unique 64-Bit Serial Code Stored in an On-Board ROM
- Multidrop Capability Simplifies Distributed Temperature-Sensing Applications
- Requires No External Components
- Can Be Powered from Data Line; Power Supply Range is 3.0V to 5.5V
- Measures Temperatures from -55°C to +125°C (-67°F to +257°F)
- ±0.5°C Accuracy from -10°C to +85°C
- Thermometer Resolution is User Selectable from 9 to 12 Bits
- Converts Temperature to 12-Bit Digital Word in 750ms (Max)
- User-Definable Nonvolatile (NV) Alarm Settings
- Alarm Search Command Identifies and Addresses Devices Whose Temperature is Outside Programmed Limits (Temperature Alarm Condition)
- Available in 8-Pin SO (150 mils), 8-Pin μSOP, and 3-Pin TO-92 Packages
- Software Compatible with the DS1822
- Applications Include Thermostatic Controls, Industrial Systems, Consumer Products, Thermometers, or Any Thermally Sensitive System

PIN CONFIGURATIONS



DESCRIPTION

The DS18B20 digital thermometer provides 9-bit to 12-bit Celsius temperature measurements and has an alarm function with nonvolatile user-programmable upper and lower trigger points. The DS18B20 communicates over a 1-Wire bus that by definition requires only one data line (and ground) for communication with a central microprocessor. It has an operating temperature range of -55°C to +125°C and is accurate to ±0.5°C over the range of -10°C to +85°C. In addition, the DS18B20 can derive power directly from the data line (“parasite power”), eliminating the need for an external power supply.

Each DS18B20 has a unique 64-bit serial code, which allows multiple DS18B20s to function on the same 1-Wire bus. Thus, it is simple to use one microprocessor to control many DS18B20s distributed over a large area. Applications that can benefit from this feature include HVAC environmental controls, temperature monitoring systems inside buildings, equipment, or machinery, and process monitoring and control systems.

PIN DESCRIPTION

PIN			NAME	FUNCTION
SO	μSOP	TO-92		
1, 2, 6, 7, 8	2, 3, 5, 6, 7	—	N.C.	No Connection
3	8	3	V _{DD}	Optional V _{DD} . V _{DD} must be grounded for operation in parasite power mode.
4	1	2	DQ	Data Input/Output. Open-drain 1-Wire interface pin. Also provides power to the device when used in parasite power mode (see the <i>Powering the DS18B20</i> section.)
5	4	1	GND	Ground

ABSOLUTE MAXIMUM RATINGS

Voltage Range on Any Pin Relative to Ground.....	-0.5V to +6.0V
Operating Temperature Range.....	-55°C to +125°C
Storage Temperature Range	-55°C to +125°C
Solder Temperature	Refer to the IPC/JEDEC J-STD-020 Specification.

These are stress ratings only and functional operation of the device at these or any other conditions above those indicated in the operation sections of this specification is not implied. Exposure to absolute maximum rating conditions for extended periods of time may affect reliability.

DC ELECTRICAL CHARACTERISTICS (-55°C to +125°C; V_{DD} =3.0V to 5.5V)

PARAMETER	SYMBOL	CONDITIONS	MIN	TYP	MAX	UNITS	NOTES
Supply Voltage	V_{DD}	Local Power	+3.0		+5.5	V	1
Pullup Supply Voltage	V_{PU}	Parasite Power	+3.0		+5.5	V	1,2
		Local Power	+3.0		V_{DD}		
Thermometer Error	t_{ERR}	-10°C to +85°C			±0.5	°C	3
		-55°C to +125°C			±2		
Input Logic-Low	V_{IL}		-0.3		+0.8	V	1,4,5
Input Logic-High	V_{IH}	Local Power	+2.2		The lower of 5.5 or $V_{DD} + 0.3$	V	1, 6
		Parasite Power	+3.0				
Sink Current	I_L	$V_{IO} = 0.4V$	4.0			mA	1
Standby Current	I_{DDs}			750	1000	nA	7,8
Active Current	I_{DD}	$V_{DD} = 5V$		1	1.5	mA	9
DQ Input Current	I_{DQ}			5		µA	10
Drift				±0.2		°C	11

Anexo 7. Código de Programación para medición de temperaturas superficiales.

Fuente: Autores.

```
close all
clear all
clc

numero_muestras=5;
y = zeros(1,1000);

delete(instrfind({'Port'},{'COM3'}));
serial Port=serial('COM3');
serialPort.BaudRate=9600;
warning('off','MATLAB:serial:fscan:unseccessfulRead');

data = zeros(5,4);
while true
    comando = input('\nIngrese un comando:\n -leer\n -salir\n -
guardar\n\nComando = ','s');
    if(strcmp(comando,'salir'))
        fprintf('\n***Programa terminado\n');
        break;
    end
    if(strcmp(comando, 'leer'))
        muestras = input('Ingrese número de muestras = ');
        if isnumeric(muestras)
            fopen(serialPort);
            data = zeros(muestras,4);
            fprintf('\n***Leyendo datos\n');
            filename = sprintf('test %s.xlsx', datestr(now,'dd_mm_yyyy
HH_MM_SS'));
            fscanf(serialPort);
            cont = 1;
            while cont<=muestras
                sensores=fscanf(serialPort,'%f,%f,%f,%f');

fprintf('#%d\tT1:%.2f\tT2:%.2f\tT3:%.2f\tT4:%.2f\n',[cont,sensores(1),sen
sores(2),sensores(3),sensores(4)])

data(cont,:)=[sensores(1),sensores(2),sensores(3),sensores(4)];
                cont=cont+1;
            end
            fclose(serialPort);
        else
            disp('false')
        end
    end
    if(strcmp(comando,'guardar'))
        fprintf('\n***Guardando...\n');
        disp(filename);
        xlswrite(filename,data);
        fprintf('***Guardado OK\n');
    end
end
end

delete(serialPort);
clear all
```

Anexo 8. Temperaturas Superficiales de los Componentes de estudio durante el calentamiento del motor.

