

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO - PUNO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA
ELECTRÓNICA Y SISTEMAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



**“ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN Y
EFECTOS EN EL RENDIMIENTO DEL MOTOR SY1033DFH4 UTILIZANDO
AGUA NATURAL Y REFRIGERANTE VISTONY EN LA EMPRESA ANTARES
ARQUITECTOS S.R.L. EN LA CIUDAD DE CUSCO”**

TESIS

PRESENTADO POR:

EVER JONATAN QQUENTA CHURATA

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PUNO – PERÚ

2017

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO - PUNO
 FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA ELECTRÓNICA Y SISTEMAS
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA.

“ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN Y EFECTOS EN EL RENDIMIENTO DEL MOTOR SY1033DFH4 UTILIZANDO AGUA NATURAL Y REFRIGERANTE VISTONY EN LA EMPRESA ANTARES ARQUITECTOS S.R.L. EN LA CIUDAD DE CUSCO”

TESIS PRESENTADA POR:
 EVER JONATAN QQUENTA CHURATA
 PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
 INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA



APROBADO POR EL JURADO REVISOR CONFORMADO POR:

PRESIDENTE:

Dr. NORMAN JESUS BELTRAN CASTAÑON

PRIMER MIEMBRO:

M.Sc. MARIO MAMANI PAMPA

SEGUNDO MIEMBRO:

M.Sc. HENRY SHUTA LLOCLLA

DIRECTOR / ASESOR:

M.Sc. JOSE MANUEL RAMOS CUTIPA

PUNO-PERÚ
 2017

Área : MECANICA.
 Tema : TRANSFERENCIA DE CALOR.

DEDICATORIA

... a Dios, por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud para lograr mis objetivos, además de su infinita bondad y amor.

... Con eterna gratitud a mis padres, Valentin Qquenta Flores y Fidela Churata Noa, por inculcarme principios, valores y brindarme todo su apoyo y cariño.

... a Yudith por su amor incondicional, por apoyarme y alentarme para continuar, cuando parecía que me iba a rendir.

A mi hermana Ruth, quien siempre estuvo pendiente, brindarme todo su apoyo y cariño.

EVER JONATAN QQUENTA CHURATA.

AGRADECIMIENTOS.

- *Al señor todo poderoso “Dios” que siempre nos dio fuerzas espirituales para que podamos continuar en cada etapa de nuestra vida profesional.*
- *Agradecemos a la UNA- PUNO por cobijarme en sus claustros universitarios.*
- *A nuestros docentes de la UNA, quienes nos alimentaron de conocimiento y a la búsqueda de la verdad, sembrando actitud, aptitud y espíritu emprendedor, que ahora son parte de mis raíces.*
- *A los docentes de la Escuela profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica por velar con el conocimiento que sembraron en nosotros, el cual da sus primeros frutos y brindarnos lo necesario para crecer profesionalmente, los conocimientos que en dicha casa de estudio se imparte.*
- *A mi director de tesis José M. Ramos Cutipa, que ha confiado en mí y en este trabajo aportando su gran experiencia profesional y apoyo personal.*
- *Al arquitecto Miguel Casapino Cardenas por todo su apoyo y brindarme toda la facilidad en la empresa Antares Arquitectos S.A.C.*
- *A mis padres y familia, Gracias por guiarme y encaminarme en la educación de valores, así como por alcanzar los objetivos trazados.*

EVER JONATAN QQUENTA CHURATA

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE FIGURAS.....	7
ÍNDICE DE TABLAS.....	8
ÍNDICE DE ACRÓNIMOS	11
RESUMEN.....	13
ABSTRACT	14
CAPITULO I.....	15
INTRODUCCIÓN	15
1.1. Objetivo general:	16
1.2. Objetivos específicos:	16
CAPITULO II.....	17
REVISIÓN DE LITERATURA	17
2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN.....	17
2.2. MARCO TEÓRICO.....	18
2.2.1. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	18
2.2.2. CLASIFICACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	19
2.2.3. ESTRUCTURA DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	19
2.2.3.1. Bloque de motor.....	19
2.2.3.2. Culata.....	20
2.2.3.3. Carter.....	21
2.2.4. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL MOTOR.....	22
2.2.4.1. Sistema de refrigeración por agua.....	23
2.2.4.2. Circulación del sistema de refrigeración por bomba de agua.....	23
2.2.5. PARTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	24
2.2.5.1. Bomba del agua.....	24
2.2.5.2. El radiador.....	24
2.2.5.3. El Ventilador.....	25
2.2.5.4. El termostato.....	26
2.2.5.5. Líquido refrigerante.....	27
2.2.6. FLUIDOS REFRIGERANTES EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	27
2.2.6.1. Agua natural como refrigerante del motor de combustión interna.....	27
2.2.6.2. Refrigerante anticorrosivo/anticongelante como agente refrigerante del motor de combustión interna.....	28
2.2.6.3. Vida útil del refrigerante.....	32

2.2.7. FUNDAMENTO TEÓRICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL MCI:	32
2.2.7.1. Transferencia de calor en el M.C.I.....	32
2.2.7.2. Modos De Transferencia De Calor En Un M.C.I.....	34
2.2.7.3. Transferencia de calor entre gases y paredes de la cámara de combustión.	36
2.2.7.4. Transferencia de calor estado estacionario-unidimensional.	37
2.2.7.5. Resistencia térmica entre los gases y paredes de la cámara de combustión. ...	40
2.2.7.6. Transferencia de calor al refrigerante.	41
2.2.8. ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN.	44
2.2.8.1. Análisis en el radiador del vehículo Jimbei SY1033DFH4.	44
2.3. HIPOTESIS GENERAL.	52
2.3.1. Hipótesis específicas.....	52
2.4. MARCO CONCEPTUAL.....	52
CAPITULO III.....	54
MATERIALES Y MÉTODOS.....	54
3.1. TIPO Y DISEÑO DE INVESTIGACIÓN.	54
3.2. POBLACIÓN Y MUESTRA.	54
3.2.1. Población.	54
3.2.2. Muestra	54
3.3. UBICACIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LA POBLACIÓN.	54
3.4. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA RECOLECTAR INFORMACIÓN.	54
3.5. TÉCNICAS PARA PROCESAMIENTO DE DATOS.	55
3.6. DESCRIPCIÓN DE LOS INSTRUMENTOS UTILIZADOS.	55
3.6.1. COMPONENTES DEL SISTEMA.	55
3.6.1.1. Bomba de agua:.....	55
3.6.1.2. Radiador:	55
3.6.1.3. Termostato:	55
3.6.1.4. Líquido refrigerante:.....	56
3.6.1.5. Termómetro radial:	56
3.7. DESCRIPCIÓN EXPERIMENTAL:	57
3.7.1. DESARROLLAR EL ANÁLISIS TÉRMICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL MOTOR SY1033DFH4 UTILIZANDO AGUA NATURAL Y REFRIGERANTE VISTONY 50/50.57	
3.7.2. PARA LA DESCRIPCION DE LA INFLUENCIA DEL AGENTE REFRIGERANTE EN EL RENDIMIENTO Y EFECTOS EN EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA SY1033DFH4. ...	57
3.8. MÉTODO ESTADÍSTICO.	58
CAPITULO IV.....	59
RESULTADOS Y DISCUSIÓN	59

4.1. UTILIZACIÓN DE LÍQUIDO REFRIGERANTE VISTONY 50/50. (COOLANT ANTIFREEZE)	59
4.2. UTILIZACIÓN DE AGUA NATURAL COMO REFRIGERANTE	61
4.3. ANALISIS TERMODINAMICO DEL RADIADOR DEL VEHICULO MODELO SY1033DFH4.	64
4.4. ANALISIS DE LA VARIANZA	77
4.4.1. TEMPERATURA A LA ENTRADA DEL RADIADOR.	77
4.4.2 TEMPERATURA A LA SALIDA DEL RADIADOR	78
4.5. INFLUENCIA DEL AGENTE REFRIGERANTE EN EL RENDIMIENTO Y EFECTOS EN EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA SY1033DFH4.	80
CONCLUSIONES	83
RECOMENDACIONES	84
REFERENCIAS	85
ANEXOS	87

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1: diagrama de bloque de entradas y salidas del motor.....</i>	<i>18</i>
<i>Figura 2: Bloque del motor.....</i>	<i>20</i>
<i>Figura 3: Culata, vista exterior del motor.</i>	<i>21</i>
<i>Figura 4: Carter.</i>	<i>22</i>
<i>Figura 5: circulación por bomba de agua.....</i>	<i>23</i>
<i>Figura 6: bomba de agua.</i>	<i>24</i>
<i>Figura 7: radiador.....</i>	<i>25</i>
<i>Figura 8: ventilador.</i>	<i>26</i>
<i>Figura 9: termostato.</i>	<i>27</i>
<i>Figura 10: Evolución de la temperatura de congelación.....</i>	<i>30</i>
<i>Figura 11: variación de la temperatura de ebullición en función de los msnm.....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 12: esquema general de distribución del motor de combustión interna.</i>	<i>33</i>
<i>Figura 13: esquema de transferencia de calor en las paredes del cilindro.</i>	<i>36</i>
<i>Figura 14: esquema de resistencias térmica entre los gases y las paredes de la cámara de combustión.....</i>	<i>41</i>
<i>Figura 16: esquema del sistema de refrigeración.</i>	<i>44</i>
<i>Figura 17: esquema de la distribución de los flujos máxicos del aire y del refrigerante en el radiador.....</i>	<i>45</i>
<i>Figura 18: triangulo de velocidades de entrada y salida del rodete de la bomba.</i>	<i>47</i>
<i>Figura 19: esquema de medición de temperaturas en el radiador.</i>	<i>48</i>
<i>Figura 20: arreglo geométrico para el análisis de transferencia de calor del radiador.....</i>	<i>51</i>
<i>Figura 21: análisis de transferencia de calor del radiador mediante resistencias.</i>	<i>51</i>
<i>Figura 22: Evolución de la temperatura medidas de los refrigerantes en la salida del motor....</i>	<i>63</i>
<i>Figura 23: Evolución de la temperatura medidas de los refrigerantes en la entrada del motor.</i>	<i>63</i>
<i>Figura 24: evolución del flujo másico del aire y refrigerante en función de rpm.....</i>	<i>75</i>
<i>Figura 25: calor extraído por los refrigerantes agua natural y vistony 50/50.....</i>	<i>75</i>

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1: Propiedades del etilenglicol.....</i>	<i>29</i>
<i>Tabla 2: Características de refrigerante vistory (ANTIFREEZE/COOLANT) con un porcentaje de 50/50.....</i>	<i>31</i>
<i>Tabla 3: Propiedades del líquido refrigerante 50/50 (antifreeze/coolant).....</i>	<i>56</i>
<i>Tabla 4: Propiedades del agua natural</i>	<i>56</i>
<i>Tabla 5: primera prueba experimental de medición de temperatura a la entrada y salida del radiador utilizando líquido refrigerante Vistory 50/50 (COOLANT ANTIFREEZE).....</i>	<i>59</i>
<i>Tabla 6: segunda prueba experimental de medición de temperatura a la entrada y salida del radiador utilizando líquido refrigerante Vistory 50/50 (COOLANT ANTIFREEZE).....</i>	<i>60</i>
<i>Tabla 7: tercera prueba experimental de medición de temperatura a la entrada y salida del radiador utilizando líquido refrigerante Vistory 50/50 (COOLANT ANTIFREEZE).....</i>	<i>60</i>
<i>Tabla 8 primera prueba experimental de medición de temperatura a la entrada y salida del radiador utilizando agua natural</i>	<i>61</i>
<i>Tabla 9: segunda prueba experimental de medición de temperatura a la entrada y salida del radiador utilizando agua natural</i>	<i>62</i>
<i>Tabla 10: tercera prueba experimental de medición de temperatura a la entrada y salida del radiador utilizando agua natural</i>	<i>62</i>
<i>Tabla 11: Parámetros Geométricos de Entrada del Radiador.....</i>	<i>64</i>
<i>Tabla 12: Parámetros Geométricos Calculados del Radiador.....</i>	<i>64</i>
<i>Tabla 13: Propiedades Termofluídicas y Parámetros Adimensionales Del Refrigerante (Agua Natural) a temperatura media de 62.5°C.....</i>	<i>65</i>
<i>Tabla 14: Propiedades Termofluídicas y Parámetros Adimensionales Del Refrigerante vistory 50/50. (antifreeze/coolant) A temperatura media de 70°C.</i>	<i>65</i>
<i>Tabla 15: Propiedades Termofluídicas y Parámetros Adimensionales Del aire a temperatura promedio de 30°C.....</i>	<i>65</i>

<i>Tabla 16: Parámetros de Flujo Calculado de los Fluidos de Trabajo.....</i>	<i>67</i>
<i>Tabla 17: Temperaturas de Entrada y Salida del Radiador para los Refrigerantes Agua natural y Vistony 50/50 (antifreeze/coolant).....</i>	<i>68</i>
<i>Tabla 18: Temperaturas de entrada y salida del aire según el refrigerante.....</i>	<i>68</i>
<i>Tabla 19: Parámetros Adimensionales y Coeficientes Unitarios De Película Calculados de los Fluidos de Trabajo.....</i>	<i>71</i>
<i>Tabla 20: Calor transferido al ambiente.....</i>	<i>73</i>
<i>Tabla 21: calores evacuados y números adimensionales del sistema de refrigeración calculados en función de las r.p.m.....</i>	<i>74</i>
<i>Tabla 22: Datos reales obtenidos en la medición de la temperaturas “in situ” a la entrada y salida del radiador en el sistema de refrigeración del motor SY1033DFH4, realizado en la empresa Antares Arquitectos SRL. (CUSCO).....</i>	<i>76</i>
<i>Tabla 23: Análisis de Varianza del análisis térmico a la entrada del radiador.....</i>	<i>77</i>
<i>Tabla 24: Análisis de Varianza del análisis térmico a la salida del radiador.....</i>	<i>78</i>
<i>Tabla 25: Evaluación del porcentaje de corrosión utilizando agua natural y refrigerante Vistony 50/50 en el sistema de refrigeración del motor SY1033DFH4.....</i>	<i>80</i>
<i>Tabla 26: análisis de varianza de la influencia de los agentes refrigerantes en la corrosión del sistema de refrigeración.....</i>	<i>81</i>

INDICE DE ANEXOS

<i>ANEXO A: Ficha técnica del termómetro AZT utilizado en las pruebas experimentales de medición de temperatura de refrigerante.....</i>	<i>88</i>
<i>ANEXO B: Material fotográfico del experimento de medición de temperaturas del refrigerante del motor SY1033DFH4.</i>	<i>89</i>
<i>ANEXO C: Efectos de corrosion por el uso de agua natural.....</i>	<i>90</i>
<i>ANEXO D: Ficha técnica del refrigerante vistony 50/50 (antifreeze/coolant).....</i>	<i>91</i>
<i>ANEXO E: Propiedades físicas del agua en función de la temperatura.</i>	<i>92</i>
<i>ANEXO F: Ficha técnica del motor SY1033DFH4.....</i>	<i>93</i>

ÍNDICE DE ACRÓNIMOS

”: *pulgadas*

°C: *grados celsius*

°C/w: *grados celsius por watt*

ANOVA: *analysis of variance*

ASTM: *american society of testing materials*

CM: *cuadrados medios*

CV: *coeficiente de variacion*

DCA: *diseño completamente al azar*

DTML: *diferencia de temperatura media logaritmica*

E.E.: *error experimental*

F: *factor*

GL: *grados de libertad*

h_{cool}: *coeficiente de transferencia de calor por conveccion*

HOAT: *tecnologia de aditivos hibridos de acidos organicos*

kg/m.s: *kilogramos metros por segundo*

kg/m³: *kilogramo por metros cubico*

KW: *kilowatt*

M.C.I.: *motor de combustion interna*

m.s.n.m: *metros sobre el nivel del mar*

m²: *metros cuadrados*

m³: *metros cubicos*

MW/m²: *megawatt por metro cuadrado*

ppm: *particulas por millon*

R.P.M.: *revoluciones por minuto*

r¹: *distancia radial*

SC: *suma de cuadrados*

RESUMEN

Este trabajo de investigación se realizó en la empresa Antares Arquitectos en la ciudad de Cusco y tuvo como objetivo de realizar un análisis termodinámico del sistema de refrigeración y verificar los efectos que causa en el motor SY1033DFH4 marca Jimbei utilizando como fluidos refrigerantes agua natural y refrigerante vistory 50/50 (coolant antifreeze), Para ello se llevó mediciones de temperatura de los agentes refrigerantes a la entrada y salida del radiador con tres repeticiones respectivamente; posteriormente se realizó un estudio térmico del sistema de refrigeración, basándose en modelos globales de transferencia de calor y termodinámica clásica; realizando una comparación del calor extraído de ambos agentes refrigerantes y se verifico los efectos en el motor. Los resultados obtenidos demuestran que utilizando agua natural como fluido refrigerante en el sistema de refrigeración, este extrae mayor calor que el refrigerante vistory 50/50 (coolant antifreeze) en un promedio de 10.47 KW, para contrastar los resultados obtenidos se realizó el análisis de varianza (ANOVA), el cual nos dio como resultado que ambos agentes refrigerantes son significativamente diferentes con un p-valor de $< 0,0032$ a la salida del radiador y $< 0,0001$ a la entrada del mismo. Concluyendo así que, es recomendable usar el refrigerante Vistory 50/50 (coolant antifreeze), ya que no genera tantos efectos negativos en el sistema de refrigeración a diferencia del agua natural.

Palabras Clave: agente refrigerante, análisis térmico, temperatura, sistema de refrigeración, fluido.

ABSTRACT

This research work was carried out at the company Antares Arquitectos in the city of Cusco and aimed to perform a thermodynamic analysis of the refrigeration system and verify the effects it causes on the engine Jimbei SY1033DFH4 using refrigerants as natural water and refrigerant vistory 50/50 (coolant antifreeze). For this, temperature measurements of the refrigerants were carried out at the entrance and exit of the radiator with three repetitions respectively; afterwards a thermal study of the refrigeration system was carried out, based on global models of transference of heat and classical thermodynamics; Comparing the heat extracted from both refrigerants and checking the effects on the engine. The results show that using natural water as refrigerant in the refrigeration system, it extracts more heat than the refrigerant vistory 50/50 (coolant antifreeze) in an average of 10.47 KW, in order to test the results obtained, the analysis of variance (ANOVA), which gave us the result that both refrigerants are significantly different with a p-value of <0.0032 at the radiator outlet and $<0, 0001$ at the entrance of the radiator. Concluding therefore, it is advisable to use the Vistory 50/50 (coolant antifreeze) refrigerant, as it does not generate as many negative effects on the refrigeration system as natural water.

Key Words: refrigerant, thermal analysis, temperature, refrigeration system, fluid.