Fuente: Autores.

Tiempo [s]	Temperatura del Cárter [°C]	Temperatura del Bloque [°C]	Temperatura del Conducto Escape [°C]	Temperatura de la Manguera de Entrada del Refrigerante [°C]
1	40,00	44,75	36,50	26,50
2	39,75	44,75	37,25	26,50
3	39,25	44,75	37,25	26,50
4	39,50	44,50	38,25	26,50
5	39,25	44,50	38,00	26,50
6	39,25	44,00	38,00	26,50
7	39,50	44,50	39,25	26,50
8	39,50	44,75	38,75	26,50
9	40,25	44,50	39,75	26,50
10	40,00	44,00	39,75	26,50
11	40,25	44,75	40,75	26,50
12	40,00	44,25	41,25	26,50
13	40,25	44,75	41,25	26,50
14	40,25	44,50	42,25	26,75
15	40,50	44,50	43,00	26,75
16	40,00	44,50	44,00	26,75
17	40,00	44,25	44,25	26,75
18	39,75	45,00	45,50	26,75
19	40,25	44,50	45,75	26,75
20	39,75	44,75	46,00	26,75
21	39,25	44,25	48,00	26,75
22	40,25	44,50	49,00	26,75
23	40,00	44,75	49,25	26,75
24	40,25	44,50	50,25	26,75
25	40,50	44,50	50,00	26,75
26	40,50	44,75	51,25	26,75
27	41,25	44,75	52,00	26,75
28	40,25	44,75	53,00	26,75
29	40,50	44,50	54,00	26,75
30	40,00	44,75	55,25	26,75
31	41,00	45,00	56,00	26,75
32	41,00	44,50	57,00	26,75
33	41,50	44,75	57,75	26,75
34	41,50	44,75	58,50	26,75
35	41,25	44,75	60,00	26,75
36	41,00	45,00	60,75	26,75
37	41,00	44,75	62,50	26,75

38	41,25	44,75	63,00	26,75
39	41,50	44,75	63,75	26,75
40	41,25	44,75	65,25	26,75
41	41,50	44,25	66,25	26,75
42	41,75	45,00	66,75	26,75
43	41,50	44,75	68,25	26,75
44	41,25	44,50	70,00	26,75
45	41,75	45,00	69,25	26,75
46	41,75	45,00	71,25	26,75
47	41,75	45,00	72,25	26,75
48	42,00	45,00	73,50	26,75
49	42,75	45,25	74,25	26,75
50	43,00	44,50	74,75	26,75
51	42,50	45,00	73,50	26,75
52	43,00	45,25	76,50	26,75
53	42,75	44,75	78,50	26,75
54	43,25	45,25	79,50	26,75
55	43,25	45,25	80,50	26,75
56	43,50	45,25	81,75	26,75
57	43,25	45,25	83,75	26,75
58	43,50	45,00	83,75	26,75
59	43,75	45,00	85,25	26,75
60	44,00	45,25	86,25	26,75
61	43,75	45,25	87,50	26,75
62	44,25	45,25	87,75	26,75
63	45,00	45,75	89,00	26,75
64	44,75	45,00	89,75	26,75
65	44,75	45,50	91,00	26,75
66	45,00	45,50	92,00	26,75
67	45,25	45,25	93,25	26,75
68	45,50	45,25	94,25	26,75
69	45,75	45,50	95,25	26,75
70	45,75	45,75	95,75	26,75
71	45,75	45,50	97,25	26,75
72	46,25	45,50	98,50	26,75
73	46,00	46,00	99,00	26,75
74	46,00	46,00	100,00	26,75
75	46,25	45,50	101,25	26,75
76	46,75	46,00	102,75	26,75
77	46,75	46,00	103,75	26,75
78	47,00	45,50	104,50	27,00
79	47,25	45,75	105,25	27,00
80	47,25	46,00	106,00	26,75
81	47,50	46,50	107,50	27,00
82	47,50	46,25	108,50	27,00