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

Una de las más importantes máquinas energéticas productoras de potencia motriz es el motor de combustión interna, aprovechando la energía química del combustible para convertirla en energía térmica, la cual se convierte a su vez en energía mecánica o trabajo. Su evolución a partir del año 1876 hasta la última década ha influenciado generando mejoras sociales y económicas, permitiendo el desarrollo de la tecnología en muchas áreas, siendo el transporte y la generación de energía.

Según el ministerio de transportes y comunicaciones, en el año 2015 el Perú contaba con un parque automotor de 2 544 133 unidades distribuidas a nivel nacional. Se dice que entre los años 2006 al 2015 el parque automotor nacional circulante creció en más de 72.7%, lo cual genera una gran actividad en el transporte terrestre de carga y pasajeros (Ministerio de Transportes y Comunicaciones, 2015)

Uno de los factores para el buen funcionamiento de un motor de combustión interna es la temperatura, si bien se conoce estas sobrepasan los 2000°C en las cámaras de combustión, por lo que es necesario controlar esta variable mediante un buen sistema de refrigeración y el uso de un apropiado refrigerante. Existe una gran polémica en cuanto a este último punto, en el mercado existen una variedad de refrigerantes con precios económicos razonables, pero la gran mayoría de propietarios de vehículos opta por utilizar agua común como por ser relativamente económico.

Estudios anteriores que se realizaron a diferentes talleres mecánicos a nivel nacional datan que más del 40% de las reparaciones totales que se efectúa al motor están relacionadas con problemas que se originan por el sistema de refrigeración, encontrándose los más comunes el desgaste prematuro de partes por

sobrecalentamiento, daño por corrosión de partes internas del motor como radiador, bomba de agua y formación de películas indeseables en elementos que transfieren calor, como los ductos del radiador, trayendo consigo una costosa reparación y larga inactividad del vehículo. (Gómez & Llanos, 2012).

Esta investigación experimental descriptiva se realizará con el fin reducir y evitar reparaciones costosas a motores con un número de kilómetros de recorrido por debajo de lo especificado por el fabricante, mediante un análisis térmico que se realizara al sistema de refrigeración del motor, y poder determinar si es que el agua común como agente refrigerador es el sustituto perfecto de los diversos refrigerantes recomendados por los fabricantes y que garantiza los niveles de temperatura adecuado, por lo que es el más utilizado en nuestro parque automotor.

En tal sentido nos permitirá determinar mediante un análisis térmico del sistema de refrigeración la influencia de utilizar agua natural como agente refrigerante y el efecto que ocasiona en el desempeño de un motor de combustión interna Diésel. Por todo lo mencionada anteriormente se planteó los siguientes objetivos:

1.1. Objetivo general:

Realizar un análisis termodinámico del sistema de refrigeración y determinar los efectos en el rendimiento del motor SY1033DFH4 en la empresa Antares Arquitectos SRL en la ciudad de Cusco.

1.2. Objetivos específicos:

- a) Desarrollar el análisis térmico del sistema de refrigeración del motor SY1033DFH4 utilizando agua natural y refrigerante vistony 50/50.
- b) Determinar la influencia del agente refrigerante en el rendimiento y efectos en el motor de combustión interna SY1033DFH4.

CAPITULO II

REVISIÓN DE LITERATURA

2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN.

GÓMEZ, et al. (2012) en el estudio realizado en Chiclayo (Perú) hicieron la comparación de los parámetros indicados del motor a gasolina modelo Tico marca Daewoo utilizando como fluidos refrigerantes Agua Natural y mezcla de Agua Natural – Vistony al 33%. Para ello realizaron mediciones de las temperaturas del fluido refrigerante, para ambos casos, a la entrada y salida del motor; luego realizaron un estudio térmico del sistema de refrigeración, basado en modelos globales de transferencia de calor y termodinámica clásica, así como también emplearon la solución de las ecuaciones diferenciales del ciclo real de trabajo del motor para obtener los parámetros promedios de cada uno de los procesos; posteriormente se hicieron la comparación de los resultados para determinar sus efectos en el rendimiento del motor. Los resultados obtenidos demostraron que es favorable la utilización de mezcla Agua Natural – Vistony al 33%, debido a un aumento relativo de la eficiencia del motor en relación al uso de Agua Natural como fluido refrigerante.

ROMERO, (2009) En su estudio realizado en valencia (España) estudió los fenómenos de la transmisión de calor y balance térmico en los motores de combustión interna alternativos tanto en el cilindro como en el sistema de refrigeración. Para lo cual se hizo una revisión de los modelos de transferencia de calor utilizados en los cálculos de flujos de calor en las diferentes condiciones de contorno presentes en los motores de combustión; la expansión de las capacidades de un modelo nodal para obtener de él, los flujos de calor discriminados entre las partes metálicas del motor y los calores intercambiados entre los fluidos del sistema y las partes metálicas.

CARRANZA et al. (2007) En el estudio realizado en Pereira (Colombia) evaluaron la capacidad térmica de un radiador de calor, la metodología que utilizaron para el análisis térmico del radiador de calor estuvo basada en la teoría de Kays y London, aplicando correlaciones para predecir los coeficientes de transferencia de calor y los factores de fricción en función del número de Reynolds y de las variables geométricas del radiador. Obteniendo como resultado que partir de la estimación de las temperaturas de los fluidos se calculan las propiedades termofluídicas, números adimensionales requeridos por los modelos de transferencia de calor y que existe una variación notable de la eficiencia del intercambiador en función de los flujos de agua y de aire en el radiador.

2.2. MARCO TEÓRICO.

2.2.1. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.

Un motor de combustión interna es un tipo de máquina que obtiene energía mecánica directamente de la energía química de un combustible. Su nombre se debe a que dicha combustión se produce dentro de la máquina en sí misma (Villegas, 2007).

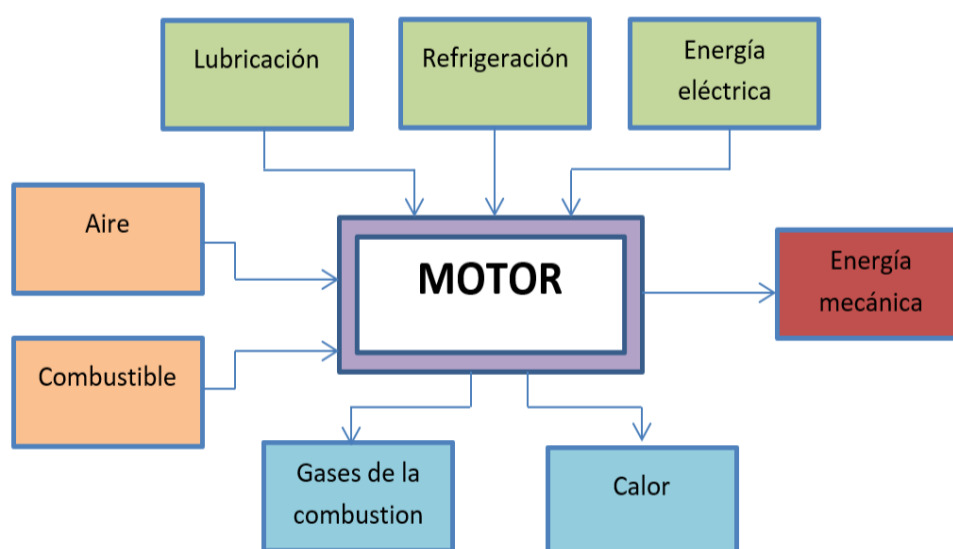


Figura 1: diagrama de bloque de entradas y salidas del motor.
Elaboración: propia.

2.2.2. CLASIFICACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.

Los motores de combustión interna pueden ser clasificados de diferentes maneras:

Por la formación de la mezcla y el tipo de ignición.

a) Motores Otto: se impulsan con gasolina y la mezcla se forma generalmente fuera de la cámara de combustión, en motores modernos por inyección directa. La combustión en el cilindro se desencadena por encendido exterior. El motor inicia el proceso de combustión en cada uno de los ciclos por el uso de una bujía. La bujía da una descarga de alta tensión eléctrica entre dos electrodos que inflaman la mezcla aire-combustible en la cámara de combustión.

b) Motores Diésel: la formación de la mezcla se da en el interior del cilindro, y se impulsan preferentemente con gasoil. La combustión en el cilindro se produce por autoencendido, el motor inicia el proceso de combustión cuando la mezcla aire-combustible se inflama debido a la alta temperatura causada por las altas compresiones en la cámara.

2.2.3. ESTRUCTURA DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.

2.2.3.1. *Bloque de motor.*

El bloque es la parte más grande del motor, en él se instalan los cilindros donde aquí los pistones suben y bajan produciéndose la combustión del aire combustible superando temperaturas de hasta 2000 °C. También por aquí se instalan los espárragos de unión con la culata y pasa el circuito de lubricación y el circuito de refrigeración. Los materiales utilizados para la construcción del bloque han de ser materiales capaces de resistir las altas temperaturas, ya que aquí se realizan también los procesos de expansión y escape de gases. (Villegas, 2007).

Generalmente el bloque motor está construido en aleaciones de hierro con aluminio, con pequeñas porciones de cromo y níquel. Con esta aleación conseguimos un material de los cilindros nada poroso y muy resistente al calor y al desgaste.

(Martínez, 2007)

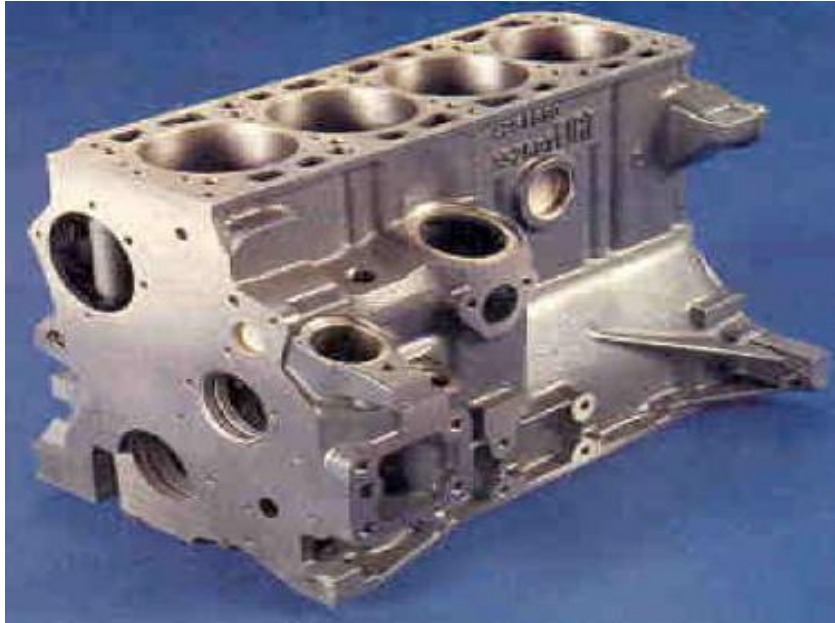


Figura 2: Bloque del motor
Fuente: (Martínez, 2007)

2.2.3.2. Culata.

La culata es la parte superior del motor en donde se encuentran las válvulas de admisión y de escape, el eje de levas, las bujías y las cámaras de combustión. En la culata es donde encontramos todo el sistema de distribución, aunque antiguamente el eje de levas se encontraba en la parte inferior del motor. La culata también tiene conductos de refrigeración y lubricación al igual que el bloque motor, para que por aquí pasen los correspondientes líquidos. La culata es la parte estática del motor que más se calienta, por eso su construcción ha de ser muy cuidadosa. Una culata debe ser resistente a la presión de los gases, ya que en la cámara de combustión se producen grandes presiones y temperaturas, poseer buena conductividad térmica para mejorar

la refrigeración, ser resistente a la corrosión y poseer un coeficiente de dilatación exactamente igual al del bloque motor. La culata, al igual que el bloque motor, se construye de aleaciones de hierro con aluminio, con pequeñas porciones de cromo y níquel. (Villegas, 2007)



*Figura 3: Culata, vista exterior del motor.
Fuente: (Martínez, 2007).*

2.2.3.3. Carter.

El cárter es la parte inferior del motor donde se encuentra el cigüeñal, los cojinetes del cigüeñal y el volante de inercia. En el cárter está depositado el aceite del sistema de lubricación, y en su parte inferior tiene un tapón para el vaciado de éste. El cárter generalmente está provisto de aletas en su parte externa para mejorar la refrigeración de éste y mantener el aceite a una buena temperatura de funcionamiento, que oscila generalmente entre los 80°C y los 90°C. El cárter debido a que no se calienta demasiado, debe de tener una buena refrigeración para mantener el aceite a una temperatura óptima como ya hemos dicho antes, por eso se construye de materiales muy ligeros, pero con una buena conductividad térmica. (Villegas, 2007)



*Figura 4: Carter.
Fuente: (Martínez, 2007).*

2.2.4. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL MOTOR.

En un motor de combustión interna es una maquina térmica, que alcanza temperaturas superiores a 2000 °C en la cámara de combustión. Por lo cual en los motores Diésel la culata es la parte del motor que mejor ha de estar refrigerada, ya que aquí se encuentran los componentes más cercanos al foco de calor y que alcanzan las mayores temperaturas en la cámara de combustión, válvula de escape, pistón, cilindro.

La dilatación de los componentes del motor puede llegar a ser un problema, cuando es excesiva. La mayoría de las piezas de un motor, están construidas a medida, incluso en algunos componentes el margen de error ha de ser extremadamente pequeño, y que estos componentes se dilaten puede resultar un problema para muchos casos. El problema más común de exceso de dilatación es el conocido “gripado del motor”, esto ocurre porque el pistón desliza por el cilindro y entre ellos hay una separación muy pequeña, al dilatarse excesivamente el pistón, la separación entre ellos ahora es extremadamente pequeña, incluso nula, desmejorando la lubricación y la refrigeración del sistema, quedándose clavado en el cilindro o incluso fundido en él. También, la

dilatación provoca que el desgaste de las piezas sea mucho más elevado, como por ejemplo de las paredes del cilindro en el momento que el pistón se ha dilatado más de lo permitido. (Martínez, 2007)

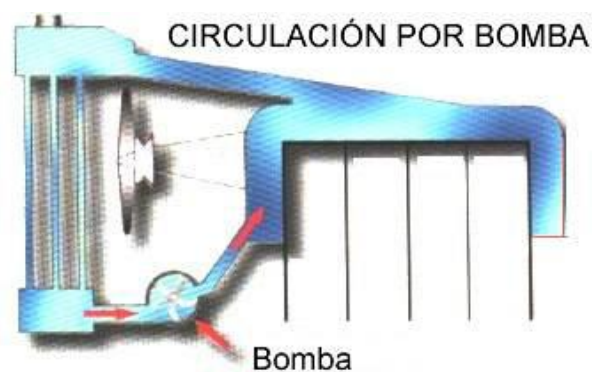
2.2.4.1. Sistema de refrigeración por agua.

Los motores refrigerados por agua poseen conductos y otros elementos que convierten este en un sistema de mayor complejidad que el de un motor enfriado por aire. El calor generado en la culata del cilindro es absorbido por el agua que circula por los conductos y se disipa a la atmósfera cuando pasa por el radiador.

Para llevar a cabo el proceso de refrigeración, el líquido refrigerante debe circular por el circuito, para ello existen tres métodos de circulación que citaremos y explicaremos a continuación:

2.2.4.2. Circulación del sistema de refrigeración por bomba de agua.

Este método utiliza un sistema de impulso del líquido mecánico, lo hace mediante una bomba accionada directamente por el motor. La bomba se coloca entre el radiador y el motor en un punto bajo del circuito. Esta misma coge el agua que se ha enfriado en el radiador y la impulsa hacia el motor, donde allí lo enfriará. La velocidad de evacuación se puede medir y caracterizar según la capacidad de la bomba y la capacidad de refrigeración también depende de esta. (Martínez, 2007)



*Figura 5: circulación por bomba de agua.
Fuente: (Martínez, 2007).*

2.2.5. PARTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

El sistema de refrigeración del motor básicamente está compuesto por las siguientes partes:

2.2.5.1. Bomba del agua.

La bomba de agua es la encargada de hacer circular el líquido de refrigeración por el circuito. Es una bomba centrífuga accionada por el motor mediante una correa. La capacidad de la bomba de agua debe ser suficiente para proporcionar la circulación del refrigerante. Consta de un rotor accionado por el motor que impulsa el líquido.



*Figura 6: bomba de agua.
Elaboración: propia.*

2.2.5.2. El radiador.

Es el encargado de disipar el calor del líquido refrigerante que circula por el motor. El radiador está compuesto por dos tanques metálicos, plástico o aluminio (según el caso), que están conectados uno contra otro por medio de un núcleo (malla de tubos delgados y aletas). Las mangueras se utilizan para unir el radiador al motor dando elasticidad al conjunto, estas se sujetan con abrazaderas a los tubos que salen de ambos elementos. El refrigerante fluye desde el tanque de entrada a través de los tubos al tanque de salida siempre que esté abierto el termostato en el motor.



*Figura 7: radiador.
Elaboración: propia.*

2.2.5.3. El Ventilador.

El ventilador es el encargado de impulsar el aire a gran velocidad hacia el radiador para enfriar a éste. Lo hace absorbiendo el aire de la atmósfera y haciéndolo pasar por el núcleo del radiador. El ventilador es accionado por el motor mediante un acople en el eje de la bomba de agua y se impulsa con una correa desde la polea del cigüeñal. Algunos ventiladores incorporan un embrague para controlar las velocidades respecto con las demandas de enfriamiento.

La capacidad del ventilador depende del número de aspas, el diámetro total y velocidad. El paso o ángulo de las aspas del ventilador también afecta su capacidad. Las aspas más planas mueven menos aire que las aspas con mayor ángulo. Los ventiladores con ángulo variable tienen aspas flexibles que tienden a ser menos planas a medida que se incrementa la velocidad del motor. Las aspas son curvas en las puntas y con frecuencia se encuentran espaciadas de manera no uniforme para reducir el nivel de ruido. La cubierta del ventilador evita una recirculación de aire alrededor de las puntas de las aspas. (kindler y kynast, 1984).



*Figura 8: ventilador.
Elaboración: propia.*

2.2.5.4. El termostato.

El termostato es el encargado de regular la cantidad de líquido refrigerante que pasará por el circuito. Es una válvula sensible al calor ubicada en la parte superior delantera del motor. Cuando se arranca un motor frío, el termostato cierra el flujo del refrigerante, para dejar calentar el motor correctamente, una vez que la máquina está caliente, se abre el termostato y permite que el refrigerante atrapado fluya por todo el circuito (Villegas, 2007).

La temperatura de líquido refrigerante interactúa con el termostato, funciona bajo el principio de dilatación de la cera acompañado de un espiral metálica la que se abre completamente el termostato a 74°C, Cuando la cera se enfría se contrae cerrando la válvula por medio de un muelle y la varilla regresa a la posición inicial de esta manera deja o no pasar el líquido refrigerante.



*Figura 9: termostato.
Fuente: (Martínez, 2007).*

2.2.5.5. Líquido refrigerante.

El líquido refrigerante es el medio que se utiliza para absorber el calor del motor para disipar este calor hacia el exterior utilizando el sistema de refrigeración (Villegas, 2007). El agua es el líquido más utilizado, pero debido a algunas de sus propiedades (bajo punto de ebullición y congelación) requiere de algunos aditivos que mejoran sus características. (Fernández et al, 2010).

Estos aditivos pueden subir el punto de ebullición o de congelación, evitar la corrosión, lubricar partes del sistema, retardar la formación de sedimentos o mejorar otras propiedades.

2.2.6. FLUIDOS REFRIGERANTES EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.

2.2.6.1. Agua natural como refrigerante del motor de combustión interna.

Como líquido refrigerante se emplea generalmente el agua por ser el líquido más estable y económico, pero se sabe que tiene grandes inconvenientes, ya que a temperaturas de ebullición el agua es muy oxidante, ataca a las partes metálicas en contacto con ella. Por otra parte, debido a la dureza de las aguas (muchas sales) precipita gran cantidad de sales calcáreas que pueden obstruir las canalizaciones y el radiador.

Otro de los inconvenientes del agua es que a temperaturas por debajo de 0 °C se solidifica, aumentando de volumen, lo cual podría reventar los conductos por los que circula. (Rueda, 2013).

El agua es un fluido que presenta una gran capacidad de transmisión de calor, un bajo costo y una abundancia en la naturaleza, por lo cual es el fluido más empleado en los circuitos de refrigeración de los motores de combustión interna. (Fernández et al, 2010).

Sin embargo, el agua en la naturaleza, no se encuentra pura sino contiene elementos y sus sustancias que pueden dar origen a ciertos procesos químicos, en los circuitos de refrigeración. (Martínez, 2007).

2.2.6.2. Refrigerante anticorrosivo/anticongelante como agente refrigerante del motor de combustión interna.

Los refrigerantes a base de etilenglicol evitan la corrosión y el congelamiento, también eleva el punto de ebullición. Si se mezcla con agua disminuye las propiedades de sus aditivos, reduce la transferencia de calor por su acción aislante. Los refrigerantes a base de carboxilato solo protegen las partes que presentan acción corrosiva y son los que tienen mayor duración. (Rueda, 2013).

El etilenglicol ($C_2H_6O_2$) componente base de los refrigerantes, es un compuesto químico que pertenece al grupo de los dioles, es un líquido transparente, incoloro, ligeramente espeso con leve sabor dulce, son por estas características organolépticas que se suele utilizar distintos colorantes (los distintos colores que se utilizan en los refrigerantes) para reconocerlo. A temperatura ambiente es poco volátil, pero puede existir en el aire en forma de vapor, Se fabrica a partir de la hidratación del óxido de etileno. (Fernández et al, 2010).

La siguiente tabla muestra las propiedades del etilenglicol 0°C y a presión atmosférica.

Tabla 1: Propiedades del etilenglicol.

PROPIEDADES DE ETILENGLICOL		
NOMBRE	UNIDAD	VALOR
Densidad	Kg/m ³	1.116
Masa molar	g/mol	62.08
Punto de fusión	°C	-13.15
Punto de ebullición	°C	196.85
Viscosidad	Pa	1.61

Fuente: (GOMEZ Y LLANOS, 2012).

Anticorrosivos: Para reducir la tendencia corrosiva del agua en el sistema de enfriamiento se utilizan ciertos aditivos que reducen este efecto, hay muchas variantes de anticorrosivos de base de fosfatos, nitratos, boratos o silicatos. Otros aditivos se basan en el uso de ácidos orgánicos de tipo carboxílicos, estos parecen tener una vida más larga. Nunca deben excederse las proporciones recomendadas por los fabricantes o su efecto será negativo. (Gómez y Llanos, 2012).

Anticongelante: Cuando se vive en zonas con peligro de congelación, o cuando se viaja a ellas con el automóvil resulta imprescindible la utilización de un aditivo anticongelante para el agua utilizada en el motor, la congelación del agua dentro del motor y especialmente en el radiador puede producir su rotura definitiva de los conductos de refrigeración. (Gómez y Llanos, 2012).

El punto de congelación de la mezcla y resultan seguros a casi cualquier temperatura si se usa el tipo y la proporción correcta anticongelante-agua. En el

siguiente gráfico se muestra la evolución de la temperatura en función de la concentración de glicol mezclado con agua (Widman, 2010).

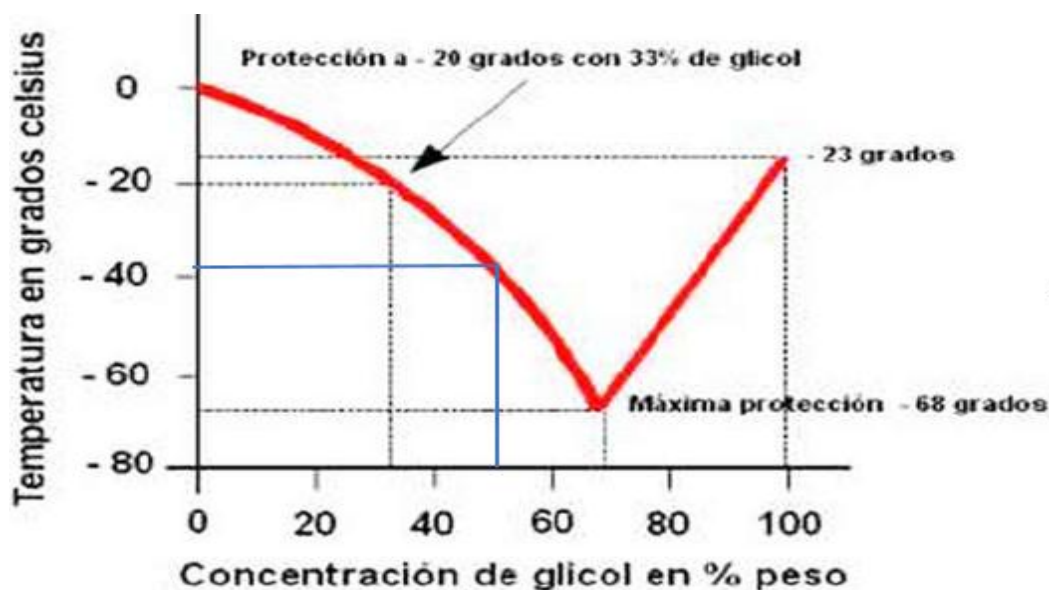


Figura 10: Evolución de la temperatura de congelación del glicol y agua en función de porcentaje de peso
Fuente: (Widman internacional S.R.L).

En la figura N° 10 se observa que agregando el 50% de glicol la temperatura de congelación baja hasta los -37 grados Celsius, si se sigue agregando esta temperatura sigue descendiendo hasta los -68 grados, llegando al 70 % de glicol se empeora la protección, ya que comienza a disminuir el punto de congelamiento y también disminuye la capacidad de refrigeración. El 100% de glicol se congela a -23 grados.

Los anticongelantes además de reducir la temperatura de congelación del agua también aumentan su temperatura de ebullición, por lo que son útiles en la reducción de las bolsas de vapor y la cavitación. Otro factor positivo de los anticongelantes a base de glicol es que tienen cierto carácter lubricante, por lo que alargan la vida de los empaques de la bomba de circulación. (Gómez y Llanos, 2012).

En el mercado existen refrigerantes diluidos listos para utilizar en el circuito de refrigeración. Otros vienen en concentraciones para ser diluido en agua, en

porcentajes según las condiciones ambientales de lugar, y fabricantes. En nuestro país generalmente se utilizan concentraciones dentro del rango de 30 y 50%.

Tabla 2: Características de refrigerante vistony (ANTIFREEZE/COOLANT) con un porcentaje de 50/50

PROPIEDAD	MÉTODO	CARACTERÍSTICAS TÍPICAS
Color	VISUAL	Verde Fosforescente/Rojo
Gravedad Específica	ASTM D-4052	1.05 - 1.2
Punto de Ebullición, solución al 50%, °C (°F) min. (*)	ASTM D-1120	129 (264)
Punto de congelamiento, sol. al 50%, °C (°F) max.	ASTM D-1177	-37 (-34)
PH (Solución al 50%)	ASTM D-1287	7 - 10
Punto de inflamación, solución al 70%, °C	ASTM D-92	Ninguna
Solubilidad		Miscible en agua

* Usado un tapón de presión de radiador a 103.4 kPa en buenas condiciones.

Fuente: (Vistony, 2017).

Las cifras representan un valor promedio de los resultados obtenidos en el laboratorio y son dadas como referencia y no como límites exactos de una especificación.

Variación de la temperatura de ebullición de los refrigerantes en función de los metros sobre el nivel del mar, el punto de ebullición del agua varía en cualquier parte de acuerdo a la altitud respecto al nivel del mar. El sistema de refrigeración está diseñado para operar presurizado a 15 psi (1 bar). Esta presión está determinada por el diseño de la tapa del radiador. La tapa correcta aumenta la temperatura de ebullición del agua 16.7°C. El refrigerante, cuando es correctamente mezclado con el agua aumenta la temperatura de ebullición 25 °C más. Cuando combinamos la tapa correcta y un buen refrigerante, tenemos una ventaja de casi 42°C para compensar por la altura o la temperatura del ambiente. (Widman, 2001).

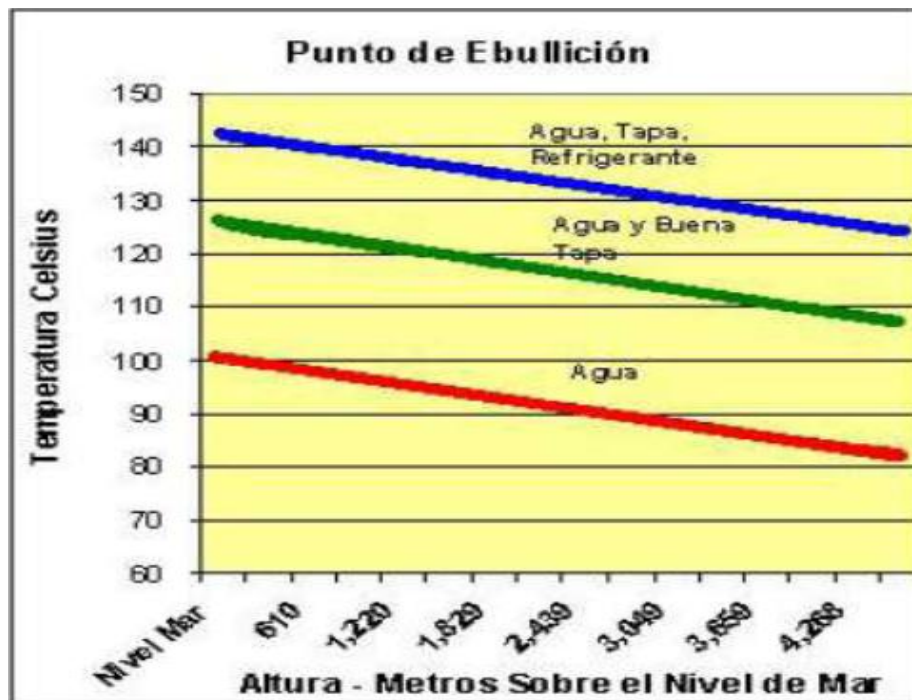


Figura 11: variación de la temperatura de ebullición en función de los msnm.
Fuente: (Widman, 2001).

2.2.6.3. Vida útil del refrigerante.

El líquido refrigerante pierde sus propiedades con el uso y paso del tiempo: disminuye su capacidad de transmitir y regular la temperatura, de modo que el motor puede sobrecalentarse o congelarse. Para evitar costosas reparaciones, es importante controlar el nivel y cambiar el líquido refrigerante cada 50.000 km ó 2 años aunque esté en buenas condiciones.

2.2.7. FUNDAMENTO TEÓRICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL MCI:

2.2.7.1. Transferencia de calor en el M.C.I.

El motor de combustión interna es una máquina muy compleja de analizar desde el punto de vista térmico, debido a las fronteras por las que está limitado (gases de cilindro, gases de admisión, gases de escape, refrigerante, lubricante y aire ambiente) y que son de naturaleza transitoria y dependen del punto de operación del motor. (Jovaj, 1982).

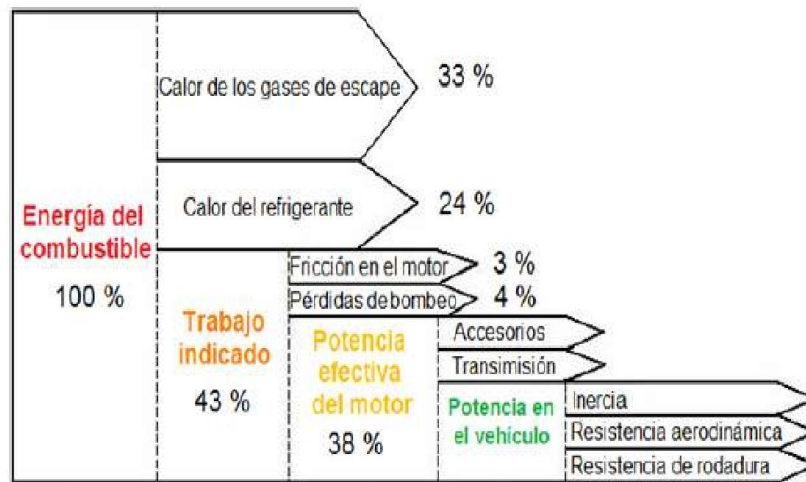


Figura 12: esquema general de distribución del motor de combustión interna.
Fuente: (Gómez y Llanos, 2012).

Para analizar térmicamente el motor de combustión interna se dispone de modelos que permitan predecir y controlar las temperaturas de la estructura y de los fluidos de las fronteras, y evaluar la transferencia de calor para lograr optimizar la combustión, reducir el consumo de combustible y las emisiones de contaminantes en todos los regímenes de operación del motor, así como también lograr un incremento de la potencia específica del motor.

Existen tres formas de estudiar la transferencia de calor en un motor de combustión interna: la experimentación en laboratorios con bancos de motores, simulación numérica mediante ordenador, y con modelos teóricos. Entre las diferentes cualidades la experimentación se destaca por tener mayor precisión en los resultados y permite analizar fenómenos complicados difíciles de alcanzar con exactitud mediante modelos numéricos, la desventaja que presenta es que requiere de mayor tiempo de preparación y son muy costosos. Mediante la simulación numérica podemos obtener

resultados con suficiente precisión, resolviendo un sistema de ecuaciones diferenciales obtenidas a partir de la termodinámica y la mecánica del sistema, demostrando ser una propuesta económica y flexible. La simulación numérica se divide en dos grupos: en el primero se encuentran los modelos fluido-dinámicos o multidimensionales, basándose en la conservación de la masa y la energía en cualquier punto del sistema y en cualquier instante del tiempo, mediante este método podemos obtener resultados sobre el campo de velocidades, temperaturas y composiciones dentro del cilindro. En el segundo se encuentran los modelos termodinámicos y dentro de este se encuentran los modelos cero dimensionales, llamados así porque la única variable independiente es el tiempo o el ángulo de giro del cigüeñal; y los modelos cuasi dimensionales que es un modelo más avanzado de la termodinámica que es la combinación de los modelos multidimensionales y cero dimensionales. En el análisis teórico, los modelos más simples provienen de la termodinámica clásica de equilibrio, considerando al sistema como una máquina térmica reversible; lográndose una mayor aproximación con la termodinámica de tiempo finitos considerando el sistema como un intercambiador energético con pérdidas irreversibles, logrando obtener valores aproximados de la potencia de la máquina, eficiencia, etc. (Gómez & Llanos, 2012).

2.2.7.2. Modos De Transferencia De Calor En Un M.C.I.

En un M.C.I. el flujo de calor es transferido de tres modos diferentes, que serán descritos a continuación:

a. Conducción:

La transferencia de calor por conducción se da por el movimiento molecular entre sólidos y fluidos que están en reposo, debido a los gradientes de temperatura.

En el M.C.I la transferencia de calor por conducción se da a través de las paredes del cilindro, cabeza del pistón, bloque del motor, entre anillos del pistón, y culata; Esta dada por la siguiente ecuación:

$$\dot{q} = k \cdot \Delta T \dots\dots\dots (Ec. 1)$$

En la ecuación N° 1. \dot{q} representa el flujo de calor por unidad de área, k es la conductividad térmica del material y ΔT gradiente de temperatura en la dirección del flujo de calor (INCROPERA, 1999).

b. Convección:

La transferencia de calor por convección se da a entre fluidos en movimiento, también entre un fluido y un sólido en movimiento relativo. En el M.C.I, debido a que los fluidos en el interior del cilindro son turbulentos se usa el término de convección forzada, la cual se da entre los gases y las paredes del cilindro, válvulas y pistón; entre las paredes del cilindro y el refrigerante, también se da entre la superficie externa del motor y el medio ambiente. Está determinado por la siguiente ecuación.

$$q'' = h(T - T_w) \dots\dots\dots (Ec. 2)$$

c. Radiación:

Se produce a través de la emisión y la absorción de onda electromagnéticas la longitud de onda en la que la energía es transformada en energía térmica es del rango visible (0.4 a 0.7 μm .), y el infrarrojo es (0.7 a 40 μm), la transferencia de calor se debe a las altas temperaturas de los gases de combustión a las paredes de la cámara de combustión, también se da al medio ambiente por todas las superficies calientes externas del motor. Esta dada por la siguiente ecuación:

$$\dot{q} = \sigma \cdot (T^4 - T_w^4) \dots\dots\dots (Ec. 3)$$

Donde σ es el coeficiente de Stefan-Boltzmann cuyo valor es de $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$.

2.2.7.3. Transferencia de calor entre gases y paredes de la cámara de combustión.

Al desarrollarse el proceso de combustión de la mezcla (aire-combustible) en el interior del cilindro se alcanzan temperaturas de hasta 2000 °C, teniendo en cuenta que la temperatura máxima que resisten los materiales es inferior de los 1500 °C, el sistema de refrigeración debe extraer la cantidad de calor necesaria para que la temperatura del metal no alcance estos niveles durante el tiempo que permanecen los gases quemados en el cilindro. (Gómez & Llanos, 2012).

La transferencia de calor en el cilindro se define como el flujo de energía térmica que existe entre los gases quemados hacia el fluido refrigerante a través de las paredes del cilindro. Determinar la transferencia de calor en el cilindro es una de las mayores dificultades, por ser de naturaleza transitoria, debido a la variación de diversos parámetros en el tiempo como la temperatura, presión y velocidad de la masa de trabajo que dependen del punto de operación del motor, por otro lado, el problema se complica aún más debido a que la energía calórica se transfiere por medio de dos mecanismos diferentes que son la convección y radiación. (Romero piedrahita, 2009).