83	47,00	46,25	109,25	27,00
84	47,00	46,00	110,00	27,00
85	48,00	46,50	110,75	27,00
86	48,00	46,25	112,50	27,00
87	47,50	46,25	113,50	27,00
88	47,00	46,25	115,00	27,00
89	48,00	46,75	115,75	27,00
90	47,50	47,00	116,75	27,00
91	48,00	46,75	117,75	27,00
92	48,50	46,75	118,00	27,00
93	49,00	46,75	118,50	27,00
94	48,25	47,00	120,25	27,00
95	48,50	47,00	120,25	27,00
96	49,00	47,00	121,25	27,00
97	49,25	47,25	122,75	27,00
98	48,50	47,00	124,00	27,00
99	48,50	47,25	125,75	27,00
100	48,50	47,25	126,75	27,00
101	48,50	47,00	127,75	27,00
102	49,00	47,00	128,25	27,00
103	49,25	47,25	128,25	27,00
104	49,25	47,50	129,00	27,00
105	50,25	47,50	129,75	27,00
106	49,75	47,50	129,75	27,00
107	50,00	47,50	131,75	27,00
108	50,00	47,75	133,50	27,00
109	49,25	47,50	134,50	27,00
110	49,00	48,00	135,75	27,00
111	49,25	48,25	136,75	27,00
112	49,75	48,00	137,00	27,00
113	49,00	47,75	138,50	27,25
114	50,00	48,00	137,75	27,25
115	50,00	48,25	140,25	27,25
116	49,50	48,00	140,25	27,25
117	49,75	48,25	141,25	27,25
118	50,25	48,00	141,00	27,25
119	50,75	48,00	142,00	27,25
120	51,50	48,50	141,75	27,25
121	51,75	48,25	142,00	27,25
122	51,75	48,50	143,50	27,25
123	51,75	48,75	146,00	27,25
124	51,75	48,75	149,50	27,25
125	51,75	48,50	149,25	27,25
126	51,75	48,25	148,25	27,25
127	51,75	48,25	149,00	27,25

128	51,75	49,00	148,25	27,25
129	51,75	48,50	148,75	27,25
130	51,75	49,00	150,25	27,50
131	51,75	48,25	151,75	27,25
132	51,75	48,75	151,75	27,25
133	51,75	49,00	152,25	27,50
134	51,75	48,25	153,00	27,50
135	51,75	48,75	154,00	27,50
136	51,75	48,50	154,50	27,50
137	51,75	49,25	155,00	27,50
138	51,75	49,25	155,50	27,50
139	51,75	48,75	154,75	27,50
140	51,75	49,25	155,25	27,50
141	51,75	49,50	156,25	27,50
142	51,75	49,00	157,00	27,50
143	51,75	49,75	158,25	27,50
144	51,75	49,50	157,52	27,50
145	51,75	49,75	157,50	27,75
146	52,25	49,75	157,75	27,75
147	52,50	49,75	158,00	27,75
148	52,50	49,50	158,50	27,75
149	52,75	50,00	158,75	27,75
150	53,00	49,75	159,25	27,75
151	52,50	49,75	160,50	27,75
152	52,50	49,50	160,50	27,75
153	52,75	50,25	161,75	28,00
154	53,00	50,00	160,50	28,00
155	54,00	50,00	160,25	28,00
156	55,25	50,00	159,50	28,00
157	55,50	49,75	159,75	28,00
158	54,50	50,25	160,25	28,00
159	54,25	50,50	164,50	28,00
160	54,50	50,50	164,25	28,00
161	54,00	50,25	165,25	28,25
162	54,50	50,00	164,75	28,25
163	54,50	50,25	164,25	28,25
164	54,25	50,75	164,25	28,25
165	54,00	50,50	164,75	28,25
166	54,50	50,50	164,75	28,25
167	54,25	50,75	165,25	28,25
168	54,25	51,00	165,25	28,25
169	55,25	50,75	165,25	28,50
170	55,00	51,25	166,00	28,50
171	55,00	50,75	166,25	28,50
172	55,00	51,00	166,00	28,50

173	54,75	50,75	166,25	28,50
174	55,25	51,50	166,75	28,50
175	55,50	51,25	166,75	28,50
176	55,50	51,50	167,00	28,50
177	55,75	51,25	167,25	28,50
178	55,50	51,50	168,25	28,50
179	55,75	51,50	168,25	28,75
180	55,25	51,25	169,25	28,75
181	55,75	51,25	169,25	28,75
182	54,75	51,50	170,00	28,75
183	55,00	51,75	170,25	28,75
184	55,00	52,00	170,50	28,75
185	55,50	51,50	171,50	28,75
186	56,00	51,75	172,00	28,75
187	56,00	52,25	173,75	28,75
188	56,00	52,00	172,50	28,75
189	56,00	52,00	172,50	29,00
190	56,00	51,50	170,75	29,00
191	55,75	51,50	170,75	29,00
192	56,75	52,25	171,00	29,00
193	57,00	52,00	171,00	29,00
194	56,25	52,00	172,00	29,00
195	56,00	52,00	172,50	29,25
196	56,25	52,25	172,75	29,25
197	56,00	52,00	173,00	29,25
198	56,25	52,50	173,00	29,25
199	55,50	52,25	174,25	29,25
200	55,25	52,50	174,75	29,25
201	56,00	52,25	177,00	29,25
202	55,75	52,50	178,25	29,50
203	55,25	52,50	176,50	29,50
204	55,50	52,50	178,00	29,50
205	55,75	52,75	178,00	29,50
206	55,75	52,75	179,00	29,50
207	55,25	52,75	182,50	29,75
208	55,75	53,00	180,25	29,75
209	56,00	52,50	181,75	29,75
210	56,00	52,75	182,75	29,75
211	56,50	53,00	181,50	29,75
212	56,50	53,00	181,50	29,75
213	56,50	52,75	183,75	29,75
214	56,50	52,50	180,75	29,75
215	57,00	53,00	180,00	30,00
216	56,50	52,75	180,75	30,00
217	56,50	53,25	181,50	30,00