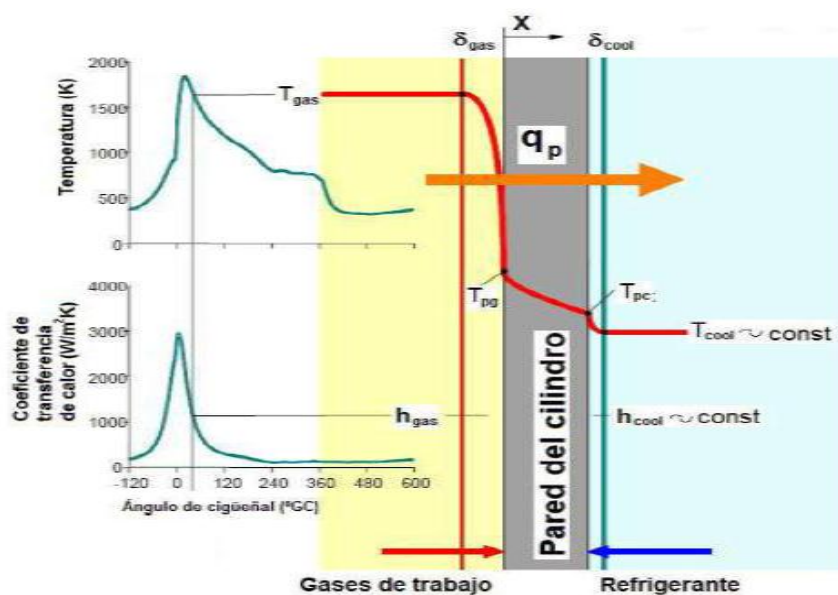


Figura 13: esquema de transferencia de calor en las paredes del cilindro. Fuente: (romero piedrahita, 2009).

La figura N° 13 muestra un esquema simplificado de la transferencia de calor en el cilindro, en la cual se observa la variación de temperatura de los gases durante el ciclo y la variación del coeficiente de transferencia de calor del gas, según Romero Y Piedrahita en la realidad los mecanismos de transferencia de calor entre los gases y el cilindro son más complejos debido a que el flujo de calor desde los gases hacia las paredes del cilindro varía desde valores muy pequeños hasta el orden de los MW/m². En un estudio unidimensional el proceso de transferencia global de calor entre los gases dentro del cilindro y las paredes de este, por lo general se da por medios dos mecanismos que son la convección y la radiación. Posteriormente el flujo de calor es conducido a través de las paredes metálicas del cilindro mediante conducción, y finalmente el calor será transferido al líquido refrigerante por medio de la convección para luego ser evacuado al ambiente. (Romero & Piedrahita, 2009).

2.2.7.4. Transferencia de calor estado estacionario-unidimensional.

Ante la dificultad que se tiene al momento de realizar un análisis teórico transitorio de la transferencia del calor entre los gases de la combustión y el fluido refrigerante, debido a la variación de las condiciones de entorno en el tiempo, y que dependen generalmente del régimen de operación del motor.

Según Heywood, Romero Y Piedrahita analizan modelos matemáticos en estado estacionario unidimensional, evaluando los coeficientes globales de transferencia de calor, asumiéndolo como un valor promedio para las diferentes superficies de la cámara de combustión (culata, cabeza del pistón, y paredes del cilindro), estos modelos son apropiados para predecir los parámetros globales del motor como: la potencia efectiva, pérdidas totales de calor, carga térmica; desarrollándose en base a la ecuación de Newton.

$$q'' = h(T - T_w) \dots \dots \dots (Ec. 4)$$

Dónde:

q'' : viene a ser el flujo de calor transferido por unidad de área.

h : coeficiente global de transferencia de calor.

T : temperatura media de los gases de combustión.

T_w : temperatura de la superficie de la pared.

Según Gómez & Llanos, en la realidad el coeficiente de transferencia de calor varía de acuerdo al espacio y el tiempo, por lo que es demasiado complicado obtener valores aproximados a los reales, para esto existen correlaciones empíricas como las de Woschni, Eichelberg, Annand y Ma, y muchos más investigadores. Que utilizan valores promediados en el espacio y el tiempo.

Woschni:

La ecuación está en base a las leyes de semejanza de transferencia de calor para flujos estacionarios turbulentos a través de tubos, partiendo de la ecuación empírica de Nusselt.

$$N_u = CRe^{0.8} Pr^{0.4} \dots \dots \dots (Ec. 5)$$

$$h = 0.820D^{-0.2}p^{0.8}W^{0.8}T^{-0.53} \dots \dots \dots (Ec. 6)$$

Dónde:

D : es el diámetro del cilindro (m.).

P : presión instantánea en el cilindro (MPa.).

T : temperatura media de los gases de combustión (K.).

W : velocidad de referencia: $C_1 V_{mp} + C_2 \frac{V_c T_1}{P_1 V_1} (P - P_0)$

V_{mp} : velocidad media del pistón. (m/s.)

C1, C2: constantes para corrección de velocidad.

Vc: volumen desplazado por el pistón. (m3).

V1 T1, P1: volumen, temperatura y presión en un punto determinado.

P0: presión de la cámara sin considerar la combustión = $P_1 = \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\gamma}$

Eichelberg:

Esta ecuación también es empleada para modelos de transferencia de calor, cuando no es necesario determinar el calor transferido al refrigerante o determinar la temperatura de los componentes; en la ecuación se considera la radiación de flujo instantáneo de calor.

$$\frac{\dot{Q}_s}{A_s} = 2.43 V_{mp}^{1/3} (pT)^{1/2} (T - T_w) \left(\frac{W}{m^2}\right) \dots\dots\dots (Ec. 7)$$

Dónde:

Vmp: velocidad media del pistón (m/s).

p: presión instantánea dentro del cilindro (bar).

T: temperatura instantánea del gas dentro del cilindro (K).

Tw: temperatura media de la superficie del cilindro (K).

As: Área instantánea de la superficie (m2).

Qs: flujo de calor instantáneo que sale del cilindro a través de la superficie

(W)

Annand y Ma:

$$\frac{\dot{Q}_s}{A_s} = c \frac{k}{b} Re^b (T - T_w) + d(T^4 - T_w^4) \left(\frac{W}{m^2}\right) \dots\dots\dots (Ec. 8)$$

Dónde:

$$Re = \frac{\rho B v p}{\mu}$$

D: diámetro del cilindro.

ρ : densidad del gas.

μ : viscosidad dinámica.

$b = 0.7$

$0.25 < c < 0.8$

$d = 0.075 \sigma$

σ : constante de Stefan-Boltzmann

2.2.7.5. Resistencia térmica entre los gases y paredes de la cámara de combustión.

El flujo de calor que se transfiere desde los gases a las paredes del cilindro y posteriormente al refrigerante es aproximadamente de 24% del poder calorífico del combustible que se quema dentro de la cámara de combustión.

En la figura N° 13 se muestra el esquema simplificado de la transferencia de calor unidimensional; en la que se considera que el flujo de calor es transferido desde los gases a las paredes de la cámara de combustión mediante los mecanismos de radiación y convección forzada, atravesando la delgada pared del cilindro por conducción, y nuevamente por convección entre la pared del cilindro y el fluido refrigerante, en base a estos conceptos el flujo de calor por unidad de área esta expresada por la siguiente ecuación.

$$\dot{q} = \dot{q}_{conv} + \dot{q}_{rad} \dots\dots\dots (Ec. 9)$$

La componente radiactiva proviene de dos fuentes que son la radiación del gas y la radiación de las nubes de partículas. En los motores Diésel en que la radiación del gas es relativamente pequeña a la radiación por partículas y esta influye mucho en la transferencia de calor. El flujo de calor se puede representar mediante un circuito de resistencias térmicas, aplicando este concepto se plantea la siguiente ecuación.

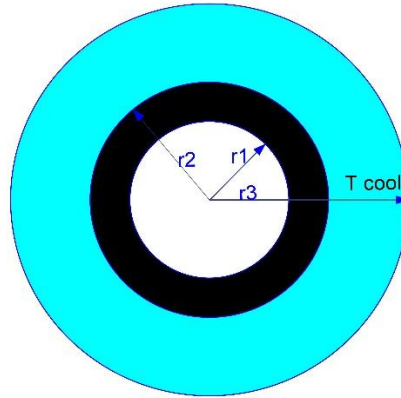


Figura 14: esquema de resistencias térmica entre los gases y las paredes de la cámara de combustión
Fuente: (Gómez y Llanos, 2012).

De acuerdo con la analogía eléctrica el flujo de calor estará descrito por la siguiente ecuación:

$$\dot{q} = \frac{(T_g - T_{cool})}{\frac{1}{h_g \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot k} + \frac{1}{h_{cool} \cdot A_e}} \dots\dots\dots (Ec. 10)$$

Dónde: es el flujo de calor por unidad de área, T_g y T_{cool} es la temperatura de los gases dentro del cilindro y del líquido refrigerante respectivamente; h_g coeficiente de transferencia de calor por convección entre el gas y las paredes del cilindro, h_{cool} coeficiente de transferencia de calor por convección entre el refrigerante y las paredes del cilindro, k conductividad térmica del material del cilindro; A_i y A_e son las áreas de intercambio de calor interna y externas del cilindro, l es la longitud del cilindro, y r^1 y r^2 son las distancias radiales. (Gómez y Llanos, 2012)

2.2.7.6. Transferencia de calor al refrigerante.

Dependiendo del diseño, el flujo del refrigerante en un motor llega a los ductos de refrigeración en la parte externa de los cilindros y luego es conducida hacia la culata por medio de orificios en la parte superior del bloque, utilizando para este fin una bomba centrífuga la cual es accionada por correa de desde una polea por el eje cigüeñal del motor, dependiendo del caudal requerido para extraer el calor necesario.

Los flujos de calor que se presenta en el motor son muy complicados por ser turbulentos (con direcciones de movimiento muy complejas) y dependientes de las condiciones de operación. En la transferencia de calor son determinantes las propiedades termofísicas del refrigerante, del patrón de flujo, de la presencia de ebullición y cavitación. Es por ello que se ha ido evolucionando en los estudios de la transferencia de calor utilizando correlaciones experimentales desde modelos empíricos hasta tratamientos analíticos utilizados en la dinámica computacional de fluidos, que han permitido un modelo más ajustado de transferencia de calor entre el refrigerante y las paredes del cilindro. (Gómez & Llanos, 2012).

Gómez y Llanos utiliza la expresión Nu-Re-Pr para modelar la transferencia de calor entre el refrigerante y las paredes del cilindro utilizando la siguiente correlación de Grimson- Nusselt:

$$Nu = 1.13C_1C_2Re_D^m Pr^{1/3} \dots\dots\dots(Ec. 11)$$

Dónde: C1 y m depende de la distribución de los cilindros, C2 depende del número de cilindros del motor. En ciertos casos ocurre que la temperatura de pared denominado T_{wall} es mayor que la temperatura media del refrigerante T_{mcool} , ocasionándose la formación de pequeñas burbujas de vapor denominado ebullición nucleada, para este caso se hace uso la correlación de CHEN, ajustando el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección:

$$h_{boiling} = 0.00122 \frac{k_{cool}^{0.79} \cdot C_{p_{cool}}^{0.45} \cdot \rho_{cool}^{0.49}}{\sigma^{0.5} \cdot \mu_{cool}^{0.29} \cdot (\Delta h_{fg} \cdot \rho_g)} \cdot F \cdot S \dots\dots\dots(Ec. 12)$$

Dónde: siendo evaluado en función de sus propiedades más relevantes del refrigerante como K_{cool} . Conductividad térmica, Cp. Calor específico, ρ densidad, σ tensión superficial, μ viscosidad, Δh_{fg} calor de vaporización y ρ_g es la densidad del

refrigerante a temperatura de saturación. El factor F se determina por la siguiente ecuación:

$$F = (T_{wall} - T_{sat.cool})^{0.24} (P_{sat.wall} - P_{cool})^{0.75} \dots\dots\dots (Ec. 13)$$

Dónde: T_{wall} es la temperatura de pared, $T_{sat.cool}$ temperatura de saturación del refrigerante, $T_{sat.wall}$ es la presión de saturación a temperatura de la pared y P_{cool} es la presión de saturación del refrigerante.

El factor S es un factor que se interpreta que en flujos turbulentos la formación de pequeñas burbujas de vapor se contrarresta debido a la mezcla con el fluido más frío se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$S = 3.4 - 0.6 \log(Re) \dots\dots\dots (Ec. 14)$$

Cabe señalar que, a través de pruebas en laboratorios, mediciones experimentales que se realizaron para el circuito de refrigeración de un motor, se confirmó que la ebullición nucleada solo ocurre en zonas con alta carga térmica como mayormente son la parte superior de la camisa y en las válvulas de escape.

Existen diversas ecuaciones empíricas, debido a la necesidad que se tiene de ajustar el coeficiente de transferencia de calor de acuerdo a las condiciones de funcionamiento del motor, una de ellas es la expresión de DITTUS BOELTER, para el cálculo de la transferencia de calor en la camisa de refrigeración:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \dots\dots\dots (Ec. 15)$$

La ecuación (15) es válida para $Re > 10000$ conocido como flujo totalmente turbulento, para $0.7 < Pr < 160$, $T_{m.cool} - T_{wall}$ y menores 5.6 °C, teniendo en cuenta que sea un flujo totalmente desarrollado y que la propiedad del refrigerante se evalúan a temperatura media del refrigerante.

En el caso en que la diferencia de temperaturas entre la pared y el refrigerante sea, $T_{m\ cool} - T_{wall}$ mayor que 6 °C se utiliza la ecuación propuesta por SIEDER Y TATE:

$$Nu = 0.027Re^{0.8}Pr^{1/3} \left(\frac{u_{m\ cool}}{u_{wall}} \right)^{0.14} \dots\dots\dots (Ec. 16)$$

Dónde: $U_{m\ cool}$ es la viscosidad del refrigerante evaluada a su temperatura media y U_{wall} es la viscosidad del refrigerante a temperatura de pared.

2.2.8. ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN.

2.2.8.1. Análisis en el radiador del vehículo Jimbei SY1033DFH4.

En los motores de combustión interna entre del 17 al 26% del calor liberado al quemarse el combustible es evacuado por el sistema de refrigeración hacia el ambiente, generalmente el sistema de refrigeración está diseñado para trabajar con agentes refrigerantes en estado líquido, como es el caso del vehículo JIMBEI SY1033DFH4. Por lo consiguiente la metodología empleada para el análisis del radiador es la misma que se utiliza en los intercambiadores de flujo cruzado.

En la siguiente figura se muestra el esquema del proceso de intercambio de calor al ambiente constituido por el radiador hecho en material de aluminio como elemento principal y un flujo de aire suministrado por el ventilador.

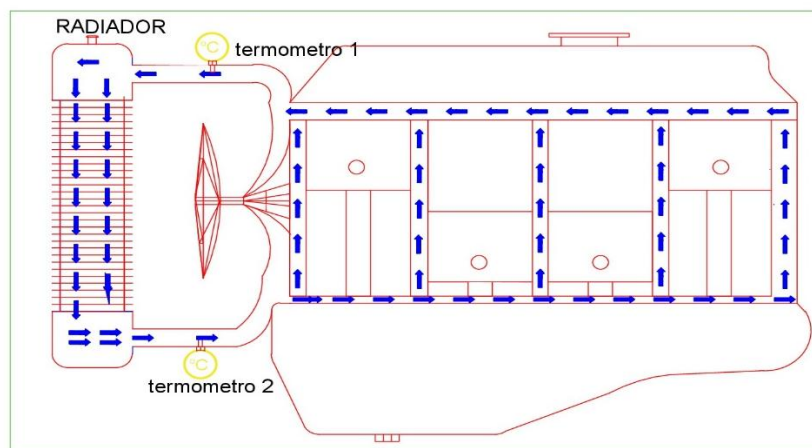


Figura 15: esquema del sistema de refrigeración.
Elaboración: propia.

En este capítulo se analiza el radiador, con el fin de cuantificar el calor evacuado al ambiente utilizando como refrigerantes: VISTONY 50/50 (antifreeze/coolant) y agua natural. Basados en las ecuaciones fundamentales de transferencia calor, y la metodología empleada para el diseño de radiadores de Kays y London, para ello se estableció el siguiente procedimiento de cálculo.

Se determinan las propiedades geométricas del radiador: a partir de los parámetros geométricos básicos del radiador se determina el área de transferencia de calor lado agua, área de flujo libre lado aire, diámetros hidráulicos, densidad del área de superficie, área frontal etc.

Cálculo de los flujos máxicos del refrigerante y el aire: para calcular los flujos máxicos de los fluidos que intervienen en el intercambio de calor, como se muestra en la figura.

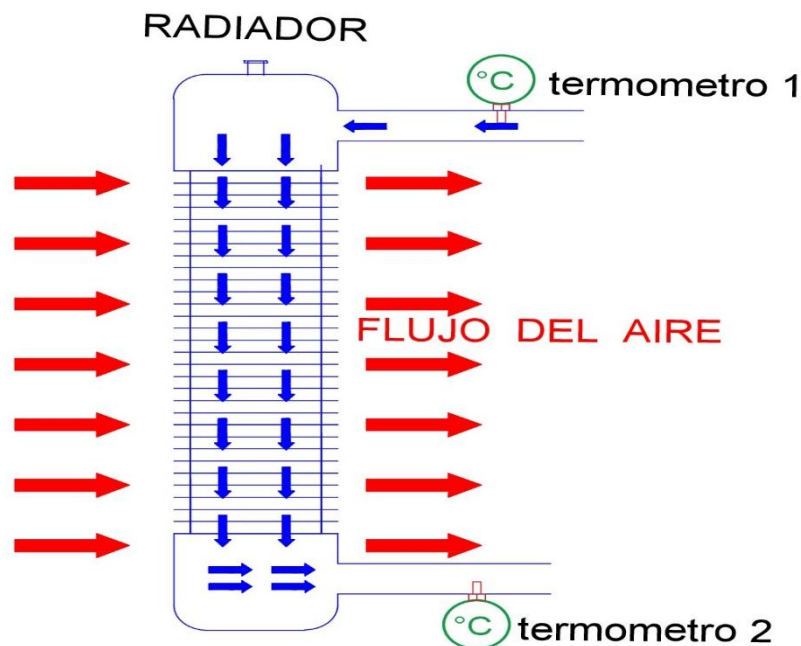


Figura 16: esquema de la distribución de los flujos máxicos del aire y del refrigerante en el radiador.
Elaboración: propia.

Las incógnitas a encontrar en este apartado son los flujos máscicos, tanto del refrigerante y como del aire que circula perpendicularmente a este. Para ello primeramente se debe estimar la cantidad de calor que debe disipar el radiador al aire circundante, para ello se puede utilizar la correlación de Lahvic que utilizo Gómez y Llanos, que se puede aplicar tanto para motores de encendido por chispa como para diésel.

$$Q_{ref} = (8.66V_t N + 108.93M_T + 1119.74P_e - 1010V_t + 2890) / 3412.2 \dots (Ec. 17)$$

V_t = Cilindrada (litros).

N =rpm.

M_t = torque (N-m).

P_e = potencia efectiva del motor (KW).

Por el principio de conservación de la energía, la energía que gana el refrigerante es el mismo que se disipa al aire circundante, por lo tanto.

$$Q_R = \frac{Q_{ref}}{(C_R \rho_R \Delta T_R)} \dots \dots \dots (Ec. 18)$$

Q_R Es el caudal volumétrico (m³/s) del del aire,

C_R Calor específico (KJ/Kg °C) del aire.

ΔT_R = Variación de la temperatura del refrigerante (°C) usualmente se encuentra en el rango de 6°C-12°C.

ΔT_a = Variación de la temperatura a la entra y salida del aire (°C).

Para hallar el flujo máscico del refrigerante, se utiliza los parámetros geométricos de la bomba. (Mataix, 1982).

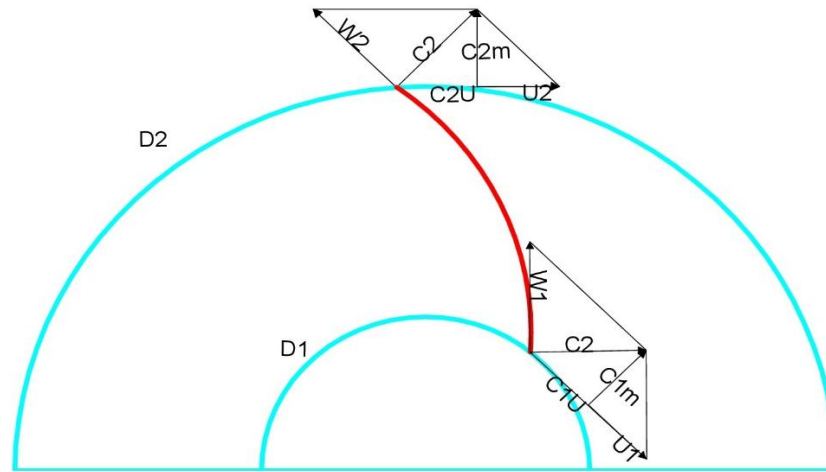


Figura 17: triangulo de velocidades de entrada y salida del rodete de la bomba.
Elaboración: propia.

Dónde: D2: diámetro de salida del alabe, D1: diámetro de la entrada del alabe, U2 y U1 son las velocidades absolutas del alabe a la salida y entrada respectivamente (m/s), C2 y C1: velocidades absolutas del fluido a la salida y entrada (m/s), W2 y W1: velocidades relativas a la salida y entrada (del fluido con respecto al alabe) (m/s), C2m y C1m: componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la salida y entrada (m/s).

$$m_{Ref} = (\pi * D2 * n_v * b2 * C_{2m}) * \rho_{ref} \dots \dots \dots (Ec. 19)$$

Dónde: b2: el ancho del alabe a la salida, n_v = eficiencia volumétrica de la bomba, usualmente se encuentra en el rango de 0.8-0.9. (Mataix, 1982).

$$U_2 = \frac{\pi * D2 * n}{60} \dots \dots \dots (Ec. 20)$$

n: velocidad de giro del motor (r.p.m.).

$$C_{2u} = U_2 - \frac{C_{2m}}{Tg\beta2} \dots \dots \dots (Ec. 21)$$

$$C_{2m} = C_{2u} * Tg\alpha2 \dots \dots \dots (Ec. 22)$$

$\alpha2$: Ángulo que se forma entre las velocidades C1 y U1

$\beta2$: Angulo que forman W1 y (-U1).

Cálculo de temperaturas: el valor de las temperaturas del refrigerante en la entrada y salida del radiador se obtuvo mediante la instalación de termómetros en las mangueras superior (temperatura de entrada termómetro 1 y temperatura de salida medida por el termómetro 2.

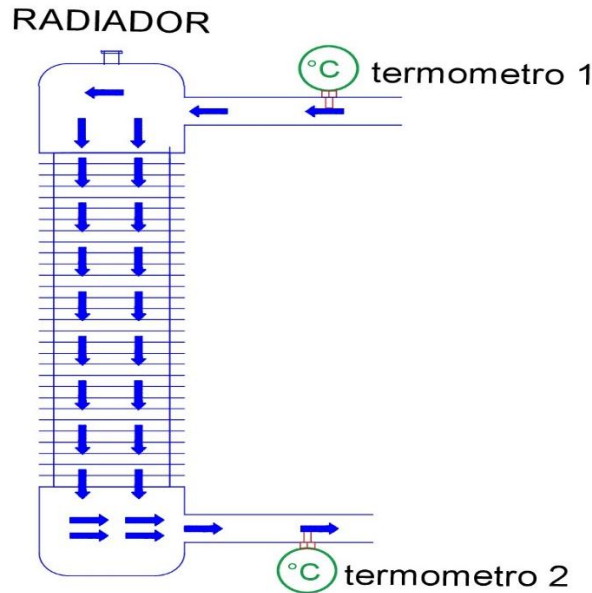


Figura 18: esquema de medición de temperaturas en el radiador.
Elaboración: propia.

Para el caso del aire las temperaturas de entrada y salida se determinaron a partir del principio de conservación de la energía mediante el siguiente arreglo de fórmulas.

$$L, 9856T_{RS} = T_{R,I} - \varepsilon \left(\frac{C_{min}}{C_h} \right) (T_{R,I} - T_{a,I}) \dots \dots \dots (Ec. 23)$$

$$T_{a,S} = T_{a,I} + \varepsilon \left(\frac{C_{min}}{C_c} \right) (T_{R,I} - T_{a,I}) \dots \dots \dots (Ec. 24)$$

T_{RS} = Temperatura de salida del líquido refrigerante.

T_{Ri} = Temperatura de entrada del líquido refrigerante

T_{aS} = Temperatura del aire de salida.

T_{ai} = Temperatura del aire de entrada.

La eficiencia ϵ se puede asumir entre el rango de (60%-75%) según la experiencia del diseñador.

El $C_{min} = (mc_p)$ y $C_{max} = (mc_p)$, son las capacidades térmicas mínima y máxima de los fluidos refrigerante o aire dependiendo del su flujo másico y el calor específico, C_h y C_c son las capacidades térmicas del fluido caliente y frío respectivamente.

Cálculo de las propiedades termo físicas de los fluidos: calculadas las temperaturas se procede a la evaluación de las propiedades termo-físicas de los fluidos a su temperatura media logarítmica (DTML) como viscosidad dinámica (μ), calor específico (c_p) , conductividad térmica (K), número de Prandtl (Pr), densidad (ρ), etc.

Según la tesis de Gomes y Llanos la temperatura media para el refrigerante y el aire respectivamente son:

$$T_{mR} = T_{R,I} - \frac{\Delta T}{2} \dots\dots\dots (Ec. 25)$$

$$T_{ma} = T_{a,I} + \frac{\Delta T}{2} \dots\dots\dots (Ec. 26)$$

Cálculo del número de Reynolds: según Holman para intercambiadores de flujo cruzado está dado por la forma:

$$Re = \frac{D_h G}{\mu} \dots\dots\dots (Ec. 27)$$

D_h = Diámetro hidráulico.

G=flujo másico por unidad de área transversal,

μ = Viscosidad dinámica.

Cálculo del número de Nusselt: se puede utilizar la siguiente correlación empírica para un flujo turbulento completamente desarrollado.

$$N_{ud} = 0.023 Re_d^{0.8} Pr^n \dots\dots\dots (Ec. 28)$$

$n = 0.4$ para calentar el fluido

$n = 0.3$ para enfriar el fluido.

Evaluación de los coeficientes de película de los fluidos: a partir de Nuselt y Reynolds se determina los coeficientes de película mediante la siguiente correlación empírica para el refrigerante.

$$N_{ud} = \frac{hD_h}{k} \dots\dots\dots (Ec. 29)$$

h = Coeficiente de película ($W/m^2\text{°C}$).

k = conductividad térmica del fluido ($W/m\text{°C}$).

D_h = diámetro hidráulico.

Según Holman el coeficiente de película del aire también se puede determinar utilizando el número de Stanton St , con el Reynolds se determina la correlación

$St \cdot Pr^{2/3}$ y conociendo el número de Prandtl.

$$h_a = St \dot{m}_a C_p \dots\dots\dots (Ec. 30)$$

Eficiencia de la superficie extendida: para determinar la efectividad de la superficie del radiador que dispone de un arreglo de aletas. Para ello se toma como muestra un conjunto unitario que está conformado por una aleta y un espacio del tubo que está expuesta a convección pura; según Incropera la eficiencia de la superficie extendida está dada mediante la siguiente expresión.

$$n_{s,a} = n_a W + 1 - W \dots\dots\dots (Ec. 31)$$

$$n_a = \frac{\tanh mL}{mL} \dots\dots\dots (Ec. 32)$$

$$mL = \sqrt{\frac{hp}{kA}} L \dots\dots\dots (Ec. 33)$$

n_a = Eficiencia de aleta, w = cociente entre el área de la aleta y el área del conjunto unitario $w = A_a / A_c.u.$

Análisis del calor disipado en el radiador: el calor disipado en un arreglo aleta-pared está dado por el calor que disipa la aleta hacia el ambiente, y el calor disipado por la superficie libre. Como se muestra en la figura 20.

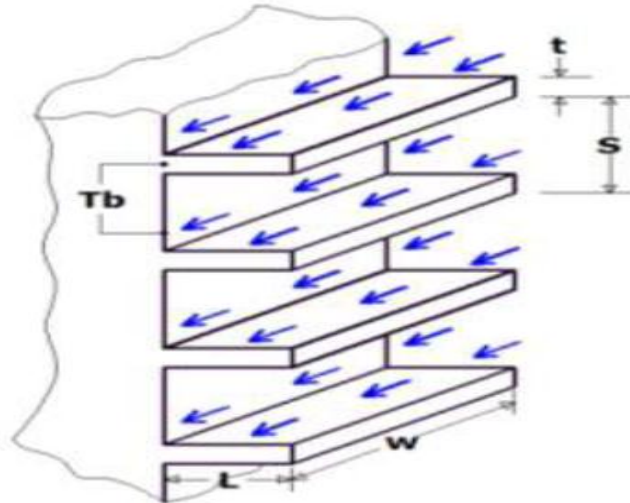


Figura 19: arreglo geométrico para el análisis de transferencia de calor del radiador
Fuente: (fundamentos de transferencia de calor-incropera).

$$q_{dis} = q_{dis\ aleta} + q_{dis\ super.libre} \dots\dots\dots (Ec. 34)$$

Utilizando la analogía de resistencias eléctricas tenemos:

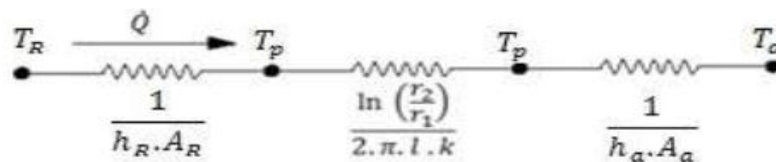


Figura 20: análisis de transferencia de calor del radiador mediante resistencias.
Fuente: fundamentos de transferencia de calor-incropera

$\frac{1}{h_R \cdot A_R}$ = Resistencia convectiva del refrigerante, $\frac{1}{h_a \cdot A_{at}}$ resistencia convectiva del aire donde él h_a se supone constante tanto para la aleta como para el área de superficie libre $A_{at} = A_a + A_{sl} * \frac{\ln(\frac{r_2}{r_1})}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot K}$ = Resistencia conductiva del material, $T_R =$

temperatura del refrigerante, T_a = temperatura del aire ambiente, T_p = temperatura de pared.

$$q_{dis\ radiador} = \frac{T_R - T_a}{\Sigma R} \dots\dots\dots (Ec. 35)$$

2.3. HIPOTESIS GENERAL.

Al realizar un análisis termodinámico del sistema de refrigeración y determinar los efectos en el motor SY1033DFH4 en la empresa Antares Arquitectos SRL en la ciudad de Cusco, se demuestra cuál de los agentes refrigerantes es recomendable utilizar.

2.3.1. Hipótesis específicas.

- a) Al desarrollar el análisis térmico del sistema de refrigeración del motor SY1033DFH4 utilizando agua natural y refrigerante vistory 50/50. Se demuestra cuál de los agentes refrigerantes es recomendable utilizar.
- b) Se logrará determinar la influencia del agente refrigerante y efectos en el motor de combustión interna SY1033DFH4.

2.4. MARCO CONCEPTUAL.

Densidad: es la medida de cuanto masa hay contenida en una unidad de volumen. Usualmente se representa en kg/m^3

Calor: es la transferencia de energía entre diferentes cuerpos o diferentes zonas de un mismo cuerpo que se encuentran a distintas temperaturas.

Energía química: es un aspecto de la energía interna de un cuerpo, es la que posee un combustible, capaz de liberar calor.

Energía térmica: es la energía liberada en forma de calor, es decir, pasa de un cuerpo más caliente a otro que presenta una temperatura menor

Fluido: se entiende por fluido todo cuerpo cuyas moléculas tienen entre sí poca coherencia y toma siempre la forma del recipiente donde está contenido. Dentro de esta definición los fluidos se consideran a la materia en estado líquido y gaseoso.

Poder calorífico: cantidad de calor desprendido al quemar por completo una unidad másica de combustible.

Refrigerante: sustancia encargada de absorber y ceder calor en un sistema de refrigeración sin perder sus propiedades.

Viscosidad: propiedad de un fluido que tiende a oponerse a su flujo cuando se le aplica una fuerza. Cuando más resistencia opone los líquidos a fluir, más viscosidad poseen.

CAPITULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. TIPO Y DISEÑO DE INVESTIGACIÓN.

El tipo de investigación es experimental descriptivo, realizando ensayos técnicos, basándose en modelos globales de transferencia de calor y termodinámica clásica:

3.2. POBLACIÓN Y MUESTRA.

3.2.1. Población.

Motores de combustión interna diésel de cuatro tiempos.

3.2.2. Muestra

Motor diésel 490QZL0072109X, modelo SY1033DFH4, marca JINBEI, año 2012.

3.3. UBICACIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LA POBLACIÓN.

Departamento: Cusco.

Provincia: Cusco.

Distrito: San Sebastián.

Altitud: 3400 m.s.n.m.

Latitud: 13° 30' 45"

Longitud: 71° 58' 33"

Presión atmosférica: 69 kPa.

3.4. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA RECOLECTAR INFORMACIÓN.

Los medios de recolección de datos e información, será a partir de cada artículo, bibliografía, informe, ficha técnica, catalogo, etc., que se relacione con el sistema de refrigeración y datos sobre las variables de interés en motores de combustión interna.

3.5. TÉCNICAS PARA PROCESAMIENTO DE DATOS.

Para el procesamiento de datos se ha realizado mediciones de temperatura del líquido refrigerante a la entrada y salida del radiador a plena carga del motor, utilizando como fluidos operantes dos agentes refrigerantes, agua natural y refrigerante vistony 50/50 (antifreeze/coolant).

3.6. DESCRIPCIÓN DE LOS INSTRUMENTOS UTILIZADOS.

3.6.1. COMPONENTES DEL SISTEMA.

3.6.1.1. Bomba de agua:

Tipo de bomba: centrífuga

Diámetro de la bomba de succión: 1" 1/4

Diámetro de tubería de descarga: 1" 1/4

Flujo másico:

RPM:

3.6.1.2. Radiador:

Presión de alivio de la tapa: 0.9 kg/cm²

Ordenamiento de los tubos: vertical.

Tipo de aletas: serpentín.

Material de las aletas: aluminio.

Área total de transferencia de calor: 7.2616 m²

3.6.1.3. Termostato:

Tipo: Wax pallet

Temperatura de apertura total de la válvula: 74°C

3.6.1.4. Líquido refrigerante:

Líquido refrigerante VISTONY 50/50 (antifreeze/coolant)

Tabla 3: Propiedades del líquido refrigerante 50/50 (antifreeze/coolant).

Color	Verde/Rojo
Punto de ebullición	129 °C
Punto de congelamiento	-37 °C
Densidad	1045.55 kg/m ³
Viscosidad	0.0004278506 kg/m.s
Conductividad térmica	0.261 W/m °C
Coefficiente de Transferencia de calor	756.6951 W/m ³ °C

Fuente: (Vistony, 2017)

Líquido refrigerante agua natural

Tabla 4: Propiedades del agua natural

Color	incolora
Punto de ebullición	84°C
Punto de congelamiento	0°C
Cloruro	250 ppm
Sulfatos	250 ppm
Dureza	377.2 ppm
PH	6.5 – 8.5
Coefficiente de transferencia de calor	2374.44 W/m.°C
Conductividad térmica	0.673 W/m ³ °C

Fuente: (EPS SEDACUSCO S.A.)

3.6.1.5. Termómetro radial:

- Marca: AST
- Rango: 0 °C – 200 °C
- Caratula: 2"
- Bulbo: 2 1/2".

3.7. DESCRIPCIÓN EXPERIMENTAL:

3.7.1. DESARROLLAR EL ANÁLISIS TÉRMICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL MOTOR SY1033DFH4 UTILIZANDO AGUA NATURAL Y REFRIGERANTE VISTONY 50/50.

Proceso experimental para obtención de temperaturas:

Las pruebas de medición de temperatura del líquido refrigerante en la entrada y salida del radiador en un vehículo JIMBEI modelo SY1033DFH4 del año 2012 en condiciones de operación estable en la ciudad del cusco a 3400 msnm.

Las mediciones de temperatura al líquido refrigerante se realizaron con tres repeticiones en diferentes fechas, 11 de marzo, 01 de abril y 06 de mayo del año 2017.

Se utilizó un juego de mangueras (superior e inferior) a las cuales se tuvo que hacer adaptaciones para colocar un termómetro en cada una de ellas, con el fin de obtener valores reales de la temperatura de trabajo en el sistema de refrigeración del motor.

3.7.2. PARA LA DESCRIPCIÓN DE LA INFLUENCIA DEL AGENTE REFRIGERANTE EN EL RENDIMIENTO Y EFECTOS EN EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA SY1033DFH4.

El vehículo jimbei utilizó refrigerante vistony 50/50 (antifreeze/coolant) desde mediados del año 2015 hasta enero del año 2017, en donde se realizó un diagnóstico del sistema de refrigeración.

Luego se empleó agua natural para el funcionamiento del motor y poder evaluar los efectos a partir del mes de enero, verificando los efectos del agua natural en las siguientes fechas:

Primera evaluación el 11 de marzo del 2017.

Segunda evaluación el 06 de mayo del 2017.

Tercera evaluación el 24 de junio del 2017.

CAPITULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. UTILIZACIÓN DE LÍQUIDO REFRIGERANTE VISTONY 50/50. (COOLANT ANTIFREEZE)

Una vez montado las mangueras con sus respectivos termómetros, se procedió a llenar el sistema de refrigeración con el líquido refrigerante Vistony 50/50, una vez encendido el motor se verifico fugas en el sistema, asegurándose que se encuentre presurizado. Posteriormente el vehículo se puso en operación a plena carga, luego se tomaron lectura de las temperaturas de la entrada y salida a intervalos de cinco minutos, por un tiempo de dos horas.

Tabla 5: primera prueba experimental de medición de temperatura a la entrada y salida del radiador utilizando líquido refrigerante Vistony 50/50 (COOLANT ANTIFREEZE)

ETAPAS	MINUTOS	TEMPERATUR A A LA ENTRADA °C	TEMPERATUR A A LA SALIDA °C
MOTOR EN PROCESO DE CALENTAMIENTO	0	20	20
	5	36	20
	10	62	20
	15	70	60
	20	76	64
	25	76	64
MOTOR CALIENTE	60	76	64
	90	76	64
	120	76	64

Elaboración: propia.

Tabla 6: segunda prueba experimental de medición de temperatura a la entrada y salida del radiador utilizando líquido refrigerante Vistony 50/50 (COOLANT ANTIFREEZE)

ETAPAS	MINUTOS	TEMPERATURA A LA ENTRADA °C	TEMPERATURA A LA SALIDA °C
MOTOR EN PROCESO DE CALENTAMIENTO	0	20	20
	5	38	20
	10	62	20
	15	72	62
	20	78	65
	25	78	64
MOTOR CALIENTE	60	78	64
	90	78	64
	120	78	64

Elaboración: propia.

Tabla 7: tercera prueba experimental de medición de temperatura a la entrada y salida del radiador utilizando líquido refrigerante Vistony 50/50 (COOLANT ANTIFREEZE)

ETAPAS	MINUTOS	TEMPERATURA A LA ENTRADA °C	TEMPERATURA A LA SALIDA °C
MOTOR EN PROCESO DE CALENTAMIENTO	0	20	20
	5	36	20
	10	64	20
	15	72	62
	20	75	64
	25	76	65
MOTOR CALIENTE	60	76	64
	90	76	64
	120	76	64

Elaboración: propia.

4.2. UTILIZACIÓN DE AGUA NATURAL COMO REFRIGERANTE.

Una vez montado las mangueras con sus respectivos termómetros se procedió a llenar el sistema de refrigeración con agua natural (potable), una vez encendido el motor se verifico fugas en el sistema, asegurándose que se encuentre presurizado. Posteriormente el vehículo se puso en operación a plena carga por un tiempo de tres horas, luego se tomaron lectura de las temperaturas de la entrada y salida a intervalos de cinco minutos, por dos horas teniendo como resultado lo siguientes datos.

Tabla 8: primera prueba experimental de medición de temperatura a la entrada y salida del radiador utilizando agua natural.

ETAPAS	MINUTOS	TEMPERATURA	TEMPERATURA
		A LA ENTRADA °C	A LA SALIDA °C
MOTOR EN PROCESO DE CALENTAMIENTO	0	20	20
	5	40	20
	10	64	20
	15	75	52
	20	84	50
	25	84	50
MOTOR CALIENTE	60	84	50
	90	84	50
	120	84	50

Elaboración: propia.

Tabla 9: segunda prueba experimental de medición de temperatura a la entrada y salida del radiador utilizando agua natural.

ETAPAS	MINUTOS	TEMPERATURA A LA ENTRADA °C	TEMPERATURA A LA SALIDA °C
MOTOR EN PROCESO DE CALENTAMIENTO	0	20	20
	5	42	20
	10	66	20
	15	76	54
	20	82	52
	25	83	52
MOTOR CALIENTE	60	62	52
	90	82	52
	120	82	52

Elaboración: propia.

Tabla 10: tercera prueba experimental de medición de temperatura a la entrada y salida del radiador utilizando agua natural.

ETAPAS	MINUTOS	TEMPERATURA A LA ENTRADA °C	TEMPERATURA A LA SALIDA °C
MOTOR EN PROCESO DE CALENTAMIENTO	0	20	20
	5	40	20
	10	63	20
	15	76	52
	20	84	51
	25	82	50
MOTOR CALIENTE	60	84	50
	90	84	50
	120	84	50

Elaboración: propia.

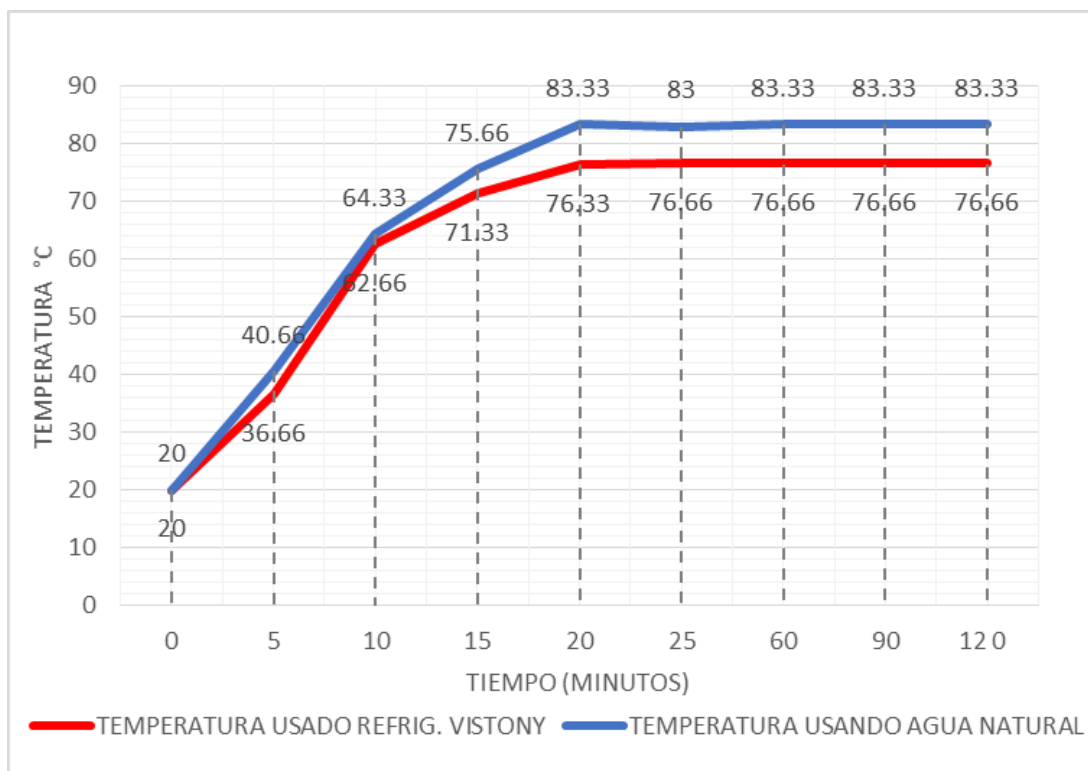


Figura 21: Evolución de la temperatura medidas de los refrigerantes en la salida del motor
Elaboración: propia.

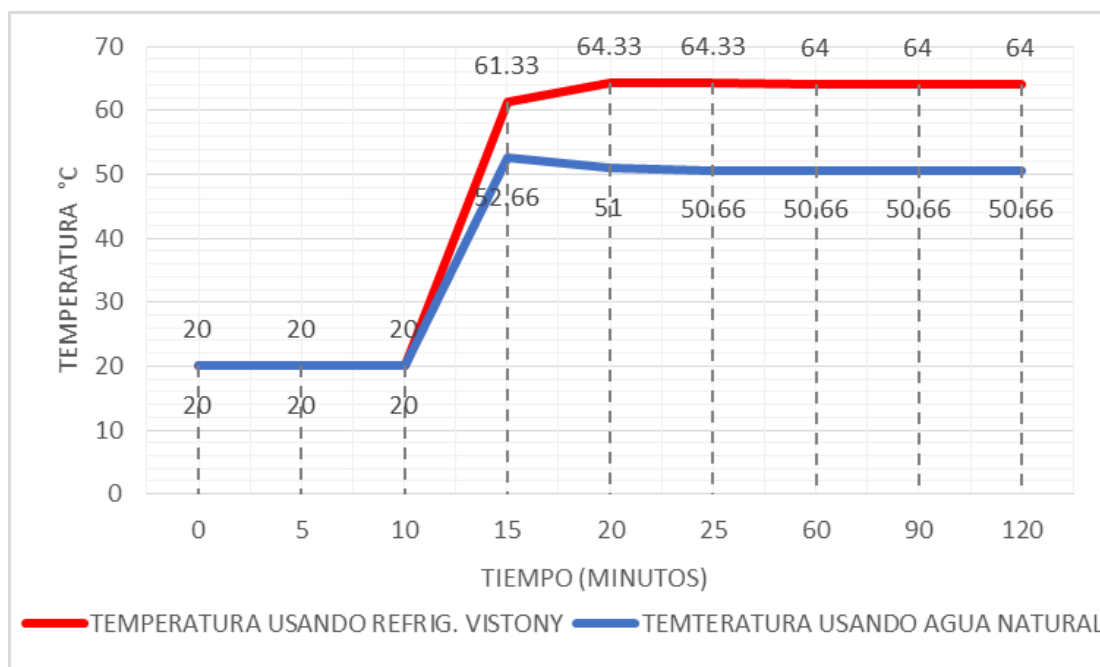


Figura 22: Evolución de la temperatura medidas de los refrigerantes en la entrada del motor.
Elaboración: propia.

4.3. ANALISIS TERMODINAMICO DEL RADIADOR DEL VEHICULO MODELO SY1033DFH4.

A) Parámetros geométricos del radiador.

Tabla 11: Parámetros Geométricos medidos del Radiador.

PARAMETROS GEOMETRICOS	UNIDAD	VALOR
ANCHO DEL RADIADOR	(mm)	550
ALTO DEL RADIADOR	(mm)	460
VOLUMEN DEL RADIADOR	(m ³)	0.0056
DIAMETRO INTERNO DEL TUBO	(mm)	5
DIAMETRO EXTERNO DEL TUBO	(mm)	7
NUMERO DE TUBOS (Nt)	unidades	106
ANCHO DE ALETAS	(mm)	40.5
LARGO DE ALETAS	(mm)	520
NUMERO DE ALETAS	unidades	112
CONDUCTIVIDAD TERMICA	(W/m °C)	205

Elaboración: propia.

Tabla 12: Parámetros Geométricos Calculados del Radiador.

PARAMETRO GEOMETRICOS	UNIDAD	VALOR
AREA DE FLUJO DE REFRIGERANTE/TUBO	(m ²)	$8.66 * 10^{-3}m^2$.
AREA DE FLUJO DE REFRIGERANTE TOTAL	(m ²)	$0.9186m^2$
AREA DE FLUJO LADO AIRE/TUBO	(m ²)	$2.332 * 10^{-5}m^2$
AREA DE FLUJO LADO AIRE TOTAL DE TUBO	(m ²)	$0.524m^2$
AREA DE TRANSF. CALOR POR ALETAS	(m ²)	$6.7376m^2$

Elaboración: propia.

B) Calculo de los flujos másicos:

Tabla 13: Propiedades Termoflúidicas y Parámetros Adimensionales Del Refrigerante (Agua Natural) a temperatura media de 62.5°C.

PROPIEDADES FISICAS DE LOS FLUIDOS	UNIDAD	VALOR
DENSIDAD DEL AGUA	Kg/m ³	970.2
CALOR ESPECIFICO DEL AGUA	[KJ/Kg °C]	3.41
NUMERO DE PRANDTL DEL AGUA		2.16
VISCOSIDAD DINAMICA DEL AGUA	[Kg/m S]	3.47
CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL AGUA	[W/m °C]	0.673

Elaboración: propia.

Tabla 14: Propiedades Termoflúidicas y Parámetros Adimensionales Del Refrigerante vistony 50/50. (antifreeze/coolant) A temperatura media de 70°C.

PROPIEDADES FISICAS DE LOS FLUIDOS	UNIDAD	VALOR
DENSIDAD DEL REFRI. VISTONY AL 50/50.	Kg/m ³	1045.55
CALOR ESPECÍFICO DEL REFRI. VISTONY AL 50/50.	[KJ/Kg °C]	2.656
NÚMERO DE PRANDTL REFRI.VISTONY AL 50/50.		32.4
VISCOSIDAD DINÁMICA VISTONY AL 50/50.	[Kg/m S]	0.000427851
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA VISTONY AL 50/50.	[W/m °C]	0.261

Elaboración: propia.

Tabla 15: Propiedades Termoflúidicas y Parámetros Adimensionales Del aire a temperatura promedio de 30°C.

PROPIEDADES FISICAS DE LOS FLUIDOS	UNIDAD	VALOR
DENSIDAD DEL AIRE	Kg/m ³	1.1774
CALOR ESPECÍFICO DEL AIRE	[KJ/Kg °C]	1.0057
NÚMERO DE PRANDTL DEL AIRE		1.7191
VISCOSIDAD DINÁMICA DEL AIRE	[Kg/m S]	0.0000202
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DEL AIRE	[W/m °C]	0.02624

Elaboración: propia.

Cantidad de calor que se debe evacuar al ambiente a través del sistema de refrigeración de la ecuación (17).

$$Q_{ref} = (8.66V_d n + 108.93M_T + 1119.74N_e - 1010V_d + 2890)/412.2$$

$$Q_{ref} = \frac{(8.66 * 2.67 * 3200 + 108.93 * 206 + 1119.74 * 60 - 1010 * 2.67 + 2890)}{3412}$$

$$Q_{ref} = 48.0066 \text{ KW}$$

B.1) flujo másico del aire de la ecuación (18):

Caudal volumétrico de aire Q_a que pasa por la sección transversal del radiador:

$$Q_a = \frac{Q_{ref}}{C_a \rho_a \Delta T_a}$$

$$Q_a = \frac{48.0066 \text{ KW}}{1.0057 \text{ KJ}^\circ \frac{\text{C}}{\text{Kg}} * \frac{1.204 \text{ Kg}}{\text{m}^3} * 12^\circ \text{C}}$$

$$Q_a = 3.3038 \text{ kg/s}$$

Flujo másico de aire que pasa a través del radiador

$$m_a = Q_a * \rho_a$$

$$m_a = 3.3038 \text{ m}^3/\text{s} * 1.204 \text{ kg/m}^3$$

$$m_a = 3.9778 \text{ kg/s}$$

$$m_a = 14320.08 \text{ kg/h}$$

B.2). flujo másico del refrigerante de la ecuación (20).

$$U_2 = \frac{\pi * D_2 * n}{60}$$

$$U_2 = \frac{\pi * 0.09 * 3200}{60}$$

$$U_2 = 15.0792 \text{ m/s}$$

Flujo másico del refrigerante para 3200 rpm de la ecuación (19) se tiene:

$$m_{ref} = (\pi * D^2 * n_v * b^2 * C_{2m})\rho_{ref}$$

$$m_{ref} = (\pi * 0.09 * 0.8 * 0.013 * 1.2024)987$$

$$m_{ref} = 3.4896 \text{ kg/s}$$

$$m_{ref} = 12562.56 \text{ kg/h}$$

B.3). capacidad térmica del refrigerante (agua natural) de la ecuación (7).

$$C_{RA} = m_{RA} * Cp$$

$$C_{RA} = 3.4896 * 3412$$

$$C_{RA} = 11906.515 \text{ w/}^\circ\text{c}$$

B.4). capacidad térmica del refrigerante (vistony) de la ecuación (7).

$$C_{RV} = m_{RV} * Cp$$

$$C_{RV} = 3.4896 * 2555.6$$

$$C_{RV} = 8918.02$$

B.5). capacidad térmica del aire de la ecuación (7).

$$C_a = m_a * Cp$$

$$C_a = 3.9778 * 1005.7$$

$$C_a = 4000.47 \text{ w/}^\circ\text{c}$$

Tabla 16: Parámetros de Flujo Calculado de los Fluidos de Trabajo.

PARÁMETROS DE FLUJO DE LOS FLUIDOS	UNIDAD	VALOR
CAUDAL VOLUMÉTRICO DE AIRE	[M3/S]	3.3038 <i>kg/s</i>
CAUDAL MÁSIKO DE AIRE	[Kg/H]	14320.08 <i>kg/h</i>
CAUDAL MÁSIKO DE REFRIGERANTE	[Kg/S]	12562.56 <i>kg/h</i>
CARGA TÉRMICA DE DISEÑO A EVACUAR EL SISTEMA	[KW]	48

Elaboración: propia.

C.). calculo de temperatura de los fluidos:

Tabla 17: Temperaturas de Entrada y Salida del Radiador para los Refrigerantes Agua natural y Vistony 50/50 (antifreeze/coolant).

TEMPERATURAS DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO	UNIDAD	VALOR
TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA	°C	84
TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA	°C	50
TEMPERATURA DE ENTRADA REFRI. (VISTONY 50/50)	°C	76
TEMPERATURA DE SALIDA REFRIGERANTE (VISTONY 50/50)	°C	64

Elaboración: propia.

C.1). temperatura de salida del aire utilizando agua natural como refrigerante reemplazando a la ecuación (24):

$$T_{as} = T_{a,i} + \varepsilon \left(\frac{C_{min}}{C_c} \right) (T_{R,I} - T_{A,I})$$

$$T_{as} = 15 \text{ °C} + 0.65(1)(84\text{°C} - 15 \text{ °C})$$

$$T_{as} = 59.85 \text{ °C}$$

C.2). temperatura de salida del aire utilizando refrigerante vistony (antifreeze/coolant) reemplazando a la ecuación (24).

$$T_{as} = T_{a,i} \varepsilon \left(\frac{C_{min}}{C_c} \right) (T_{R,I} - T_{A,I})$$

$$T_{as} = 15 \text{ °C} + 0.65(1)(76 \text{ °C} - 15 \text{ °C})$$

$$T_{as} = 54.65 \text{ °C}$$

Tabla 18: Temperaturas de entrada y salida del aire según el refrigerante.

TEMPERATURAS DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO	UNIDAD	VALOR
TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AIRE (AGUA)	°C	15
TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE (AGUA)	°C	59.85
TEMPERATURA DE ENTRADA AIRE (VISTONY 50/50)	°C	15
TEMPERATURA DE ENTRADA AIRE (VISTONY 50/50)	°C	54.65

Elaboración: propia.