218	56,75	53,50	181,75	30,00
219	57,00	53,50	182,00	30,00
220	57,00	53,25	181,75	30,00
221	56,75	53,50	180,25	30,25
222	56,50	53,00	180,75	30,25
223	56,50	53,50	183,25	30,25
224	57,00	53,75	184,25	30,25
225	57,00	53,75	184,00	30,25
226	56,50	53,50	181,75	30,25
227	56,50	53,25	181,75	30,25
228	56,50	53,75	182,75	30,25
229	57,25	54,00	181,25	30,50
230	57,25	53,50	180,75	30,50
231	57,00	54,00	180,00	30,50
232	57,00	53,50	180,25	30,50
233	57,00	54,00	180,75	30,50
234	56,75	54,25	180,25	30,50
235	57,25	54,25	180,00	30,75
236	57,50	54,00	181,75	30,75
237	57,25	54,25	182,00	30,75
238	57,25	54,75	183,00	30,75
239	57,25	54,25	186,00	30,75
240	57,00	54,50	185,50	30,75
241	57,25	54,75	186,00	30,75
242	57,00	54,50	184,75	31,00
243	57,25	54,50	186,25	31,00
244	57,00	55,00	186,00	31,00
245	57,25	54,75	185,50	31,00
246	57,50	54,75	184,75	31,00
247	57,50	54,75	185,75	31,00
248	57,00	55,25	185,75	31,00
249	57,25	55,25	186,25	31,00
250	57,50	55,25	186,25	31,00
251	57,00	55,00	184,50	31,25
252	57,00	55,25	184,25	31,25
253	57,00	55,50	186,75	31,25
254	57,50	55,50	187,00	31,25
255	57,00	55,25	186,75	31,25
256	57,00	55,25	186,25	31,25
257	57,25	55,50	187,50	31,25
258	57,50	55,50	188,50	31,25
259	57,25	55,75	187,50	31,25
260	57,50	55,75	187,00	31,50
261	57,00	55,75	186,50	31,50
262	57,00	55,75	187,75	31,50

263	57,25	55,75	187,25	31,50
264	57,00	55,75	187,00	31,50
265	57,50	56,00	187,75	31,50
266	57,00	56,00	188,25	31,50
267	57,00	55,75	188,75	31,50
268	57,00	55,75	188,75	31,75
269	57,50	56,00	188,75	31,75
270	57,50	56,00	188,50	31,75
271	57,00	55,75	189,50	31,75
272	57,00	56,00	188,00	31,75
273	57,00	56,25	188,25	31,75
274	57,50	56,25	186,50	31,75
275	57,25	56,00	186,00	31,75
276	57,25	56,25	186,50	31,75
277	57,25	56,50	185,50	32,00
278	57,50	56,25	185,50	32,00
279	57,00	56,50	186,50	32,00
280	57,50	56,75	189,00	32,00
281	57,00	56,50	185,75	32,00
282	57,50	56,75	189,00	32,00
283	57,50	56,25	186,75	32,00
284	57,50	56,75	184,00	32,00
285	57,00	57,00	186,75	32,00
286	57,50	57,00	185,25	32,25
287	57,00	57,00	184,75	32,25
288	57,25	57,25	183,75	32,25
289	57,25	56,75	184,25	32,25
290	57,25	57,00	184,75	32,25
291	57,25	56,50	183,00	32,25
292	57,00	57,50	183,00	32,25
293	57,00	57,75	180,75	32,25
294	57,00	57,75	180,25	32,25
295	57,50	57,50	182,50	32,25
296	57,75	57,50	182,00	32,25
297	58,00	57,50	181,25	32,50
298	58,50	57,50	181,50	32,50
299	58,25	57,50	182,50	32,50
300	58,25	57,75	183,50	32,50
301	58,75	57,75	185,00	32,50
302	58,00	58,00	185,50	32,50
303	58,25	58,25	185,75	32,75
304	58,25	57,75	187,00	32,75
305	58,25	58,00	187,50	32,75
306	58,25	58,00	186,50	32,75
307	58,00	58,00	185,25	32,75

308	58,25	58,50	183,25	33,00
309	58,25	58,50	183,75	33,00
310	58,25	58,25	186,00	33,00
311	59,00	58,50	185,50	33,00
312	59,00	58,00	179,50	33,00
313	59,25	58,25	179,75	33,00
314	59,50	58,25	182,25	33,25
315	59,50	58,75	182,75	33,25
316	59,50	58,25	186,50	33,25
317	59,75	59,00	186,50	33,25
318	59,00	58,25	186,50	33,25
319	59,25	58,75	187,25	33,25
320	59,00	59,25	186,75	33,25
321	59,75	59,00	185,25	33,50
322	60,25	59,25	178,50	33,50
323	60,00	59,00	185,25	33,50
324	60,75	59,00	184,25	33,50
325	60,25	59,00	184,50	33,50
326	61,00	59,25	184,50	33,50
327	61,50	58,75	184,50	33,75
328	62,50	59,50	185,25	33,75
329	63,75	59,25	185,25	33,75
330	63,75	59,50	184,25	33,75
331	63,50	59,25	185,00	33,75
332	63,50	59,50	184,25	34,00
333	63,25	59,00	184,25	34,00
334	63,75	59,75	188,75	34,00
335	63,50	59,25	187,25	34,00
336	63,00	59,50	185,50	34,00
337	63,25	59,75	188,25	34,00
338	63,75	59,75	186,00	34,00
339	63,75	59,75	183,50	34,25
340	63,75	60,00	184,00	34,25
341	63,50	60,00	184,75	34,25
342	63,75	60,00	184,00	34,25
343	63,50	60,00	184,25	34,25
344	64,00	60,25	184,00	34,25
345	63,50	60,00	188,00	34,50
346	63,75	60,25	188,00	34,50
347	64,00	60,00	184,00	34,50
348	64,00	60,25	184,25	34,50
349	63,75	60,00	182,25	34,50
350	63,25	60,25	182,00	34,50
351	63,00	60,50	182,50	34,50
352	63,25	60,50	183,50	34,75

353	63,00	60,25	183,75	34,75
354	63,25	60,50	184,00	34,75
355	63,50	60,25	184,00	34,75
356	63,50	60,25	183,50	34,75
357	63,75	60,75	182,50	34,75
358	64,00	60,75	185,25	34,75
359	63,75	60,75	186,50	34,75
360	64,00	61,00	186,25	35,00
361	64,00	60,50	186,25	35,00
362	63,25	60,75	185,25	35,00
363	64,00	60,50	185,50	35,00
364	64,50	60,75	188,00	35,00
365	63,25	61,25	189,50	35,00
366	63,00	61,25	186,25	35,00
367	63,50	61,25	186,75	35,00
368	63,75	61,50	188,50	35,00
369	63,75	61,25	187,75	35,00
370	64,00	61,50	187,50	35,25
371	64,00	61,50	186,50	35,25
372	63,50	61,00	188,25	35,25
373	63,50	61,50	187,00	35,25
374	63,75	61,25	187,25	35,25
375	63,25	61,75	189,75	35,25
376	64,25	61,75	189,75	35,25
377	63,50	61,75	189,25	35,25
378	63,75	61,75	190,50	35,25
379	64,00	61,75	187,50	35,25
380	63,75	61,50	189,50	35,25
381	63,75	61,75	189,25	35,25
382	63,50	62,00	189,50	35,25
383	63,50	61,75	185,75	35,25
384	63,50	62,00	188,00	35,50
385	63,75	61,75	187,75	35,50
386	63,75	62,25	189,00	35,50
387	63,75	62,00	188,50	35,50
388	63,50	62,25	188,50	35,50
389	63,75	62,25	187,50	35,50
390	63,75	62,00	188,50	35,50
391	63,50	62,00	187,75	35,50
392	63,50	62,00	188,50	35,50
393	63,50	62,25	188,25	35,50
394	63,25	62,25	186,00	35,50
395	63,50	62,25	188,25	35,50
396	64,00	62,75	187,00	35,75
397	64,00	62,25	187,50	35,75

398	63,50	62,50	188,00	35,75
399	63,75	62,50	188,00	35,75
400	63,50	63,00	187,75	35,75
401	63,75	62,75	186,75	35,75
402	63,75	63,00	187,00	35,75
403	64,00	62,75	187,50	35,75
404	64,00	62,75	187,50	35,75
405	63,25	63,00	187,75	35,75
406	64,00	63,25	187,25	35,75
407	64,50	63,00	187,50	35,75
408	63,25	63,00	187,50	35,75
409	63,00	63,25	186,26	36,00
410	63,50	63,25	187,00	36,00
411	63,75	63,25	185,50	36,00
412	63,75	63,50	186,50	36,00
413	64,00	63,50	186,50	36,00
414	64,00	63,75	187,25	36,00
415	63,50	63,25	186,50	36,00
416	63,50	63,50	186,50	36,00
417	63,75	63,50	186,25	36,00
418	63,25	63,75	186,25	36,00
419	64,25	63,75	186,00	36,00
420	63,50	63,75	186,50	36,00
421	63,75	64,00	187,25	36,00
422	64,00	63,75	186,25	36,00
423	63,75	63,50	186,75	36,00
424	63,75	63,50	186,00	36,00
425	63,50	63,75	187,50	36,00
426	63,50	64,25	187,25	36,00
427	63,50	64,00	187,25	36,00
428	63,75	63,75	187,25	36,00
429	63,75	63,75	187,25	36,00
430	63,75	63,75	187,00	36,25
431	63,50	63,25	187,00	36,25
432	63,75	63,75	187,00	36,25
433	63,75	64,00	187,25	36,00
434	63,50	64,00	188,75	36,00
435	63,50	64,00	188,50	36,00
436	63,50	64,25	188,50	36,00
437	63,25	64,25	188,25	36,25
438	63,50	64,25	186,25	36,25
439	64,00	64,00	188,75	36,25
440	64,00	64,25	188,75	36,25
441	63,50	64,50	188,50	36,25
442	63,75	64,50	188,50	36,25

443	63,50	64,25	186,75	36,25
444	63,75	64,50	187,50	36,25
445	63,25	64,25	186,50	36,25
446	63,25	64,50	186,50	36,25
447	63,75	64,50	188,50	36,25
448	64,00	64,00	188,00	36,25
449	63,50	64,75	185,00	36,25
450	63,50	64,50	185,75	36,50
451	63,75	64,75	187,25	36,50
452	63,50	64,50	186,25	36,50
453	63,50	64,75	185,75	36,50
454	63,75	65,00	184,00	36,50
455	63,75	64,50	185,50	36,50
456	63,50	65,00	185,25	36,50
457	64,00	64,75	188,25	36,50
458	63,75	65,25	183,50	36,50
459	63,25	64,75	187,00	36,50
460	63,25	65,25	187,25	36,50
461	63,75	65,25	189,25	36,50
462	63,50	65,25	183,50	36,50
463	64,00	65,50	183,75	36,75
464	63,50	65,25	185,00	36,75
465	63,50	65,50	185,75	36,75
466	63,50	65,50	182,75	36,75
467	63,75	65,50	184,00	36,75
468	63,75	65,75	185,75	36,75
469	63,75	65,75	187,50	36,75
470	64,00	66,00	187,00	36,75
471	63,50	65,75	187,00	36,75
472	63,75	65,50	187,50	37,00
473	63,50	65,75	187,25	37,00
474	64,00	66,25	187,25	37,00
475	63,75	66,25	187,00	37,00
476	64,00	66,25	187,00	37,00
477	64,25	66,00	187,00	37,00
478	64,50	65,75	186,75	37,25
479	63,75	66,50	187,00	37,25
480	64,50	66,25	187,00	37,25
481	64,00	66,50	186,25	37,25
482	64,50	66,50	186,75	37,25
483	64,00	66,50	186,75	37,25
484	64,25	66,50	186,25	37,25
485	64,50	66,50	186,00	37,50
486	64,25	66,50	186,00	37,50
487	64,50	66,50	186,25	37,50

488	63,75	66,50	186,75	37,50
489	63,75	66,75	186,00	37,75
490	64,50	66,75	186,75	37,75
491	64,50	67,00	186,50	37,75
492	64,50	66,75	186,50	37,75
493	64,50	66,75	186,25	38,00
494	64,00	67,00	186,50	38,00
495	64,00	67,25	186,50	38,00
496	64,00	66,25	185,75	38,00
497	64,25	66,75	186,50	38,00
498	64,00	67,00	186,50	38,00
499	64,25	67,00	186,50	38,00
500	64,25	67,00	186,25	38,00
501	64,50	67,25	186,00	38,00
502	64,00	67,25	186,25	38,00
503	63,75	67,25	186,25	38,00
504	64,25	67,25	186,75	38,00

Anexo 9. Emisividad de las Superficies.

Fuente: (Çengel & Afshin, 2011).

Material	Temperatura [K]	Emisividad [ϵ]
Aluminio	300 - 900	0,04 - 0,06
Hierro	300	0,44
Caucho	300	0,93

Anexo 10. Temperaturas Medidas de la Pared Externa del Cáster.

Fuente: Autores.

Cáster					
2000 rpm	Prueba	Pirómetro [°C]	Cámara Termográfica [°C]	Termocupla [°C]	Temperatura Promedio [°C]
	1	79	77	78,50	78,17
	2	80	76,6	78,75	78,45
	3	79	79,4	79,00	79,13
	4	81	78	78,25	79,08
	5	79	77,8	79,25	78,68
3000 rpm	Prueba	Pirómetro [°C]	Cámara Termográfica [°C]	Termocupla [°C]	Temperatura Promedio [°C]
	1	92	92,9	91,50	92,13
	2	91	92,1	91,75	91,62
	3	91	92,8	91,50	91,77
	4	90	91,9	92,00	91,30
	5	92	92	92,25	92,08
4500 rpm	Prueba	Pirómetro [°C]	Cámara Termográfica [°C]	Termocupla [°C]	Temperatura Promedio [°C]
	1	114	116,8	113,75	114,85
	2	115	115,5	114,50	115,00
	3	115	115,4	114,75	115,05
	4	114	114,9	114,75	114,55
	5	115	116	115,00	115,33

Anexo II. Temperaturas Medidas de la Pared Externa del Bloque Motor.

Fuente: Autores.

Bloque Motor					
2000 rpm	Prueba	Pirómetro [°C]	Cámara Termográfica [°C]	Termocupla [°C]	Temperatura Promedio [°C]
	1	311	302,6	310,25	307,95
	2	309	307	310,00	308,67
	3	306	305,7	310,50	307,40
	4	309	302,8	310,75	307,52
	5	311	304,4	311,25	308,88
3000 rpm	Prueba	Pirómetro [°C]	Cámara Termográfica [°C]	Termocupla [°C]	Temperatura Promedio [°C]
	1	329	326,7	328,50	328,07
	2	327	329,5	328,25	328,25
	3	321	327,2	328,00	325,40
	4	326	329	329,00	328,00
	5	329	328,3	328,75	328,68
4500 rpm	Prueba	Pirómetro [°C]	Cámara Termográfica [°C]	Termocupla [°C]	Temperatura Promedio [°C]
	1	349	351,3	355,25	351,85
	2	356	357	355,25	356,08
	3	351	357	356,00	354,67
	4	357	353,5	355,50	355,33
	5	351	354,8	356,00	353,93

Anexo 12. Temperaturas Medidas de la Pared Externa del Conducto de Escape.

Fuente: Autores.

Conducto de Escape					
2000 rpm	Prueba	Pirómetro [°C]	Cámara Termográfica [°C]	Termocupla [°C]	Temperatura Promedio [°C]
	1	311	302,6	310,25	307,95
	2	309	307	310,00	308,67
	3	306	305,7	310,50	307,40
	4	309	302,8	310,75	307,52
	5	311	304,4	311,25	308,88
3000 rpm	Prueba	Pirómetro [°C]	Cámara Termográfica [°C]	Termocupla [°C]	Temperatura Promedio [°C]
	1	329	326,7	328,50	328,07
	2	327	329,5	328,25	328,25
	3	321	327,2	328,00	325,40
	4	326	329	329,00	328,00
	5	329	328,3	328,75	328,68
4500 rpm	Prueba	Pirómetro [°C]	Cámara Termográfica [°C]	Termocupla [°C]	Temperatura Promedio [°C]
	1	349	351,3	355,25	351,85
	2	356	357	355,25	356,08
	3	351	357	356,00	354,67
	4	357	353,5	355,50	355,33
	5	351	354,8	356,00	353,93

Anexo 13. Temperaturas Medidas de la Pared Externa de la Manguera de Entrada del Refrigerante.

Fuente: Autores.

Manguera de Entrada de Refrigerante					
2000 rpm	Prueba	Pirómetro [°C]	Cámara Termográfica [°C]	Termocupla [°C]	Temperatura Promedio [°C]
	1	57	53,7	54,00	54,90
	2	51	54,4	54,00	53,13
	3	52	54	54,25	53,42
	4	54	53,9	54,25	54,05
	5	59	54,3	54,25	55,85
3000 rpm	Prueba	Pirómetro [°C]	Cámara Termográfica [°C]	Termocupla [°C]	Temperatura Promedio [°C]
	1	58	54,2	56,50	56,23
	2	57	55	56,50	56,17
	3	58	55,5	56,50	56,67
	4	57	54,9	56,50	56,13
	5	59	55	56,75	56,92
4500 rpm	Prueba	Pirómetro [°C]	Cámara Termográfica [°C]	Termocupla [°C]	Temperatura Promedio [°C]
	1	57	57,2	57,00	57,07
	2	58	56,2	57,00	57,07
	3	57	57,1	57,50	57,20
	4	57	56,8	57,75	57,18
	5	56	57,2	57,50	56,90

Anexo 14. Indicaciones para la obtención de las variables del modelado matemático del balance térmico propuesto.

Fuente: Autores.

Variables	Descripción
\dot{Q}_c	Calculado por medio de la Ecuación 26.
\dot{m}_c	Estimado al dividir el flujo másico de aire [\dot{m}_{air}] para el valor de la mezcla estequiométrica, que es 14,7.
PC_c	Se emplea el valor de 44350400 J/kg indicado por (Castillo Calderón & Palacio Ochoa, 2013).
\dot{m}_{air}	Medido con el scanner CARMAN SCAN LITE.
H_{air}	Obtenido de la tabla del Anexo 4 de acuerdo a la temperatura de admisión del aire [T_{adm}].
N_e	Calculado por medio de la Ecuación 27.
M_m	Obtenido de la curva de Par Motor ilustrada en la Figura 45 y adquirida por medio del banco dinamométrico MAHA LPS 3000.
n	Medido con el scanner CARMAN SCAN LITE y el tacómetro del vehículo de pruebas.
\dot{Q}_{ref}	Calculado por medio de la Ecuación 28.
\dot{m}_{ref}	Se estima por medio de la Ecuación 33.
$C_{p_{ref}}$	Obtenido de la tabla del Anexo 1 de acuerdo a la temperatura media del refrigerante [$T_{med_{ref}}$].
T_{ref}^{sal}	Medido con el scanner CARMAN SCAN LITE.
T_{ref}^{ent}	Se estima por medio de la Ecuación 31.
h_{air}	Se emplea el valor de 35 W/(m ² · K) indicado por (Romero Piedrahita, 2009).
$r_{pmr_{ext}}$	Medido con un calibrador.
L_{mr}	Medido con una cinta métrica.
$T_{pmr_{ext}}$	Valor indicado en la tabla del Anexo 13.
T_{amb}	Medido con una aplicación para smartpone.
\dot{Q}_1	Calculado por medio de la Ecuación 32.
h_{ref}	Se emplea el valor de 35 W/(m ² · K) indicado por (Romero Piedrahita, 2009).

r_{pmr_int}	Medido con un calibrador.
k_{mr}	Se emplea el valor de $0,16 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ para caucho vulcanizado duro indicado en la Tabla A-8 del Apéndice 1 de (Çengel & Afshin, 2011).
q_{ref}	Calculado mediante la Ecuación 34.
ρ_{ref}	Obtenido de la tabla del Anexo 1 de acuerdo a la temperatura media del refrigerante $[T_{med_ref}]$.
v_{pba}	Calculado mediante la Ecuación 36.
A_{mr}	Calculado mediante la Ecuación 35.
ω_{pba}	Calculado mediante la Ecuación 37.
r_{rba}	Se emplea el valor de 15 mm indicado en (Suzuki Motor Corporation, 2006).
ω_{pc}	Valor del régimen de giro del motor $[n]$ en $[\text{rad}/\text{s}]$.
\dot{Q}_{ac}	Calculado por medio de la Ecuación 38.
\dot{m}_{ac}	Se estima por medio de la Ecuación 43.
C_{p_ac}	Obtenido de la tabla del Anexo 2 de acuerdo a la temperatura media del aceite $[T_{med_ac}]$.
T_{ac}^{sal}	Valor indicado en la tabla del Anexo 10.
T_{ac}^{ent}	Se estima por medio de la Ecuación 31.
A_{pcar}	El valor es de $0,00049 \text{ m}^2$, que fue estimado de acuerdo a las medidas del cárter.
T_{pcar_ext}	Valor indicado en la tabla del Anexo 10.
\dot{Q}_2	Calculado por medio de la Ecuación 41.
h_{ac}	Se emplea el valor de $60 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ indicado por (Romero Piedrahita, 2009).
e_{pcar}	Medido con un calibrador.
k_{pcar}	Se emplea el valor de $177 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ para aluminio indicado en la Tabla A-3 del Apéndice 1 de (Çengel & Afshin, 2011).
q_{ac}	Calculado por medio de la Ecuación 44.
ρ_{ac}	Obtenido de la tabla del Anexo 2 de acuerdo a la temperatura media del refrigerante $[T_{med_ac}]$.
v_{pbac}	Calculado por medio de la Ecuación 46.

A_{cac}	Calculado por medio de la Ecuación 45.
D_{cac}	Se emplea el valor de 25 <i>mm</i> indicado en (Suzuki Motor Corporation, 2006).
ω_{pbac}	Calculado por medio de la Ecuación 47.
r_{pbac}	Se emplea el valor de 20 <i>mm</i> indicado en (Suzuki Motor Corporation, 2006).
ω_{pic}	Valor del régimen de giro del motor [<i>n</i>] en [<i>rad/s</i>].
Z_{pic}	Se emplea el valor de 38 dientes indicado en (Suzuki Motor Corporation, 2006).
Z_{pbac}	Se emplea el valor de 34 dientes indicado en (Suzuki Motor Corporation, 2006).
\dot{Q}_{esc}	Calculado por medio de la Ecuación 48.
C_{p_g}	Obtenido de la tabla del Anexo 3 de acuerdo a la temperatura media de los gases [T_{med_g}].
T_{esc}	Se estima por medio de la Ecuación 50.
T_{adm}	Medido con el scanner CARMAN SCAN LITE.
r_{ce_ext}	Medido con un calibrador.
L_{ce}	Medido con una cinta métrica.
T_{pce_ext}	Valor indicado en la tabla del Anexo 12.
\dot{Q}_3	Calculado por medio de la Ecuación 49.
h_{esc}	Se emplea el valor de 168 $W/(m^2 \cdot K)$ indicado por (Romero Piedrahita, 2009).
r_{ce_int}	Medido con un calibrador.
k_{ce}	Se emplea el valor de 80,2 $W/(m \cdot K)$ para hierro indicado en la Tabla A-3 del Apéndice 1 de (Çengel & Afshin, 2011).
$\dot{Q}_{rad-conv}$	Calculado por medio de la Ecuación 51.
h_g	Calculado por medio de la Ecuación 50.
A	Calculado por medio de la Ecuación 57.
T_g	Se estima por medio de la Ecuación 63.
T_p	Se estima por medio de la Ecuación 52.
A_{cc}	De acuerdo a la vista seccionada del motor J24B ilustrada en (Suzuki Motor Corporation, 2006), se visualiza que la cámara de combustión tiene

	forma cilíndrica, con esta premisa se determina el valor de la altura de la cámara con la fórmula del volumen de un cilindro ($V = \pi \cdot r^2 \cdot h$), donde el volumen es igual 66,476 cc. Con la altura conocida se puede estimar el área con la fórmula del área lateral de un cilindro ($A = 2\pi \cdot r \cdot h$), el valor es igual a 0,00289 m ² .
A_{AE}	Calculado por medio de la Ecuación 54.
A_{pi}	El valor es igual a 0,00665 m ² .
r_{pi}	Se emplea el valor de 46 mm indicado en (Chevrolet, 2015).
S	Se emplea el valor de 90 mm indicado en (Chevrolet, 2015).
x	Calculado por medio de la Ecuación 55.
L_{bi}	Se emplea el valor de 143 mm indicado en (Chevrolet, 2015).
θ_{AE}	Medido con el scanner CARMAN SCAN LITE.
θ_{bi}	Calculado por medio de la Ecuación 56.
C_1	Valor máximo (0,8) sugerido por Annand.
k_{air}	Obtenido de la tabla del Anexo 3 de acuerdo a la temperatura de los gases [T_g].
D	Se emplea el valor de 92 mm indicado en (Chevrolet, 2015).
ρ_{air}	Obtenido de la tabla del Anexo 3 de acuerdo a la temperatura de los gases [T_g].
C_m	Calculado por medio de la Ecuación 58.
μ_{air}	Obtenido de la tabla del Anexo 3 de acuerdo a la temperatura de los gases [T_g].
C_2	Valor máximo (0,8) sugerido por Annand.
V_1	Calculado por medio de la Ecuación 59.
R	Se emplea el valor de 286,9 J/(kg · K).
T_1	Es igual a la temperatura del aire de admisión [T_{adm}].
P_1	Medido con el scanner CARMAN SCAN LITE.
P_2	Calculado por medio de la Ecuación 60.
V_2	Calculado por medio de la Ecuación 61.
γ	Se emplea el valor de 1,4.
RC	Se emplea el valor de 10 indicado en (Chevrolet, 2015).
T_2	Calculado por medio de la Ecuación 62.

T_3	Es igual a la temperatura de los gases [T_g].
T_4	Es igual a la temperatura de los gases de escape [T_{esc}].
P_3	Calculado por medio de la Ecuación 64.
V_4	Es igual al volumen específico del aire de admisión [V_1]
$\eta_{energético}$	Calculado por medio de la Ecuación 65.