D). Cálculo de número de Reynolds reemplazando a la ecuación (27):

D.1). Reynolds para refrigerante (agua natural)

$$R_e = \left(\frac{D_h}{A_T}\right) * \left(\frac{m_{Ra}}{u}\right)$$

$$R_e = \left(\frac{0.0060}{0.00866}\right) * \left(\frac{3.4896}{3.47 * 10^{-4}}\right)$$

$$R_e = 6967.5409$$

D.2) Reynold para refrigerante (vistony)

$$R_e = \left(\frac{D_h}{A_T}\right) * \left(\frac{m_{RV}}{u}\right)$$

$$R_e = \left(\frac{0.0060}{0.00866}\right) * \left(\frac{3.4896}{43.46 * 10^{-4}}\right)$$

$$R_e = 5651.5584$$

D.3) Reynold para el fluido frio aire de la ecuación (27):

$$R_e = \left(\frac{D_H * G}{u}\right)$$

Diámetro hidráulico del área transversal del radiador:

$$D_H = 2\left(\frac{L * W}{L + W}\right)$$

$$D_H = 2\left(\frac{0.520m * 1.8 * 10^{-3}}{0.520 + 1.8 * 10^{-3}}\right)$$

$$D_H = 3.58 * 10^{-3}m$$

Flujo másico por unidad de área:

$$G = \left(\frac{m_a}{A_a}\right)$$

$$G = \left(\frac{3.9772}{0.0915}\right)$$

$$G = 43.466$$

Reynolds para el fluido frio aire de la ecuación (27):

$$Re = \left(\frac{D_H * G}{u} \right)$$

$$Re = \left(\frac{3.58 * 10^{-3} m * 43.466 kg/s m^2}{1.785 * 10^{-5}} \right)$$

$$Re = 8717.55$$

E). cálculo de número de nusselt de la ecuación (28):

E.1) número de nusselt para refrigerante (agua natural)

$$N_{udRA} = 0.023 Re_d^{0.8} pr^n$$

$$N_{udRA} = 0.023 (6967.54)^{0.8} (2.16)^{0.3}$$

$$N_{udRA} = 34.3975$$

E.2) número de nusselt para refrigerante (vistony):

$$N_{udRV} = 0.023 Re_d^{0.8} pr^n$$

$$N_{udRV} = 0.023 (5651.558)^{0.8} 32.4^{0.3}$$

$$N_{udRV} = 65.558$$

F), cálculo de coeficiente unitario de película de los fluidos de trabajo de la ecuación (29).

f.1) coeficiente unitario de película del refrigerante (agua natural)

$$N_{udRA} = \frac{h_{RA} D_h}{k_{RA}}$$

$$34.397 = \frac{h_{RA} (0.0060)}{0.673}$$

$$h_{RA} = 3858.1968$$

f.2) coeficiente unitario de película del refrigerante (VISTONY)

$$N_{udRV} = \frac{h_{RV} D_h}{k_{RV}}$$

$$65.55 = \frac{h_{RV}(0.006)}{0.261}$$

$$h_{RV} = 2851.42$$

f.3) coeficiente unitario de película para el fluido frío aire reemplazando en la ecuación (30):

$$st * pr^{2/3} = 0.0045$$

$$0.0045 = \frac{h_a(0.7)^{2/3}}{43.46 * 1005.7}$$

$$h_a = 249.4816$$

Tabla 19: Parámetros Adimensionales y Coeficientes Unitarios De Película Calculados de los Fluidos de Trabajo.

PARÁMETRO	UNIDAD	VALOR
NÚMERO DE REYNOLDS REFRIGERANTE (AGUA NATU.)		6967.54
NÚMERO DE REYNOLDS REFRIGERANTE (VISTONY 50/50)		5651.55
NÚMERO DE REYNOLDS PARA EL AIRE		8717.55
NÚMERO DE NUSSELT REFRIGERANTE (AGUA NATURAL)		34.39
NÚMERO DE NUSSELT REFRIGERANTE (VISTONY 50/50)		65.55
STATON - PRANDTL PARA EL AIRE		0.0045
COEFICIENTE UNITARIO DE PELÍCULA (AGUA NATURAL)	[w/m ² c]	3858.19
COEFICIENTE UNITARIO DE PELÍCULA (VISTONY 50/50)	[w/m ² c]	2851.42
COEFICIENTE UNITARIO DE PELÍCULA PARA EL AIRE	[w/m ² c]	249.48

Elaboración: propia.

G). eficiencia de la superficie extendida de la ecuación (31).

$$n_{s.a} = n_a w + 1 - w$$

$$n_{s.a} = 0.8 * 0.8737 + 1 - 0.8737$$

$$n_{s.a} = 0.8252$$

Asumimos una eficiencia de 0.8 para aletas:

H) evaluación de resistencia de la ecuación (10).

H.1). resistencia convectiva del refrigerante (utilizando agua natural)

Factor de corrección debido al ensuciamiento

$$R_{CRAN} = \frac{1}{h_{RA} * A_r * 0.7}$$

$$R_{CRAN} = \frac{1}{3858.19 * 0.9186 * 0.7}$$

$$R_{CRAN} = 4.0378 * 10^{-4}$$

H.2). resistencia convectiva del refrigerante (vistony)

$$R_{CRV} = \frac{1}{h_{RA} * A_r * 0.7}$$

$$R_{CRV} = \frac{1}{2851.42 * 0.9186 * 0.7}$$

$$R_{CRV} = 5.4539 * 10^{-4}$$

H.3). resistencia conductiva debido al ambiente.

$$R_{CM} = \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{2 * \pi * L * K}$$

$$R_{CM} = \frac{\ln\left(\frac{3.5}{2.5}\right)}{2 * \pi * 106 * 205}$$

$$R_{CM} = 2.46 * 10^{-6}$$

H.4). resistencia convectiva debido al aire ambiente.

$$R_a = \frac{1}{h_a * A_{FLA} * n_{S.A}}$$

$$R_a = \frac{1}{249.48 * 7.26 * 0.81}$$

$$R_a = 6.8162 * 10^{-4}$$

I). Calor transferido al ambiente de la ecuación (35).

I.1.). calor transferido al ambiente (agua natural)

$$q_{AN} = \frac{T_R - T_a}{\sum R}$$

$$q_{AN} = \frac{84 - 15}{4.0378 * 10^{-4} + 2.46 * 10^{-6} + 6.8162 * 10^{-4}}$$

$$q_{AN} = 63472 \text{ W}$$

I.2.). calor transferido al ambiente (vistony)

$$q_{AN} = \frac{T_R - T_a}{\sum R}$$

$$q_{AN} = \frac{76 - 15}{5.4539 * 10^{-4} + 2.46 * 10^{-6} + 6.8162 * 10^{-4}}$$

$$q_{AN} = 49646 \text{ W}$$

Tabla 20: Calor transferido al ambiente.

PARÁMETRO	UNIDAD	VALOR
RESISTENCIA CONV. REFRI. (AGUA NATURA)	°C/W	1 4.0378 * 10 ⁻⁴
RESISTENCIA CONV. REFRI. (VISTONY 50/50)	°C/W	5.4539 * 10 ⁻⁴
RESISTENCIA POR CONDUCCION	°C/W	2.46 * 10 ⁻⁶
RESISTENCIA CONV. AIRE AMBIENTE	°C/W	6.8162 * 10 ⁻⁴
CALOR TRANSFERIDO (AGUA NATURAL)	W	63472
CALOR TRANSFERIDO (VISTONY 50/50)	W	49646

Elaboración: propia.

Tabla 21: calores evacuados y números adimensionales del sistema de refrigeración calculados en función de las r.p.m.

PARAMETROS	R.P.M.			
	1500	2000	2500	3200
Torque (N.m.)	206	206	206	206
Carga térmica (KW)	36.33	39.87	43.26	48
Flujo masico del aire de refrigeración (kg/s)	3.01	3.3	3.58	3.98
Flujo masico del refrigerante (Kg/S)	1.63	2.18	2.72	3.48
Reynolds para el agua	3265.13	4352.7	5442.8	6967.54
Reynolds para mezcla agua - viston y al 50/50	2648.43	3530.6	4414.8	5651.55
Reynolds para flujo frio - aire	6598	7242.08	7867.9	8717.55
Nusselt para el agua	18.75	23.6	28.23	34.39
Nusselt para mezcla agua Viston y al 50/50	35.37	44.99	53.8	65.56
Coficiente unitario de película aire	2103.12	2648	3166.46	3358.19
Coficiente unitario de película para viston y	1578.95	1957.06	2340.3	2851.42
Coficiente unitario de película del aire	148.89	163.37	224.56	249.48
Calor extraído por el agua (KW)	36.62	41.02	55.18	63.47
calor extraído por mezcla agua - viston y 50/50 (KW)	28.67	33.2	42.82	49.64

Elaboración: propia.

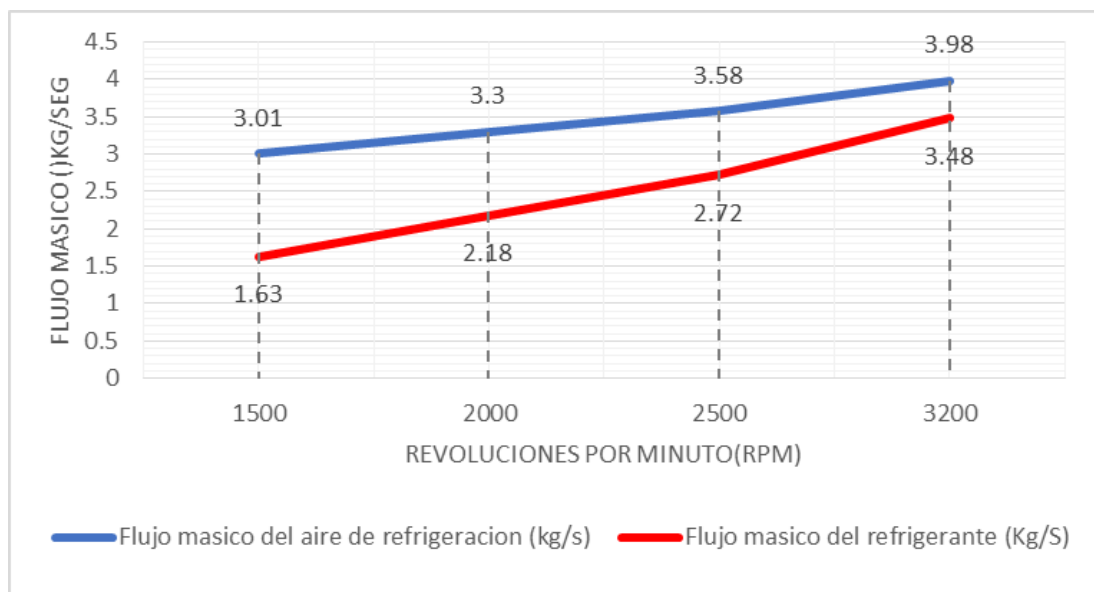


Figura 23: evolución del flujo másico del aire y refrigerante en función de rpm
Elaboración: propia.

En la figura 23 Se muestra la evolución del flujo másico en función a las revoluciones del motor. La tendencia de las gráficas muestra que a mayor potencia aumentan el flujo de aire y refrigerante, debido a que hay una mayor carga térmica a evacuar por el sistema de refrigeración para mantener las temperaturas de operación del motor en el rango indicado.

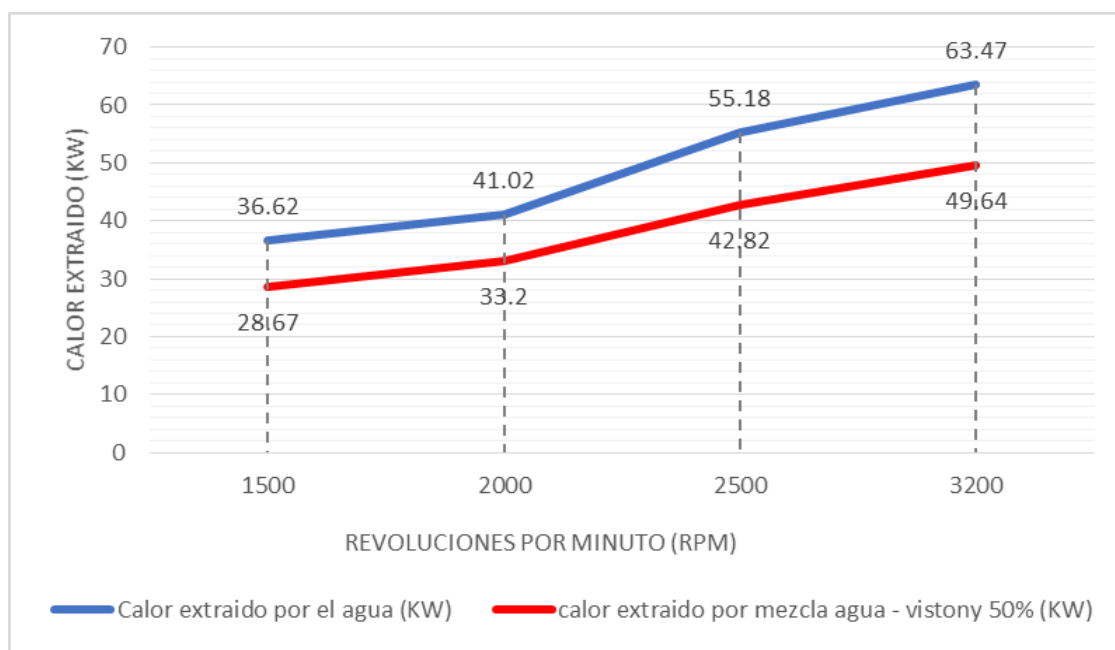


Figura 24: calor extraído por los refrigerantes agua natural y vistony 50/50
Elaboración: propia.

En la figura 24 se muestra que utilizando agua natural como fluido operante en el sistema de refrigeración, extrae mayor calor que el refrigerante vistony 50/50, en un promedio de 10.47 KW, todo esto a que el agua natural posee un coeficiente unitario de películas más elevado que el refrigerante vistony 50/50 (antifreeze/coolant).

Tabla 22: Datos reales obtenidos en la medición de la temperatura “in situ” a la entrada y salida del radiador en el sistema de refrigeración del motor SY1033DFH4, realizado en la empresa Antares Arquitectos SRL. (CUSCO).

agente refrigerante	numero de repeticiones experimentales	promedio de temperatura a la entrada del radiador °C	promedio de temperatura a la Salida del radiador °C
VISTONY 50/50 (coolant/antifreeze)	primera prueba	78	65
	segunda prueba	76	64
	tercera prueba	75	64
AGUA NATURAL	primera prueba	82	52
	segunda prueba	84	50
	tercera prueba	84	51

Elaboración: propia.

En la tabla 22 se muestra los datos de temperatura obtenidos a la entrada y salida del radiador, utilizando como refrigerantes Vistony 50/50 y agua natural, obteniendo temperaturas promedio a la entrada del radiador de 76.3 y 83.3 °C para Vistony 50/50 y agua natural respectivamente. A la salida del radiador las temperaturas obtenidas fueron 64.3 y 51.0 para dichos refrigerantes, observándose cierta diferencia en ambos casos.

Para la comparación del efecto del refrigerante vistony 50/50 (antifreeze/coolant) y el agua natural al obtener los resultados promedio de temperaturas de operación del motor, se evaluó las diferencias estadísticas para lo cual se utilizó el análisis de

varianza (ANOVA) de un diseño completamente al azar (DCA). Asimismo, se realizó la prueba de rango múltiple de Tukey para realizar la prueba de comparación de medias entre los tratamientos.

4.4. ANALISIS DE LA VARIANZA.

4.4.1. TEMPERATURA A LA ENTRADA DEL RADIADOR.

Tabla 23: Análisis de Varianza del análisis térmico a la entrada del radiador

VARIABLE	N	R ²	R ² AJ	CV
TEMPERATURA A LA ENTRADA	6	0,91	0,89	1.7

CUADRO DE ANALISIS DE LA VARIANZA (SC TIPO III)					
F.V.	SC	GL	CM	F	P-valor
MODELO	73,50	1	73,50	40,09	0,0032
REFRIGERANTES	73,50	1	73,50	40,09	0,0032
ERROR	7,33	4	1,83		
TOTAL	80,83	5			

TEST: TUKEY ALFA=0,05 DMS=3,06949			
ERROR: 1,8333 GL: 4			
REFRIGERANTES	Medias	n	E.E.
VISTONY 50/50	76,33	3	0,78
AGUA NATURAL	83,33	3	0,78

Medias con una letra común no son significativamente diferentes ($P > 0,05$)

Elaboración: propia.

Los 2 tratamientos (agua natural y vistony 50/50) realizados en la investigación resultaron con diferencia estadística significativa ($F_c=40,09$; $gl=1$; $p<0,0032$), demostrando que ambos agentes refrigerantes tienen comportamiento diferente a la entrada del radiador. Teniendo en cuenta la significancia de la prueba de análisis de varianza, la prueba de tukey resulto que pertenecen a grupos diferentes (Tabla 23).

4.4.2. TEMPERATURA A LA SALIDA DEL RADIADOR

Tabla 24: Análisis de Varianza del análisis térmico a la salida del radiador

VARIABLE	N	R ²	R ² AJ	CV
TEMPERATURA A LA SALIDA	6	0,99	0,99	1.42

CUADRO DE ANALISIS DE LA VARIANZA (SC TIPO III)					
F.V.	SC	GL	CM	F	P-valor
MODELO	266,67	1	266,67	400,00	<0,000
REFRIGERAN TES	266,67	1	266,67	400,00	<0,000
ERROR	2,67	4	0,67		
TOTAL	269,33	5			

TEST: TUKEY ALFA=0,05 DMS=1,85097

ERROR: 0,6667 GL: 4				
REFRIGERANTES	Medias	n	E.E.	
VISTONY 50/50	51,00	3	0,47	A
AGUA NATURAL	64,33	3	0,47	B

Medias con una letra común no son significativamente diferentes ($p > 0,05$)

Elaboración: propia.

Los 2 tratamientos (agua natural y vistony 50/50) realizados en la investigación resultaron con diferencia estadística significativa ($F_c=400,00$; $g_l=1$; $p<0,0001$), demostrando que ambos agentes refrigerantes tienen comportamiento diferente a la salida del radiador. Teniendo en cuenta la significancia de la prueba de análisis de varianza, la prueba de tukey resulto que realmente pertenecen a grupos diferentes (Tabla 24).

En el estudio realizado por Gómez y Llanos 2012. Obtuvieron temperaturas de medición a la entrada del radiador de $100\text{ }^\circ\text{C}$, y $65\text{ }^\circ\text{C}$ a la salida del mismo, utilizando agua natural en el sistema de refrigeración del motor Tico F8C marca DAEWOO, mientras que para el refrigerante al 33% obtuvieron temperaturas de $90\text{ }^\circ\text{C}$ a la entrada y $80\text{ }^\circ\text{C}$ a la salida de dicho motor, estos resultados se asemejan a los obtenidos por esta investigación, en donde el agua extrae mayor calor en comparación con el refrigerante vistony 50/50.

Según la correlación de Lahvic (Ecuación 17) el calor que debe evacuar el motor SY1033DFH es 48 KW, sin embargo el calor evacuado por dicho motor, utilizando agua natural es 63 KW, mientras que al utilizar refrigerante Vistony 50/50 es 49 KW, por lo expuesto el agua natural está sobrepasando el límite aproximado de calor que debería evacuar, haciendo una diferencia entre el refrigerante Vistony en un promedio de 10.47 KW, todo esto se debe a que el agua natural posee un coeficiente unitario de películas más elevado que el refrigerante vistony 50/50, por ende esto puede causar efectos negativos en el motor.

4.5. INFLUENCIA DEL AGENTE REFRIGERANTE EN EL RENDIMIENTO Y EFECTOS EN EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA SY1033DFH4.

Tabla 25: Evaluación del porcentaje de corrosión utilizando agua natural y refrigerante Vistony 50/50 en el sistema de refrigeración del motor SY1033DFH4.

AGENTE REFRIGERANTE	NUMERO DE INSPECCIONES	PORCENTAJE DE CORROCIÓN (%)
VISTONY 50/50 (ANTIFREEZE/COLANT)	Primera inspección	1 %
	Segunda inspección	1.5 %
	Tercera inspección	2 %
AGUA NATURAL	Primera inspección	5 %
	Segunda inspección	9 %
	Tercera inspección	15 %

Elaboración: propia.

En la tabla 25, se muestra el porcentaje de corrosión causado por la utilización de agua natural y refrigerante vistony en el sistema de refrigeración del motor SY1033DFH4, siendo el porcentaje de corrosión para este último un promedio de 1.5 % y para el agua natural un promedio de 9.7 % de corrosión, observando así cierta diferencia, la cual se demostrará estadísticamente con el análisis de varianza que se muestra a continuación.

Los tratamientos (agua natural y vistony 50/50) realizados en la investigación, resultaron con diferencia estadística significativa ($F_c=7,8$; $gl=1$; $p<0,0490$), demostrando así que ambos agentes refrigerantes tienen comportamiento diferente en cuanto al porcentaje de corrosión. Teniendo en cuenta la significancia de la prueba de análisis de varianza, la prueba de tukey resulto que el agua natural posee mayor porcentaje de corrosión con respecto al refrigerante vistony50/50 (Tabla 26).

ANALISIS DE VARIANZA.

Tabla 26: análisis de varianza de la influencia de los agentes refrigerantes en la corrosión del sistema de refrigeración.

VARIABLE	N	R ²	R ² AJ	CV
CORROSION (%)	6	0,66	0,58	64. 06

CUADRO DE ANALISIS DE LA VARIANZA (SC TIPO III)

F.V.	SC	GL	CM	F	P-valor
MODELO	100, 04	1	100 ,04	7,82	0,0490
REFRIGERANTES	100, 04	1	100 ,04	7,82	0,0490
ERROR	51,1 7	4	12, 79		
TOTAL		5			
	151,21				

TEST: TUKEY ALFA=0,05 DMS=8,10791

ERROR: 12.7917 GL: 4

REFRIGERANTES	Media	E	
	s	.E.	
AGUA NATURAL	9,67	2 ,06	A
VISTONY 50/50	1,50	2 ,06	B

Medias con una letra común no son significativamente diferentes ($p > 0,05$)

Elaboración: propia.

Según Doyle (2007), el metal más común usado en sistemas de refrigeración del motores modernos es el aluminio, un inconveniente de utilizar componentes de aluminio es que el metal es sensible a la reacción química que causa la corrosión. Por otro lado Widman (2010), el uso del agua sola en el sistema de refrigeracion es la peor

posible, ya que el agua actúa como electrolito entre el sitio anódico y el área catódica, causando corrosión, esta corrosión ocurre más donde hay diferencia de presiones y la tendencia de formar cavitación, el resultado es una restricción en el flujo, una reducida transferencia de calor, un tapado del radiador con residuos metálicos y el sobrecalentamiento del motor.

Según Fleetguard (2008), el refrigerante consiste en 48 % de agua de buena calidad, 48% de glicol y 4% de aditivos refrigerantes suplementarios, mientras el agua corriente siempre es ligeramente calcárea debido a minerales como el calcio, magnesio, etc. El efecto negativo de la cal en el agua se produce en los puntos más calientes del motor, tal como se produce al hacer hervir agua en un resipiente, estos puntos calientes son las camisas y culatas. Cuando se sabe que 1 mm de cal tiene el mismo efecto aislante que 75mm de hierro fundido, es evidente que los depósitos de cal son una barrera importante, y que el calor no se pueda disipar con facilidad en la cámara de combustión del motor. Los resultados son: anillos de pistón desgastados, un consumo de aceite más elevado y en el peor de los casos la avería total del motor.

Por todo lo expuesto las fuentes bibliográficas revisadas corroboran a los resultados obtenidos en esta investigación. Para culminar se recomienda utilizar refrigerante Vistony 50/50, para evitar gastos mayores a mediano y largo plazo.

CONCLUSIONES

PRIMERO: Las diferencias de extracción de calor en el sistema de refrigeración, utilizando como refrigerantes agua natural y vistony 50/50 (antifreeze/coolant) es de 7.9 KW a bajas revoluciones y 13.8 KW a altas revoluciones. Por lo que se concluye que la diferencia se va incrementando de acuerdo a la velocidad de giro del motor, el uso del refrigerante Vistony 50/50 (antifreeze/coolant) es favorable respecto al uso del agua natural, debido al mejor aprovechamiento del calor, obteniendo una diferencia promedio en potencia de 10.47 KW. Estas diferencias se demostraron con el análisis estadístico (ANOVA), el cual resulto que la diferencia es estadísticamente significativa con ($F_c=40,09$; $gl=1$; $p<0,0032$) y ($F_c=400,00$; $gl=1$; $p<0,0001$) a la entrada y salida del radiador respectivamente.

SEGUNDO: El agua natural tanto como el refrigerante Vistony 50/50 son agentes refrigerantes sin embargo, uno de ellos es más perjudicial en comparación al otro, el agua natural resulta dañino para el sistema de refrigeración, ya que causa daños como es la corrosión, posteriormente obstrucción de los conductos, además que el punto de ebullición del refrigerante vistony 50/50 en el motor se acerca a los 137 °C, mientras que el punto de ebullición del agua es de 100 °C. En tanto que en climas fríos el refrigerante vistony 50/50 tiene la cualidad de soportar hasta -37° antes de congelarse, situación que no pasa por debajo del 0 °C con el agua. Estas diferencias se demostraron con el análisis estadístico (ANOVA), el cual resulto que la diferencia es estadísticamente significativa con ($F_c=7,8$; $gl=1$; $p<0,0490$).

RECOMENDACIONES

PRIMERO: Se recomienda el estudio y análisis térmico del sistema de refrigeración utilizando diferentes concentraciones del refrigerante que existe en el mercado.

SEGUNDO: Para obtener valores con mayor precisión se recomienda realizar estudios multidimensionales con apoyo de un software debido a que su principio se basa en la primera ley de la termodinámica.

TERCERO: Se recomienda a futuro, determinar si la utilización de estos agentes refrigerantes influye en el consumo de combustible en el motor de combustión interna.

CUARTO: Se recomienda Evaluar la emisión de gases contaminantes del motor de combustión interna, utilizando en el sistema de refrigeración agua natural y refrigerante vistony.

REFERENCIAS

- Carranza y Romero (2007). Evaluación térmica de un radiador. Universidad Tecnológica de Pereira. Colombia.
- Gómez R., Llanos L. (2012). Análisis termofluido del sistema de refrigeración que utiliza agua natural como sustituto de refrigerante y sus efectos en el rendimiento de un motor de combustión interna. Tesis de grado. Ingeniería Mecánica. Universidad Cesar Vallejo.
- Holman J. (1998). Transferencia de calor. 8va ed. Mac Graw Hill. España.
- INCROPERA Frank, (1999). Fundamento de Transferencia de Calor. 4tha Edición, Prentice Hall, México.
- Jóvaj M. (1982). Motores de Automóvil, Editorial Mir, Rusia.
- Kindler H., Kinast H. (1984). GTZ. Matemática aplicada para técnica del automóvil. 8va Edición, editorial reverté. Alemania.
- Lahvic T. (1986). Investigación of engine heat rejection. (Citado por Romero Piedrahita).
- Martinez A. (2007). Motores de combustión interna. España.
- Mataix C. (1982). Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas. 2da ed. Editorial Mexicana. México.
- Ministerio de Transportes y Comunicaciones. (2015). Anuario Estadístico. Lima: SOLIANY.
- Romero C. (2009). Contribución al conocimiento del comportamiento térmico y la gestión térmica de los motores de combustión interna alternativos. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia. España.
- W. M. Kays and A. L. London, "Compact Heat Exchangers", 3tha edition, 1984.

PAGINAS WEB.

Doyle, D. (15 de Julio de 2017). *Los Componentes de Aluminio en Sistemas de*

Refrigeración del Motor Diésel. Obtenido de Tribology:

http://esource.alstribology.com/se028_082016/Componentes%20de%20Aluminio%20en%20Sistemas%20de%20Refrigeraci%C3%B3n%20del%20Motor%20Di%C3%A9sel.html

Vistony. (15 de junio de 2017). *Refrigerantes*. Obtenido de antifreeze/coolant 50%:

http://www.vistony.com/productos-industriales/images/vistony/hoja_tecnica/pdf/aceite/refrigerantes/antifreeze_coolant_concentrado_50.pdf

Widman, R. (15 de Agosto de 2010). *La vida util del motor - refrigeracion*. Obtenido de

www.mantenimientomundial.com/sites/mm/notas/bo1.pdf

(Widman, 2010)Fleetguard. (15 de Julio de 2008). *Cummins*. Obtenido de

https://catalog-stg.cummins.com/pdfs/product_lit/emea_brochures/LT33020-ES.pdf

ANEXOS

ANEXO A: Ficha técnica del termómetro AZT utilizado en las pruebas experimentales de medición de temperatura de refrigerante.



Termómetro Bimetálico

8303022200

DESCRIPCIÓN:

Los termómetros de esta serie son adecuados para el uso en tubería, depósitos, instalaciones y máquinas.

El bulbo y la caja son de acero inoxidable. Para optimizar la adaptación al proceso disponemos de varias longitudes de montaje y conexiones a proceso. La protección IP 65 y el líquido de relleno permiten el uso también en aplicaciones de elevadas vibraciones.

Las dimensiones en pulgadas están fabricadas especialmente para los mercados de ámbito norteamericano con unidades imperiales.

Conexiones

Diseño estándar (conexión roscada, fija) ¹⁾

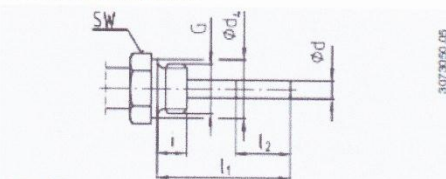
Conexión fija: 1/4 NPT, 1/2 NPT, G 1/4 B, G 1/2 B

Longitud de montaje l₁ = 2.5", 4", 6", 9", 12", 15", 18", 24"

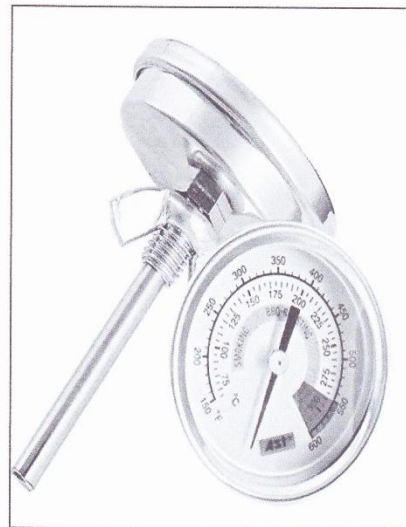
l₁ = 63, 100, 150, 225, 305, 380, 455, 610 mm

Diámetro nominal DN	Conexión a proceso		Dimensiones en mm			
	G	i	SW	d ₄	Ø d	
3", 5"	1/4 NPT	15	17	-	8	
	1/2 NPT	19	22	-	8	
	G 1/4 B	12	22	18	8	
	G 1/2 B	14	27	26	8	

¹⁾ No en la versión giratoria y orientable



Leyenda:
 G Rosca macho
 i Longitud de rosca
 Ø d₄ Diámetro del resalte de obturación
 SW Ancho de llave
 Ø d Diámetro del bulbo
 l₂ Longitud activa



ESPECIFICACIONES

- Rango: 0 + 200 °C
- Precisión: + 2% rango total
- Subdivisión: 5 °C
- Diámetro dial: 2"
- Largo bulbo: 2 1/2"
- Diámetro bulbo: 6,35
- Hilo: 1/4 NPT
- Material Hilo: acero inoxidable SS304
- Material Bulbo: acero inoxidable SS304



Otras homologaciones véase página 5

ANEXO B: Material fotográfico del experimento de medición de temperaturas del refrigerante del motor SY1033DFH4.



*Foto N° 01: sistema de medición instalado.
Elaboración: propia.*



*Foto N° 02: lectura del termómetro a la entrada del radiador Motor en proceso de calentamiento. Utilizando agua Como refrigerante
Elaboración: propia.*

ANEXO C: Efectos de corrosión por el uso de agua natural



Foto N° 03: Corrosión en el componente de la bomba de agua al utilizar agua natural

Elaboración: propia.



Foto N° 04: Corrosión en la tapa de radiador al utilizar agua natural

Elaboración: propia.

ANEXO D: Ficha técnica del refrigerante vistory 50/50 (antifreeze/coolant).



ANTIFREEZE/COOLANT

COOLANT ANTIFREEZE desarrollado con la tecnología HOAT (Hybrid Organic Acid Technology) de ácidos orgánicos que inhiben la corrosión de todo tipo de metales en el sistema de refrigeración; especialmente el aluminio.

Cumple con las normas ASTM de protección y rendimiento. Posee una fórmula súper concentrada que previene el congelamiento del agua en climas fríos y previene el sobrecalentamiento del motor debido a su alto punto de ebullición. Es compatible con cualquier tipo de anticongelante/refrigerante sin importar el tipo de color.

APLICACIONES
Se recomienda para todas las marcas y modelos de autos y camionetas de servicio ligero; así como vehículos de transporte de pasajeros, pesado y maquinaria tales como tractores, generadores estacionarios de energía, etc.

PROPIEDADES

- Posee excelente capacidad anticongelante a muy bajas temperaturas.
- Minimiza el consumo de agua al elevar su punto de ebullición en altas temperaturas.
- Evita la formación de espuma y la degradación del agua del radiador.
- Protege contra la corrosión de los metales que se encuentran en el sistema de enfriamiento como son
- Hierro, Aluminio y otros metales como el cobre, bronce, latón, acero y hierro fundido.
- No ataca a las mangueras de jebes ni a los elementos de plástico.
- Excelente protección al aluminio que se encuentra en l bombas de agua, culatas de motores y en ciertos radiadores.
- Libres de Fosfatos, aminas y silicatos.

RECOMENDACIONES

- Verificar el nivel de fluido cada 7 días.
- Verifique fugas en el sistema de enfriamiento.
- Controle el funcionamiento del termostato para optimizar el sistema de enfriamiento.
- En caso de que el nivel de refrigerante este bajo, agregar el mismo producto.

SALUD Y SEGURIDAD
Dañino o fatal si es ingerido o inhalado. En caso de ingerir no induzca al vomito. Lávese con agua y jabón después de manipular el producto, de presentarse irritación acuda al médico. Mayor información solicite la hoja de seguridad de producto.

CARACTERÍSTICAS TÍPICAS

PROPIEDAD	MÉTODO	CARACTERÍSTICAS TÍPICAS
Color	VISUAL ASTM	Verde Fosforescente/Rojo
Gravedad Específica	D-4052	1.05 - 1.2
Punto de Ebullición, solución al 50%, 9C (°F) min.(*)	ASTM D-1120	129 (264)
Punto de congelamiento, sol. al 50%, 9C (°F) max.	ASTM D-1177	-37 (-34)
PH (Solución al 50%)	ASTM D-1287	7 - 10
Punto de inflamación, solución al 70%, 9C	ASTM D-92	Ninguna

Misible en agua










ANEXO E: Propiedades físicas del agua en función de la temperatura.

Temperatura T (°C)	Densidad ρ agua (Kg/m ²)	Calor específico Cp (J/Kg.K)	Viscosidad μ (Pa.S)	Tension superficial σ agua
0	999.8	421.76	1793 x 10 ³	0.07664
5	1000			
10	999.7	419.21	1307 x 10 ³	0.07423
15	999.1			
20	998.2	418.18	1002 x 10 ³	0.07275
25	997			
30	995.6	417.84	797.7 x 10 ³	0.0712
35	994.1			
40	992.2	417.85	653.2 x 10 ³	0.0696
45	990.2			
50	988.1	418.05	547.0 x 10 ³	0.06794
55	985.7			
60	983.2	418.43	466.5x 10 ³	0.06624
65	980.6			
70	977.8	418.95	404.0 x 10 ³	0.06447
75	974.9			
80	971.8	419.63	354.4 x 10 ³	0.06267
85				
90	965.3	420.5	314.5 x 10 ³	0.0608
95				
100	958.4	421.59	281.8 x 10 ³	0.05891

Fuente: (Rueda, 2013)

Color	incolora
Punto de ebullición	84°C
Punto de congelamiento	0°C
Cloruro	250 ppm
Sulfatos	250 ppm
Dureza	377.2 ppm
PH	6.5 – 8.5
Coefficiente de transferencia de calor	2374.44 W/m.K
Conductividad térmica	0.673 W/m ³ °C

Fuente: (EPS SEDACUSCO S.A.)

ANEXO F: Ficha técnica del motor SY1033DFH4.

PICK UP 2.5 TON SY1033DFH4



Camioneta Pick up con baranda rebatible, chasis reforzado, cabina y asientos ergonómicos, calefacción y equipo de sonido.

- Turbo Diésel Intercooler
- Potencia 84 HP
- Torque 206 Nm/2000 RPM
- Dirección Hidráulica
- Placa Pick Up - AI

MOTOR

Marca & Modelo	JIMBEI/SY1033DFH4
Tipo	Turbo Diésel Intercooler
Desplazamiento del motor	2.672 cc.
Nº de cilindros	4 en línea
Potencia máxima	84 Hp / 3.200 rpm - 60 kW / 3.200 rpm
Torque máximo	206nm / 2000 rpm
Tanque de combustible	12 galones
Transmisión	Mecánica de 5 velocidades más una reversa
Ratio de compresión	17:01
Máxima velocidad	90 Km/h
Emisión	Euro II

PERFORMANCE:

Ángulo	20/21
Pasajeros	1 conductor y 2 acompañantes
Máx. gradiente	30%
Colores disponibles	Blanco Azul Rojo

PESOS:

Peso bruto vehicular	3.490 kg
Peso seco	1.500 kg
Capacidad de carga útil	1.990 kg
Carga máxima	2.500 kg

DIMENSIONES: