UNIVERSIDAD INTERNACIONAL

SEK

Facultad de Ingeniería y Ciencias Aplicadas

Maestría en Diseño Industrial y Procesos

Rediseño del disipador de calor del motor del bus articulado Mercedes Benz 0500,

empleando software de simulación CFD

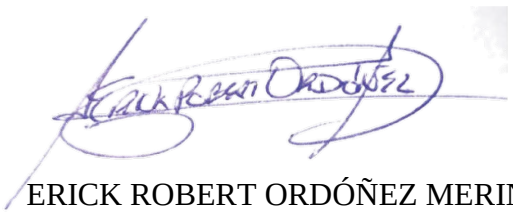
Erick Robert Ordóñez Merino

Notas del autor
Erick Robert Ordóñez Merino, Facultad de Arquitectura e Ingeniería
Universidad Internacional SEK
Director Ing. Jaime Vinicio Molina Osejos Msc.
Cualquier correspondencia a este trabajo dirigirse a:
erordonez.mdin@uisek.edu.ec

Declaración Juramentada

Yo, Erick Robert Ordoñez Merino, con cédula de identidad 171971431-1, declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado a calificación profesional; y que se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración, cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.



ERICK ROBERT ORDÓÑEZ MERINO

CI.: 171971431-1

Índice de contenido

Declaración Juramentada....2
Índice de Figuras 6
Índice de tablas 10
Índice de Ecuaciones 11
Abreviaturas 12
Resumen 13
Abstract 14
Introducción 15
Antecedentes 15
Planteamiento del problema 16
Justificación 19
Hipótesis....20
Estado del Arte 22
Importancia del sistema de refrigeración en los MCI 22
Temperatura de Motor. 22
Métodos de transferencia de calor 27
Sistema de refrigeración en los MCI....30
Enfriamiento por aire al MCI....33
Circulación del flujo de aire....35
Aerodinámica 38
Número de Mach.....41
Entradas/tomas de aire. 39
Dinámica de Fluidos Computacional en sistemas de refrigeración del MCI....41
Ingeniería asistida por ordenador (CAE). 42

Método De Elementos Finitos.....43
Características y tipo de mallado. 44
Flujo laminar y flujo turbulento 46
Número de Reynolds.....47
Capa Límite.....47
Metodología 49
Tipo de Investigación.....50
Método De Investigación 51
Cualitativa 52
Cuantitativa. 52
Tipo De Estudio 52
Técnicas De Instrumentación.....52
Tamaño de la muestra 54
Materiales y Equipos.....56
Datos del vehículo.....56
Habitáculo del motor.....58
Instrumentación al vehículo de prueba 59
Matriz de datos.....61
Rediseño del disipador de calor 67
Diseño de entradas y salidas del aire 68
Disipación de calor.....75
Elección de software 77
Simulación numérica.....77
Introducción numérica 77
Ecuaciones gobernantes 78

Pre -proceso....80
Definición de las condiciones de frontera.....80
Identificación de las condiciones de frontera.....81
Generación de malla....82
Proceso.....84
Resultados 85
Análisis CDF....85
Velocidad del fluido....86
Temperatura 86
Presión en el volumen del habitáculo 87
Simulación CFD 2....88
Velocidad del fluido....88
Temperatura del fluido....89
Simulacion CDF3....91
Temperatura del fluido a Tmotor 107°C....91
Temperatura del fluido a T motor 107°C con entradas de aire....92
Convergencia....94
Validación 95
Análisis de resultados....104
Conclusiones 108
Recomendaciones....109
Referencias ……111
Anexos ……121

Índice de Figuras

Figura 1. Tipo de fallas de la Flota Mb. 19

Figura 2. Cadena de la energía en un MCI. 23

Figura 3. Esquema de la distribución de la energía del combustible en un vehículo de MCI (las proporciones de las componentes variarán dependiendo del tipo de vehículo y de las condiciones de operación). 24

Figura 4. Ciclo Teórico Dual, Presión -Volumen 25

Figura 5. Transferencia de calor por convección 28

Figura 6. Composición general de un sistema de enfriamiento. 31

Figura 7. Sistema de enfriamiento automotriz. 32

Figura 8. Cilindro de motor con aletas de enfriamiento. 33

Figura 9. Motor de combustión Interna VW Escarabajo refrigerado por aire. 35

Figura 10. Chevrolet Corvette C7 Syingray 2014. Salida de aire del capó....36

Figura 11. Vector de velocidad en el plano central a través del radiador -ventilador a velocidad de autopista a través de la persiana delantera. 37

Figura 12. Ecuación de continuidad fluidos....38

Figura 13. Refrigeración de motor. 39

Figura 14. Entradas de aire al motor Ferrari Testarossa....40

Figura 15. Entrada de aire lateral de ventilación Carrocería Marcopolo. 40

Figura 16. Líneas de flujo en CFD....43

Figura 17. a) Modelo CAD de un Camión, b) Mallado del fluido y c) Túnel de viento figura encapsulado....45

Figura 18. Flujo Laminar – Flujo en Transición- Flujo Turbulento....46

Figura 19. Esquema del proceso general de la metodología....50

Figura 20. Diagrama Diseño de Experimentos (DOE)....51

Figura 21. Datalogger....53
Figura 22. Recorrido del Bus Articulado Mb O500. Desde Estación Rio Coca – Playón de la Marín....55
Figura 23. Ruta Playón de la Marín- Estación Rio Coca 55
Figura 24. Dibujo del Bus Articulado Mercedes Benz O500....57
Figura 25. Bus articula Mercedes Benz O500 lado derecho. 58
Figura 26. Habitáculo del motor....58
Figura 27. Instalación del Datalogger habitáculo del motor 59
Figura 28. Instalación del Datalogger funcionando. 59
Figura 29. Panel de Instrumentación bus articulado Mb O-500. Indicador de temperatura del motor....60
Figura 30. Velocímetro del bus MB O500 60
Figura 31. Esquema CAD del habitáculo del sin el motor....66
Figura 32. Esquema de Ingreso de aire hacia el habitáculo. Lado izquierdo imagen real y lado derecho esquema en CAD 67
Figura 33. Ducto de salida. Vista frontal del habitáculo en CAD.....68
Figura 34. Rediseño de la tapa posterior del habitáculo....69
Figura 35. Ancho de la carrocería con las entradas de aire....70
Figura 36. Entradas de aire (Inlet). Con el efecto Venturi 71
Figura 37. Disposición de entradas de aire al habitáculo....72
Figura 38. Disposición de persiana delanteras hacia el radiador. 74
Figura 39. Angulo de entre el gradiente de temperatura y el vector velocidad.....75
Figura 40. Gradiente de temperatura ∇T- Vector velocidad U del Motor del Mb-O500 76

Figura 41. Propuesta Gradiente de temperatura ∇T- Vector velocidad U del Motor del Mb-O500 77

Figura 42. A. Diseño del habitáculo del motor con entradas de aire. B. Diseño actual del habitáculo.....80

Figura 43. Geometría del volumen.....81

Figura 44. Mallado del habitáculo.....82

Figura 45. Velocidad de Fluido.....86

Figura 46. Temperatura.....86

Figura 47. Contorno de Temperaturas en el Habitáculo del Motor.....87

Figura 48. Presión en el volumen del habitáculo. 87

Figura 49. Velocidad del fluido con las entradas de aire 88

Figura 50. Velocidad del rediseño vista superior plano XZ.....89

Figura 51. Temperatura del Fluido con entradas de aire en el volumen del habitáculo 89

Figura 52. Contorno de Temperatura con entradas de aire. 90

Figura 53. Presion ejercida en habitaculo del motor con las entradas de aire.....91

Figura 54. Temperatura del Fluido del volumen del habitáculo T motor 107°C 91

Figura 55. Plano de contorno de la Temperatura del volumen del habitáculo en el plano a T motor 107 92

Figura 56. Temperatura del fluido en el habitáculo del motor a T motor 107°C.....92

Figura 57. Plano de contorno de la Temperatura del fluido en el habitáculo del motor a Tmotor 107°C. 93

Figura 58. Grafica de Convergencia.....94

Figura 59. Esquema de del habitáculo y motor para calculo Q_{conv} 95

Figura 60. Ecuaciones en el software EES.....99

Figura 61. Grafica Q_{conv} vs Velocidad del automotor. 101

Figura 62. Temperaturas Plano XZ corte a vista superior A. Diseño actual y B. Rediseño propuesto. 102

Figura 63. Velocidades Plano XZ corte a vista superior A. Diseño actual y B. Rediseño propuesto. 103

Figura 64. Graficas de velocidad A. diseño original. B. Rediseño propuesto.....105

Figura 65. Graficas de temperaturas A Rediseño propuesto y B Diseño actual 105

Figura 66. Grafica de parametrización de experimentos en ANSYS.....106

Figura 67. Grafica Comportamiento de temperatura vehículo sin carga 107

Figura 68. Grafica Comportamiento de temperatura vehículo sin carga 107

Índice de tablas

Tabla 1 *Hoja de datos Datalogger* 53

Tabla 2 *Unidades no disponobles flota MB O500* 54

Tabla 3 *Especificaciones tecnicas del Bus articulado Mercedes Benz O500* 56

Tabla 4 *Muetra de temperaturas vehiculo 1 sin carga* 61

Tabla 5 *Muetra de temperaturas vehiculo 2 con usuarios* 62

Tabla 6 *Datos con vehiculo que reporta alta temperatura* 63

Tabla 7 *Tabla de velocidades* 64

Tabla 8 *Parametros del aire Quito* 65

Tabla 9 *Valore promedios ciclo de trabajo típicos del automotor* 65

Tabla 10 *Propiedades de los materiales aislantes* 66

Tabla 11 *Dimnesiones permitidas para vehiclos pesados en el Ecuador* 69

Tabla 12 *Reynold a diferentes velocidades* 77

Tabla 13 *Condiciones de contorno en la geometria* 81

Tabla 14 *Parametros del mallado* 83

Tabla 15 *Datos estadistico de la mallada obtenido* 83

Tabla 16 *Velocidades y Temperaturas en condiciones tipicas* 85

Tabla 17 *Temperatura criticas* 91

Tabla 18 *Parametrizacion de Ansys a diferentes velocidades* 93

Tabla 19 *Parametrizacion a diferentes velocidades para la taza de Transferencia de Calor* 100

Índice de Ecuaciones

Ecuación 1. Flujo de calor 26

Ecuación 2. Ley de Fourier de la conducción de calor 26

Ecuación 3. Razón de transferencia de calor por convección 26

Ecuación 4. Numero de Nussel 28

Ecuación 5. El número de Nusselt proporcional a la transferencia de calor por convección. 28

Ecuación 6. Numero de Prandlt 29

Ecuación 7. Integral adimensional 29

Ecuación 8. La ley de Newton de enfriamiento. 34

Ecuación 9. De continuidad 38

Ecuación 10. De continuidad flujo incompresible 38

Ecuación 11. Numero de Match 41

Ecuación 12. número de Reynolds 47

Ecuación 13. Área del rectángulo 71

Ecuación 14. Caudal 73

Ecuación 15. Navier Stokes 78

Ecuación 16. Navier Stokes de Reynold (RANS) 78

Ecuación 17. Conservación energía Reynold. 79

Ecuación 18. Gas Ideal 79

Ecuación 19. Energía cinética turbulenta 79

Ecuación 20. Viscosidad Eddy 79

Ecuación 21. La temperatura de película 95

Abreviaturas

CAD	Diseño asistido por computador (siglas en inglés).
CAE	Ingeniería asistida por computador (siglas en inglés).
CFD	Dinámica de fluidos computacional (siglas en inglés).
DOE	Diseño de experimentos.
EES	Solucionador de ecuaciones de ingeniería (siglas en inglés).
EPMTPQ	Empresa pública metropolitana de transporte de pasajeros Quito.
FSP	Principio de sinergia de campo (siglas en inglés).
INEN	Servicio ecuatoriano de normalización.
INLET	Entradas de aire.
MB	Bus Mercedes Benz.
MCI	Motor de combustión interna.
ms.n.m.	Metros sobre el nivel del mar.
MTOP	Ministerio de transporte y obras públicas.
Nu	Número de Nusselt.
Pr	Número de Prandt.
Re	Número de Reynolds.
SRM	Sistema de refrigeración del motor.

Resumen

Los buses de servicio urbano poseen algunas características inherentes como baja velocidad y alta carga, por tanto, rechazo de trabajo útil, esto significa alta temperatura del aire circundante en el habitáculo del motor, esto podría ocasionar daños por sobrecalentamiento al MCI (motor de combustión interna). Por lo que la ingeniería trata de dar mejoras con el mantenimiento, control y cuidado de los motores, puesto que son el corazón de la máquina.

De tal manera el objetivo del estudio es mejorar la forma de disipar el calor del motor bus articulado Mb O500 de la ciudad de Quito, mediante la dinámica de fluidos (CFD) que es una herramienta CAE que permite visualizar, evaluar y mejorar los diseños de fluidos así mismo la transferencia de calor, que de forma experimental son difíciles de analizar.

En base a lo acotado, el estudio inicia con la muestra de la temperatura actual del motor y de del habitáculo medidos por sensores y Datalogger. Luego se analiza un modelo CAD simplificado del habitáculo con todos los elementos que forman el motor. Después, se realiza las simulaciones en CFD con los parámetros obtenidos y medidos, con esto se muestra el flujo de aire, así como su disipación de calor. Finalmente se simula con un nuevo esquema de diseño de refrigeración al habitáculo del motor.

Al final, los resultados se los realiza en el módulo FLUENT de ANSYS el cual muestran la trayectoria del fluido, la velocidad del aire y las temperaturas, finalmente se compara los diseños. En síntesis, el presente trabajo presenta un estudio de eficiencia y mejora de temperaturas en el habitáculo para evitar el recalentamiento en los motores de los buses articulados Mercedes Benz 0500.

Palabras claves: CFD, habitáculo del Motor, Flujo de aire, disipación de calor.

Abstract

City service buses have some inherent characteristics such as low speed, high load, and rejection of useful work, this means high temperature of the surrounding air in the engine compartment, in addition this could cause overheating damage to the IC engine. So, engineering tries to give improvements in the maintenance, control, and care of the motors, since they are the heart of the machine.

In this way, the objective of the study is to improve the way of dissipating the heat of the articulated bus motor Mb O500 of the city of Quito, through fluid dynamics (CFD), which is a CAE tool that allows to visualize, evaluate, and improve the designs of fluids and heat transfer, which are experimentally difficult to analyze.

The study begins with the sample of the current temperature of the engine and the passenger compartment measured by sensors and Datalogger. A simplified CAD model of the passenger compartment is then analyzed with all the elements that make up the engine. Afterwards, the CFD simulations are carried out with the parameters obtained and measured, with this the air flow is shown, as well as its heat dissipation. Finally, it is simulated with a new design scheme for cooling the engine compartment.

Then, the results are carried out in the ANSYS FLUENT module which shows the fluid path, the air speed, and the temperatures, finally the designs are compared. In short, the present work presents a study of efficiency and improvement of temperatures in the passenger compartment to avoid overheating in the engines of the Mercedes Benz 0500 articulated buses.

Keywords: CFD, Engine compartment, Air flow, Heat dissipation.

Introducción

Antecedentes

Actualmente en la ciudad de Quito existe la Empresa Metropolitana de Pasajeros Quito que es la encargada de operar y transportar a miles de usuario a diario, dando servicio las 24 horas del día. Cuenta con tres talleres de mantenimiento y cada taller es especializado para diferente flota de bus (EPMTP, 2018).

De este este modo el taller Rio Coca, tiene a cargo el mantenimiento de la flota de buses articulados Mercede Benz serie O500. Estos buses forman parte del servicio de transporte urbano de la ciudad de Quito. Actualmente son 40 buses articulados, dando servicio en 2 corredores; el corredor Rio Coca y corredor Trolebús de la EPMTPQ. El bus articulado Mercedes-Benz O500 tienen la disposición del motor trasera y suspensión 100% neumática. Construidos en Brasil por Daimler-Benz Do Brasil y desde el 2015 fueron adquiridos por la Empresa Pública Metropolitana de Movilidad y Obra Pública (*Chasis O 500 UA – Mercedes-Benz Autobuses*, n.d.; El Telegrafo)

La EPMTPQ para sus indicadores mensuales,

> "Tiene un sistema de información para la toma de decisiones respecto a la optimización de las operaciones, acorde a las necesidades propias del área de mantenimiento de flota de la EPMTPQ, lo que permite estandarizar los procesos de ingreso, entrega, consulta, reporte de repuestos, para los mantenimientos preventivos y correctivos" (EPMTPQ, 2018 pag 29)

La temperatura alta de motor, según los indicadores de mantenimiento (Anexos) es uno de sus principales mayores números de incidencias reportados.

Llanes-Cedeño et al., (2019) señala, que la elevación de temperatura del motor diésel, produce un mayor deterioro y desgaste, a los componentes mecánicos. Y como consecuencia a la elevada temperatura alta de motor, genera gastos de recursos económicos, tanto en el

personal de mantenimiento como en repuestos y sobre todo afecta la operatividad del servicio de transporte público.

El aumento de temperatura del motor, se puede dar por los siguientes motivos, bajo nivel de aceite en el motor, falta de refrigerante en el sistema de enfriamiento (tanque de expansión), termostato dañado, problema en la caja de velocidades, ventilador no funciona, problemas con radiador sucio o tapa en mal estado, bomba de agua averiada, empaques de la culata sopladas, motor trabajando con mescla pobre de combustible, fisura en la culata o el monoblock y perdida de refrigerante por alguna parte del sistema de enfriamiento ya sea mangueras, radiador, bomba, etc.

Planteamiento del problema

Un bus con motor montado en la parte trasera tiene las ventajas de ser menor ruidoso, alto rendimiento de confort, alta eficiencia mecánica y facilidades en mantenimientos. Por esta razón, para mejorar la comodidad del transporte público urbano, cada vez más autobuses utilizan el motor en disposición trasera. Sin embargo, existen algunos problemas como alta temperatura del refrigerante y sobrecalentamiento del motor. Después de todo esos problemas tienen un impacto negativo en la vida útil del motor. La razón principal se debe a la disipación de calor es menos eficiente, esto se debe a que no hay viento de frente que fluya hacia el sistema de enfriamiento del motor, y la refrigeración del aire en estos tipos de buses proviene principalmente de una rejilla lateral y de la acción de bombeo del ventilador (Hao et al., 2018).

El habitáculo del bus articulado Mb O500 alberga al MCI diésel, al sistema de refrigeración, al compresor, el colector de escape y otras fuentes de calor, a su vez todas las paredes en su interior se encuentran forrado por una espuma de poliuretano con un espesor de 5 cm, y un cubre polvos inferior (tapa cubre motor ,parte inferior), esto podría considerarse como un sistema adiabático (no permite escapar calor).Y con el motor trabajando la mayor

parte del tiempo en condiciones de baja velocidad y alta carga por consiguiente genera demasiado calor adicional y por supuesto el recalentamiento de motor.

Asimismo el rendimiento del motor disminuye con la altitud de la ciudad, esto debido principalmente a que la presión en el cilindro es menor a lo largo de todo el ciclo del motor (Lapuerta et al., 2006). Igualmente, la altitud sobre el nivel del mar y los parámetros atmosféricos que ejerce efectos sobre la presión, produciendo perdida de potencia. (Harari & Sher, 1993).

Tomando en cuenta que una de las causas que afecta a la flota de buses articulados Mercedes Benz serie O500, es el aumento de temperatura según los Indicadores de mantenimiento de la EPMTPQ y del taller Rio Coca. Es decir, genera demasiadas horas en los mantenimientos correctivos y pues en efecto, baja la demanda de buses articulados operativos.

A pesar de que un motor puede subir la temperatura; este dentro de un rango tolerable, pero, cuando supera lo permitido genera problemas. Según Buonocore, (1996) un sobrecalentamiento excesivo del motor provocaría daños irreversibles. De igual manera las altas temperaturas de operación son precursoras de contaminantes. Pero esto podría deberse a un mal funcionamiento del sistema de enfriamiento (C. Romero Piedrahita & Carranza Sánchez, 2007)

Además, la mayoría de las maquinas son probados a las condiciones estándar (nivel del mar), y no se realiza pruebas en ciudades de altitud como son: Quito, Bogotá, La Paz etc. A lo cual, genera una pérdida de rendimiento en la máquina provocando: perdida de potencia, sobrecalentamiento, además, si se añade la irregularidad de la ciudad, todo lo esto hace que el motor sufra las consecuencias de sobre trabajo y una elevada temperatura de motor (Harari & Sher, 1993; Lapuerta et al., 2006).

Romero Piedrahita & Carranza Sánchez, (2007) indican que el rendimiento térmico del motor es ideal operarlo a temperaturas lo más elevadas posible, pero existe una

limitante y son los materiales, a lo cual, no pueden trabajar a demasiada elevación de temperatura. Cabe recalcar que el bus articulado Mb O500 tiene el motor en una disposición trasera y no obtiene un flujo eficiente de aire de refrigeración como sus contrapartes de vehículos con motores delanteros. En efecto, es necesario reducir ese exceso de calor de la forma más eficiente.

Justificación

Dentro de los sistemas de enfriamiento para un motor diésel, existen varios, por lo que, se podría mencionar a los más importantes, entre ellos: el radiador principal, el disipador de calor al aire circundante y el intercambiador de calor, de estos se podrían derivar más subsistemas de enfriamiento (R. Piedrahita et al., 2007).

Por tanto, es importante un sistema de enfriamiento eficaz a todos los componentes que forman el sistema del motor. Tomando en cuenta que el motor se encuentra en habitáculos cerrados (capó), provocando mayor incidencia de flujo calor por convección elevando así a la temperatura más rápido; en el caso del bus articulado Mercedes Benz O500 su motor es de disposición trasera y al ser un vehículo de carga de pasajeros, sumando que el bus trabaja a bajas velocidades y alta carga en la ciudad de Quito (Presión atmosférica de 101000 Pa) tiene una baja en el rendimiento de la máquina, además alrededor del 20 % de averías del sistema del motor son por recalentamiento de motor según los reportes de los indicadores de mantenimiento de la EPMTPQ, convirtiendo en la segundo incidente más reportado después de los sistemas de carrocería. Esto observa en la figura 1.

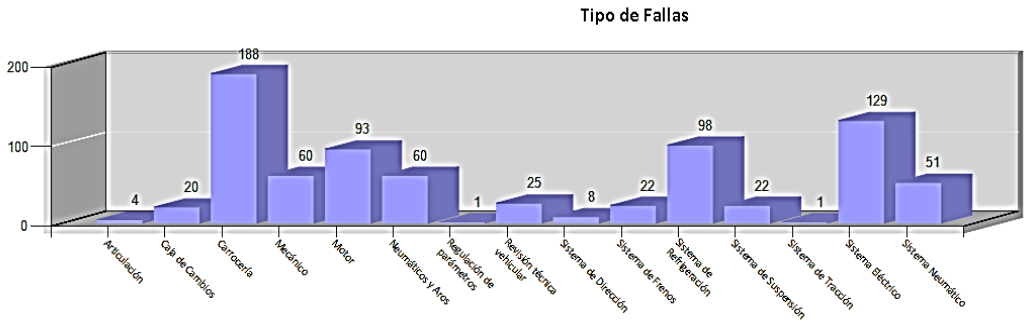


Figura 1. Tipo de fallas de la Flota Mb.

Recuperado. Reporte generado del sistema de mantenimiento de la EPMTPQ de enero a mayo2021

De tal manera es importante encontrar una solución. Y para ello enfriar ese aire redundante caliente generado en el habitáculo del motor es una de tantas soluciones.

Gopinath & Poovazhagan, (2019); Piedrahita et al., (2007) indica que un disipador de calor de un motor se debe evacuar al aire ambiente por radiación y convección natural a través de todas las superficies del motor y por convección forzada en los intercambiadores de calor de flujo cruzado (radiador).

En efecto, este proyecto busca moderar esa temperatura interna generada en el habitáculo del motor y mejorar el sistema de enfriamiento del bus articulado Mercedes Benz O500 de modo que con un diseño que disipe el calor adecuado y enfríe el motor con una ventilación adecuada de forma óptima.

Debido a lo cual el presente proyecto persigue la finalidad de rediseñar, el sistema del disipador de calor del motor del bus articulado Mercedes Benz 0500, empleado software de simulación CFD para la disminución de incidentes del sobrecalentamiento del motor.

Entre los objetivos específicos se tiene

- Estudiar la temperatura dentro del habitáculo que afectan el desempeño del motor, mediante la toma de datos con instrumentos que puedan medir el flujo de calor para el estudio del disipador de calor.
- Diseñar el sistema de disipador de calor, mediante CAD Inventor para la generación de los parámetros a evaluar.
- Analizar el flujo de aire hacia el sistema del motor del bus articulado Mercedes Benz O500, utilizando software especializado CFD para la validación de la propuesta.
- Comparar los disipadores de calor, mediante CFD para el análisis del desempeño.

Hipótesis

Cualquier interrupción del fluido de enfriamiento aire provocará una incorrecta transferencia de calor y un sobrecalentamiento en la parte interna del habitáculo. Además, el

ambiente de alta temperatura calentará el aire mezclado dentro del habitáculo. Todo esto socavará la potencia, el rendimiento del motor y deterioran tanto la economía de combustible como la confiabilidad.

Una de las formas de enfriar el sistema del motor es su disipación de calor, pero al ser diseñado en condiciones normales (sobre el nivel del mar), y no pensado en las ciudades de altitud como la ciudad de Quito que se encuentra 2850 msnm, hace que la forma de disipación que existe actualmente no disipe el calor en su totalidad.

Es así como, se propone mejorar la transferencia de calor por convección en el habitáculo, con un rediseño en su forma de refrigeración, pero ya teniendo en cuenta las condiciones actuales de la máquina (sobre trabajo) así como el de la ciudad (presión atmosférica y su altitud). De este modo para disminuir la temperatura generada en el habitáculo del motor unas entradas de aire permitirán el ingreso de aire de refrigeración del exterior hacia los componentes del MCI.

Estado del Arte

Importancia del sistema de refrigeración en los MCI

Temperatura de Motor.

Es importante en primera instancia comprender la temperatura de trabajo en el MCI, así como su funcionamiento y complicaciones que se puede tener al variar la temperatura, dado que de esto depende el desarrollo optimo del motor (Kaleli et al., 2017). La temperatura de funcionamiento que se produce en el cilindro puede alcanzar hasta temperaturas de 2000°C. Si se permitiera estas altas temperaturas en el motor durante su ciclo de trabajo, las propiedades del lubricante en el sistema tribológico se perderían y el motor sufriría daños considerables debido al efecto del intenso calor producido(Facultad de Ingenieria; UNNE, 2001).

Para alcanzar un óptimo rendimiento térmico en el motor, se debe operar a elevados rangos de temperatura, pero no es posible llegar a un rango óptimo (Piedrahia et al., 2007). Así mismo Taymaz, (2006) indico que un motor de combustión interna convencional, aproximadamente la tercera parte de la energía total de entrada suministrada por el combustible se convierte en trabajo útil, y el resto es rechazado mediante transferencia de calor ya sea por conducción o convección (Hernández, 2010; R. Piedrahita et al., 2007; C. A. Romero Piedrahita, 2009a).

Romero Piedrahita & Carranza Sáhez, (2007)en su estudio señalo que en un motor de combustión ocurre una serie de interacciones energéticas para que se obtenga trabajo útil, y el desempeño optimo del motor de combustión tiene que ser visto como una integración de sistemas mecánicos; tal como se muestra en la figura 2.

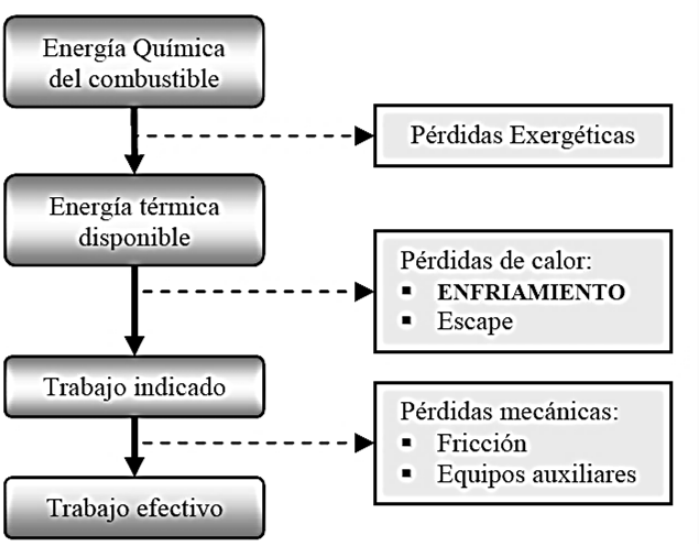


Figura 2. Cadena de la energía en un MCI.
Recuperado (R. Piedrahita et al., 2007)

Por consiguiente, el trabajo útil en el MCI es solo usado un tercio y el restante se pierde en energía disipada y en los gases del escape, el trabajo no usado en el motor produce un incremento de temperatura a los demás elementos mecánicos que lo conforman, por tanto, es necesario mantener un buen enfriamiento y así evitar fatiga térmica (Abedin et al., 2014; C. Romero Piedrahita & Carranza Sánchez, 2007).

En el estudio de Bailey (2013) estima que hasta un 87% de energía se escapa en los motores de ciclo diésel del total del trabajo útil y sale en forma de calor residual. En efecto es imposible trabajar con el 100% de eficiencia de energía. En el esquema de la figura 3 se esquematiza la energía suministrada al motor.

Para entender la temperatura de los MCI, hay que analizar los ciclos termodinámicos de las maquinas térmicas. El análisis de los ciclos de los MCI es complicado debido a la fricción y la rapidez de los procesos de expansión-compresión sobre todo dificultan establecer condiciones de equilibrio termodinámico. En los motores Otto y Diesel el proceso de combustión se simula como un proceso de adición de energía en forma de calor a volumen constante o a presión constante. Un punto de vista realista pero más complejo sería modelar

el proceso de combustión, en los motores de gasolina y diésel, como una combinación de dos procesos de transferencia de calor; uno isométrico (a volumen constante) y otro isobárico (a presión constante) (Álvarez, 2014; Malaver, 2008).

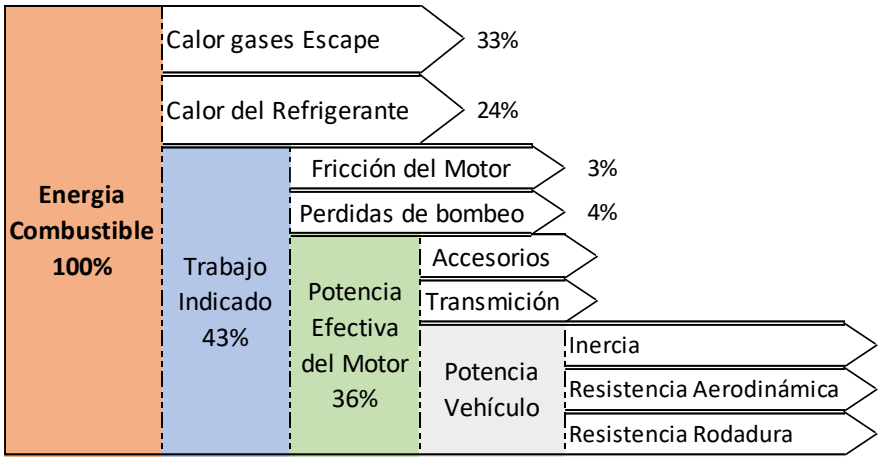


Figura 3. Esquema de la distribución de la energía del combustible en un vehículo de MCI (las proporciones de las componentes variarán dependiendo del tipo de vehículo y de las condiciones de operación).
Recuperado (C. A. Romero Piedrahita, 2009b, p. 6).

Por lo tanto, para utilizar un ciclo más relistas en los motores modernos de ignición por compresión (motores Diesel) se emplea el ciclo dual o ciclo mixto tal como se muestra en el diagrama P-V de la figura 4 (Cengel & Boles, 2007; Malaver, 2008).

El cual es un procesos reversibles de sistema cerrado con las suposiciones de aire estándar (1 Kg de aire) (Kenneth & Donald, 2001).

1 - 2 Compresión adiabática

2 - 3 Calentamiento isométrico

3 - 4 Calentamiento isobárico

4 - 5 Expansión adiabática

5 - 1 Enfriamiento isométrico.

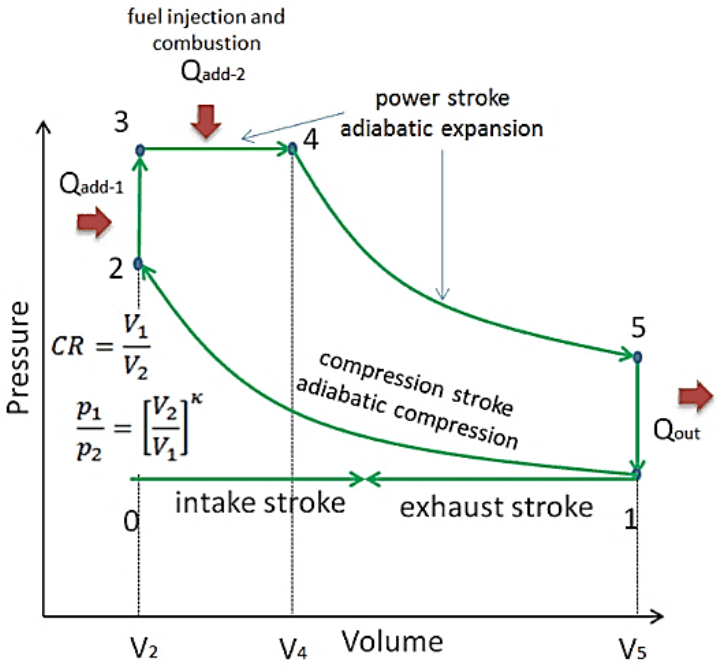


Figura 4. Ciclo Teórico Dual, Presión -Volumen

Recuperado (Dual-Cycle-Mixed-Cycle-pV-Diagram.png (532×491), n.d.).

Los sistemas de gestión térmica tienen una intervención compleja para garantizar los niveles de temperatura máxima seguros desde el punto de vista del mantenimiento, debido a los materiales de la estructura y los fluidos. En todo caso surge la necesidades de controlar la temperatura a la estructura del motor (partes metálicas) y a sus fluidos (refrigerantes, gases de escape, aire de admisión, aceite, etc.) de los diferentes componentes que forman el sistema del MCI (C. A. Romero Piedrahita, 2009a).

De esta manera la energía suministrada al motor, es de energía química del combustible, y su desprendimiento de energía de perdida, sale en el escape, trabajo de frenos, energía del líquido refrigerante y en transferencia de calor externa denominada "perdida de calor", tomando en cuenta que el calor es una energía de tránsito; esto quiere decir que el calor ni el trabajo se almacenan en un cuerpo o sistema; en realidad el proceso de energía de un cuerpo o sistema habrá disminuido en las misma cantidad en la que ha aumentado y a esto se lo manifiesta como elevación de temperatura (Maiaix, 2000). En este

sentido los trabajo realizado por Abedin et al., (2014) y C. A. Romero Piedrahita, (2009) señala que las altas temperaturas de operación en un motor de combustión diésel son precursoras de gases contaminantes, requiriéndose de tecnologías cada vez más eficientes para su tratamiento y la exigencias de reducción de emisiones han conducido a la implementación de sistemas de recirculación de gases refrigerados. Claramente Abedin et al., (2014), menciona que para aumentar la eficiencia térmica del motor se necesita la reducción de la pérdida de calor del refrigerante y menor flujo de calor.

Ecuación 1. Flujo de calor

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_1 - T_2) \quad (1)$$

Donde, Q es la cantidad de energía térmica en (W), m razón de masa (kg/s). c_p calor especifico y T_1 temperatura inicial y T_2 temperatura final.

La disminución en la eficiencia térmica se atribuye a la combustión deteriorada y a la transferencia de calor por conducción y convección, en consecuencia, existe mayor calor en el cilindro. Por esta razón, la ecuación 2 y 3 para análisis térmicos utiliza el balance de energía para un flujo estacionario.

Ecuación 2. Ley de Fourier de la conducción de calor

$$\dot{q} = - \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2)$$

Ecuación 3. Razón de transferencia de calor por convección

$$Q = hA(T_s - T_\infty) \quad (3)$$

Donde, Q calor transferido de la superficie al fluido circundante (W), A área de la superficie, T_s temperatura de la superficie, T_∞ Temperatura del fluido circundante en (°C) y h coeficiente de transferencia de calor W/m^2K.

Controlar y mejorar la transferencia de calor en los MCI genera beneficios tales como mejorar en el rendimiento del motor, calidad de lubricación, emisiones de escape más reguladas y eficiencia en el combustible, en definitiva, evita el recalentamiento de motor.

Para mejorar la transferencia de calor por convección se minimiza la generación de entropía (Chen et al., 2019).

Para minimizar la producción de entropía Ordóñez & Bejan, (2000), hacen referencia al desempeño termodinámico óptimo y para ello optimiza los parámetros geométricos de los intercambiadores de calor de placas paralelas a contracorriente

De acuerdo con Cui et al., (2020), Hao et al.,(2018) y J. Ou & Li, (2020), para mejorar o debilitar la transferencia de calor, dependen del ángulo de intersección entre el vector de velocidad y el gradiente de temperatura. Esto es conocido como el principio de sinergia de campo conocido por sus siglas en ingles FSP (Hao et al., 2018; J. Ou & Li, 2020).

Métodos de transferencia de calor

La transferencia de calor ocurre de tres formas; por conducción, por convección y radiación. La transferencia de calor por convección es muy conocida en las corrientes de aire tal como se tiene en el habitáculo del motor. La transferencia de calor por conducción de un fluido es el caso límite de la convección correspondiente al fluido en reposo.

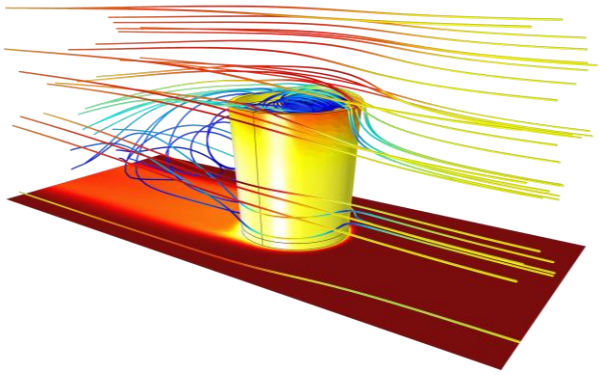


Figura 5. Transferencia de calor por convección

Recuperado. (*La transferencia de calor COMSOL Multifísica de los fenómenos de Transporte - la transferencia de calordescargar libre - 1920*1170,186.36 KB imagen png - imagen transparente descarga gratuita*, n.d.)

La transferencia de calor por convención depende de la viscosidad dinámica, conductividad térmica, calor especifico, velocidad del fluido, configuración geométrica, rugosidad, y del tipo de fluido. En estudios sobre la convección, el número de Nussel representa el mejoramiento de la transferencia de calor de una capa de fluido.

Ecuación 4. Numero de Nussel

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (4)$$

Donde h coeficiente de transferencia de calor por convección, L longitud característica y k conductividad térmica del fluido.

Ecuación 5. El número de Nusselt proporcional a la transferencia de calor por convección.

$$Nu = \mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}\int_0^1 (|\mathrm{U}||\nabla T|\cos\beta)\mathrm{dy} \quad (5)$$

$$Nu = 0.037\,\mathrm{Re}^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{1/3}$$

Donde, Nu representan los números de Nusselt, Re de Reynolds y Pr de Prandtl, respectivamente.

Numero de Prandlt es adimensional, el cual para los gases es de alrededor de 1 el cual indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor se disipan a través del fluido a la misma velocidad.

Ecuación 6. Numero de Prandlt

$$\mathrm{Pr} = \frac{\upsilon}{\alpha} = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (6)$$

Donde v representa la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y α difusividad molecular del calor.

De acuerdo con, J. Ou & Li, (2020) de la ecuación (3) hay tres formas de mejorar la transferencia de calor por convección:

1. Incrementando el número de Reynolds para eso aumentando la velocidad del aire, en el lado de ingreso del radiador, o reduciendo la fuga entre la rejilla de entrada, el intercooler
2. Incrementando el número de Prandtl para eso se aumentando el valor de la capacidad calorífica o viscosidad del fluido refrigerante en el compartimiento.
3. Aumentar el valor integral adimensional de la ecuación 7.

Ecuación 7. Integral adimensional

$$\int_0^1 (\mathrm{U} \cdot \nabla T)\,\mathrm{dy} \quad (7)$$

Donde U y ∇T son los gradientes de velocidad y temperatura.

Además, acotando al principio de sinergia de campo existen condiciones que mejorar dicho principio tales condiciones podrían considerarse:

1. Una pequeña intersección ángulo entre velocidad y temperatura gradiente / calor flujo,
2. Mayor velocidad, mayor gradiente de temperatura y
3. Perfiles uniformes de velocidad y temperatura en cada sección transversal. En otras palabras, estas condiciones contribuyen a un gran número de Nusselt y por tanto una mejor transferencia de calor por convección (Cui et al., 2020; J. J. Ou et al., 2014).

Sistema de refrigeración en los MCI

Piedrahita et al., (2007) definió como el calor que debe disiparse al sistema de enfriamiento y este debe estar en función del régimen de velocidad y de la carga del motor. Por tanto, es necesario que el sistema de disipación deba tener suficiente capacidad de respuesta.

Para C. A. R. Piedrahita & Sánchez, (2007) en su articulo acotó, "los motores de combustión interna modernos entre el 20% y el 40% del calor liberado por el combustible es disipado en forma de calor a través del sistema de enfriamiento".

Mantener refrigerado los componentes del motor, mantendrán una mejora en la vida de la máquina y a su vez disminución mantenimientos correctivos. Precisamente Romero Piedrahita & Carranza Sánchez, (2007) señalo que; si no existe sistemas de recuperación de calor, ese calor debe evacuarse al aire ambiente por radiación y convección natural a través de todas las superficies del motor y por convección forzada en los intercambiadores de calor de flujo cruzado (radiador). Tal como se indica en el esquema de la figura 6.

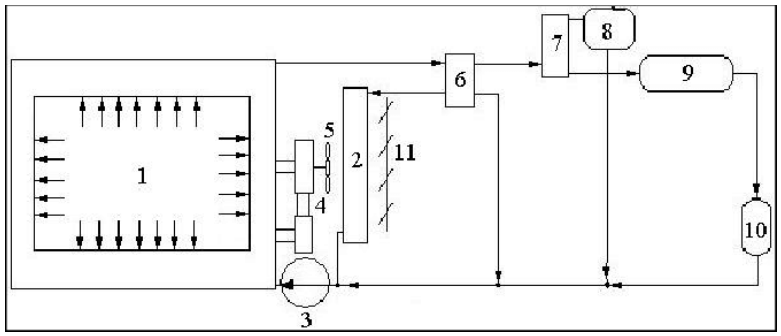


Figura 6. Composición general de un sistema de enfriamiento.
Recuperado (Piedrahita, 2007)

1	Motor	7	Caja de refrigerante
2	Radiador	8	Tanque de expansión
3	Bomba	9	Calentador del Habitáculo
4	Accionamiento del ventilador	10	Intercambiador de gases
5	Ventilador	11	Persianas de control de flujo
6	Termostato		

El sistema de refrigeración del motor es asegurar que pase suficiente flujo de aire a través del radiador y asegurar que el motor no se sobrecaliente (Rawashdeh, 2021). Hernández, (2010), mencionó que SRM disipe la energía generada, debe existir subsistemas tales como; circuitos provistos de intercambiadores específicos y elementos de regulación pertinentes para el motor.

En los sistemas de enfriamiento de los MCI incluyen galerías para circulación del líquido enfriador por el bloque y las culatas, un radiador principal, el disipador de calor al aire circundante, un intercambiador de calor, una o varias válvulas controladoras del flujo del líquido enfriador (entre las que se incluyen los termostatos mecánicos y los electrónicos),

mangueras y elementos conectores y una bomba para el movimiento del fluido (Manna & Kushwah, 2015). En la figura 7 se indica un sistema de enfriamiento automotriz.

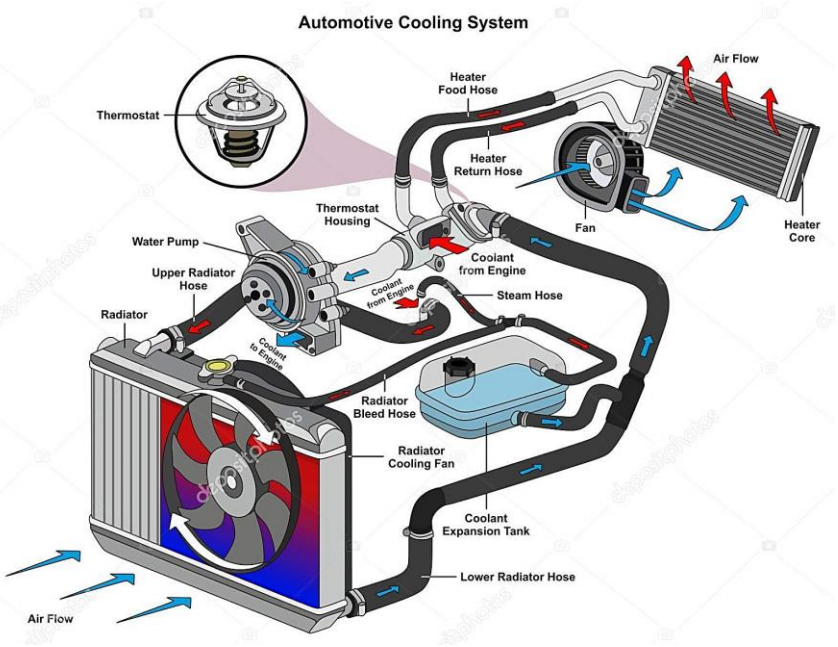


Figura 7. Sistema de enfriamiento automotriz.
Recuperado. (INGENIERÍA Y MECÁNICA AUTOMOTRIZ, n.d.)

En otro sentido es necesario definir el fluido refrigerante del motor, la temperatura, el caudal, y seguirlos mediante un sistema de control que controle la gestión térmica en los sistemas de refrigeración, rastrear la temperatura del refrigerante mientras se minimiza el uso de la energía del ventilador del sistema de refrigeración, dicho estudio ha sido presentado en sistema de enfriamiento del motor de un vehículo comercial (Kalelı et al., 2017).

Así mismo Bova et al., (2015), utilizaron dispositivos electrónicos para facilitar el enfriamiento, esto sería un enfriamiento inteligente al controlar el caudal masico. El caudal del 30% de enfriamiento satisfizo las demandas térmicas del motor en condiciones de carga media.

Precisamente uno de los principales sistemas de enfriamiento es el radiador, el cual es el componente clave del sistema de enfriamiento del MCI, y la efectividad de enfriamiento de

un radiador depende en gran medida del flujo de aire fresco que atraviesa por él. Por lo tanto, Zhang et al., (2016) en su artículo describe que; a altas velocidades del vehículo, el caudal másico y la distribución del flujo sobre la superficie del radiador son los principales parámetros operativos que influyen en el rendimiento del mismo. También menciona respecto a la masa de aire proveniente de la rejilla delantera, la cual es importante, debido a la resistencia total del vehículo y flujo de aire. Donde la temperatura superficial se incrementa en la dirección del flujo.

Enfriamiento por aire al MCI

Los motores que tiene este tipo de refrigeración disipan el calor del motor a través del aire que circula. Para este tipo de refrigeración es necesario la mayor área de contacto entre el motor y el aire, para logra esto utilizan aletas tal como se muestra en la figura 8. Donde la longitud de la aleta es proporcional a la cantidad de calor a evacuar en las zonas a refrigerar. Utilizando la ley de enfriamiento de Newton el calor de las paredes del cilindro se transmite a las superficies de las aletas, de donde es evacuado por el flujo de aire (Jovaj & Máslov, 1982; Uceda & Huallpachoque, 2017).

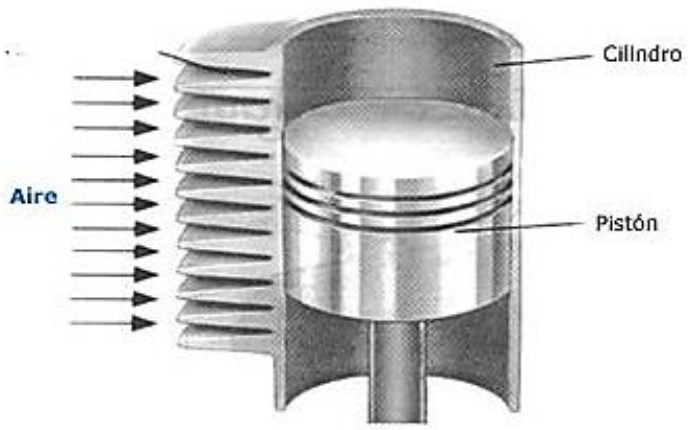


Figura 8. Cilindro de motor con aletas de enfriamiento.
Recuperado (*Sistema de refrigeración. | Your technical day*, 2016)

Ecuación 8. La ley de Newton de enfriamiento.

$$\dot{Q} = h \cdot A_s \cdot \Delta T \quad (8)$$

Donde, Q en (W), A_s área superficial para la transferencia de calor, h coeficiente de transferencia de calor por convección y ΔT diferencia promedio de temperatura entre el fluido y la superficie.

El enfriamiento por aire es aprovechado por motores térmicos sencillos, debido a la simplicidad, ya que no utiliza circuitos de enfriamiento ni elementos pesados, esto no quiere decir que no sea eficiente este tipo de enfriamiento más bien dicho el problema mayor se efectúa en alcanzar el régimen óptimo de temperatura lo más antes posible para su operación, y si un motor funciona en frío también sufre desgaste mecánico.

En la investigación de Uceda & Huallpachoque, (2017) utilizó un motor de 4 tiempos a una temperatura a 80°C, mientras que un motor 2 tiempos lo hace a 100°C y para mantener la temperatura del motor es importante encontrar la temperatura exacta de refrigeración que variará según el régimen del motor. Por lo tanto, “más eficaz es la refrigeración cuanto mayor es la velocidad de desplazamiento”. En la figura 9 se indica un motor de enfriamiento por aire.

Figura 9. Motor de combustión Interna VW Escarabajo refrigerado por aire. Recuperado (Big Bore 1384cc Engine, n.d.).

Circulación del flujo de aire

El objetivo principal del flujo de aire dentro del entorno del habitáculo del motor es garantizar un flujo de aire suficiente. El flujo de aire entre la abertura de la rejilla frontal (persiana) y el núcleo del radiador, hay una cierta cantidad de aire caliente que se genera en el compartimento del motor. Este fenómeno se llama recirculación de aire caliente debajo del capó, que es perjudicial para el rendimiento del sistema del motor. Minimizar la recirculación de aire caliente, mejorar la eficiencia de enfriamiento debajo del capó. Existe estudios que demuestran que un diseño de conducto de aire podría reducir la recirculación del aire caliente significativamente (S. Liu et al., 2017).

Kuthada & Wiedemann, (2008), analizaron el sistema de enfriamiento de un automóvil de producción a gran escala, mostrando que la región frontal de un vehículo contribuye al flujo de aire de enfriamiento.

D'Hondt et al., (2020) explica que un buen diseño de la rejilla del vehículo proporciona un rendimiento óptimo para los sistemas de enfriamiento. En la figura 10 se muestra la rejilla delantera de un vehículo comercial.

Figura 10. Chevrolet Corvette C7 Syingray 2014. Salida de aire del capó
Recuperado. (Chevrolet, 2013)

De igual manera la distribución del flujo de aire sobre la superficie de entrada del radiador es un factor importante. Este parámetro influye en el rendimiento de un radiador (Kubokura et al., 2014). Sin embargo, debido a la complejidad del entorno del motor, la distribución del flujo de aire sobre la entrada del radiador es a menudo no uniforme.

El flujo de aire se puede optimizar introduciendo un conducto de aire y cambiando el tamaño de apertura de la rejilla o persiana y la posición radiador intercooler ventilador. Además, dicho conducto de aire mejora la uniformidad del flujo de aire sobre las superficies del intercambiador de calor. De esta manera, se mejora el rendimiento de enfriamiento del motor; esto también puede reducir la recirculación de aire caliente en condición inactiva, por lo que resultar una mejora del rendimiento del intercambiador de calor (Zhang et al., 2016). Figura 11.

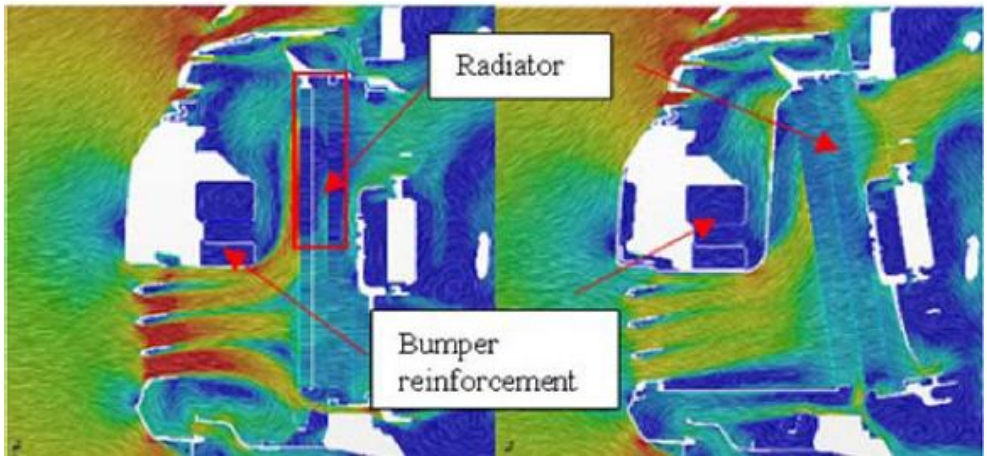


Figura 11. Vector de velocidad en el plano central a través del radiador -ventilador a velocidad de autopista a través de la persiana delantera.
Recuperado (Zhang et al., 2016).

El flujo de aire es un factor importante cuando se trata de mejorar el rendimiento de un vehículo (T Kuthada et al., 2016). Un flujo de aire adecuado es unos de los requisitos de enfriamiento en las diversas condiciones de operación del vehículo. Por consiguiente, la necesidad es maximizar los requisitos de enfriamiento del condensador, el radiador, y otros intercambiadores de calor para obtener un desperdicio mínimo de energía (Manna & Kushwah, 2015)

Un fluido en movimiento presenta resistencia, parte de la energía se convierte en energía térmica (calor). Que se disipa a través de la pared por la que circula el fluido. La magnitud de energía que se pierde depende las propiedades del fluido, la velocidad del fluido, tamaño de la tubería, acabado de la pared y longitud de al salir. Al cambiar la dirección del flujo del aire de refrigeración, se reduce la pérdida de energía del flujo de aire que pasa por los componentes frontales del motor y mejorar el rendimiento del radiador, esto podría mejorar la forma de disipar el calor del motor (Li et al., 2020)

La ecuación de la continuidad se utiliza para relacionar la densidad del fluido. El área del flujo y la velocidad en dos secciones del sistema donde existe flujo estable. Es válido para todos los fluidos ya sean gases o líquidos. (Ver figura 12)

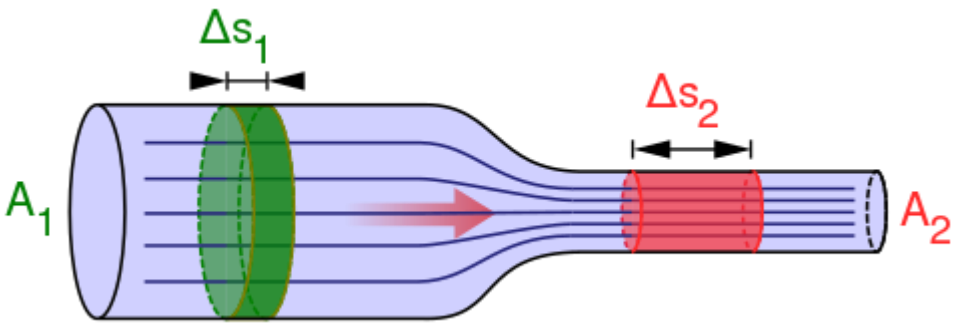


Figura 12. Ecuación de continuidad fluidos
Recuperado Creative Commons por Share alike 4.0

Ecuación 9. De continuidad

$$A_1 V_1 \rho_1 = A_2 V_2 \rho_2 \quad (9)$$

Ecuación 10. De continuidad flujo incompresible

$$A_1 V_1 = A_2 V_2 \quad (10)$$

Donde, A v es la tasa del flujo de volumen.

Aerodinámica

Cuando se estudia el flujo de aire también es importante mencionar la aerodinámica del vehículo, debido a la entrada de flujo que ingresa, en la mayoría de los casos por la rejilla o persiana. Mejorar la aerodinámica de los camiones pesados es una consideración importante para lograr vehículos energéticamente eficientes. Pues el flujo de aire pasa través del área de la rejilla, hacia los intercambiadores de calor, y el área irregular debajo del capó (Martini et al., 2018)

En la investigación Kuthada & Wiedemann, (2008), presentaron resultados de las mediciones de CFD y en un túnel de viento a un cuarto de escala, demostraron que el tamaño de la rejilla superior es mayor y solo cierto porcentaje (40%) del aire de refrigeración entra a través de ella, y se observa una reducción tanto de la resistencia aerodinámica como del flujo de aire de refrigeración al cerrar una de las rejillas.

De esta manera existen dos formas de flujo de aire; el flujo de aire exterior como flujo de interferencia, el cual ingresa y pasa a ser; flujo de aire interno. (flujo de aire del motor) como se muestra en la imagen de la figura 12. El cuál es el más importante en este estudio; su mayor relevancia radica en la necesidad de refrigeración del motor y en la aerodinámica del vehículo (Larson et al., 2017). Debido a las nuevas tendencias de fabricación, además, beneficios como; mayor potencia al motor motores más compactos, se realizan superficies abiertas para entradas de aire (Fraija, 2006; Katz, 2019).

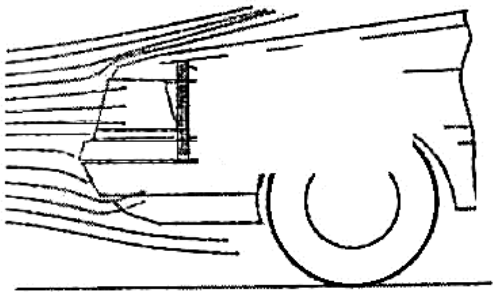


Figura 13. Refrigeración de motor.
(Fraija, 2006)

Entradas/tomas de aire.

Las tomas de aire en los vehículos se utilizan para mejorar el balance térmico dentro del habitáculo del motor, o algunas partes específicas del automotor. Estas pueden ir acopladas o ser de diferentes formas tales como; tomas de techo, aletas, en puertas y en compartimiento del motor. (Ver Figura 14).

Figura 14. Entradas de aire al motor Ferrari Testarossa.

Recuperado (Ferrari Testarossa - 30º Aniversario - Galería en Motor y Racing, n.d.).

Los beneficios que otorgan son: mejorar la refrigeración del cárter del motor, disipa el calor a los elementos que están muy calientes, ayuda a mejorar la temperatura del sistema de aspiración del motor, además sirve para ventilar los frenos de los autos de altas prestaciones, etc. (Leonte et al., 2014; Olivares de Jodar, 2011).

Figura 15. Entrada de aire lateral de ventilación Carrocería Marcopolo.

Recuperado (MARCOPOLO MEJORA SU SISTEMA DE RENOVACIÓN DE AIRE EN BUSES DOS PISOS | La Revista del Autobús en Colombia, n.d.).

Número de Mach.

Cuando se analizan flujos de gas como el aire es importante comprender la variación de densidad del fluido, si es pequeña y la velocidad no demasiada alta, entonces el balance de energía mecánica se reduce a las formas desarrolladas flujo incomprensible. El número de Mach dentro de la mecánica de fluidos tiene relación con la compresibilidad de un gas, un fluido incompresible cuando Mach $\leq 0{,}3$ y compresible cuando Mach $\geq 0{,}3$ (Levenspiel, 1993).

Por tanto, la ecuación dentro del medio que se mueve se define la relación entre la velocidad de un móvil, y la velocidad del sonido.

Ecuación 11. Numero de Match

$$M = \frac{V}{C} \tag{11}$$

En donde, c es la velocidad del sonido cuyo valor es de 346 m/s en el aire a temperatura ambiente

En algunos casos para entender los fluidos se necesita resolver ecuaciones diferenciales que describan al sistema, si el problema es muy sencillo se puede resolver de forma analítica, pero en la mayoría de los casos se manejará conjuntos de ecuaciones diferenciales lineales y de segundo orden. En estos casos se recure a la dinámica de fluidos computacional (CFD).

Dinámica de Fluidos Computacional en sistemas de refrigeración del MCI

El desarrollo de tecnologías ha hecho que la Dinámica de Fluidos Computacional, o CFD por sus siglas en inglés (Computacional Fluid Dynamics), sea una herramienta cada vez más utilizada para el estudio de la Mecánica de Fluidos.

Usar simulación en CFD del fluido sirve para predecir y optimizar el rendimiento del sistema de enfriamiento de la máquina. Además, esto es útil para la selección óptima en

la fase de diseño, se reduce así el tiempo de ciclo de diseño del producto y el costo de reprocesamiento. También ayuda a aumentar la confiabilidad del producto, que es fundamental para la aplicación automotriz (Kumar et al., 2019).

Los componentes en el capó del motor de vehículos de servicio pesado pueden sufrir daños por sobrecalentamiento. De esta manera, investigar las características térmicas en el habitáculo del motor puede ser una forma efectiva de identificar y descartar el posible daño por sobrecalentamiento. Por tal motivo para el análisis, el autor (J. Liu et al., 2018) utilizo método de simulación CFD para obtener las características complejas del campo de flujo térmico del habitáculo del motor. Además, la dinámica de fluidos computacional (CFD) puede simular numéricamente los procesos de transferencia de calor y poder visualizar la ruta del flujo de aire (ver figura16), en donde los ensayos de prototipado no son posible. Por lo tanto la simulación es esencial y adecuado para el comportamiento del fluido debajo del habitáculo del motor (Tai et al., 2007; Yu et al., 2018)

Así mismo, Franzke & Sebben, (2018) indica que predecir el campo de flujo del compartimiento del motor con dinámica de fluidos computacional (CFD) es crucial para diseñar sistemas de enfriamiento eficientes.

Mediante el uso de computadoras de gran procesamiento se puede procesar el comportamiento del flujo de aire que está en el compartimiento del motor y a su vez simular flujo de aire y la transferencia de calor. El análisis de CFD ha demostrado ser razonablemente preciso y proporciona mucha información sobre el comportamiento del flujo. Desafortunadamente CFD consume tiempo y gasto computacionalmente costoso (Coetzer & Visser, 2003)

Ingeniería asistida por ordenador (CAE).

Uno de los motivos más importantes del vehículo es establecer el diseño, reducir el costo y aumentar el rendimiento del vehículo. Esto se puede hacer mediante una reducción del

número de prototipos y poder realizar la selección del diseño y el posicionamiento de los componentes. La mejor forma de alcanzar el objetivo es mediante un uso eficiente de las herramientas CAE (Amodeo et al., 2006).

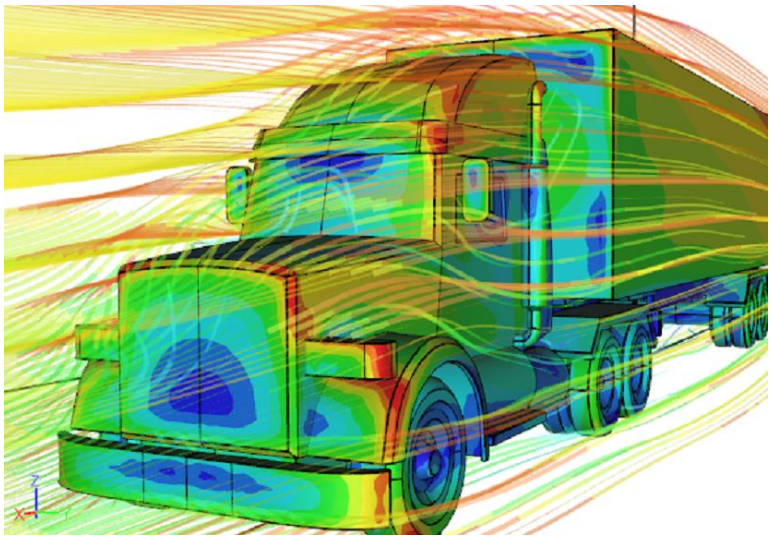


Figura 16. Líneas de flujo en CFD
Recuperado. (Marreno, 2019).

Poder tener información sobre el enfriamiento, así como el rendimiento aerodinámico en la etapa de concepto, CAE permite una reducción en el número de prototipos necesarios y acorta el ciclo de diseño.

Método De Elementos Finitos.

El uso de la simulación computacional basado en el manejo de elementos finitos permite lograr resultados de problemas de ingeniería complejos. Sin embargo, para obtener respuesta de diferentes fenómenos debemos analizar los factores que influyen en el estudio y la física que describe el problema, así pues, los métodos numéricos facilitan la resolución.

El fluido en el MCI se puede analizar la configuración de los parámetros como la caída de presión, la tasa de transferencia de calor por unidad de masa y por unidad de

volumen ocupado. Esto se puede desarrollar a través de la simulación numérica a través método de elementos finitos (Lawrence, 2001).

La Dinámica de Fluidos computacional (CFD), resuelve las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento, estas se discretizan por las Ecuaciones Navier Stokes por el método de volúmenes finitos, esta se puede efectuar en mallas estructuradas y no estructuradas es decir este procedimiento es iterativo con alto costo numérico y como resultado limita la malla efectiva, de esta manera se describe el estudio de los fluidos (Amodeo, 2006; Gullberg et al., 2011; Lawrence, 2001)

El análisis de (Amodeo et al., 2021) del habitáculo del motor 1a física del flujo implicó la solución del Ecuaciones de Navier-Stokes para un estado estable, de flujo incompresible, isotermo y turbulento. Se empleó el modelo k-ε estándar con funciones de pared para el modelado de turbulencias.

Para la transferencia de calor el método de diferencias finitas permite la resolución aproximada de las ecuaciones diferenciales con derivadas parciales, estas se definen en recintos finitos. El primer paso para la aplicación del método consiste en discretizar el recinto donde se resuelve la ecuación con una malla. Para ello se hace uso del desarrollo de la serie de Taylor alrededor de un punto (Uceda & Huallpachoque, 2017).

Características y tipo de mallado.

La generación de la malla es la parte más importante en la preparación de un modelo para simulación CFD. Para la dinámica de fluidos computacional los resultados que se obtengan podrían ser físicamente erróneos, si la malla generada no es la apropiada, o si las condiciones de frontera, los parámetros del flujo se aplican de forma inadecuada. Por lo que es necesario tener una malla adecuada y condiciones de fronteras específicas.

Existen dos métodos para diseñar y analizar sistemas de ingeniería relacionados con el flujo de fluidos, la experimentación y el cálculo.

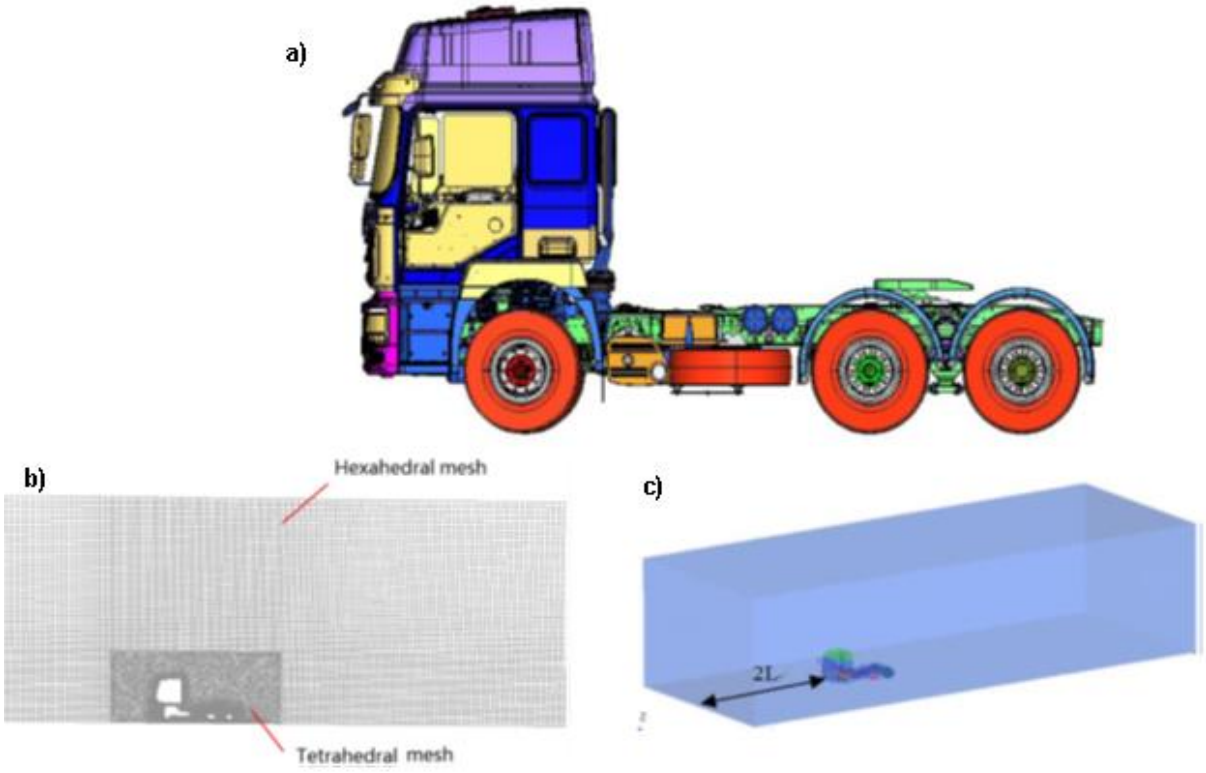


Figura 17. a) Modelo CAD de un Camión, b) Mallado del fluido y c) Túnel de viento figura encapsulado
Recuperado *(Zhang et al., 2016)*

Al aplicar CFD se obtiene detalles del campo del flujo, esfuerzos de corte, velocidad y perfiles de presión. los diseños CFD, se emplea para reducir el análisis experimental, tal como en la figura 17 donde se observa el modelo CAD y el mallado para un túnel de viento virtual.

En la geometría donde se necesita una resolución más precisa a la malla de volumen, se la vuelve a mallar (C. Liu et al., 2018; Zhang et al., 2016). Sin embargo, la preparación de un mallado de calidad, aún requieren de la intervención del Ingeniero de diseño. Esta parte sigue siendo laboriosa y depende en gran medida de la habilidad del usuario para manipular las mallas (Amodeo et al., 2021).

El proceso de mallado en el Habitáculo del motor limita el nivel de detalle de geometría que se puede manejar en el uso práctico y en la mayoría de los casos la geometría se simplifica para reducir el tiempo de preparación y cumplir con los plazos de diseño (Amodeo et al., 2021).

Flujo laminar y flujo turbulento

Al efectuar un análisis de flujo de fluidos, se requiere saber el tipo de flujo, es posible predecir el tipo de flujo si conocemos su densidad, velocidad media del flujo, viscosidad y una dimensión característica para la geometría del flujo.

El flujo laminar o estacionario se caracteriza por trayectorias paralelas sin interrupción entre las capas. También se lo conoce como flujo dinámico o viscoso y suele ocurrir cuando el fluido tiene bajas velocidades.

Por experiencia, se ha determinado que cuando el número de Reynolds es menor a 2300 se crean las condiciones para que el fluido no se despegue de las paredes de una superficie.

En esta zona la transferencia de calor llega a ser ineficiente en términos de transferencia térmica. En la figura 18 se observa los tipos de flujos.

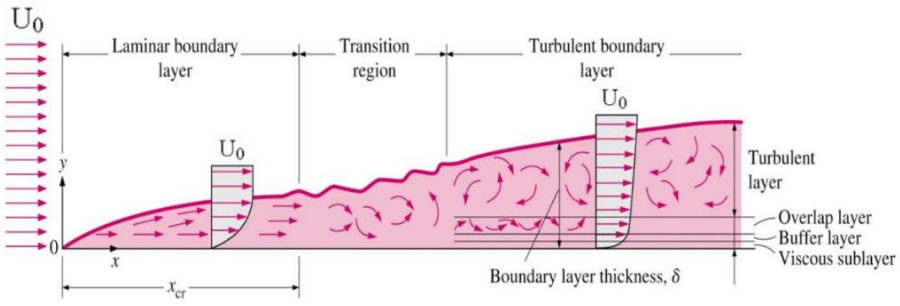


Figura 18. Flujo Laminar – Flujo en Transición- Flujo Turbulento
Recuperado. (Boundary-layer-on-flat-plate.png (1025×357), n.d.)

También existe la zona de transición en la que hay una combinación de flujo laminar y turbulento. Según los valores de Reynolds este flujo se encuentra entre 2300 y 4000 conocida como zona de incertidumbre.

Cuando los valores son superiores a 4000 se conoce como flujo turbulento y es el punto en el que la capa límite se mezcla significativamente con el grueso del fluido.

Los flujos turbulentos de transferencia de calor por convección ocurren con mucha más frecuencia en la práctica de la ingeniería que los flujos laminares. Al incrementar el grado de turbulencia aumenta el intercambio térmico (Chen et al., 2019).

Número de Reynolds.

El número de Reynolds es un parámetro para predecir si un flujo es laminar o turbulento. Este número es adimensional, y en cuanto este valor crece nos indica que el flujo es turbulento o existe una creciente de flujo.

Ecuación 12. número de Reynolds

$$\mathrm{Re} = \frac{V_{promedio} \cdot L_c}{\upsilon} \quad (12)$$

L_c dimensión característica para la geometría del flujo y υ viscosidad cinemática.

La longitud entrada es importante en el estudio, esta determina cuando se desarrolla completamente el flujo, por tanto, está definida, como la distancia desde la entrada al ducto hasta aquella sección transversal donde el esfuerzo cortante en la pared

Capa Límite

Cuando un fluido se mueve de forma libre sin ningún obstáculo que lo confine, su velocidad es igual en todos los puntos. Pero cuando entra en contacto con alguna superficie u objeto la velocidad del aire se ve afectada. A este fenómeno se lo conoce como capa límite o boundary layer.

La capa límite puede ser laminar o turbulento. Una capa límite generará menor fricción debido a que el fluido es más ordenado. Sin embargo, si la capa límite es turbulenta tendrá una forma caótica y aparecimiento de vórtices que permiten mayor fricción entre el fluido y el objeto de estudio.

Para que exista una transición de fluido laminar a turbulento se incrementa la velocidad del fluido. Existen otros factores que pueden afectar como la densidad del fluido, la viscosidad y la distancia que recorre, pero la principal es la velocidad.

El estado laminar se mueve en láminas paralelas ejerciendo poca fuerza a la superficie. Debido a esto, cuando encuentra una curva en el diseño, el fluido no tiene la capacidad de mantenerse pegado a ella produciendo el fenómeno conocido como despegue de la capa límite.

Con el flujo turbulento ocurre todo lo contrario. Al ser un fluido caótico, aumenta el rozamiento con la superficie y generando fuerzas perpendiculares a la superficie. Cuando un fluido circula por un tubo parte de su energía mecánica se disipa por fricción. La razón de esta energía cinética de pérdida del fluido circundante se llama factor de fricción.

Metodología

La metodología de esta investigación se basa en CAE (Ingeniería asistida por computador) y la simulación numérica (CFD) es parte de ella. Dado que el objetivo del estudio es rediseñar la forma que disipa el calor del motor bus Articulado Mercedes Benz O500 utilizando CFD, en la figura 19 se sintetiza el modelo de investigación en un diagrama de procesos general.

El rendimiento térmico en el habitáculo del motor del autobús se examina de acuerdo con la teoría de transferencia de calor. Primeramente, el campo de flujo de aire en el habitáculo se analiza numéricamente usando la dinámica de fluidos computacional tridimensional. Luego, se estudia el mecanismo de formación del campo de flujo para tener en cuenta la alta temperatura local, el bajo caudal y el calentamiento por circulación de aire en la parte internar del cofre del motor (J. J. Ou et al., 2014).

En tal sentido, se analizó datos previamente de la temperatura generada en el cofre del motor, la temperatura del MCI, la velocidad del automotor, además las condiciones externas, todos esto recolectado a través de instrumentos de medición. Para el análisis numérico se creó un modelo CAD del habitáculo del motor del vehículo con sus componentes todo en Inventor Autodesk, de este mismo modo se realizó para la hipótesis. Los experimentos de la hipótesis y la forma actual de disipar se realizaron en CFD en el programa ANSYS donde se corrigió geometría en SplaceClim y se malló para discretizar el dominio. Por último, se utilizó el solucionador FLUENT para realizar los cálculos del caso. Los resultados se procesaron para visualizar la velocidad, temperatura y presión, con el fin de comparar y proporcionar más información sobre la solución.

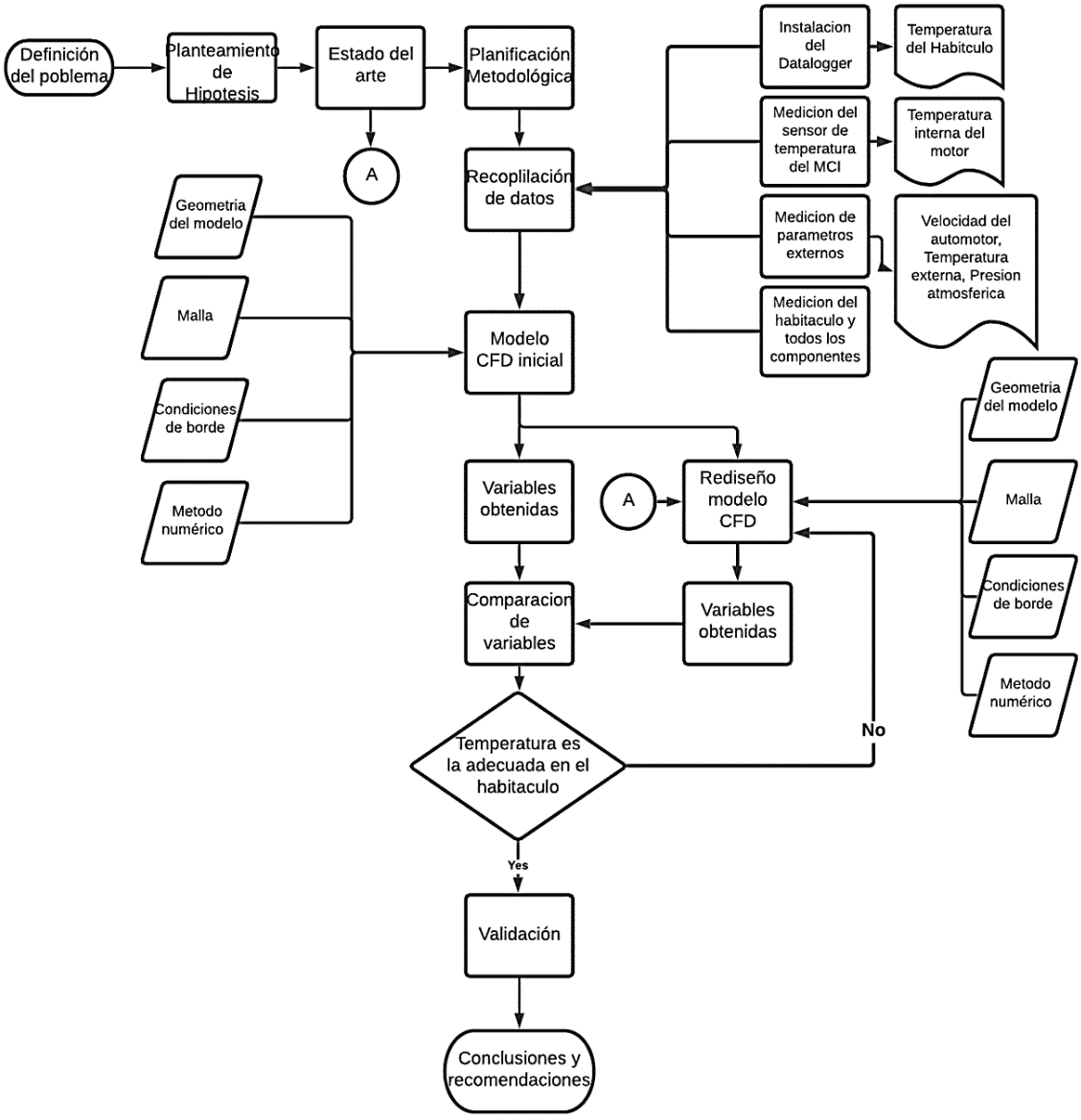


Figura 19. Esquema del proceso general de la metodología

Recuperado. Fuente propia

Tipo de Investigación

En el proyecto se utilizó el método experimental – analítico, en el cual se obtuvo datos en base a los instrumentos de medición como sondas de temperatura, dispositivos electrónicos. Para ello la utilización de un Datalogger permitió almacenar la información y registrar datos de temperatura en el habitáculo del motor. A esta etapa se añade el prediseño

para acercarnos a la obtención de resultados y tener una idea más clara de los fenómenos que involucran al proceso.

Una vez que se obtiene los datos de forma experimental, se realiza la descomposición del problema para entrar en la etapa del diseño computacional usando el método CAE y el uso de programas de simulación CFD.

Método De Investigación

Para el presente estudio, se determinó las variables de la investigación, esto se muestra en diagrama DOE. El diseño de experimentos (DOE) es aplicado en el método científico, en tal sentido, sirve para analizar procesos mediante un plan, en el cual se asignan las diferentes variables experimentales a los diferentes grupos o condiciones experimentales. Así que, mediante el diseño de experimento se compara los datos obtenidos y se analiza los patrones de respuestas objetivas, de esta manera se forma una conclusión efectiva a la respuesta requerida (Gutiérrez Pulido et al., 2012). En la figura 20 se muestra el DOE de la investigación.

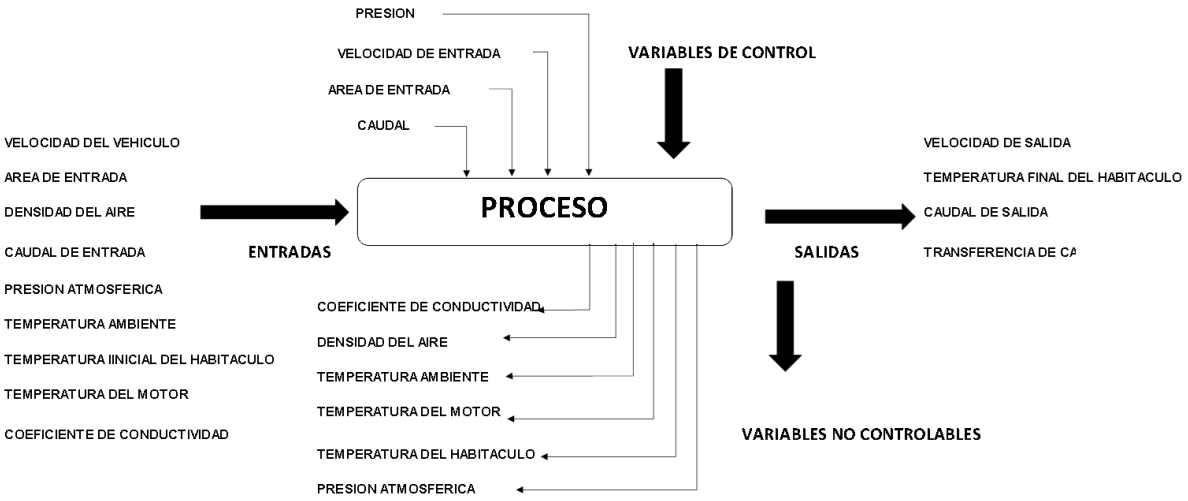


Figura 20. Diagrama Diseño de Experimentos (DOE)

Recuperado. Fuente propia

Cualitativa

Se utiliza este método para evaluar, ponderar e interpretar la información obtenida de los fenómenos que se generan en el medio. Una vez que se analiza el problema, se identifica las características del entorno, se toma parámetros en el diseño a partir de decisiones de ingeniería.

Cuantitativa.

Con la recopilación de datos, el uso de herramientas matemáticas, estadísticas y computacionales para medirlos. Esto permite ver el desarrollo de los fenómenos físicos generados y realizar proyecciones en el tiempo con mayor eficacia.

De esta manera la investigación es de campo debido a que se recolecto datos para el análisis del diseño del sistema de disipador de calor. Además, los valores obtenidos permitieron obtener los parámetros de diseño.

Tipo De Estudio

El proyecto está enlazado a un estudio experimental, donde se trató de abordar una explicación al problema de la transferencia de calor inadecuada que existe en el motor y en base a los resultados definidos generar hipótesis que permitan tener claridad y dar una solución al problema de la temperatura alta del motor.

Técnicas De Instrumentación

Uno de los instrumentos de investigación es la toma datos de temperatura del cofre del motor y del MCI, para ello se utiliza la observación directa, sobre las condiciones del medio y condiciones de operación.

El Datalogger (figura 21) es un dispositivo electrónico que registra datos en tiempo en relación con la ubicación por medio de instrumentos y sensores propios conectados externamente y está basados en microcontroladores. Por lo general son pequeños, con pilas,

portátiles, equipados con un microprocesador con memoria interna para almacenamiento de datos y sensores. Algunos registradores de datos se comunican con un ordenador personal y utilizan software específico para activar el registrador de los datos recogidos, mientras que otros tienen un dispositivo de interfaz local (teclado, pantalla LCD) y puede ser utilizado como un dispositivo independiente (Elitech, 2020)

El dispositivo tiene un rango de error de 0.5 ºC y registra temperaturas de -40 ° C a 85°C. Todos los datos registrados son archivados en su memoria interna, este almacena hasta 32000 datos o 3 días 10 horas de usos continuo (Elitech, 2020).

Figura 21. *Datalogger*
Recuperado. (Elitech, 2020).

El propósito de utilizar este aparato de medición es visualizar la temperatura ambiente del habitáculo del motor, generada por el aire caliente circundante.

En la tabla 1se indica las características del dispositivo.

Tabla 1

Hoja de datos Datalogger

Descripción	Parámetros
Rango de medición	-40°C a 85°C
Resolución de temperatura	0.1°c
Intervalos de registros	10 segundos a 24 horas

Calificación impermeable	IP67
Interfaz de conexión	USB 2.0

Nota. Fuente Manual de instrucciones Datalogger RC-5

Tamaño de la muestra

Es necesario en la metodología de la investigación, el cálculo de la cantidad de mediciones que se deben incluirse en el estudio. En el presente estudio es para una flota de buses de servicio urbano el cual son 40 buses, que operan en el corredor Trolebús y Ecovía nororiental. Toda esa flota constituye el universo de la investigación. Los automotores para la muestra, 1 con carga de usuarios, 2 sin cargas de usuarios y el 3 reporte de temperatura alta en las bitácoras de mantenimiento.

Tabla 2

Unidades de mantenimiento taller Rio Coca

Flota	Taller
Mercedes Benz O500 Volvo B10	Rio Coca

Nota. Fuente Propia

Es importa recalcar, que la flota Mercedes Benz O500 tiene las mismas características, el mismo modelo y año de fabricación. Su análisis de temperatura se realiza a una sola unidad escogida de forma aleatoria.

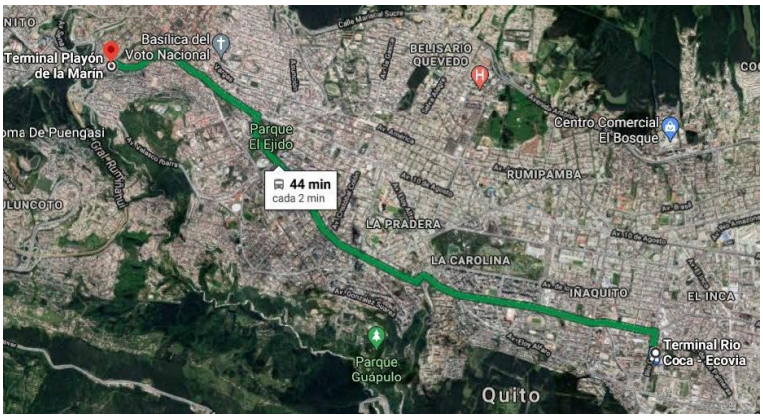


Figura 22. Recorrido del Bus Articulado Mb O500. Desde Estación Rio Coca – Playón de la Marín

Recuperado Google Mapa.

La distancia de la Ruta Rio Coca – Playón de la Marín es de 9.7 km. Esta ruta recorre el bus articulado Mercedes Benz O500 dicho trayecto es realizo en el hipercentro de Quito, por lo cual, es considerado el más crítico, esto debido a su afluencia de tráfico, pendientes en la vía además de su alta demanda de usuarios. Esta alta concentración de pasajeros se debe a su conexión hacía los Valles (Tumbaco y los Chillos) en los terminales Playón de la Marín y Rio Coca. En las figuras 22 y 23 se muestra el recorrido de la flota.

Figura 23. Ruta Playón de la Marín- Estación Rio Coca

(EPMTPQ, 2021)

Las pruebas para la recolección de datos se realizaron en el bus articulado Mercedes Benz O500 de la EPMTPQ en la ruta Estación Rio Coca -Playón. El trayecto total es 19.4 km.

Materiales y Equipos

Datos del vehículo.

Se considero un vehículo bus Articulado Mercedes Benz O500, versión de automotor de la serie O500, en su chasis trae un motor trasero, el motor es fabricado en Brasil por Daimler-Benz Do Brasil y su carrocería por Buscar Colombia, su especificaciones se indican en la Tabla 3.

Tabla 3

Especificaciones tecnicas del Bus articulado Mercedes Benz O500

	Características	**Parámetros**
Motor	Modelo	OM 457 LA
	Tipo	6 cilindros verticales, con turbocooler
	Cilindrada	119678 cm^3
	Potencia máxima	260 kw (354 cv)
	Par motor máxima	1600 Nm (163 mkgf)
	Consumo especifico	183.3$\frac{g}{kwh}$ (135 $\frac{g}{cvh}$)
	Velocidad máxima	120$\frac{km}{h}$ permitida 60 $\frac{km}{h}$
Transmisión	Caja de cambios	Caja Voith Diwa -automática con retardador integrado
Desempeño del vehículo	Velocidad máxima	120$\frac{km}{h}$ limitada 60 $\frac{km}{h}$, por requerimiento legal.
	Pendiente máxima en movimiento %	43 % en Peso Bruto Vehicular
Sistema Eléctrico	Alternador	28 v / 80 A
	Batería	2 x 12v

	Tensión Nominal	24 v
Peso y Capacidad	Vacío sin carrocería	5798 kg
	Carga útil= carrocería + pasajeros	9824 kg
	Peso Bruto Vehicular (PBV)	28000 kg

Nota. Fuente Manual del usuario Mercedes Benz O500

En la Tabla 3, se muestran las características principales del vehículo, si se desea obtener más características específicas ver en Anexos.

Los datos de la Tabla 3 sirven como parámetros iniciales, para el estudio. La velocidad permitida del automotor máxima es de 60 km/h, dicha velocidad está regulada, al superar el límite indicado emite una alarma de advertencia, además, la velocidad máxima permitida por la ANT es de 40 km/h.

A continuación, en la figura 24 y 25 se muestra el bus artículo.

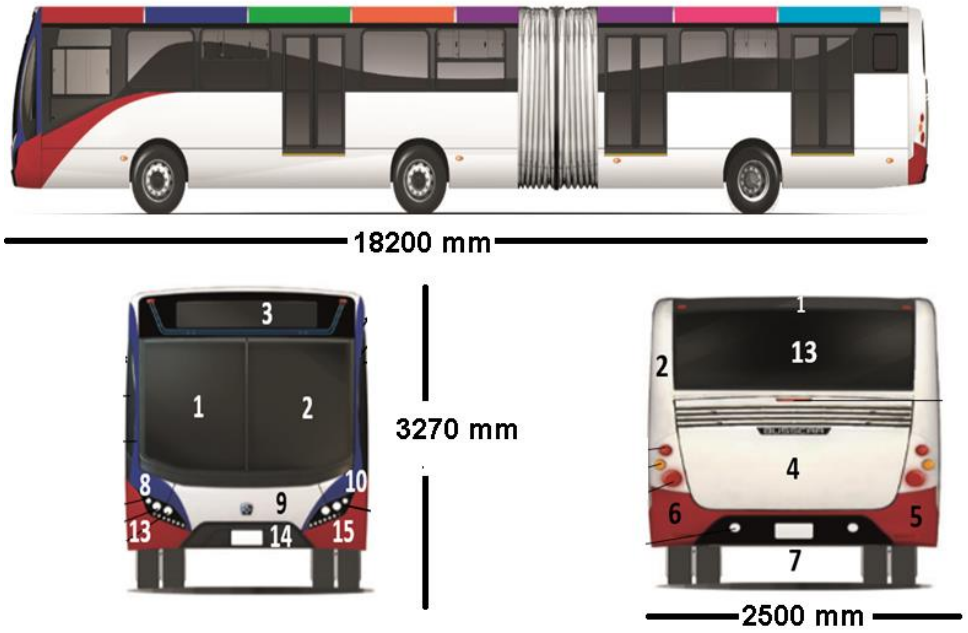


Figura 24. Dibujo del Bus Articulado Mercedes Benz O500

Recuperado EPMTPQ

Figura 25. Bus articula Mercedes Benz O500 lado derecho.

Recuperado. Fuente Propia

Habitáculo del motor

El habitáculo del motor está en parte posterior del vehículo y sus paredes interiores están forradas de un aislante térmico espuma de poliuretano. Los principales elementos del habitáculo del motor son: el sistema de refrigeración (intercooler, radiador, ventilador, tanque de expansión) el colector de escape el compresor el colector de admisión y el MCI. A continuación, en la figura 26 se indica una foto del habitáculo.

Figura 26. Habitáculo del motor

Recuperado. Fuente propia

Instrumentación al vehículo de prueba

El vehículo de prueba está equipado con un Datalogger. Este dispositivo se incorporó en el interior del habitáculo a una distancia de 1250 mm de lado por encima del MCI. El Datalogger de temperatura sirve para medir la distribución de temperatura ambiente del habitáculo del motor.

Figura 27. Instalación del Datalogger habitáculo del motor

Recuperado. Fuente propia

Figura 28. Instalación del Datalogger funcionando.

Recuperado. Fuente propia

Para medir la temperatura interna del motor diésel, se utilizó el sensor de temperatura del MCI, esta temperatura se indica en el panel de instrumentación del vehículo. Tal como se muestra en la figura 29.

Figura 29. Panel de Instrumentación bus articulado Mb O-500. Indicador de temperatura del motor.

Recuperado. Fuente propia

La velocidad de crucero que recorre el automotor durante el trayecto se indica en el velocímetro. Ver figura 29.

Figura 30. Velocímetro del bus MB O500

Recuperado. Fuente propia

El tiempo de recolección de las variables de temperatura del motor diésel y velocidad fueron medidos en intervalos de 2 a 4 minutos. En este caso el datalogger se programó a los mismos intervalos de medición, en total se realizaron 50 mediciones.

Cabe recalcar que la medición de datos se realizó cuando las unidades operan a un 50% de su capacidad y la movilidad está restringida, por lo que existe baja demanda de usuarios.

Matriz de datos

Los registros de datos de la velocidad del automotor, temperaturas del MCI y del habitáculo se realizaron en 3 buses articulados de prueba, el primero sin pasajeros, el segundo a condiciones normales de operación y el tercero que reporta recalentamiento de motor diésel.

La Tabla 4 muestra el registro de las variables de las temperaturas de referencias y velocidad, en ciclos sin carga tratando de viajar a la máximas velocidad del automotor a 60Km/h.

Tabla 3

Muetra de temperaturas vehiculo 1 sin carga

Temperatura del Motor (°C)	Temperatura del habitáculo del Motor (°C)	Velocidad del vehículo (km/h)
82	61,3	60
82	60,7	60
83	62	65
81	63,3	30
80	64,4	60
83	65,6	60
84	65,4	60
84	67,6	40
85	68,9	60
86	69,8	60
87	69,8	40
84	69,4	20
86	69,2	40
89	68,9	50
88	68,7	60
88	67,8	40
89	67,8	40
91	67,8	40
93	68,7	60
93	69,6	40
93	70,3	40
93	70,5	40

92	70,5	40
91	70,2	40
86	69,4	10
87	69,4	10
88	69,2	10
86	69,4	50
90	69,4	40
90	69,2	40
90	68,7	40
89	67	20
89	63,9	-
90	63,7	-

Nota. Se programo el datalogger para muestreos cada 2 minutos.

En la tabla 5 se realiza una medición de variables en el bus articulado con carga, en viajes a condiciones de operaciones típica.

Tabla 4

Muetra de temperaturas vehiculo 2 con usuarios

Temperatura del Motor (°C)	**Temperatura del habitáculo del Motor (°C)**	**Velocidad del vehículo (km/h)**
88	69,8	60
88	70,8	60
90	70,6	60
92	70,3	60
90	67,8	30
90	69,2	0
87	70,8	0
91	72,0	20
91	73,7	20
92	74,4	40
93	74,2	60
96	74,4	60
96	74,4	40
94	73,4	60
95	72,4	40
93	70,7	40

79	68,7	0
79	67,2	0
79	66,2	0
77	64,2	0
77	61,6	0
78	65,3	0
83	67,4	20
89	68,7	60
89	70,8	20
89	71,5	40
93	69,9	60
93	66,6	40
90	65,0	20
86	66,4	10
86	61,8	10
90	62,3	50
90	65,2	40
91	65,8	20

Nota. Tiempo de recolección del datalogger cada 4 minutos.

En la tabla 6 se recolecto datos de un tercer automotor, pero solo del habitáculo con el datalogger. En este vehículo sufre recalentamiento el sensor solo mide cuando marca 100 °C. En las mediciones marco 100° y 107°C.

Tabla 5

Datos con vehiculo que reporta alta temperatura

Temperatura del Motor (°C)	**Temperatura del habitáculo del Motor (°C)**	**Velocidad del vehículo (km/h)**
	50,2	40
	54,3	40
100	58,4	60
100	61,6	0
	64	30

	65,4	20
	65,8	60
	65,8	50
	66,4	30
	67,2	40
	68,5	35
107	70,3	40
	71,9	0

Nota. Tiempo de recolección del datalogger cada 4 minutos.

Debido a que la circulación del automotor es por un perímetro muy transitado, como semáforos y con paradas aproximadas en separación 528m. El automotor puede llegar a velocidades altas solo en pequeños tramos como se observó en la recolección de variables, pero, si se resta los tiempos en cada anden que desembarca y recoge usuarios, la velocidad promedio es: $v = 36\ km/h = 10\ m/s$. En la tabla 7 se indica un resumen de las velocidades.

Tabla 6

Tabla de velocidades

Velocidad máxima regulada		**Velocidad máxima permitida por ANT**		**Velocidad media**	
km/h	m/s	km/h	m/s	km/h	m/s
60	**16.6**	**40**	**11.1**	**36**	**10.0**

Nota. Fuente propia

Uno de los problemas del motor Mercedes, es sus condiciones de parámetros alas que fue diseñado. En tal sentido Z. Liu & Liu,(2021) expresa, un MCI que trabajar altitudes sobre los 2000 m.s.n.m genera una eficiencia térmica muy reducida y una combustión incompleta, esa disminución de la capacidad térmica genera aumento de temperatura. Zhou et al., (2016) expresa que la eficiencia del MCI diésel se ve reducida desde un 3,5%, hasta un

7,0% por cada mil metros sobre el nivel del mar. De esta manera el bus Mercedes trabaja a 2850 msnm, casi con una perdida en su rendimiento del 20 %. Por consiguiente, en la tabla 8 se muestra los parámetros del aire a la altitud de 2850 msnm.

Tabla 7

Parametros del aire Quito

Altitud (z)	**Presión (P)**	**Gravedad (g)**	**Densidad (ρ)**	**Viscosidad (μ)**	**Conductividad Térmica (k)**
2850 m	71,47 kPa	9.798 m/s^2	0.928 kg/m^3	$1.700*10^5$ kg/m s	0.0239 Wm/°K

Nota. Fuente de la Tabla A-17 Libro Transferencia de Calor y Masa (Çengel et al., 2011, p. 887).

En base a estos parámetros es posible rediseñar cualquier sistema que realice trabajo en ciudades de gran altitud.

En la tabla 9 se indica las velocidades de temperaturas en condiciones de operaciones diarias del automotor. La temperatura promedio de Quito es de 15°C, si se toma en cuenta que el bus no trabaja en las madrugadas donde son las temperaturas menores y por ende reduce la temperatura promedio. En este caso las horas donde realiza el trabajo el automotor es las horas de mayor incidencia de calor en Quito el promedio es de 21°C.

Tabla 8

Valore promedios ciclo de trabajo típicos del automotor

Temperatura del Motor (°C)	**Temperatura ambiente del habitáculo del Motor (°C)**	**Velocidad media del vehículo (m/s)**	**Temperatura exterior (°C)**
92	67.6	10	21

Nota. Fuente propia ciclo de operación estándar de operación del MB

El habitáculo está aislado térmicamente sus paredes internas superiores. Entre la ventaja de recubrir con espuma de poliuretano es evitar la alta temperatura en los asientos

posteriores encima del habitáculo. Las características del aislante térmico espuma de poliuretano se indican en la tabla 10. Y su espesor es de 3 cm.

Tabla 9

Propiedades de los materiales aislantes

Material	Densidad	Conductividad térmica	Calor especifico	Valor de espesor
Espuma de poliuretano	24-40 kg/m^3	0.023-0.026 Wm/°K	-	-
Fibra de vidrio	64-144 kg/m^3	0.036 Wm/°K	1 kJ/kg K	

Nota. Fuente e la Tabla A-6 de los anexos del Libro Transferencia de Calor y Masa (4ta ed.) (Çengel et al., 2011, p. 874)

Y por eso en la figura 31 se indica el habitáculo, las paredes del habitáculo que están forrados por el aislante (espuma de poliuretano) están marcadas de rojo.

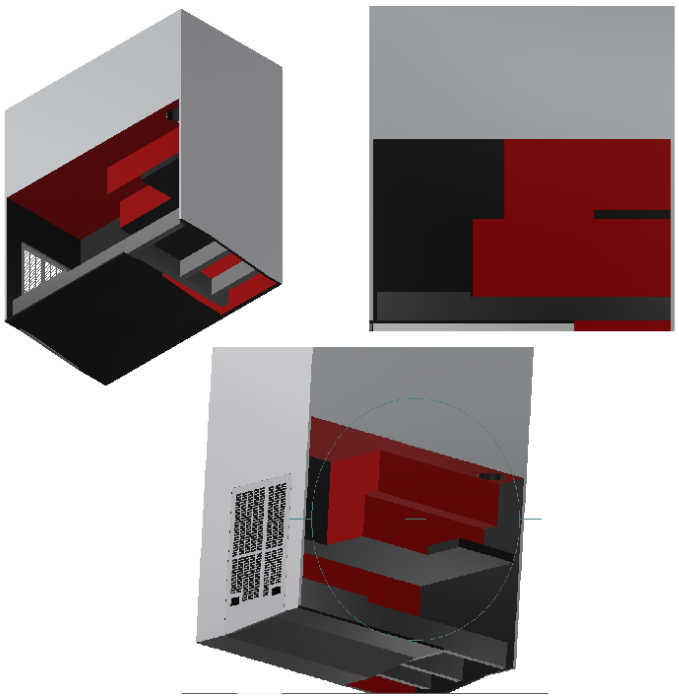


Figura 31. Esquema CAD del habitáculo del sin el motor

Recuperado Fuente propia

Rediseño del disipador de calor

El autobús es de tracción trasera, por tanto, el compartimiento del motor se encuentra en la parte posterior del vehículo; de esta manera, el aire de refrigeración entra en la carrocería del vehículo a través de la rejilla lateral. Entonces si se compara, un vehículo de tracción posterior tiene menos aire eficiente que su contraparte de tracción delantera (J. J. Ou et al., 2014).

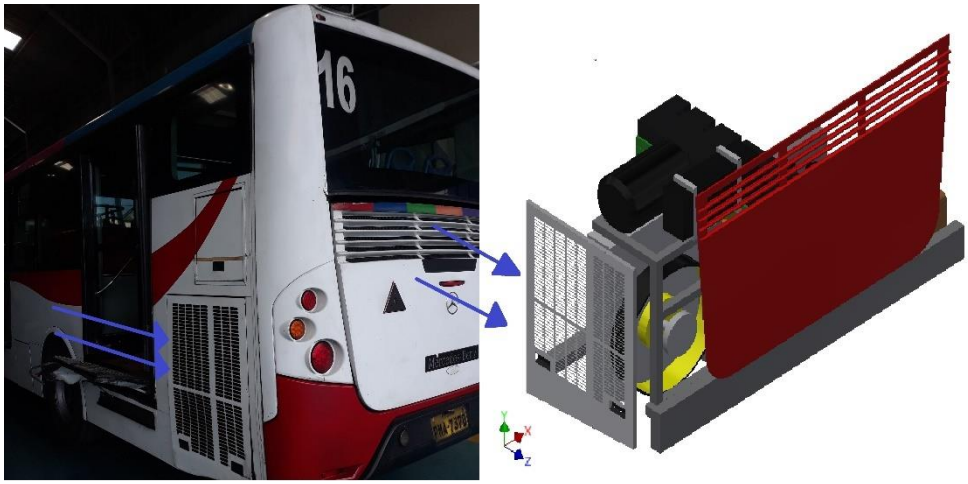


Figura 32. Esquema de Ingreso de aire hacia el habitáculo. Lado izquierdo imagen real y lado derecho esquema en CAD

Fuente propia

Debido a que el motor esta la parte trasera (figura 32) y no tiene un aire de refrigeración eficiente, genera el problema de sobrecalentamiento y para resolver se requiere un análisis y control efectivos del flujo de calor dentro del habitáculo, además, se debe tomar en cuenta, los componentes del interior del habitáculo y la incidencia del flujo de aire sobre los todos elementos del motor.

Así que, un monitoreo eficiente de las entradas de aire al sistema de enfriamiento del motor y a los componentes del interior del habitáculo, mejorara la transferencia de calor y así la forma de disipar el calor.

Diseño de entradas y salidas del aire

"Cuando se calienta un fluido, este se expande y aumenta su volumen por unidad de masa" (Dossat, 2001, p. 32). Entonces el fluido caliente es más ligero y se desplaza hacia arriba, el aire frío, es más denso y este se dirige hacia las zonas más bajas, desplazando al aire caliente que asciende hacia las zonas más altas. En los resultados de la simulación de J. Ou & Li, (2020) y J. Liu et al., (2018) el rendimiento de disipación de calor se localiza en la salida de aire superior. Por consiguiente, en el diseño la salida del aire debe de ser por la parte superior del automotor. De esta manera el extractor de calor instalado en el ducto de ventilación superior es la salida principal como se indica en la figura 33.

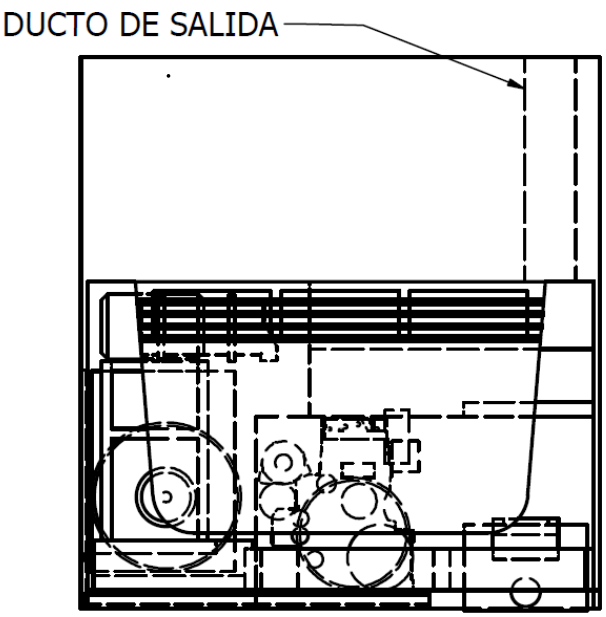


Figura 33. Ducto de salida. Vista frontal del habitáculo en CAD.
Fuente propia

La ley de los gases de Charles se establece la relación volumen temperatura y expresa que: "Al aumentar la temperatura, el volumen del gas aumenta" y viceversa, en efecto, la salida del aire debe garantizar que el flujo que ingresa no se estanque en el habitáculo.

Así que, para no aumentar el volumen de aire se rediseña la tapa del habitáculo realizando perforaciones para ampliar la salida, como resultado garantizar una salida eficiente. Además, el aire se puede descargar del compartimento en al menor tiempo posible (figura 34).

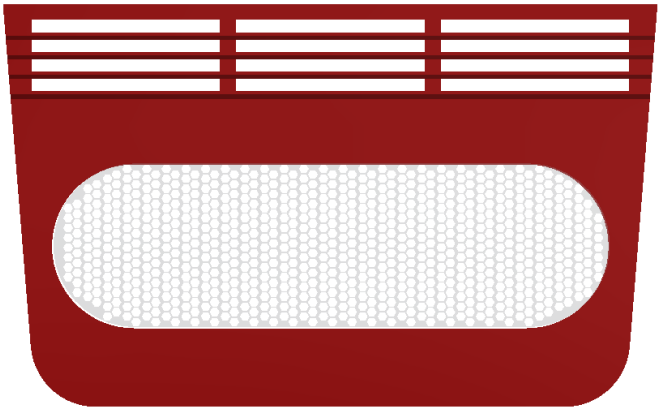


Figura 34. Rediseño de la tapa posterior del habitáculo

Fuente propia. Inventor 2019

.

Las entradas de aire propuestas deben captar aire de forma adecuada además estas son acopladas a los lados de la carrocería, por ende, se debe considerar la geometría del vehículo, la norma INEN 1668 indica el ancho de carrocería no debe sobresalir objetos a cada lado en 75mm y el ancho máximo de vehículos pesados es de 2600 mm (NTE INEN 1668, 2015). La tabla de dimensiones y pesos permitidos por Ministerio de Transporte y Obra Publicas es de 2600 mm tal como se muestra en la tabla 10.

Tabla 10

Dimnesiones permitidas para vehiclos pesados en el Ecuador

Descripción	**Longitud Máxima Permitida**		
	Largo	Ancho	Alto
	(m)		
Camión 2 ejes 1remolque	20,5	2,6	4,3

Nota. Fuente dimensiones y pesos permitidos por Ministerio de Transporte

El automotor mercedes Benz O500 tiene un ancho de carrocería de 2500 mm sin los objetos adyacentes incluidos en su carrocería, como son los retrovisores o bómper. Por tanto, las entradas de aire no sobre salen más de 100 mm a cada lado desde la carrocería, esto garantiza no tener objetos muy sobre saliente en su carrocería. Tal como se muestra en la figura 35.

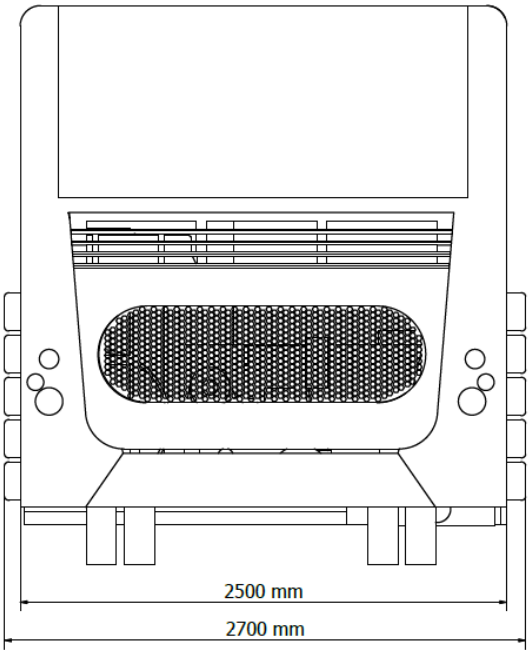


Figura 35. Ancho de la carrocería con las entradas de aire
Fuente propia

Teniendo en cuenta que el motor, trabaja la mayor parte del tiempo en condiciones de baja velocidad y alta carga. Zhang et al.,(2016)señala a altas velocidades del vehículo la recirculación de aire no es un problema. Entonces se necesita mayor velocidad de aire al ingreso al habitáculo por las rejillas laterales o ductos. El efecto Venturi garantiza elevar la velocidad del aire de ingreso. Estas entradas de aire se instaladas en las compuertas de los cofres laterales del automotor. En la figura 36 se indica el diseño propuesto.

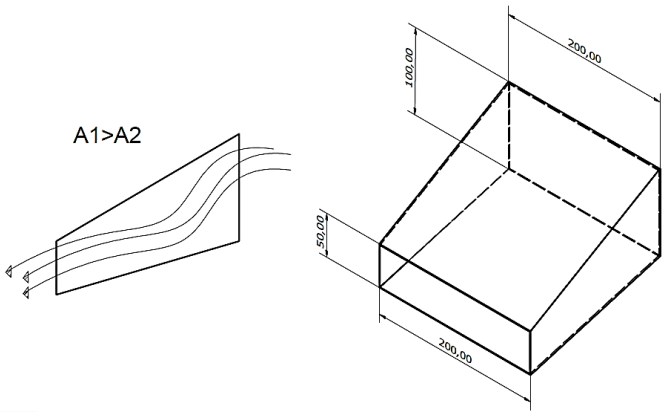


Figura 36. Entradas de aire (Inlet). Con el efecto Venturi
Fuente propia

La velocidad del fluido de ingreso aumenta. El aire es fluido compresible, el número de Match es menor a 0.3 por tanto se puede aplicar las fórmulas de fluido incompresible, "también es emplea para gases a velocidades bajas, es decir para menos 100m/s" (Mott et al., 2006, p. 156). En la figura 36 se indica las medidas de los Inlets.

Ecuación 13. Área del rectángulo

$$A = \ base\ x\ altura \tag{13}$$

$$A1 = \ 0.02\ m^2$$

$$A2 = 0.01\ \ m^2$$

De la ecuación (9).

$$v2 = \frac{A1 \cdot v1}{A2}$$

$$v2 = 2 \cdot v1$$

La velocidad 2 aumenta 2 veces a la velocidad 1. A partir de esto la velocidad de ingreso de aire se duplica.

Zhang et al.,(2016)enfatiza los beneficioso de aumentar la tasa de flujo de aire a través del radiador para mejorar el rendimiento térmico. Las entradas de aire, tiende a aumentar ligeramente la resistencia aerodinámica, pero esto depende notablemente de la posición de la entrada de aire, ya que el arrastre se ve afectado por los flujos internos (Sawaguchi & Takakura, 2017).

Sin embargo, un mayor flujo de aire a través del habitáculo también podría aumentar la resistencia de enfriamiento, y la resistencia total del vehículo. Entonces el desafío es aumentar el caudal volumétrico de flujo de aire a través del radiador y reducir el flujo de aire total en el habitáculo.

Por tanto, en toda el área de las compuertas laterales se colocan ductos de entradas de aire el cual aumentan el caudal y en la tapa posterior del habitáculo una mayor área de salida permite evacuar el aire rápidamente. Ver figura 37.

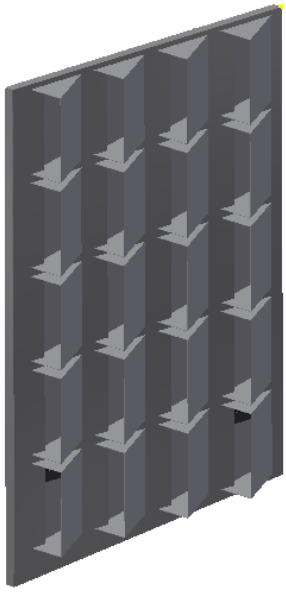


Figura 37. Disposición de entradas de aire al habitáculo

Fuente propia

Para obtener la tasa de flujo de aire

$$Q = \frac{dV}{dt}$$

y

$$Q = A\frac{dx}{dt}$$

Donde Q (m^3/s) es la razón del volumen con respecto al tiempo.

Por tanto:

Ecuación 14. Caudal

$$Q = A \cdot v \tag{14}$$

Por consiguiente, el caudal total que ingresa al habitáculo se obtiene de la ecuación (14), como la suma de caudales

$$Q = \sum_{i=1}^{10} A_i \cdot v1$$

$$Q = 20A_1 \cdot v1$$

$$Q = 0.4 \cdot v1$$

Por tanto, se aumenta el flujo volumétrico que ingresa al habitáculo el cual es $0.4\ m^2$ por la velocidad de ingreso.

Sin embargo, no existen criterios específicos de diseño de geometría del paso de flujo de aire de a través de la persiana de un vehículo. Así, pues se debe avalar un flujo de aire uniforme hacia el intercooler - radiador - ventilador al garantizar una refrigeración adecuada a este sistema el motor no sufra recalentamiento excesivo.

En el estudio de investigación sobre la obstrucción del flujo de aire de refrigeración hacia el radiador realizado por Baskar & Rajaraman, (2019) sostiene, que las persianas horizontales y verticales tiene menos impacto en la distribución del flujo de aire en comparación a otras disposiciones además esas pueden obstruir la velocidad de flujo de aire hasta 56% *(Martini et al., 2018).*En la figura 38 se indica las disposiciones de una persiana de un vehículo hacia el radiador.

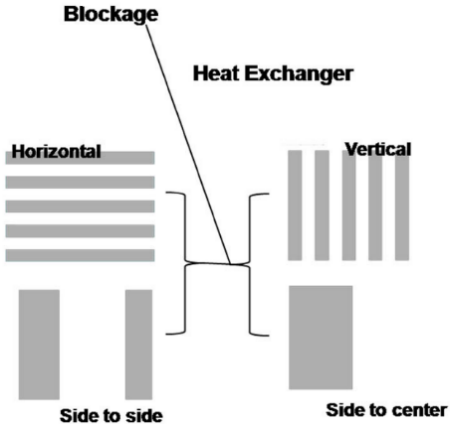


Figura 38. Disposición de persiana delanteras hacia el radiador.
Recuperado. *(Martini et al., 2018)*

En este sentido, Zhang et al.,(2016) propone dar un grado de inclinación al módulo del radiador para mejorar el flujo de aire en vehículos tracción delantera pesados donde no existe mucho espacio.

Pero esto puede generar en una distribución del flujo inadecuado a su forma original, debido a la filtración mayor de flujo de aire que podría darse desde la parte inferior del intercooler radiador ventilador. A esto se le añade que, S. Liu et al.,(2017) propone introducir un dispositivo aerodinámico pasivo esto quiere decir un conducto de aire, entre la abertura de la persiana y el radiador.

Un conducto de aire detrás de la persiana guiara mejor el flujo entre la rejilla y el módulo de refrigeración y, por lo tanto, disminuye fugas de aire alrededor del módulo de

enfriamiento así se podría conseguir uniformidad del flujo de aire sobre las superficies del intercambiador de calor. De tal forma, se puede mejorar el rendimiento general de enfriamiento si se redirige el flujo de forma correcta Martini et al.,(2018).

Disipación de calor

Para la disipación de calor se debe tener en cuenta los mecanismos de transferencia de calor y mejorarlos, esto se consigue optimizando la uniformidad del gradiente de temperatura, y esta uniformidad del campo de temperatura se consigue al obtener una mejora de la transferencia de calor por convección (Cui et al., 2020; J. J. Ou et al., 2014)

Cui et al., (2020) expresa que la velocidad, el gradiente de temperatura / calor flujo y en particular su ángulo de intersección juega un rol importante en la determinación de la intensidad de la transferencia de calor por convección. Como se acoto en el estado del arte el ángulo más pequeño, entre la velocidad del aire y flujo de calor, es el más eficiente en la transferencia de calor por convección Tal como se indica en la figura 38.

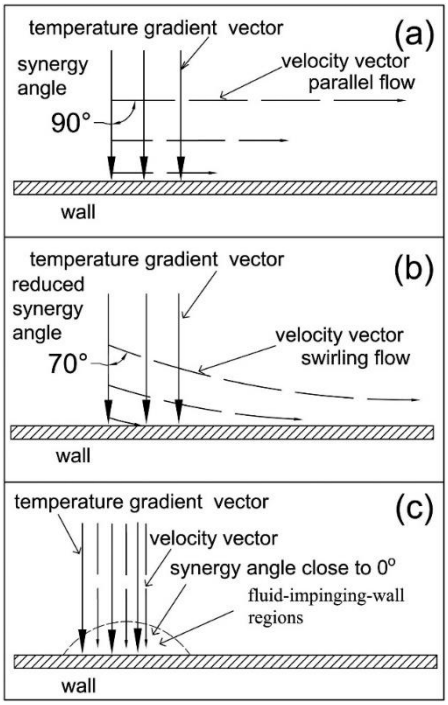


Figura 39. Angulo de entre el gradiente de temperatura y el vector velocidad.
Fuente *(S. Liu et al., 2017)*

Por tanto, elevar la velocidad del aire en la zona del intercooler y direccionar para formar un ángulo de sinergia lo más reducido posible. De esta manera se logra mejorar la transferencia de calor. En síntesis, se diseña el vector velocidad del flujo de aire sea lo cercano a 0°

En el caso del habitáculo del bus articulado Mercedes Benz O500 el ángulo entre gradiente de temperatura y vector velocidad beta (β) es de 90. En la figura 40 se observa dicho ángulo formado en la rejilla de entrada y el intercooler.

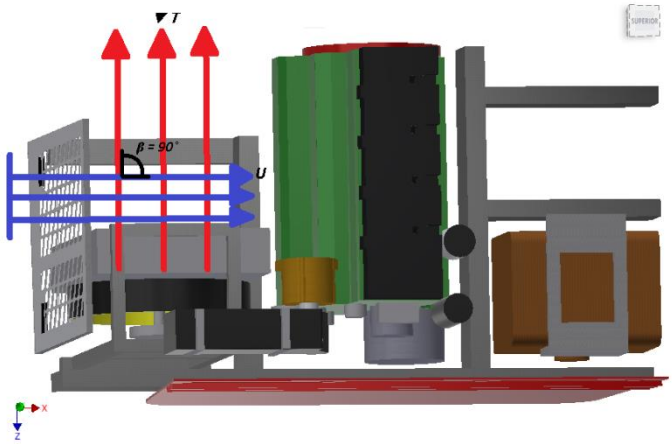


Figura 40. Gradiente de temperatura ∇T- Vector velocidad U del Motor del Mb-O500

Fuente propia

Cuando β <90, menor es el ángulo, mayor es el número de Nusselt esto quiere decir mayor tasa de transferencia de calor por convección. En consecuencia, la máxima transferencia de calor se puede lograr cuando β = 0, lo que significa que el vector de velocidad sea paralelo al vector de flujo de calor. Esto se demuestra en la figura 41.

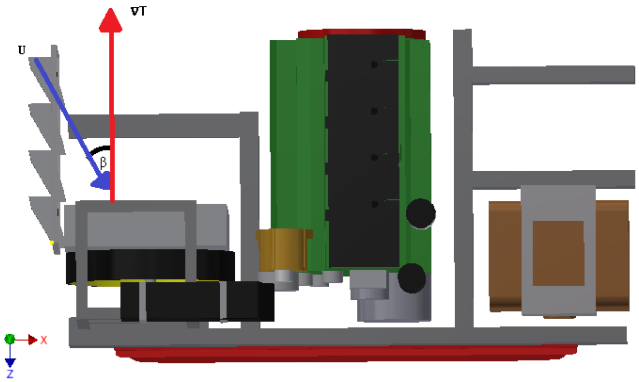


Figura 41. Propuesta Gradiente de temperatura ∇T- Vector velocidad U del Motor del Mb-O500

Fuente propia.

Elección de software

En el análisis del Estado del arte se pudo acotar la importancia para el estudio fluidos los softwares CFD, los más utilizados para este tipo de análisis es ANSYS y Hypermesh, ambos softwares poseen, potencialidad, precisión en los resultados, pero considerando que ANSYS es más comercial y amigable con el usuario, debido a esta razón, se ha decidido utilizar este paquete de software ANSYS student con su modulo FLUENT.

Simulación numérica

Introducción numérica

La longitud del vehículo es 18.20 m, de la ecuación (8).

$$Re = \frac{0.928\ kg/m^3\ (18{,}2m)v}{1{,}70 * 10^{-5}\ kg/m\ s}$$

$$Re = 993505\ v1$$

El numero adimensional de Reynolds es 993505 por la velocidad 1 de ingreso, por consiguiente, flujo turbulento ≥ 4000

La entrada de aire existente es *flujo turbulento*, en la tabla 12 se indica el número de Reynolds a diferentes velocidades.

Tabla 10

Reynold a diferentes velocidades

Velocidad (m/s)	Reynolds
16,6	16492183
13,9	13809719,5

11,1	11027905,5
10	9935050
8,33	8275896,65
5,56	5523887,8

Nota. Velocidades usadas en la ruta

El flujo en este estudio es predominantemente turbulento, aunque las soluciones analíticas para los flujos turbulentos aún no son posibles. La dinámica de la turbulencia se describe adecuadamente mediante las ecuaciones de continuidad y de Navier-Stokes. Se pueden obtener soluciones aproximadas de las ecuaciones utilizando métodos numéricos esto utiliza la dinámica de fluidos computacional (CFD). La solución se implementa generando una malla en la región de interés o dominio, esto se hace subdividiendo el dominio en un conjunto de volúmenes y puntos discretos. Las ecuaciones gobernantes luego se discretizan produciendo un sistema de ecuaciones algebraicas que se pueden resolver en cada punto dentro del dominio (Bolívar Torres & Leonidivna Naidiuk, 2018).

Ecuaciones gobernantes

Como se mencionó anteriormente, el flujo de aire es turbulento; por lo tanto, requiere el uso de las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (RANS). Además, se resuelve las ecuaciones de energía de Reynolds dado que el campo de temperatura es también de interés.

Ecuación 15. Navier Stokes

$$\nabla \cdot \overline{\mathbf{V}} = 0 \tag{15}$$

Ecuación 16. Navier Stokes de Reynold (RANS)

$$\rho\left(\frac{\partial \overline{V}}{\partial t} + \left(\overline{\mathbf{V}} \cdot \nabla\right)\overline{\mathbf{V}}\right) = -\nabla \overline{p} + \nabla(\mu \nabla \cdot \overline{\mathbf{V}} - \lambda) \tag{16}$$

Ecuación 17. Conservación energía Reynold.

$$\frac{\partial \rho T}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho \vec{V} T \right) = \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{\Pr} + \frac{\mu_t}{\Pr_t} \right) \nabla T \right] \quad (17)$$

En la simulación se supone que el aire tiene un comportamiento de gas ideal, para lo cual, la ecuación de estado se puede escribir como:

Ecuación 18. Gas Ideal

$$\rho RT = W\left(p + p_{ref} \right) \quad (18)$$

El flujo en el problema es completamente turbulento, entonces se requiere un modelo de turbulencia apropiado. En este estudio, se empleó el modelo de turbulencia de transporte de esfuerzo cortante (SST) basado en la viscosidad Eddy, disponible en ANSYS Fluent esta combina las resistencias de los modelos k-ω y k-ε estándar. Las ecuaciones en Fluent para energía cinética turbulenta y viscosidad son las siguientes:

Ecuación 19. Energía cinética turbulenta

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho \vec{V} k \right) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - C_1 \rho k \omega \quad (19)$$

Ecuación 20. Viscosidad Eddy

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho \vec{V} \omega \right) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - C_2 \rho k \omega^2 \quad (20)$$

Donde C1, C2, α, σk y σω son las constantes del modelo, y la viscosidad Eddy está relacionada con la energía cinética turbulenta (Bolívar Torres & Leonidivna Naidiuk, 2018).

Pre -proceso

Durante esta etapa del pre- proceso se diseñó las geometrías CAD en Autodesk Inventor. Se dibujo el habitáculo del motor con todos los elementos que lo conforman, se obtuvo la geometría en formato Step, como se observa en la figura 41. Además, en la figura 41 A se muestra con los Inlets propuestos.

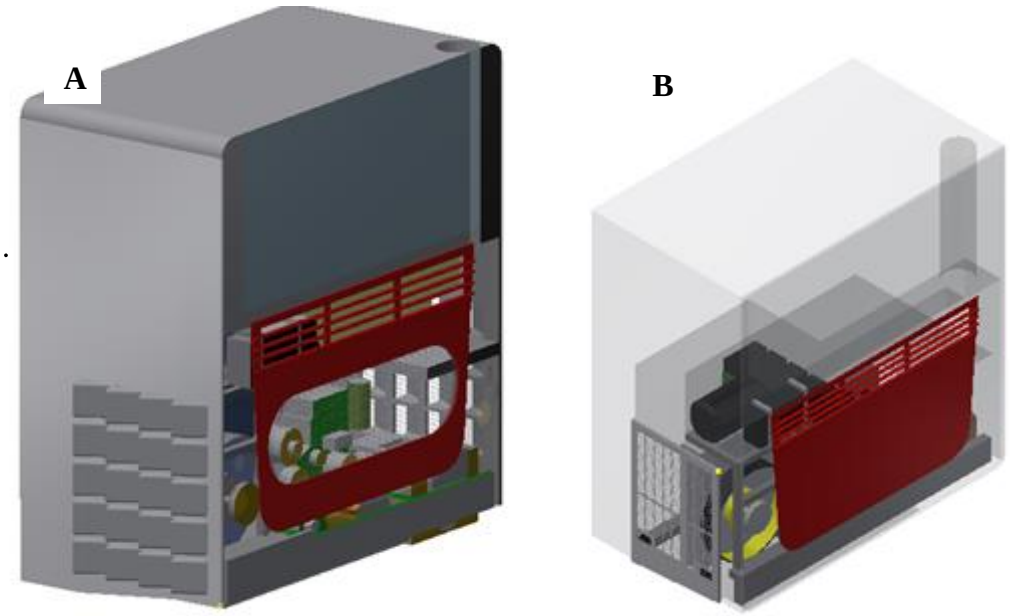


Figura 42. A. Diseño del habitáculo del motor con entradas de aire. B. Diseño actual del habitáculo.

Fuente propia Inventor 2019

Definición de las condiciones de frontera.

La dinámica de fluidos computacional se analiza el volumen del fluido dentro de un contorno. De esta manera se utiliza la geometría del volumen del flujo de aire dentro del habitáculo y para ello se encapsulo la geometría para obtener dicho volumen. También se realizan simplificaciones en SplaceClimb del Worbench para optimizar y evitar gasto computacional. Como se observar en la figura 43.

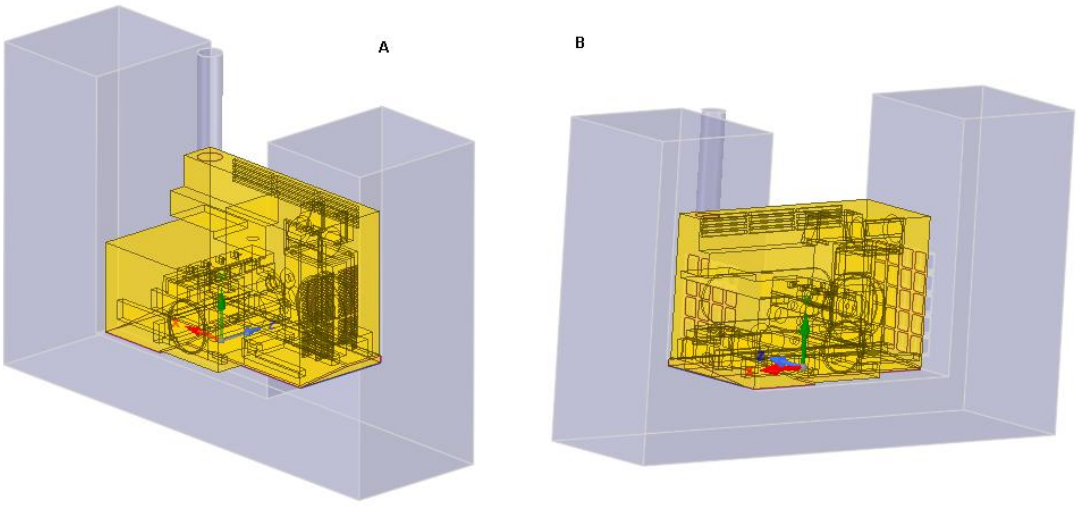


Figura 43. Geometría del volumen

Fuente propia ANSYS R21. 0

Identificación de las condiciones de frontera.

Para la simulación dentro del habitáculo del motor se identifica las condiciones de borde, donde se indica las entradas, salidas y Wall descritas en la tabla 13.

Tabla 11

Condiciones de contorno en la geometria

Named Selection	Descripción
Inlet	Define la superficie de flujo de aire
Ventilas	Define las salidas de aire
Motor	Define las paredes del motor
Radiador	Define las paredes del radiador
wall_sup	Define el área límite del fluido exterior
wall_poliuretano	Define las paredes del área del recubrimiento de poliuretano

Nota. Definición de contorno en la geometría. Fuente propia ANSYS

Generación de malla

En esta etapa se discretiza la geometría, donde el mallado del dominio es el paso más importante en la simulación aquí se define el número de nodos y la forma de los elementos, de esto depende la precisión de los resultados y el comportamiento numérico de la solución.

Se generó una fina malla tetraédrica no estructurada, utilizada para resolver todas las características de flujo de interés. Además, se resuelve usando un tamaño de malla más fino alrededor en el habitáculo (como se muestra en figura 49).

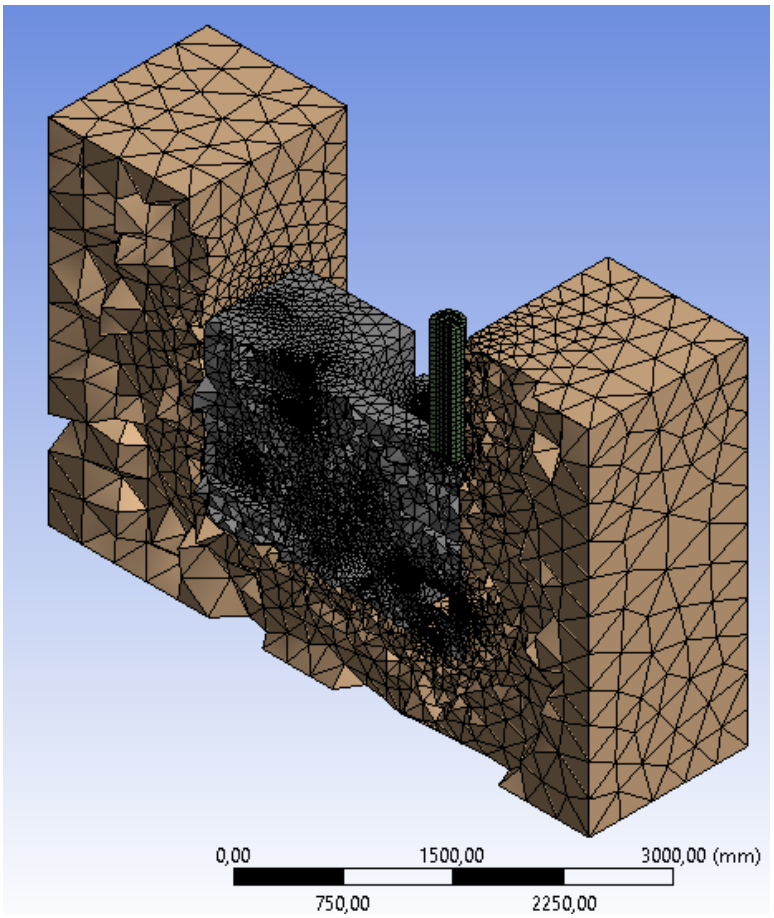


Figura 44. Mallado del habitáculo

Fuente propia Ansys 21.0.

En la Tabla 13 se muestra los parámetros de mallado.

Tabla 13

Parametros del mallado

Parámetro de malla	Propiedad o medida
Relevance	0
Size function	Curvature
Method	Tetrahedrons
Smoothing	High
Solver preference	Fluent

Fuente: ANSYS R21. 0

Para obtener una malla adecuada se busca que la calidad trabaje bajo los espectros de métrica de la malla -Skewnes. El cual es de 0-0.25 excelente y 0.25-0.50 muy bueno (ANSYS, 2018; Matsson, 2020). En la calidad de malla el *average* final es de 0,232222 que equivale a una malla de calidad excelente.

La métrica de calidad utilizada se calcula de manera que los elementos perfectamente regulares tengan un valor de calidad de malla *Skewness* 0.25, mientras que los valores cercanos a 1 indican elementos degenerados. En la práctica, se considera aceptable una malla que se compone de elementos por encima de una calidad de 0,25. El número total de elementos utilizados se muestra en la tabla 14. Limitado por el ANSYS Student 512000 nodos o elementos.

Tabla 14

Datos estadistico de la mallada obtenido

	Detalles	
Características	**Geometría 1**	**Geometría 2**
Numero de nodos	98582	105187
Número de elementos	494000	511916

Nota. Fuente propia

Proceso.

Esta es la fase de la simulación, en el cual se realiza el set up de los parámetros globales, así como los análisis establecidos para encontrar respuesta. En esta etapa es importante la convergencia de las curvas, de esta manera se garantiza los resultados (Matsson, 2020).

Resultados

Los resultados obtenidos durante la simulación se basaron para un flujo en estado estable donde el vehículo viaja a velocidad crucero, se probó a una la velocidad promedio uniforme de 10 m / s (36 km / h) velocidad del viento. Este valor se eligió por ser consistente con los valores en la ruta utilizada, la cual es una velocidad relativamente baja. Además, las condiciones atmosféricas de Quito. Para verificar la efectividad del diseño mejorado, las simulaciones se realizaron utilizando las mismas condiciones iniciales y de contorno del diseño original. Asimismo, se realizó simulaciones condiciones crítica de temperatura alta de motor.

Se procede a simular en ANSYS WORKBENCH R21 bajo los parámetros establecidos en la metodología.

Análisis CDF

En este análisis CFD1 se muestran el comportamiento típico del flujo en el habitáculo del motor del bus Mercedes Benz O500.

Para el primer análisis se simula con las condiciones de trabajo típicas más habituales. De esta forma el análisis 1 se procede con valores recolectados en el muestro de variables, los cuales son la velocidad, las temperaturas del MCI, del habitáculo y la temperatura exterior. En la Tabla 15 de las variables típicas del automotor.

Tabla 15

Velocidades y Temperaturas en condiciones tipicas

Temperaturas			
T motor (°C)	T Habitáculo (°C)	T exterior (°C)	velocidad (m/s)
92	67.5	21	10

Velocidad del fluido

En la Figura 45 se indica el resultado de la simulación en ANSYS de la velocidad en el volumen del habitáculo del motor.

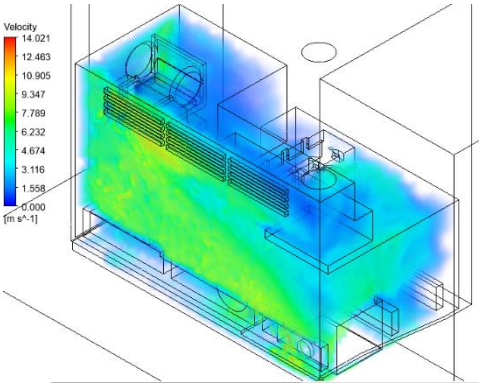


Figura 45. Velocidad de Fluido

Fuente ANSYS R21

La velocidad máxima del fluido se produce en las regiones cercanas a la tapa posterior del habitáculo puede llegar un valor entre 3.1 m/s y 10.9 m/s. En la figura 45 se vizualiza el flujo de aire en volumen de control, el cual no se pudiera observar en la practica el comportameinto del flujo en el habitaculo del motor.

Temperatura

En la Figura 46 se observa el resultado de la temperatura que se forma en el volumen del habitáculo del motor.

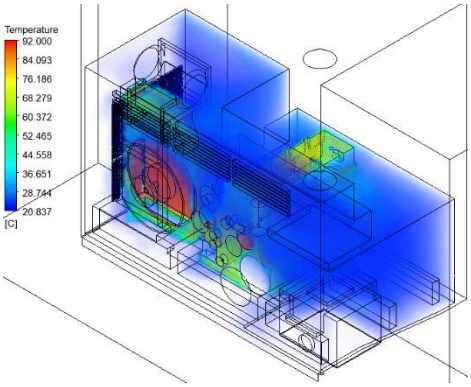


Figura 46. Temperatura

Fuente ANSYS R21

La mayor temperatura que experimenta el fluido son las zonas del MCI y el radiador. En la Figura 47 se observa el plano de contorno de temperatura vista frontal al habitáculo, está entre los 44.63°C como temperatura promedio, el plano sirve para entender las regiones de mayor temperatura.

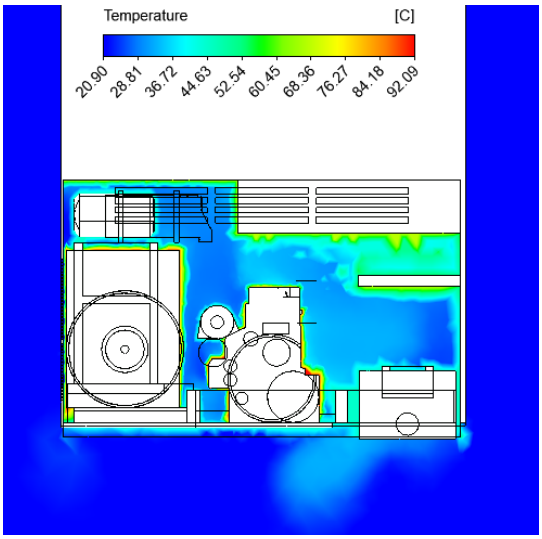


Figura 47. Contorno de Temperaturas en el Habitáculo del Motor
Fuente ANSYS R21

Presión en el volumen del habitáculo

En la figura 48 se indica la presión ejercida en el volumen del habitáculo del motor

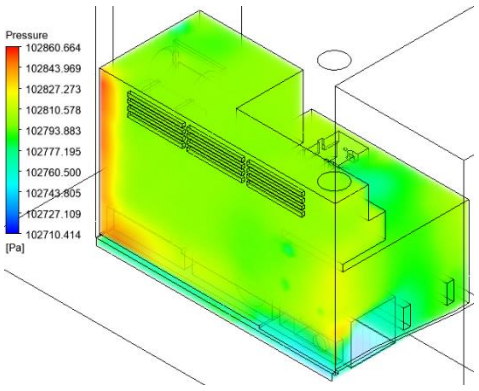


Figura 48. Presión en el volumen del habitáculo.
Fuente ANSYS

En la figura 48 las presiones mayores se encuentran en zona lateral izquierda de gráfico. Presiones de 102827 Pa.

Simulación CFD 2

Para la simulación del habitáculo con las entradas de aire, se basa en los parámetros de la tabla 16. Se basa en los mismos parámetros para poder realizar una comparación a la propuesta estudiada.

Velocidad del fluido

En la Figura 49 se indica el resultado de la velocidad del fluido en el habitáculo del motor. La velocidad del fluido se muestra en el plano del habitáculo en la simulación mediante *ANSYS.* Velocidad *de 15.24 m/s*

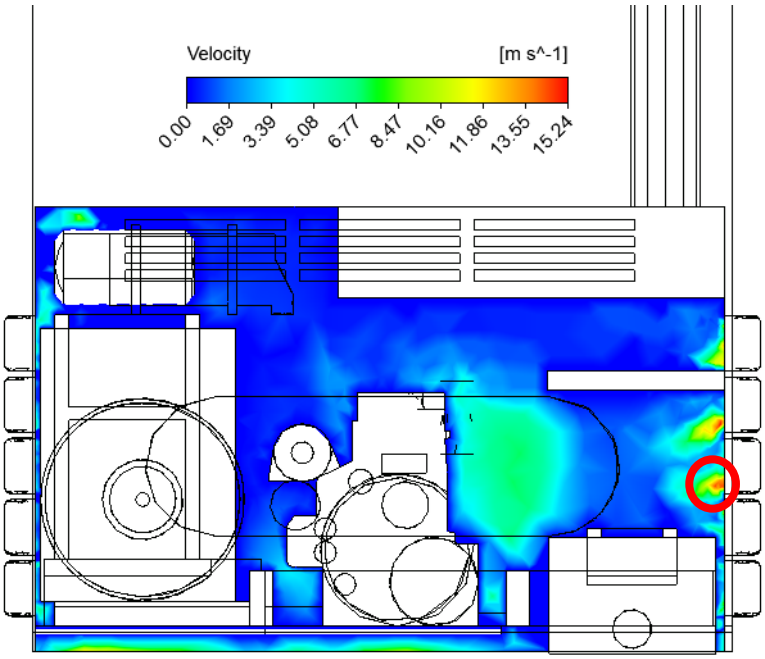


Figura 49. Velocidad del fluido con las entradas de aire

Fuente ANSYS

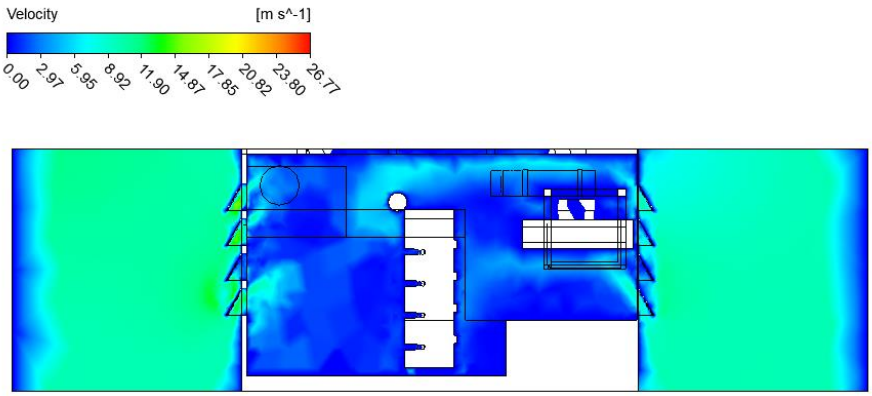


Figura 50. Velocidad del rediseño vista superior plano XZ

Fuente ANSYS

La Figura 50, se muestra la velocidad del fluido simulado en *ANSYS*, desde una vista superior en el habitáculo con un corte. Las velocidades máximas se generar en las entradas inferiores del habitáculo, además, se concentran velocidades mayores en las partes cercanas (figura 49) al suelo. La velocidad máxima es de 14.87 m/s .

Temperatura del fluido

En la Figura 51 se observa el resultado de la temperatura que se forma en el habitáculo del motor con las entradas de aire en su volumen.

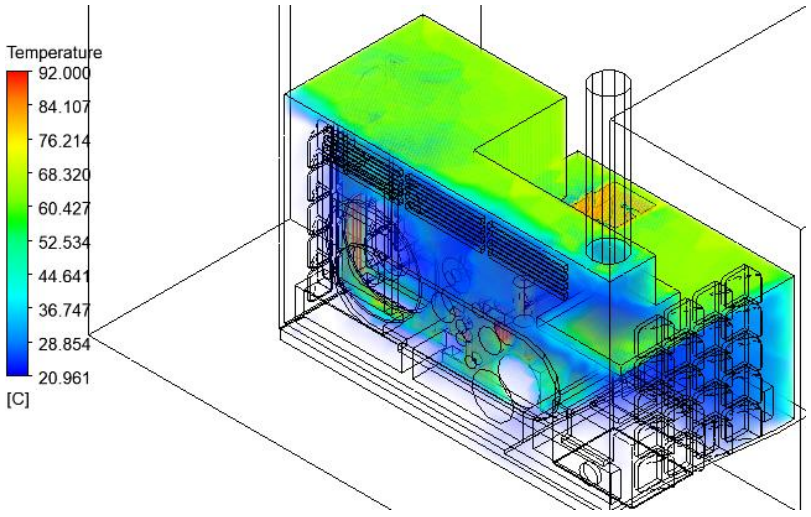


Figura 51. Temperatura del Fluido con entradas de aire en el volumen del habitáculo

Fuente ANSYS

La mayor temperatura que experimenta el fluido son las zonas del MCI y radiador.

En la Figura 52 se observa el plano de contorno de temperatura. La temperatura máxima es de 92°C

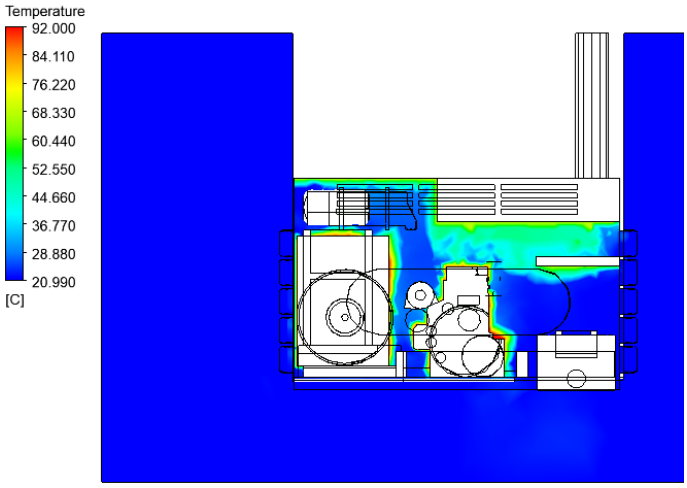


Figura 52. Contorno de Temperatura con entradas de aire.
Fuente ANSYS

En la figura 53, se indica la presión ejercida en el habitáculo del motor en el plano XY con las entradas de aire. Tiene una presión uniforme 102,8kPa y parte inferior presiones de 102,6 kPa.

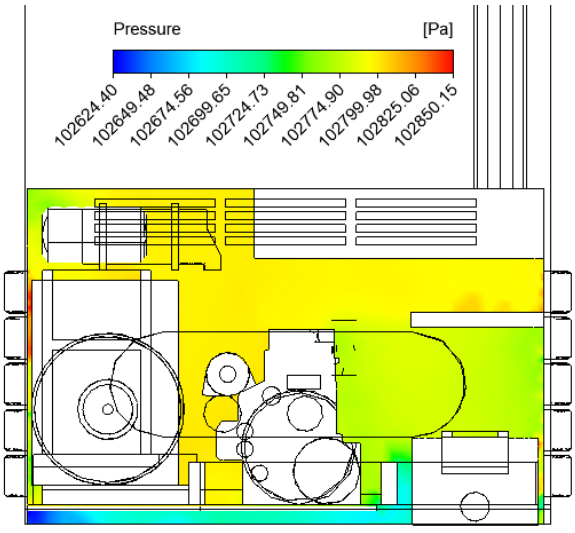


Figura 53. Presion ejercida en habitaculo del motor con las entradas de aire.

Fuente ANSYS

Simulacion CDF3

Se detallan en la Tabla 17 las temperaturas críticas, en habitáculo de motor.

Tabla 12

Temperatura criticas

Temperaturas máximas		
T motor (°C)	T Habitáculo (°C)	velocidad (m/s)
107	70.5	10

Temperatura del fluido a Tmotor 107°C

En la Figura 54 se observa la temperatura en el volumen del habitáculo del motor

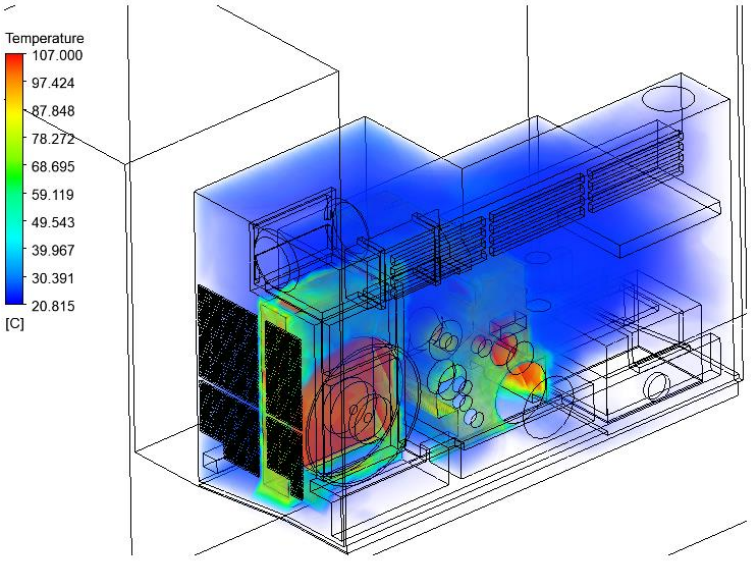


Figura 54. Temperatura del Fluido del volumen del habitáculo T motor 107°C

Fuente ANSYS

En la Figura 55 se observa el plano de contorno de temperatura a T motor a 107°C

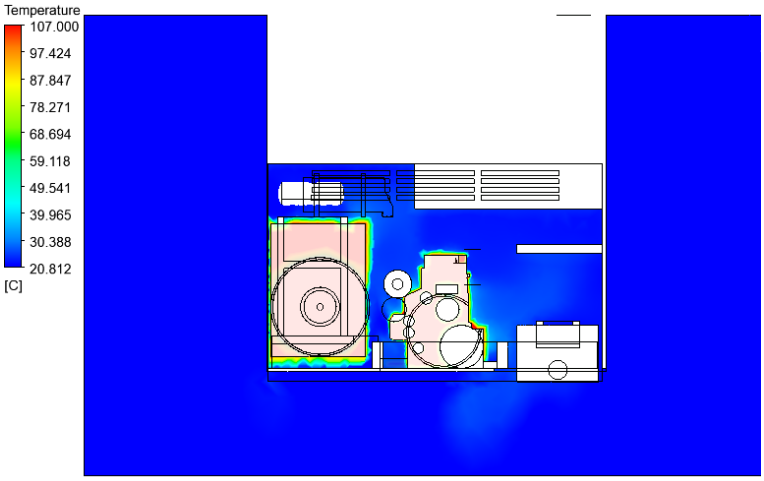


Figura 55. Plano de contorno de la Temperatura del volumen del habitáculo en el plano a T motor 107

Fuente ANSYS

Temperatura del fluido a T motor 107°C con entradas de aire

En la figura 56 se indica la temperatura volumen del habitáculo del motor en condiciones donde la Wall temperatura del motor es de 107°C.

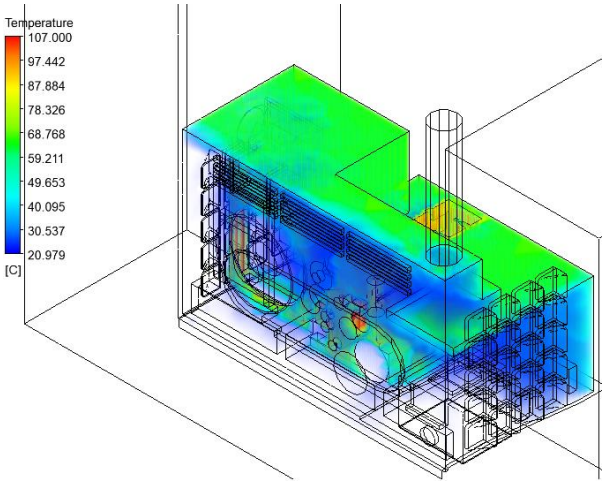


Figura 56. Temperatura del fluido en el habitáculo del motor a T motor 107°C

Fuente ANSYS

En la figura 57 se indica en plano de corte para entender de mejor manera como actúa en el motor y radiador.

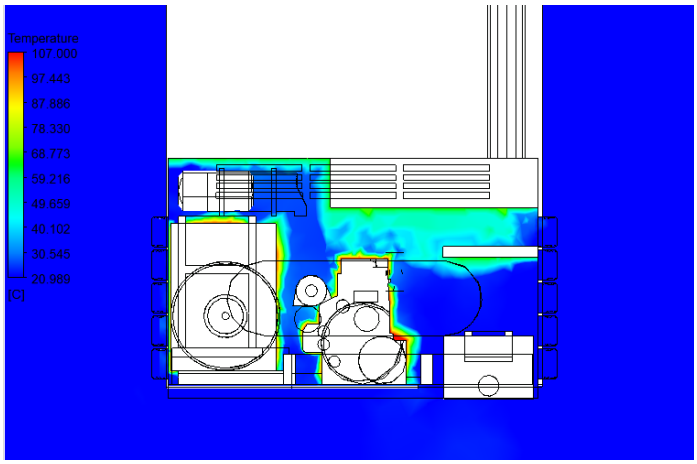


Figura 57. Plano de contorno de la Temperatura del fluido en el habitáculo del motor a Tmotor 107°C.

Fuente ANSYS.

Adema ANSYS permite parametrizar para obtener experimentos, por tanto, en el rediseño se parametrizo la velocidad de ingreso a diferentes velocidades inferiores a los 60 km/h estos valores mostrados en la tabla 18 son las temperaturas promedias en volumen del habitáculo a diferentes.

En la tabla17, se nuestra los resultó arrojados por ANSYS en diseño del habitáculo con entradas de aire para disipación de calor.

Tabla 17

Parametrizacion de Ansys a diferentes velocidades

Name	**P1 - VELOCIDAD**	**P3 - temperatura-op**	**P4 - presión-op**	**P5 - velocidad-op**
Units	m s^-1	K	Pa	m s^-1
DP 2	0,28	301,58532	102800	0,14139152
DP 3	1,4	299,37854	102799,96	0,53030115
DP 4	2,77	299,44545	102799,52	1,0022935
DP 5	4,2	298,97661	102798,83	1,4573238
DP 6	5,6	298,81359	102797,9	1,9309352
DP 7	7	298,65455	102796,86	2,4705845

DP 8	8,3	298,86155	102795,55	2,9175802
DP 9	9,7	298,69643	102794,02	3,4673622
DP 10	11,1	298,49467	102793,79	4,0964441
DP 11	13,9	298,24868	102790,04	5,1457949
DP 12	16,7	298,25551	102785,79	6,2496821

Nota. Tabla de parametrización de ANSYS

Convergencia

Otro aspecto importante en esta simulación es el de garantizar que el método cumpla con las exigencias para determinar las respuestas, el criterio utilizado en varios autores que utilizan análisis CFD es el criterio de convergencia. En este caso la Figura 58 muestra la convergencia, donde podemos garantizar la correcta simulación. En la simulación a partir de la iteración 500 converge.

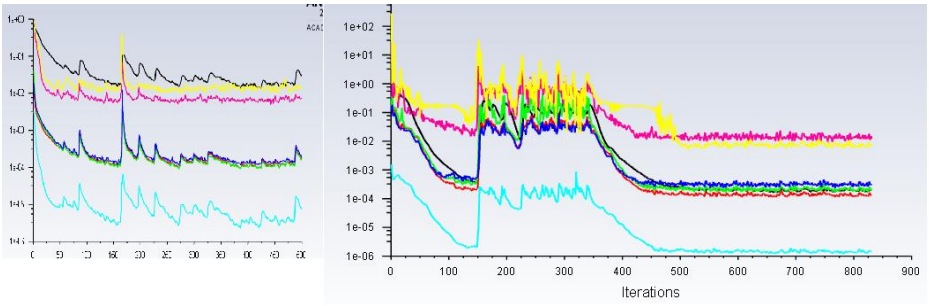


Figura 58. Grafica de Convergencia

Validación

Para la validación se calcula la transferencia de calor teóricamente en el habitáculo al motor también se utiliza el software ESS, además se compara la simulación.

Al motor se lo considera como un bloque su parte superior es de longitud 0.8 m y 1.2 m ancho, donde la superficie del motor está a 92°C, el aire circundante dentro del habitáculo está a 67.5 °C y la temperatura exterior a 21°C viajando a una velocidad promedio de 36Km/h con flujo turbulento, despreciando la radiación.

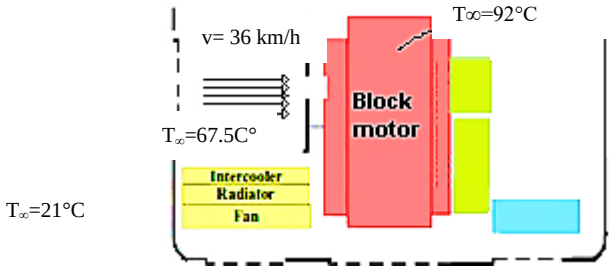


Figura 59. Esquema de del habitáculo y motor para calculo Q_{conv}

Recuperado Fuente propia

Para el cálculo numérico se estable ciertas condiciones para su resolución.

1. Se establece condiciones de funcionamiento estable flujo estacionario e incompresible.
2. El número de Reynolds crítico.
3. El aire es un gas ideal con propiedades constantes.
4. La presión del aire es a la altitud de Quito.
5. El flujo es turbulento en toda la superficie debido a la constante agitación del bloque del motor.

Ecuación 21. La temperatura de película

$$T_f = \frac{T_s - T_\infty}{2} \quad (21)$$

$$T_f = \frac{T_s - T_\infty}{2}$$

$$T_f = \frac{92 - 67.5}{2}$$

$$T_f = 79.75°C$$

Las propiedades del aire a la temperatura de película a valores de la Tabla A15

k=0.02953 W/m°C

Pr=0.7154

Para un gas ideal, la conductividad térmica y el número de Prandtl son independientes de la presión, pero la viscosidad cinemática es inversamente proporcional a la presión(Çengel et al., 2011)

$$P = (71.47kPa) \cdot \frac{1atm}{101.325kPa}$$

$$P = 0.705atm$$

υ= υ a 1atm =2.097 m^2/s

υ= υ a $1_{atm}/P_{atm}$

$$\upsilon = \frac{2.097 m^2/s}{0.705} = 2.975 \times 10^{-5} m^2/s$$

De la ecuación 12 el número de Reynolds es

$$\mathrm{Re} = \frac{10\,\mathrm{m/s} \cdot (0.8\,\mathrm{m})}{2.975 \cdot 10^{-5} m^2/s}$$

$$\mathrm{Re} = 268956$$

Flujo turbulento debido a la constante agitación del bloque motor. Por lo tanto, de la ecuación 5 el Nusselt:

$$Nu = 0.037(268956)^{0.8}(0.7154)^{1/3}$$

$$Nu = 730.24$$

Despejando el coeficiente de convección (h) de la ecuación 4 y reemplazando el valor de Nu en la ecuación.

$$h = \frac{0.02953 \cdot W / m°C}{0.8m}(730.24)$$

$$h = 26.96 \cdot W / m^2°C$$

Entonces, la tasa total de pérdida de calor de la superficie del bloque del motor de la ecuación 3.

$$\dot{Q}_{conv} = (26.96 \cdot W / m^2°C)\left[(0.8m)(1.2m)\right](92 - 67.5)°C$$

$$\dot{Q}_{conv} = 634 \cdot W$$

La transferencia de calor siempre es desde la temperatura más alta hacia el de temperatura más baja. En este caso, es desde del Block del motor hacia el aire circundante del habitáculo.

En situaciones prácticas, la temperatura ambiente y el coeficiente de transferencia de calor por convección fuera del automóvil varía con las condiciones ambientales y la velocidad del automóvil.

En el rediseño la velocidad se duplica al ingreso al habitáculo esto debido al efecto Venturi que tiene el diseño en el ingreso. De esta manera de la ecuación 12 el número de Reynolds a velocidad duplicada es.

$$\mathrm{Re} = \frac{20\,\mathrm{m/s}\cdot(0.8\,\mathrm{m})}{2.975\cdot 10^{-5}\,m^2/s}$$

$$\mathrm{Re} = 537911$$

De la ecuación 5 el número de Nussel a flujo turbulento

$$Nu = 0.037(537911)^{0.8}(0.7154)^{1/3}$$

$$Nu = 1271$$

Despejando h de la ecuación 4

$$h = \frac{0.02953\cdot W/m°C}{0.8m}(1271)$$

$$h = 46.9\cdot W/m^2°C$$

La transferencia de calor en el rediseño:

$$\dot{Q}_{conv} = (469\cdot W/m^2°C)\left[(0.8m)(1.2m)\right](92-67.5)°C$$

$$\dot{Q}_{conv} = 1104\cdot W$$

De esta manera la transferencia de calor en la forma actual es de 634 W y con el rediseño la transferencia de calor es 1104 W aumentando un 1.74 veces. En conclusión, por la teoría de la Ley de enfriamiento de Newton “entre más alta la velocidad del fluido mayor la velocidad de transferencia de calor”.

Para validar la solución analítica se utiliza el software Engineering Equation Solver (EES) (Figura 60). A cuál se ingresan las ecuaciones y se parametriza para diferentes valores de velocidad desde 10 km/h hasta los 100 km/h

```
"TRANSFERENCIA DE CALOR"

"Vel=36 [km/h]"
height=1,2 [m]
L=0,8 [m]
T_infinity=67,5 [C]
T_s=92 [C]

"propiedades"
Fluid$='air'
k=Conductivity(Fluid$; T=T_film)
Pr=Prandtl(Fluid$; T=T_film)
rho=Density(Fluid$; T=T_film; P=71,47)
mu=Viscosity(Fluid$; T=T_film)
nu=mu/rho
T_film=1/2*(T_s+T_infinity)

"Analisis"
v=Vel*Convert(km/h;m/s)
Re=(v*L)/nu
Nusselt=(0,037*Re^0,8)*Pr^(1/3)
h=k/L*Nusselt
A=height*L
Q_dot_conv=h*A*(T_s-T_infinity)
```

SOLUTION
Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg
(Table 1, Run 20)

A = 0,96 [m^2]	Fluid$ = 'Air'
h = 61,1 [1/m]	height = 1,2 [m]
k = 0,02951 [W/m-K]	L = 0,8 [m]
μ = 0,00002095 [kg/m-s]	ν = 0,00002969
Nusselt = 1656	Pr = 0,7157
$\dot{Q}_{conv}$ = 1437 [1-m-C]	Re = 748553 [m^2/s]
ρ = 0,7056	T_{film} = 79,75 [C]
T_∞ = 67,5 [C]	T_s = 92 [C]
v = 27,78 [m/s]	Vel = 100 [km/h]

Figura 60. Ecuaciones en el software EES

Fuente Software EES

En la tabla 18 se muestra los valores de las velocidades escogidas al azar por el software EES. En la figura 61 se muestra la gráfica de la tabla 19, que se obtuvo de EES

Tabla 18

Parametrizacion a diferentes velocidades para la taza de Transferencia de Calor

V (m/s)	$Q_{conv\ (W)}$
20	396,5
24,21	462
28,42	525,2
32,63	586,6
36,84	646,4
41,05	704,9
45,26	762,2
49,47	818,4
53,68	873,6
57,89	928
62,11	981,6
66,32	10,35
70,53	1087
74,74	1138
78,95	1189
83,16	1240
87,37	1290
91,58	1339
95,79	1388
100	1437

Nota. Tabla realiza en EES.

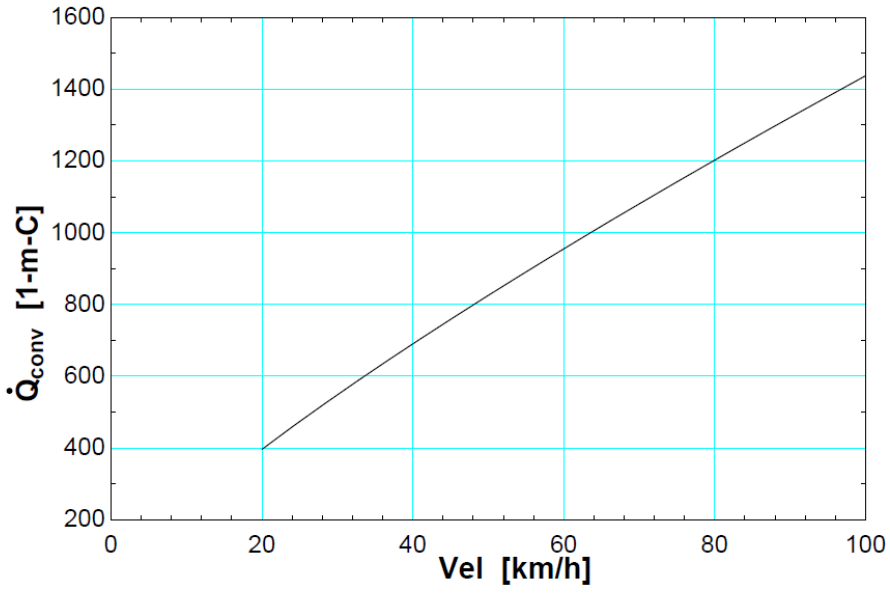


Figura 61. Grafica Q_{conv} vs Velocidad del automotor.
Fuente propia software ESS

Al igual para verificar la efectividad del diseño mejorado las simulaciones se realizaron utilizando las mismas condiciones iniciales y condiciones de contorno con el diseño original. La figura 62 muestra la simulación con la variable de temperatura del aire realizada en el plano XZ desde una vista superior al habitáculo. En la parte A de la figura 62 se muestra el diseño actual y la parte B el diseño mejorado. Se compara los resultados y se divide por regiones para una mejor comprensión

La disminución de la temperatura promedio en la Región I es de 68.30°C a 44.83°C, mientras que en la Región II es de 36.72°C a. 28.8°C. La Región I que se encuentra más alejada de la rejilla ingreso tiene la temperatura más alta de las dos regiones, pero muestra la mejor reducción de temperatura bajo el diseño mejorado.

La disminución de temperatura, en el aire promedio del habitáculo de la Región I es alrededor del 34.4% después de los cambios en el componente diseño.

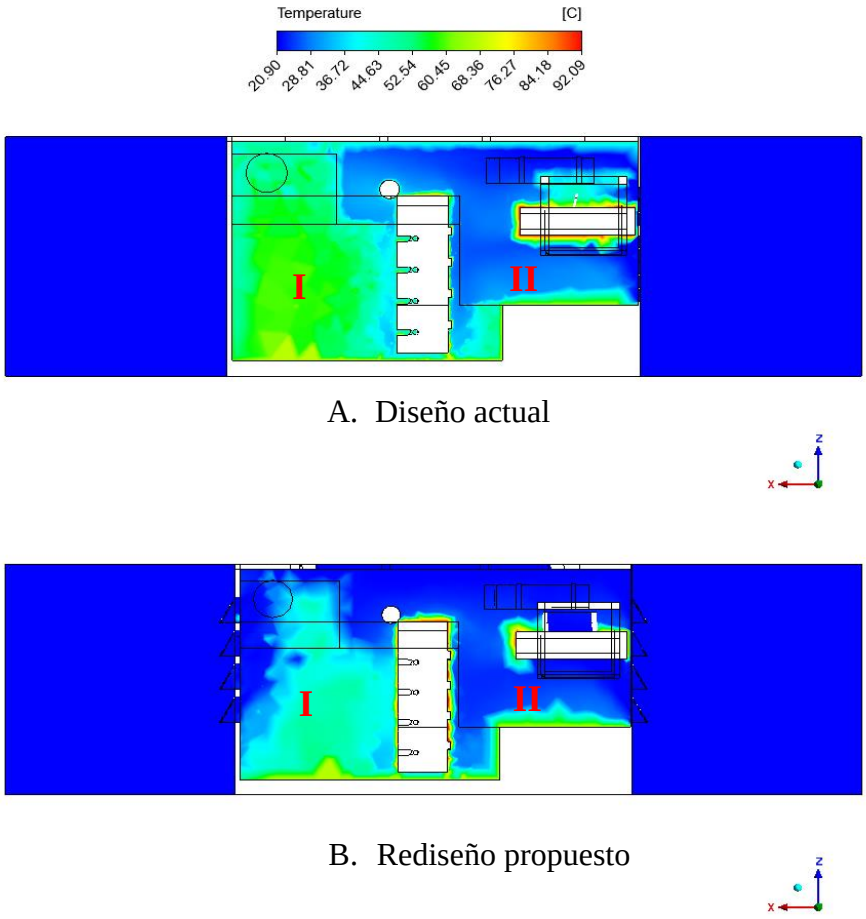


Figura 62. Temperaturas Plano XZ corte a vista superior A. Diseño actual y B. Rediseño propuesto.

Fuente ANSYS

Además, una transferencia de calor más eficiente en la mejora del diseño. En la región II existe una disminución de temperatura de hasta un 21.6 %.

En la figura 63 se muestra el aumento en la velocidad del aire bajo el diseño mejorado y se evidencia flujo de aire suave en el habitáculo, que a su vez facilita la transferencia de calor por convección, contribuyendo así a prevenir el sobre calentamiento y por consiguiente más eficiente la transferencia de calor.

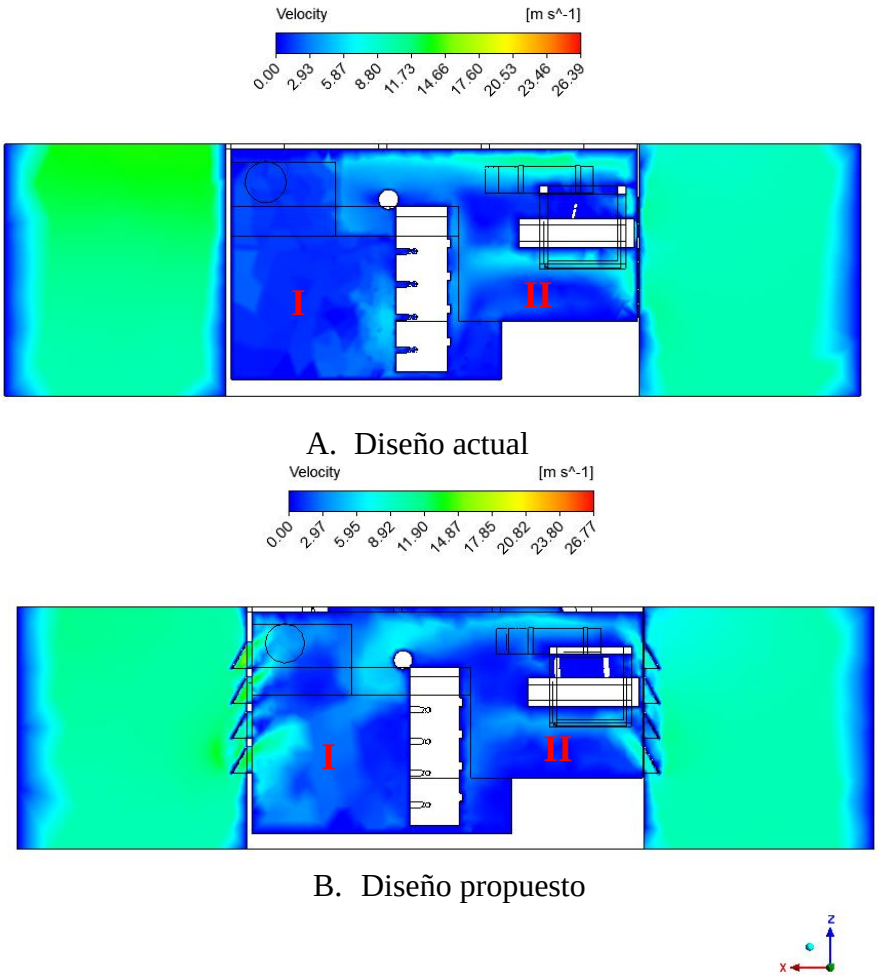


Figura 63. Velocidades Plano XZ corte a vista superior A. Diseño actual y B. Rediseño propuesto.

Fuente ANSYS

Análisis de resultados

En primer lugar, para discutir los resultados se debe partir del pre- proceso de las simulaciones, a lo cual al aire se toma como un fluido ideal incompresible porque la velocidad de flujo de aire en la parte inferior del habitáculo es mucho menor que el del sonido. Es más, el flujo de aire en la parte habitáculo está en un estado turbulento, por lo tanto, puede ser simulado por el modelo de turbulencia k- e. Las propiedades físicas del medio de flujo se definen por las propiedades físicas de la corriente de aire a una altitud de 2800 msnm.

Además, se determinó que el flujo que ingresa es turbulento a cualquier velocidad. la intensidad de la turbulencia de entrada se fijó en 1% (Bolívar Torres & Leonidivna Naidiuk, 2018). Y la temperatura exterior se determinó a 21 °C.

Después de esto se malla, pero se tiene en cuenta o que se trabaja con ANSYS R21.0 versión del estudiante el cual está limitado el número de elementos a 512000, de esta manera no se puede refinar más, por lo que para su estudio se dividió el volumen en 2 la parte 1 la del habitáculo y la otra la exterior, tratando de refinar el volumen interno el del habitáculo.

Se simuló con una temperatura exterior de 21°C a velocidad de 36 km/h (10/s) y a temperatura de 92°C las paredes del motor, a 67.5 °C la temperatura en el volumen del habitáculo, de esta manera se simulo. Así mismo, se varió a las condiciones críticas de temperatura alta en las paredes del motor a 107°C para la simulación.

Como resultados, la velocidad del rediseño se amplía a una relación de 1:2 esto debido a los ductos de entrada que generan un efecto Venturi, reduciendo la presión y aumenta la velocidad máxima. El diseño actual que se da entrada al habitáculo es de 9.34 m/s y se duplica a 18.34 m/s, tal como se observa en la figura 64.

A. Diseño actual

B. Rediseño propuesto

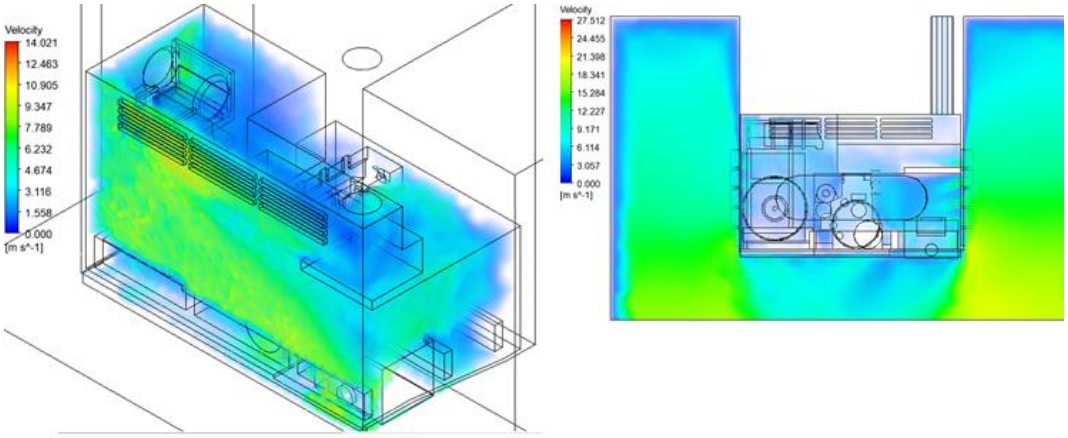


Figura 64. Graficas de velocidad A. diseño original. B. Rediseño propuesto

Fuente ANSYS

Esto lo garantiza al tener mayor velocidad del aire el enfriamiento por aire sería efectivo debido a una mayor tasa de transferencia de calor por convección(Zhang et al., 2016)

En la figura 64 se muestra la simulación de las temperaturas en volumen del habitáculo tanto en la del diseño actual como diseño mejorado.

A. Rediseño propuesto

B. Diseño actual

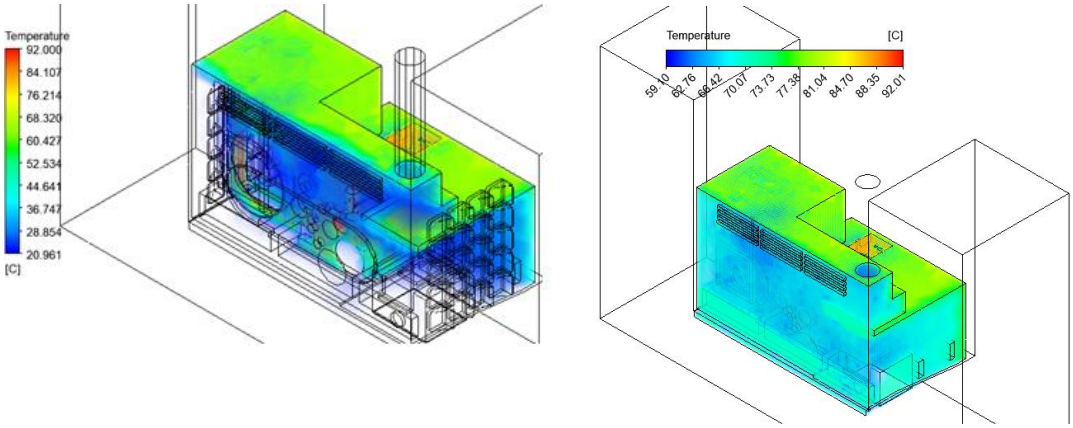


Figura 65. Graficas de temperaturas A Rediseño propuesto y B Diseño actual

Fuente ANSYS

Comparado las gráficas de la Figura 64 la temperatura se indica una reducción significativa. También se obtiene una uniformidad de temperaturas en volumen del habitáculo, en el diseño actual la región del radiador se observa que esa temperatura

permanece alta. De esta manera si mejora la temperatura del moto; a pesar de su proximidad a las fuentes de calor, el aire extra que fluye a través de los ductos ayuda a enfriar el radiador y el intercooler inmediatamente.

Adema en ANSYS se parametrizo simulaciones con diferentes entradas de velocidad para el rediseño. En la tabla 18, se mostró los resultados, en la figura 65 se observa que disminuye la temperatura del volumen del habitáculo cuando viaja a mayor velocidad, en donde se obtiene una disminución de 2 °K. El automotor no puede exceder de la velocidad de 60 Km/ h.

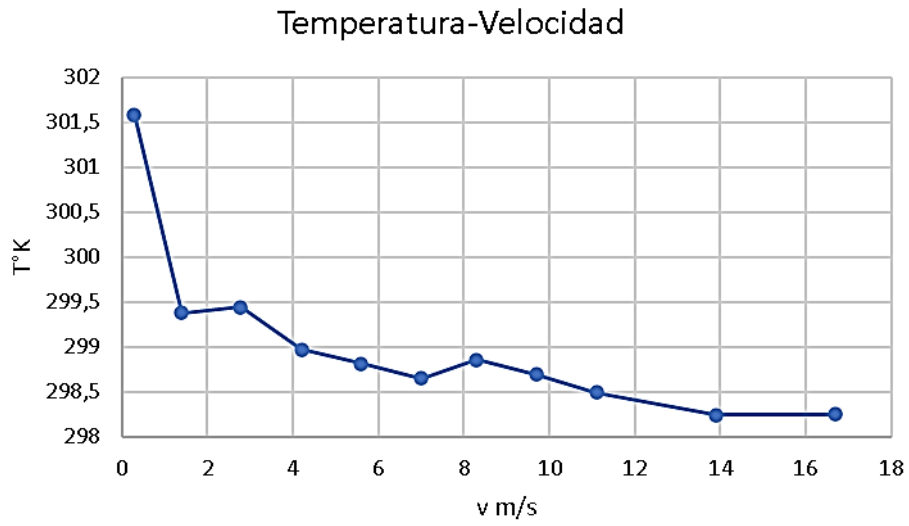


Figura 66. Grafica de parametrización de experimentos en ANSYS
Fuente ANSYS

Para el análisis de la temperatura del motor y del habitáculo se recolecto datos a tres buses articulados, ya se indicó que estos automotores tienen el mismo diseño y año de fabricación. El primer automotor que se recolecto las variables indicadas en la matriz tabla 4 viajo en condiciones sin carga a velocidades máximas promedio de 60 km/h. En la figura 66 se indica la gráfica.

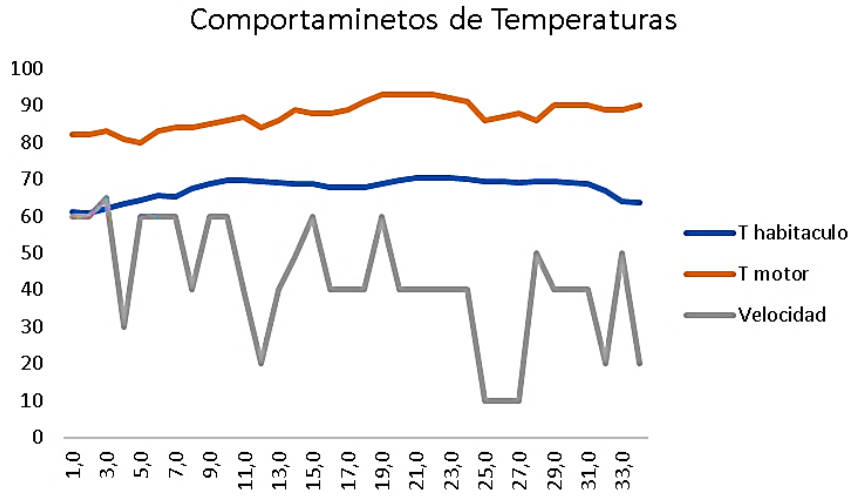


Figura 67. Grafica Comportamiento de temperatura vehículo sin carga

Fuente propia

Se puede observar en la gráfica que la temperatura del MCI disminuye cuando el vehículo está a menos velocidad, adema la temperatura del motor esta relaciona con la temperatura ambiente del habitáculo esto podría parecer contradictorio con la simulación de ANSYS, pero se determina por observación eso tramos en la gráfica son instante que el vehículo se detuvo, de esta manera se determina que el vehículo a bajas revoluciones o sea ralentí la temperatura disminuye

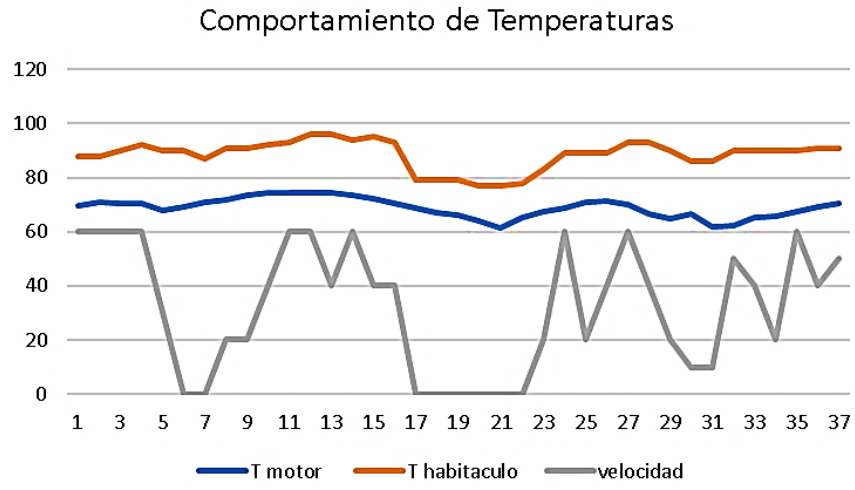


Figura 68. Grafica Comportamiento de temperatura vehículo sin carga

Fuente propia

La grafica de la figura 62 son datos de automotor con carga en condiciones de trabajo normal. Se puede observar en los instantes de velocidad cero la temperatura disminuye, esto

corrobora la gráfica de la figura 61, al tener menos revoluciones en el motor no sube la temperatura. Por lo general este motor solo se apagan cuando ya termina su circuito de 16 hora diarias de trabajo.

En general, cuando el motor arranca, la superficie la temperatura de los componentes en el habitáculo alcanza los 70 a 90 C y sigue subiendo; y cuanto mayor sea la carga, mayor el aumento de la temperatura superficial de los componentes (J. J. Ou et al., 2014).

Conclusiones

En resumen, en la toma de variables de la temperatura en el habitáculo del motor y en el MCI, en los buses de prueba se observó que con usuarios la temperatura del motor sube, sin carga la temperatura se mantiene estable y cuando el vehículo está detenido en ralentí (mínimo de revoluciones) la temperatura disminuye. Por tanto, se podría concluir que la temperatura del motor sube cuando mayor revoluciona el motor

En el rediseño de la disipación de calor se logró aumentar la velocidad de ingreso a una relación 1:2, la velocidad promedio 10 m/s pasa 20m/s. Además, se aumenta la tasa del caudal volumétrico de ingreso al sistema del intercooler- radiador, el cual es beneficioso para el radiador. Al optimizar el campo de velocidad del aire y la trayectoria del flujo en el habitáculo se da mejoras a esas altas temperaturas. La una salida superior con un extractor de calor y una rejilla más amplia en la tapa posterior hace que la descarga de aire sea en el menor tiempo posible y evitar acumulación del volumen de aire, por tanto, se evita el recalentamiento de motor.

Al poseer entradas de aire laterales que captan aire en la dirección de avance del vehículo se tiene un mayor flujo de aire de ingreso al habitáculo, se pudo observar en la simulación que el diseño actual que posee el bus articulado no ingresa a la rejilla lateral y pasa de forma tangencial en la mayoría del caso. Finalmente se puede concluir que la

simulación CFD pude predecir el comportamiento del flujo, sin embargo, para tener éxito en CFD es importante una discretización de dominio.

Al compara la simulación de los dos problemas se observa, que la temperatura del habitáculo con entradas de aire dismiye significativamente en la región del radiador intercooler desde 36.72°C hasta 28.18 °C significando hasta 21.6% de reducción de la temperatura del habitáculo en esa región. Finalmente se logra obtener es una distribución de temperatura más constante en el habitáculo. Mientras que la forma actual tiene temperaturas altas localizadas. Así que esa distribución del flujo de aire logra ventilar de mejor manera el habitáculo y que no se genere estancamiento del volumen.

Recomendaciones

Estudiar la aerodinámica del bus articulado para observar la capa limite que se forma en su contorno exterior de la carrocería de esta manera se puede entender el flujo de aire que ingresa a través de las entradas propuestas.

Usar computadores de mayor capacidad para los experimentos en CFD, de esta manera se podrá refinar más las mallas.

Investigar la instalación de un radiador adicional en el espacio disponible para mejorar el enfriamiento del motor.

La parte de medición de variables de esta tesis se limitó a medidas bidimensionales. Para mejorar aún más los resultados de la simulación, se necesita más investigación en la toma de datos y así mejorar las variables observadas, por tanto, se recomienda, aumentar más instrumentos de mediciones, instalar anemómetros y aumentar el número de termopares o datalogger de mayor capacidad.

En la recolección de datos de temperatura y velocidad se observó en situaciones donde el automotor no avanza y está el motor en ralentí su temperatura disminuye. Por tanto,

se recomienda medir la variable de la revolución del motor y analizar si genera el sobre calentamiento en el motor.

El estudio actual investigó entradas de aire con uso de ductos genéricos para mejorar el enfriamiento en el habitáculo. En trabajos futuro debería centrarse en optimizar el diseño de ductos específicamente más aerodinámicos en sus entradas y redirigidos. Es más probable que esto brinde mejores oportunidades para optimizar la efectividad del enfriamiento por aire en la superficie del intercooler – radiador y en el habitáculo del motor Mercedes Benz O500.

Referencias

Abedin, M. J., Masjuki, H. H., Kalam, M. A., Sanjid, A., & Ashraful, A. M. (2014). Combustion, performance, and emission characteristics of low heat rejection engine operating on various biodiesels and vegetable oils. *Energy Conversion and Management*, *85*, 173–189. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.065

Álvarez, J. A. F. (2014). *Motores alternativos de combustión interna* (UPC (Ed.)). Universitat Politecnica de Catalunya. Iniciativa Digital Politecnica. http://hdl.handle.net/2099.3/36805

Amodeo, J. (2006). *Thermal Management Simulation for Passenger Cars - Towards Total Vehicle Analysis*. *October*.

Amodeo, J., Alajbegovic, A., & Jansen, W. (2006). Thermal management simulation for passenger cars-towards total vehicle analysis. *6th MIRA Vehicle Aerodynamics Conference*.

Amodeo, J., Alajbegovic[1], A., & Jansen, W. (2021). *THERMAL MANAGEMENT SIMULATION FOR PASSENGER CARS-TOWARDS TOTAL VEHICLE ANALYSIS*.

ANSYS. (2018). ANSYS Fluent Tutorial Guide 18. In *ANSYS Fluent Tutorial Guide 18* (Vol. 15317, pp. 724–746).

Bailey, M. M. (2013). *Comparative evaluation of three alternative power cycles for waste heat recovery from the exhaust of adiabatic diesel engines* (U. S. NASA Lewis Research Center Cleveland, OH (Ed.); 1985th ed.). US Department of Energy.

Baskar, S., & Rajaraman, R. (2019). Thermal Management of Automotive Heat Exchanger Under Obstructed Cooling Airflow Path: A Case Study. *Iranian Journal of Science and Technology - Transactions of Mechanical Engineering*, *43*(3), 495–506. https://doi.org/10.1007/s40997-018-0216-3

Big Bore 1384cc Engine. (n.d.). Retrieved May 26, 2021, from

https://www.theengineshop.info/acatalog/Big-Bore-1384cc-113100031A_B_B.html

Bolívar Torres, P., & Leonidivna Naidiuk, O. (2018). *Introducción al análisis térmico y fluidos mediante Ansys* (ABYA-YALA (Ed.); 1st ed.). Univesidad Politecnica Salesiana. http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/17052

Boundary-layer-on-flat-plate.png (1025×357). (n.d.). Retrieved August 5, 2021, from https://nuclear-power.com/wp-content/uploads/2016/05/Boundary-layer-on-flat-plate.png

Bova, S., Castiglione, T., Piccione, R., & Pizzonia, F. (2015). A dynamic nucleate-boiling model for CO2 reduction in internal combustion engines. *Applied Energy*, *143*, 271–282.

Buonocore, R. L. (1996). *Metodo y aparato para proteger un motor contra el sobrecalentamiento* (Patent No. 5.555.871).

Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2007). *Thermodynamics: An Engineering Approach* (T. M.-H. Companie (Ed.); 6th ed.). The McGraw-Hill Companies, Inc., New York.

Çengel, Y. A., Ghajar, A. J., & DŔorneville, E. J. H. (2011). *Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill.

Chasis O 500 UA – Mercedes-Benz Autobuses. (n.d.). Retrieved May 12, 2020, from https://www.mercedes-benz-bus.com/es_AR/models/o500-ua.html

Chen, X., Zhao, T., Zhang, M. Q., & Chen, Q. (2019). Entropy and entransy in convective heat transfer optimization: A review and perspective. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *137*, 1191–1220. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.04.017

Chevrolet. (2013). *Chevrolet-Corvette-C7_tecnica_03*. https://www.autolimite.com/fotos/10799/chevrolet-corvette-c7-stingray-2014-tcnicas/chevrolet-corvette-c7_tecnica_03#imagen

Coetzer, C. B., & Visser, J. A. (2003). Compact modeling of forced flow in longitudinal fin heat sinks with tip bypass. *Journal of Electronic Packaging, Transactions of the ASME*, *125*(3), 319–324. https://doi.org/10.1115/1.1533803

Cui, Y., Zhang, Y., Wang, W., Li, B., & Sundén, B. (2020). Unified formula for the field synergy principle. *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, *77*(4), 287–298. https://doi.org/10.1080/10407790.2020.1713696

D'hondt, T., Forrier, B., Sarrazin, M., Favilli, T., Pugi, L., Berzi, L., Viviani, R., & Pierini, M. (2020). Modeling and Identification of an Electric Vehicle Braking System: Thermal and Tribology Phenomena Assessment. *SAE Technical Papers*, *2020-April*(April). https://doi.org/10.4271/2020-01-1094

Dossat, R. J. (2001). *Principios de refrigeración* (Continental (Ed.); 2da edicio).

Dual-Cycle-Mixed-Cycle-pV-Diagram.png (532×491). (n.d.). Retrieved May 25, 2021, from https://thermal-engineering.org/wp-content/uploads/2019/05/Dual-Cycle-Mixed-Cycle-pV-Diagram.png

El Telegrafo. (, September). El Telégrafo - Noticias del Ecuador y del mundo - En Quito funcionan talleres especializados para Trolebús y biarticulados. *08-09-2018*. https://www.eltelegrafo.com.ec/noticias/quito/1/quito-talleres-especializados-trolebus-biarticulados

Elitech. (2020). *Temperature Data Logger Manufacturer & Supplier for Cold Chain Management*. http://www.elitechlog.com/

EPMTP. (2018). *Empresa pública metropolitana de transporte de pasajeros, Quito - ECOVÍA*. http://www.trolebus.gob.ec/index.php/gestion/indicadores/indicadores-operacionales-2018/indice-de-pasajeros-por-kilometro-2018

EPMTPQ. (2018). *INFORME DE GESTION 2018 GERENCIA GENERAL*. 9. http://www.trolebus.gob.ec/rendiciones/2018/Doc_RC_2018_Fin.pdf

EPMTPQ. (2021). *Inicio*. http://www.trolebus.gob.ec/index.php

Facultad de Ingenieria; UNNE. (2001). Maquinas Térmicas. In *Refrigeracion y Lubricacion* (pp. 1–2). Universidad Nacional del Nordeste. http://ing.unne.edu.ar/

Ferrari Testarossa - 30º Aniversario - Galería en Motor y Racing. (n.d.). Retrieved May 26, 2021, from https://www.motoryracing.com/coches/galerias/ferrari-testarossa-30-aniversario/

Fraija, I. (2006). Estudio de la aerodinámica en los vehículos. *Prospectiva*, *4*(2), 66–70.

Franzke, R., & Sebben, S. (2018). Validation of different fan modelling techniques in computational fluid dynamics. *Proceedings of the 21st Australasian Fluid Mechanics Conference, AFMC 2018*.

Gopinath, C., & Poovazhagan, L. (2019). Design and analysis of fluid flow and heat transfer in a crossflow radiator as changing the fin and tube material. *International Journal of Recent Technology and Engineering*, *8*(1), 332–340. https://doi.org/dx.doi.org/10.2139/ssrn.3511928

Gullberg, P., Lofdahl, L., & Nilsson, P. (2011). Cooling airflow system modeling in CFD using assumption of stationary flow. *SAE Technical Papers*. https://doi.org/10.4271/2011-01-2182

Gutiérrez Pulido, H., De la Vara Salazar, R., González, P. G., Martínez, C. T., & Pérez, M. del C. T. (2012). *Análisis y diseño de experimentos* (2nd ed.). McGraw-Hill New York, NY, USA:

Hao, Z., Ni, J., & Shi, X. (2018). Optimization Design of Rear-Engine Bus Cooling System Based on 1D/3D Coupling Simulation. *SAE Technical Papers*, *2018-April*, 1–8. https://doi.org/10.4271/2018-01-0771

Harari, R., & Sher, E. (1993). The effect of ambient pressure on the performance map of a two-stroke SI engine. *SAE Transactions*, 681–689.

Hernández, V. (2010). *Implementacion Y Monitoreo De Un Sistema Anticongelante Para Una Celda Dinamometrica*. Instituto Politecnico Nacional.

INGENIERÍA Y MECÁNICA AUTOMOTRIZ. (n.d.). Retrieved July 5, 2021, from https://www.ingenieriaymecanicaautomotriz.com/category/mecanica/motores/

Jovaj, M. S., & Máslov, G. (1982). Motores de automóviles. In E. MIR (Ed.), *Editorial MIR*.

Kalelı, A., Kaltakkiran, G., Dumlu, A., & Ayten, K. K. (2017). Design and control of intelligent cooling system for IC engine. *2017 International Conference on Engineering and Technology (ICET)*, 1–3.

Katz, J. (2019). Aerodynamics in motor sports. *Sports Engineering and Technology*, 1–15. https://doi.org/10.1177/1754337119893226

Kenneth, W., & Donald, R. (2001). *Termodinámica* (Mc Graw- Hill (Ed.); 6th ed.).

Kubokura, T., Uno, T., Evans, N., Kuroda, H., Shindo, F., & Nagahama, S. (2014). *Study of cooling drag reduction method by controlling cooling flow*. SAE Technical Paper.

Kumar, M., Khandagale, V., Kelkar, P., & Saha, R. (2019). Cooling fan selection in power car application using CFD and FEA analysis. *SAE Technical Papers*, *2019-April*(April). https://doi.org/10.4271/2019-01-0900

Kuthada, T, Wittmeier, F., Bock, B., Schoenleber, C., & Link, A. (2016). The Effects of Cooling Air on the Flow Field around a Vehicle. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, *9*(2). https://doi.org/10.4271/2016-01-1603

Kuthada, Timo, & Wiedemann, J. (2008). *Investigations in a cooling air flow system under the influence of road simulation*. SAE Technical Paper.

*La transferencia de calor COMSOL Multifísica de los fenómenos de Transporte - la transferencia de calordescargar libre - 1920*1170,186.36 KB imagen png - imagen transparente descarga gratuita*. (n.d.). Retrieved August 9, 2021, from https://www.freepng.es/png-j6nxjy/download.html

Lapuerta, M., Armas, O., Agudelo, J. R., & Sánchez, C. A. (2006). Estudio del Efecto de la Altitud sobre el Comportamiento de Motores de Combustión Interna. Parte 1: Funcionamiento. *Información Tecnológica*, *17*(5), 21–30. https://doi.org/10.4067/S0718-07642006000500005

Larson, L., Gin, R., & Lietz, R. (2017). Aerodynamic Investigation of Cooling Drag of a Production Sedan Part 2: CFD Results. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, *10*(1). https://doi.org/10.4271/2017-01-1528

Lawrence, V. (2001). Underhood airflow simulation of a passenger car using computational fluid dynamics. *SAE Technical Papers*. https://doi.org/10.4271/2001-01-3800

Leonte, V.-L., Gaiginschi, L., & Agape, I. (2014). *Sizing Methods of an Engine Air Intake Hood Scoop* (Issue Lxiv) [Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi" din Iaşi]. http://rennlist.com/forums/

Levenspiel, O. (1993). *Engineering Flow and Heat Exchange* (U. Obregon (Ed.)). Reverte.

Li, T., Zhao, L., Wang, J., Zhu, Z., Zhang, J., & Zhang, H. (2020). Cooling Airflow Simulation and Heat Dissipation Improvement of Engine Compartment . *Qiche Gongcheng/Automotive Engineering*, *42*(9), 1197–1205 and 1210. https://doi.org/10.19562/j.chinasae.qcgc.2020.09.008

Liu, C., Lu, L., Mo, Y., Li, P., & Yang, Y. (2018). Simulation and Optimization of Cooling Assembly Arrangement in Vehicle Engine Compartment. *Qiche Gongcheng/Automotive Engineering*, *40*(3). https://doi.org/10.19562/j.chinasae.qcgc.2018.03.001

Liu, J., Wang, B., Jiang, Y., & Long, H. (2018). Numerical and Experimental Research on Flow Resistance of Cool Medium from Heat Dissipation System for Construction Vehicles. *SAE Technical Papers*, *2018-April*. https://doi.org/10.4271/2018-01-0088

Liu, S., Li, L., Zhang, Y., & Mi, C. (2017). Flow Field Heat Dissipation Analysis and Structural Modification of Engine Compartment Based on Velocity-temperature Field

Coupling. *Qiche Gongcheng/Automotive Engineering*, *39*(8), 879–888. https://doi.org/10.19562/j.chinasae.qcgc.2017.08.005

Liu, Z., & Liu, J. (2021). Experimental investigation of combustion characteristics of a single cylinder diesel engine at altitude. *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME*, *143*(10). https://doi.org/10.1115/1.4050575

Llanes-Cedeño, E. A., Guardia-Puebla, Y., De la Rosa-Andino, A., Cevallos-Carvajal, S., & Rocha-Hoyos, J. C. (2019). Detección de fallas en motores de combustión mediante indicadores de temperatura y presión de inyección. *Ingenius*, *22*, 38–46. https://doi.org/10.17163/ings.n22.2019.04

Maiaix, C. (2000). *Turbomáquinas Termicas* (Dossat (Ed.); 3ra ed.). 2000.

Malaver, M. (2008). Análisis de las temperaturas, la eficiencia térmica y el trabajo neto en un ciclo dual. *Educación Química*, *19*(2), 122–126. http://www.scielo.org.mx/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0187-893X2008000200007&lng=es&nrm=iso&tlng=es

Manna, S., & Kushwah, Y. S. (2015). Optimization of a Vehicle under Hood Airflow Using 3D CFD Analysis. *SAE Technical Papers*, *2015-April*(April). https://doi.org/10.4271/2015-01-0349

MARCOPOLO MEJORA SU SISTEMA DE RENOVACIÓN DE AIRE EN BUSES DOS PISOS | La Revista del Autobús en Colombia. (n.d.). Retrieved May 14, 2021, from https://colombiabus.com.co/2021/02/15/marcopolo-mejora-su-sistema-de-renovacion-de-aire-en-buses-dos-pisos/

Marreno, S. (2019). *Modelos computacionales en ingeniería automotriz*. https://www.excelenciasdelmotor.com/automotriz/tecnica-y-tecnologia/modelos-computacionales-en-ingenieria-automotriz

Martini, H., Gullberg, P., & Lofdahl, L. (2018). Aerodynamic Analysis of Cooling Airflow

for Different Front-End Designs of a Heavy-Duty Cab-Over-Engine Truck. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, *11*(1), 2–11. https://doi.org/10.4271/02-11-01-0003

Matsson, J. (2020). *An Introduction to ANSYS Fluent 2020*. SDC Publications.

Mott, R. L., Noor, F. M., & Aziz, A. A. (2006). *Applied fluid mechanics* (Pearson (Ed.)). Pearson Prentice Hall Singapore.

NTE INEN 1668. (2015). Vehículos de transporte público de pasajeros intrarregional, interprovincial e intraprovinciales. Requisitos. In *Annual book of INEN* (Issue VEHÍCULOS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS INTRARREGIONAL, INTERPROVINCIAL E INTRAPROVINCIA. REQUISITOS, p. 34).

Olivares de Jodar, J. (2011). Estudio aerodinámico aplicado en el campo de la automoción [Universidad Politécnica de Catalunya]. In *Upc* (Vol. 1, Issue Estudio aerodinámico). https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/14663/PFC_I.pdf?sequence=2

Ordóñez, J. C., & Bejan, A. (2000). Entropy generation minimization in parallel-plates counterflow heat exchangers. *International Journal of Energy Research*, *24*(10), 843–864. https://doi.org/10.1002/1099-114X(200008)24:10<843::AID-ER620>3.0.CO;2-M

Ou, J. J., Li, L. F., Cui, T., & Chen, Z. M. (2014). Application of field synergy principle to analysis of flow field in underhood of LPG bus. *Computers and Fluids*, *103*, 186–192. https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2014.07.029

Ou, J., & Li, L. (2020). Application of the multi-field coupling enhanced heat transfer principle to the engine compartment design of clean gas bus. *Mechanical Sciences*, *11*(1), 205–220. https://doi.org/10.5194/ms-11-205-2020

Piedrahita, C. A. R., & Sánchez, Y. A. C. (2007). Evaluación de la capacidad térmica de un radiador de calor. *Scientia et Technica*, *3*(35), 225–230.

Piedrahita, R., Alberto, C., Sánchez, C., Alberto, Y., Riaza, Q., & Fabio, H. (2007). *Internal*

combustion engines warm-up modelling.

Rawashdeh, M. O. (2021). Development of the cooling system in vehicle engine. *Materials Today: Proceedings*. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.05.301

Romero Piedrahita, C. A. (2009a). *Contribución al conocimiento del comportamiento térmico y la gestión térmica de los motores de combustión interna alternativos* [Universitat Politècnica de València]. https://doi.org/10.4995/Thesis/10251/4923

Romero Piedrahita, C. A. (2009b). Contribución al conocimiento del comportamiento térmico y la gestión térmica de los motores de combustión interna alternativos. [Universitat Politècnica de València]. In *Riunet*. https://doi.org/10.4995/Thesis/10251/4923

Romero Piedrahita, C., & Carranza Sánchez, Y. (2007). Elementos de diseño de sistemas de enfriamiento de motores de combustión interna. *Scientia et Technica*, *2*(34), 261–266. https://doi.org/10.22517/23447214.5605

Sawaguchi, T., & Takakura, Y. (2017). Aerodynamic effects by cooling flows within engine room of a car model. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, *249*(1), 12012.

Sistema de refrigeración. | Your technical day. (2016). https://yourtechnicalday.wordpress.com/2016/09/21/sistema-de-refrigeracion/

Tai, C. H., Cheng, C. G., & Liao, C. Y. (2007). A practical and simplified airflow simulation to assess underhood cooling performance. *SAE Technical Papers*. https://doi.org/10.4271/2007-01-1402

Taymaz, I. (2006). An experimental study of energy balance in low heat rejection diesel engine. *Energy*, *31*(2), 364–371. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2005.02.004

Uceda, E. J. B., & Huallpachoque, R. C. (2017). Evaluación numérica del campo de temperatura en las aletas de un sistema de enfriamiento por aire de un motor

monocilindro, mediante volumenes finitos. *INGnosis Revista de Investigación Científica*, *3*(2), 376–389.

Yu, Z. Q., Wang, P., Zhou, W. J., Li, Z. Y., & Tao, W. Q. (2018). Study on the consistency between field synergy principle and entransy dissipation extremum principle. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *116*, 621–634. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.09.044

Zhang, C., Uddin, M., Song, X., Fu, C., & Lee, F. (2016). Simultaneous Improvement of Vehicle Under-Hood Airflow and Cooling Drag Using 3D CFD Simulation. *SAE Technical Papers*. https://doi.org/10.4271/2016-01-0200

Zhou, G.-M., Liu, R.-L., Dong, S.-R., Zhang, Z.-J., & Lin, C.-C. (2016). Combustion temperature characteristics of a common rail diesel engine under high altitude conditions. *Neiranji Xuebao/Transactions of CSICE (Chinese Society for Internal Combustion Engines)*, *34*(4), 296–303. https://doi.org/10.16236/j.cnki.nrjxb.201604040

Anexos

TABLA 1. Largo total del vehículo

Tipo de vehículo	Número de ejes	Largo total mm
Bus	De dos ejes	10 250 a 13 300
Bus	De tres ejes o más	10 250 a 15 000
Minibús	De dos ejes	Máximo 10 000

b) Ancho total del vehículo

La carrocería del bus y minibús no debe sobresalir en más de 75 mm a cada lado con respecto al ancho máximo del chasis, el ancho máximo del vehículo debe ser 2600 mm medidos en las partes más salientes de la estructura.

c) Altura total del vehículo

La altura total máxima de los vehículos referidos en esta norma técnica se encuentra en la tabla 2.

TABLA 2. Altura total máxima

Tipo de vehículo	Altura total máxima
Bus	3800 mm
Minibús	3300 mm

La medición de la altura total del vehículo debe realizarse entre la calzada y el techo de la carrocería, sin tomas de ventilación superior.

d) Voladizo delantero y posterior

Los voladizos delantero y posterior deben cumplir lo establecido en la tabla 3.

TABLA 3. Voladizo delantero y posterior

Tipo de vehículo	Voladizo delantero mm	Voladizo posterior máximo
Bus	2000 a 2900	66% de la distancia entre ejes
Minibús	800 a 2400	66% de la distancia entre ejes

El voladizo delantero se mide entre el eje delantero y el extremo final de la carrocería frontal.

El voladizo posterior se mide entre el eje trasero y el extremo final de la carrocería posterior.

5.6.5 Visibilidad del conductor

Los ángulos de visibilidad se deben medir con el asiento en la posición de operación del conductor.

El puesto del conductor debe tener las siguientes zonas de visibilidad directa:

- Zona de visibilidad frontal superior: debe permitir identificar un objeto situado a 15 m delante del vehículo y a 4,5 m de la calzada (ver figura 1).

Data Report

File created on:2021-07-31 07:41:47

Device Information

Device Model	RC-5	Logging Interval	120	Start Time	2021-07-30 16:16:08
Total Space	32000	Press Button	Enable	Temperature Unit	°C
Storage Mode	N/A	Alarm Tone	N/A		
Button Tone	N/A	Logging interval shortened in a	N/A		

Trip Description

Serial Number	EFE19BE01389
Trip Description	Habitaculo del motor

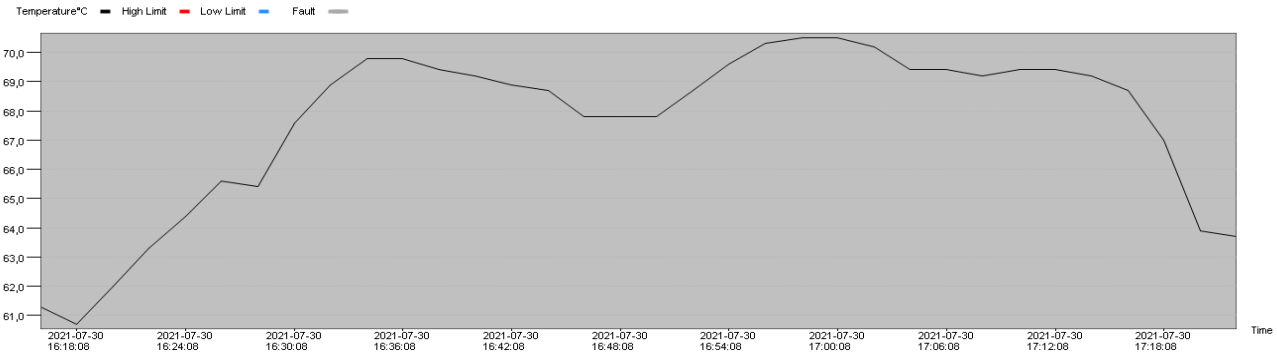
Alarm Settings / Alarm Status

H1:85,0°C	Normal
Ideal Zone	
L1:5,0°C	Normal

Summary

Data Points	34	Mean Kinetic Temperature (MI	67,9
First Reading	2021-07-30 16:16:08	Last Reading	2021-07-30 17:22:08
Maximum(Temperature)	70,5°C	Minimum(Temperature)	60,7°C
Average(Temperature)	67,6°C	Recorded Period	0D 1H 6M 0S
First Alarm(Temperature)	N/A		
Maximum(Humidity)	N/A	Minimum(Humidity)	N/A
Average(Humidity)	N/A		
First Alarm(Humidity)	N/A		

No.	Time	Temperature°C	Humidity%
1	2021-07-30 16:16:08	61,3	
2	2021-07-30 16:18:08	60,7	
3	2021-07-30 16:20:08	62	
4	2021-07-30 16:22:08	63,3	
5	2021-07-30 16:24:08	64,4	
6	2021-07-30 16:26:08	65,6	
7	2021-07-30 16:28:08	65,4	
8	2021-07-30 16:30:08	67,6	
9	2021-07-30 16:32:08	68,9	
10	2021-07-30 16:34:08	69,8	
11	2021-07-30 16:36:08	69,8	
12	2021-07-30 16:38:08	69,4	
13	2021-07-30 16:40:08	69,2	
14	2021-07-30 16:42:08	68,9	
15	2021-07-30 16:44:08	68,7	
16	2021-07-30 16:46:08	67,8	
17	2021-07-30 16:48:08	67,8	
18	2021-07-30 16:50:08	67,8	
19	2021-07-30 16:52:08	68,7	
20	2021-07-30 16:54:08	69,6	
21	2021-07-30 16:56:08	70,3	
22	2021-07-30 16:58:08	70,5	
23	2021-07-30 17:00:08	70,5	
24	2021-07-30 17:02:08	70,2	
25	2021-07-30 17:04:08	69,4	
26	2021-07-30 17:06:08	69,4	
27	2021-07-30 17:08:08	69,2	
28	2021-07-30 17:10:08	69,4	
29	2021-07-30 17:12:08	69,4	
30	2021-07-30 17:14:08	69,2	
31	2021-07-30 17:16:08	68,7	
32	2021-07-30 17:18:08	67	
33	2021-07-30 17:20:08	63,9	
34	2021-07-30 17:22:08	63,7	


Temperature*C
High Limit
Low Limit
Fault
70,0
69,0
68,0
67,0
66,0
65,0
64,0
63,0
62,0
61,0
2021-07-30 16:18:08
2021-07-30 16:24:08
2021-07-30 16:30:08
2021-07-30 16:36:08
2021-07-30 16:42:08
2021-07-30 16:48:08
2021-07-30 16:54:08
2021-07-30 17:00:08
2021-07-30 17:06:08
2021-07-30 17:12:08
2021-07-30 17:18:08
Time

Data Report

File created on:2021-08-16 12:55:40

Device Information

Device Model	RC-5	Logging Interval	120	Start Time	2021-08-15 15:59:03
Total Space	32000	Press Button	Enable	Temperature Unit	°C
Storage Mode	N/A	Alarm Tone	N/A		
Button Tone	N/A	Logging interval shortened in a	N/A		

Trip Description

Serial Number	EFE19BE01389
Trip Description	Habitaculo del motor

Alarm Settings

H1:85,0°C

Ideal Zone

L1:5,0°C

Alarm Status

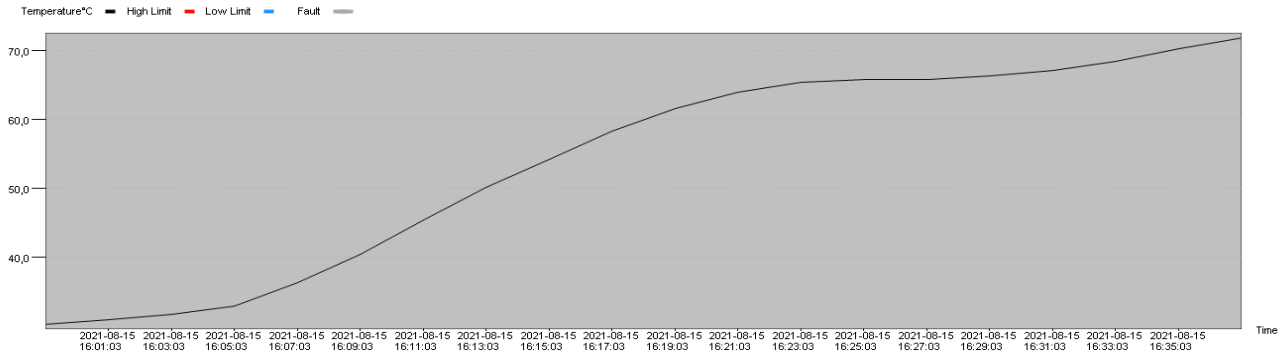
Normal

Normal

Summary

Data Points	20	Mean Kinetic Temperature (MI	60,6
First Reading	2021-08-15 15:59:03	Last Reading	2021-08-15 16:37:03
Maximum(Temperature)	71,9°C	Minimum(Temperature)	30,3°C
Average(Temperature)	53,9°C	Recorded Period	0D 0H 38M 0S
First Alarm(Temperature)	N/A		
Maximum(Humidity)	N/A	Minimum(Humidity)	N/A
Average(Humidity)	N/A		
First Alarm(Humidity)	N/A		

No.	Time	Temperature°C	Humidity%
1	2021-08-15 15:59:03	30,3	
2	2021-08-15 16:01:03	30,9	
3	2021-08-15 16:03:03	31,7	
4	2021-08-15 16:05:03	32,9	
5	2021-08-15 16:07:03	36,4	
6	2021-08-15 16:09:03	40,4	
7	2021-08-15 16:11:03	45,5	
8	2021-08-15 16:13:03	50,2	
9	2021-08-15 16:15:03	54,3	
10	2021-08-15 16:17:03	58,4	
11	2021-08-15 16:19:03	61,6	
12	2021-08-15 16:21:03	64	
13	2021-08-15 16:23:03	65,4	
14	2021-08-15 16:25:03	65,8	
15	2021-08-15 16:27:03	65,8	
16	2021-08-15 16:29:03	66,4	
17	2021-08-15 16:31:03	67,2	
18	2021-08-15 16:33:03	68,5	
19	2021-08-15 16:35:03	70,3	
20	2021-08-15 16:37:03	71,9	


Temperature*C
High Limit
Low Limit
Fault
70,0
60,0
50,0
40,0
2021-08-15 16:01:03
2021-08-15 16:03:03
2021-08-15 16:05:03
2021-08-15 16:07:03
2021-08-15 16:09:03
2021-08-15 16:11:03
2021-08-15 16:13:03
2021-08-15 16:15:03
2021-08-15 16:17:03
2021-08-15 16:19:03
2021-08-15 16:21:03
2021-08-15 16:23:03
2021-08-15 16:25:03
2021-08-15 16:27:03
2021-08-15 16:29:03
2021-08-15 16:31:03
2021-08-15 16:33:03
2021-08-15 16:35:03
Time

Data Report

File created on:2021-08-15 01:55:00

Device Information

Device Model	RC-5	Logging Interval	240	Start Time	2021-08-14 15:09:56
Total Space	32000	Press Button	Enable	Temperature Unit	°C
Storage Mode	N/A	Alarm Tone	N/A		
Button Tone	N/A	Logging interval shortened in ε	N/A		

Trip Description

Serial Number	EFE19BE01389
Trip Description	Habitaculo del motor

Alarm Settings

H1:85,0°C
Ideal Zone
L1:5,0°C

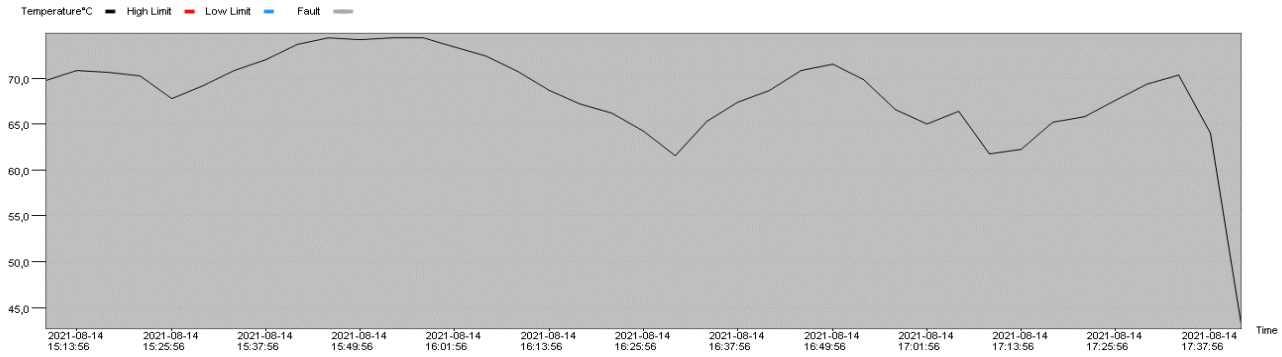
Alarm Status

Normal
Normal

Summary

Data Points	39	Mean Kinetic Temperature (MI	69,0
First Reading	2021-08-14 15:09:56	Last Reading	2021-08-14 17:41:56
Maximum(Temperature)	74,4°C	Minimum(Temperature)	43,2°C
Average(Temperature)	68,2°C	Recorded Period	0D 2H 32M 0S
First Alarm(Temperature)	N/A		
Maximum(Humidity)	N/A	Minimum(Humidity)	N/A
Average(Humidity)	N/A		
First Alarm(Humidity)	N/A		

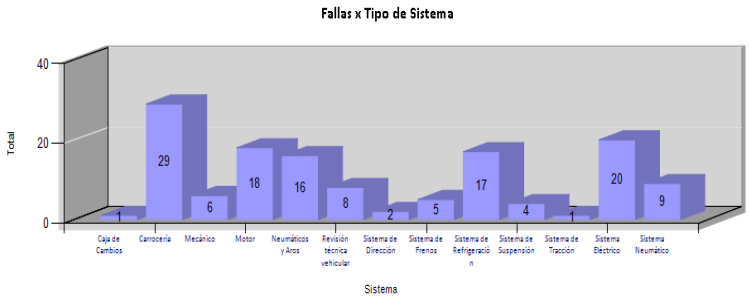
No.	Time	Temperature°C	Humidity%
1	2021-08-14 15:09:56	69,8	89
2	2021-08-14 15:13:56	70,8	
3	2021-08-14 15:17:56	70,6	
4	2021-08-14 15:21:56	70,3	
5	2021-08-14 15:25:56	67,8	
6	2021-08-14 15:29:56	69,2	
7	2021-08-14 15:33:56	70,8	
8	2021-08-14 15:37:56	72	
9	2021-08-14 15:41:56	73,7	
10	2021-08-14 15:45:56	74,4	
11	2021-08-14 15:49:56	74,2	
12	2021-08-14 15:53:56	74,4	
13	2021-08-14 15:57:56	74,4	
14	2021-08-14 16:01:56	73,4	
15	2021-08-14 16:05:56	72,4	
16	2021-08-14 16:09:56	70,7	
17	2021-08-14 16:13:56	68,7	
18	2021-08-14 16:17:56	67,2	
19	2021-08-14 16:21:56	66,2	
20	2021-08-14 16:25:56	64,2	
21	2021-08-14 16:29:56	61,6	
22	2021-08-14 16:33:56	65,3	
23	2021-08-14 16:37:56	67,4	
24	2021-08-14 16:41:56	68,7	
25	2021-08-14 16:45:56	70,8	
26	2021-08-14 16:49:56	71,5	
27	2021-08-14 16:53:56	69,9	
28	2021-08-14 16:57:56	66,6	
29	2021-08-14 17:01:56	65	
30	2021-08-14 17:05:56	66,4	
31	2021-08-14 17:09:56	61,8	
32	2021-08-14 17:13:56	62,3	
33	2021-08-14 17:17:56	65,2	
34	2021-08-14 17:21:56	65,8	
35	2021-08-14 17:25:56	67,6	
36	2021-08-14 17:29:56	69,4	
37	2021-08-14 17:33:56	70,4	
38	2021-08-14 17:37:56	64	
39	2021-08-14 17:41:56	43,2	

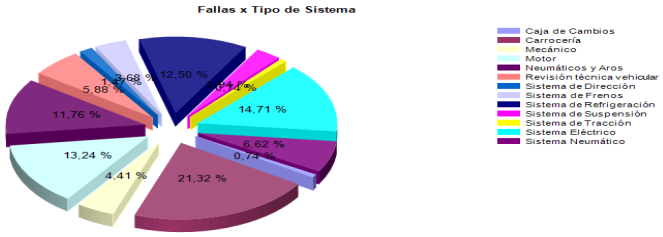

Temperature°C
High Limit
Low Limit
Fault
70,0
65,0
60,0
55,0
50,0
45,0
2021-08-14 15:13:56
2021-08-14 15:25:56
2021-08-14 15:37:56
2021-08-14 15:49:56
2021-08-14 16:01:56
2021-08-14 16:13:56
2021-08-14 16:25:56
2021-08-14 16:37:56
2021-08-14 16:49:56
2021-08-14 17:01:56
2021-08-14 17:13:56
2021-08-14 17:25:56
2021-08-14 17:37:56
Time

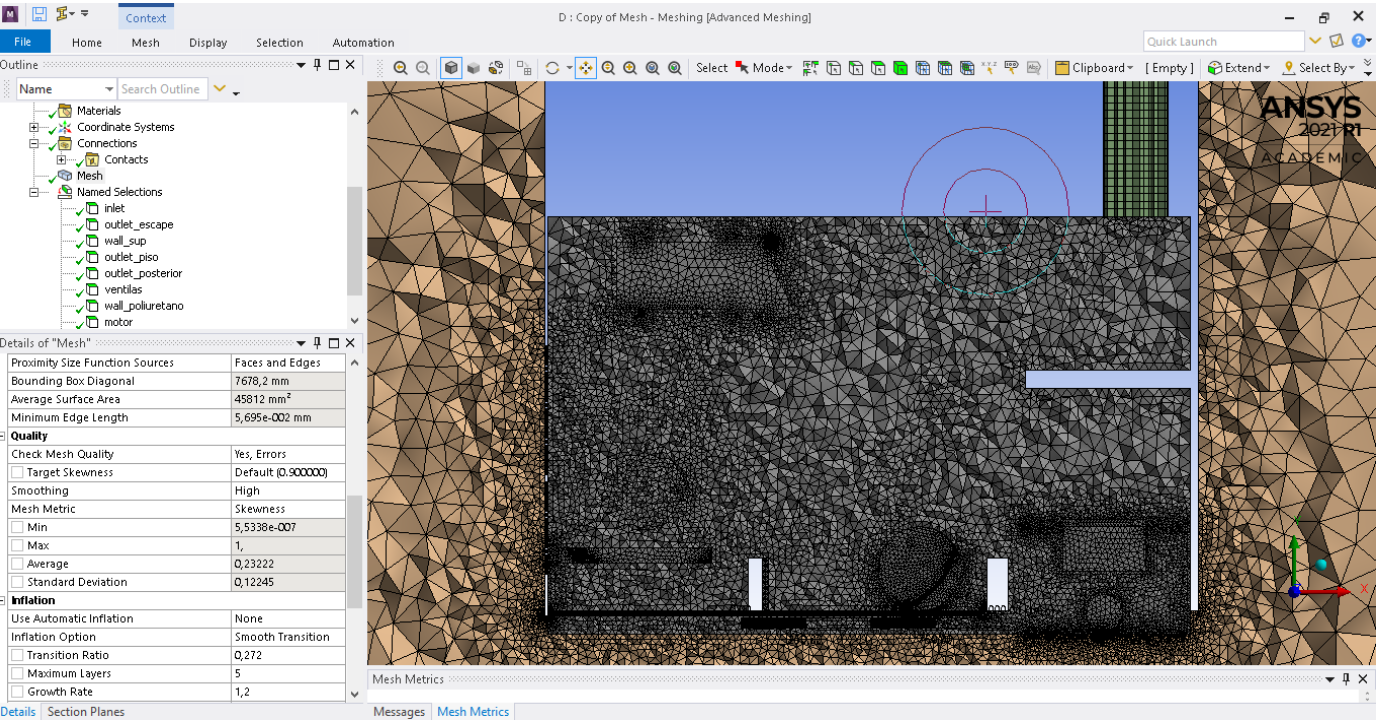
Fallas x Tipo de Sistema

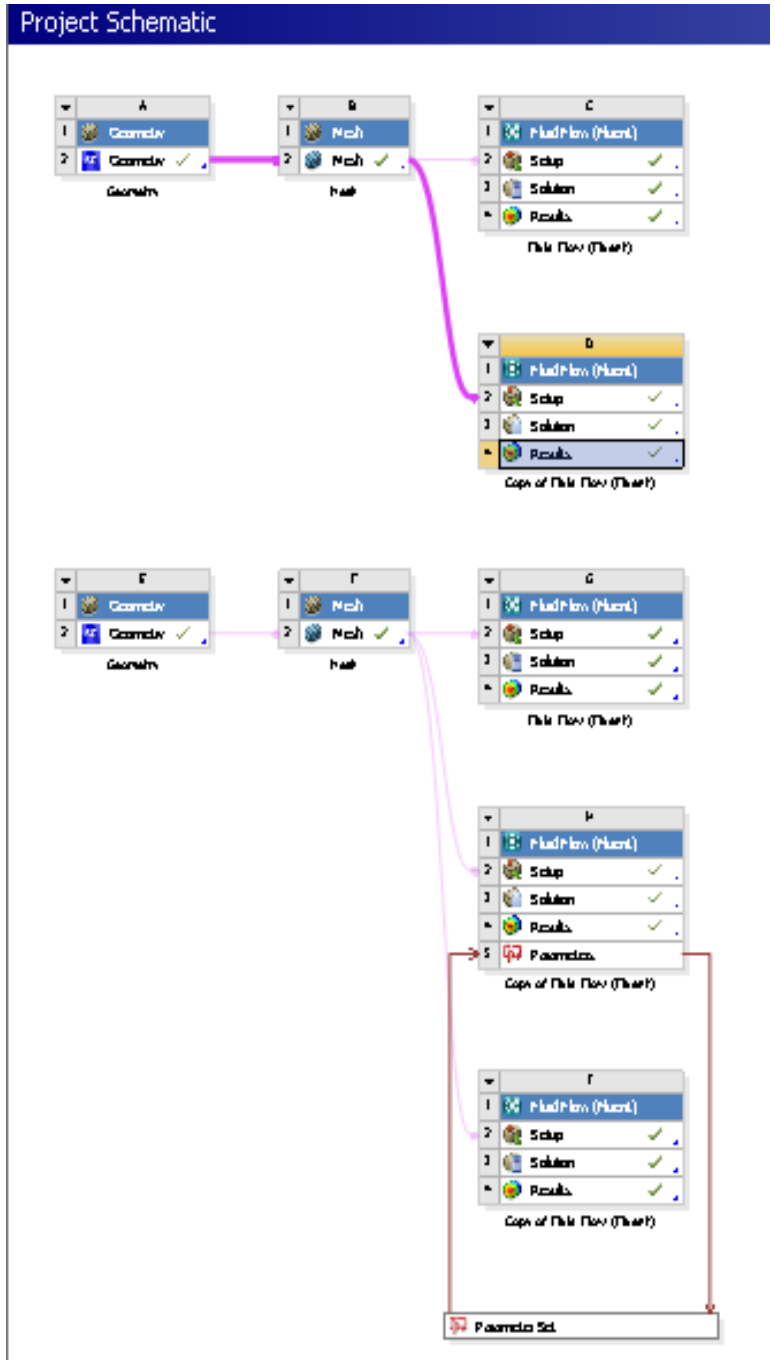
07/07/2021 14:20:32

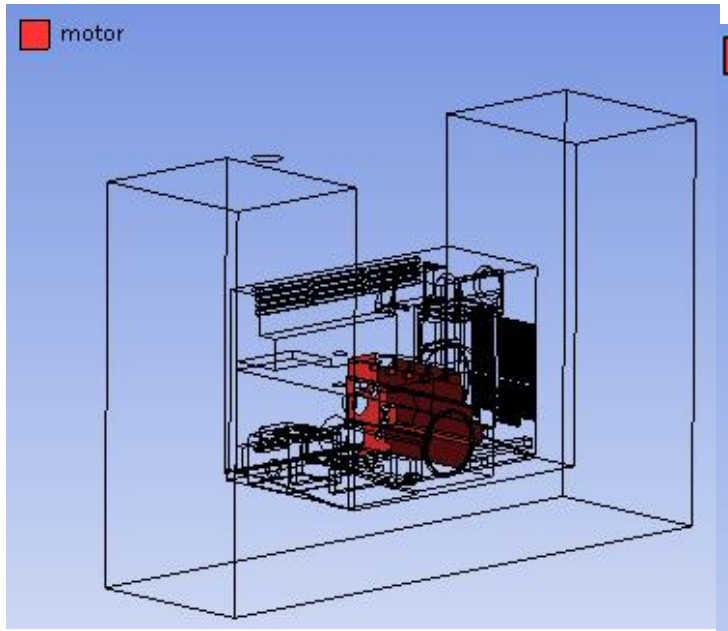
Flota	Año	Mes	Sistema	Total
MERCEDES O500	2021	Junio	Carrocería	29
MERCEDES O500	2021	Junio	Sistema Eléctrico	20
MERCEDES O500	2021	Junio	Motor	18
MERCEDES O500	2021	Junio	Sistema de Refrigeración	17
MERCEDES O500	2021	Junio	Neumáticos y Aros	16
MERCEDES O500	2021	Junio	Sistema Neumático	9
MERCEDES O500	2021	Junio	Revisión técnica vehicular	8
MERCEDES O500	2021	Junio	Mecánico	6
MERCEDES O500	2021	Junio	Sistema de Frenos	5
MERCEDES O500	2021	Junio	Sistema de Suspensión	4
MERCEDES O500	2021	Junio	Sistema de Dirección	2
MERCEDES O500	2021	Junio	Caja de Cambios	1
MERCEDES O500	2021	Junio	Sistema de Tracción	1

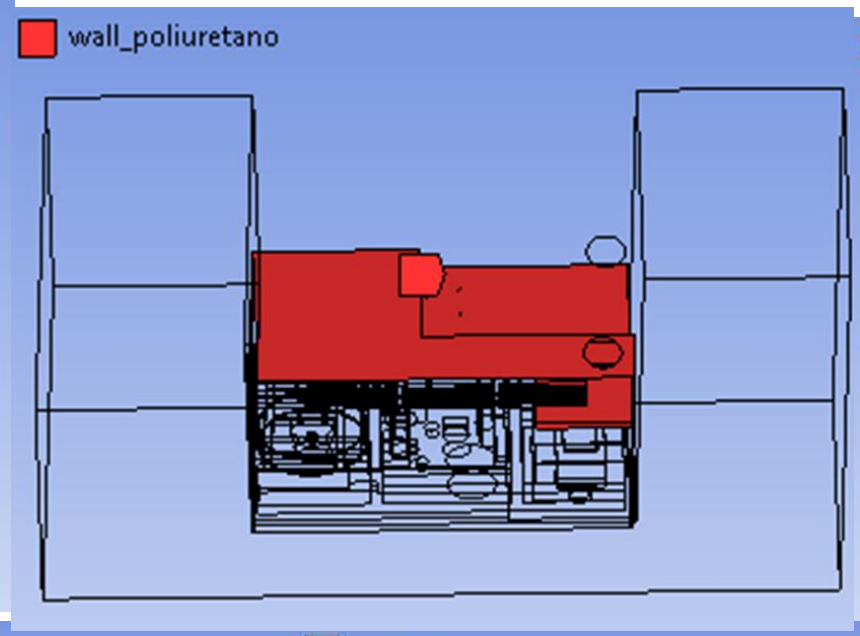


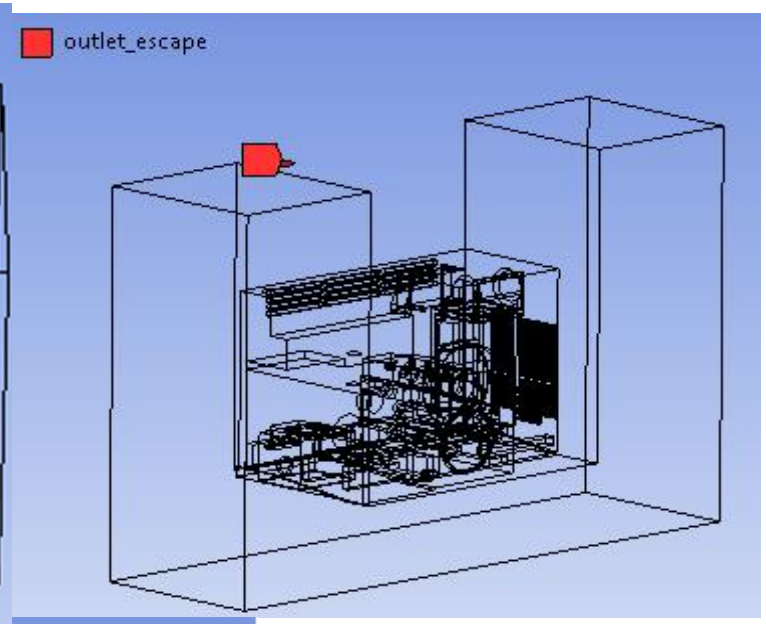


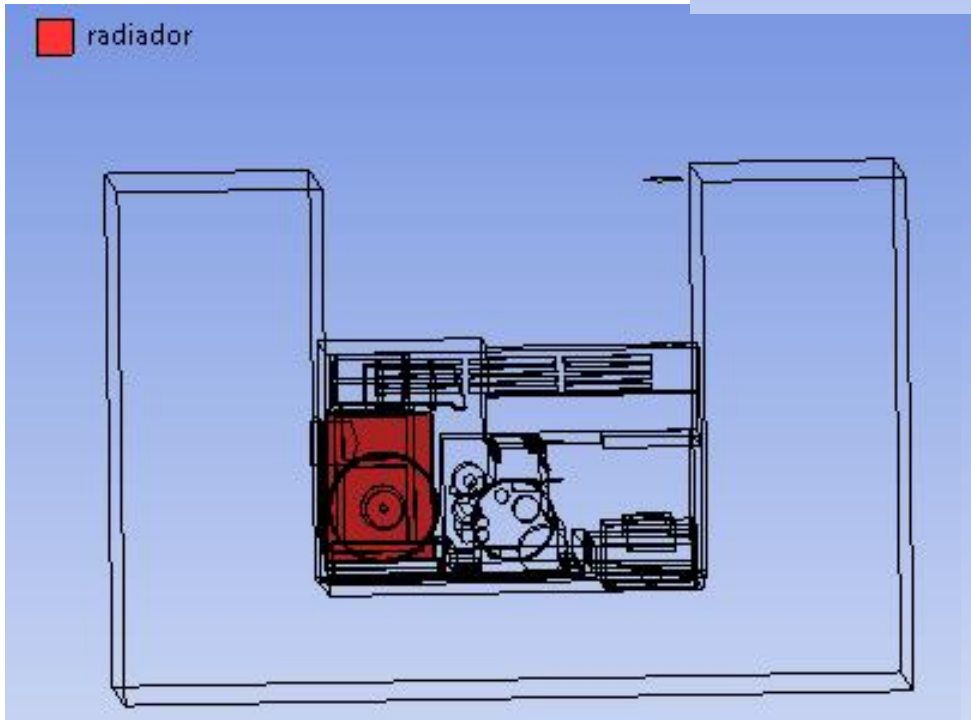

D : Copy of Mesh - Meshing [Advanced Meshing]
Context
File
Home
Mesh
Display
Selection
Automation
Quick Launch
Outline
Name
Search Outline
Materials
Coordinate Systems
Connections
Contacts
Mesh
Named Selections
inlet
outlet_escape
wall_sup
outlet_piso
outlet_posterior
ventilas
wall_poliuretano
motor
Details of "Mesh"
Proximity Size Function Sources
Faces and Edges
Bounding Box Diagonal
7678,2 mm
Average Surface Area
45812 mm²
Minimum Edge Length
5,695e-002 mm
Quality
Check Mesh Quality
Yes, Errors
Target Skewness
Default (0.900000)
Smoothing
High
Mesh Metric
Skewness
Min
5,5338e-007
Max
1,
Average
0,23222
Standard Deviation
0,12245
Inflation
Use Automatic Inflation
None
Inflation Option
Smooth Transition
Transition Ratio
0,272
Maximum Layers
5
Growth Rate
1,2
Details
Section Planes
Select
Mode
Clipboard
[Empty]
Extend
Select By
ANSYS
2021 R1
ACADEMIC
Mesh Metrics
Messages
Mesh Metrics

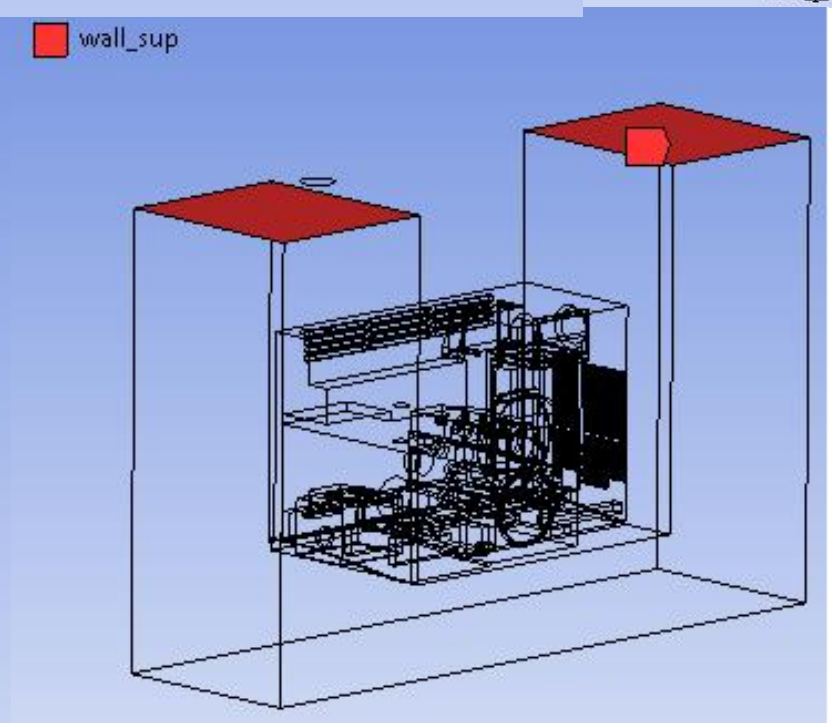

Project Schematic
A
Geometry
Geometry
B
Mesh
Mesh
C
Fluid Flow (Fluent)
Setup
Solution
Results
D
Fluid Flow (Fluent)
Setup
Solution
Results
E
Geometry
Geometry
F
Mesh
Mesh
G
Fluid Flow (Fluent)
Setup
Solution
Results
H
Fluid Flow (Fluent)
Setup
Solution
Results
Parameters
I
Fluid Flow (Fluent)
Setup
Solution
Results
Parameter Set


motor


wall_poliuretano


outlet_escape


radiador


wall_sup

UNIDAD
FECHA
HORA

	Temperatura del Motor (°C)	velocidad (Km/h)	Tiempo	Ta.		Temperatura del Motor (°C)	velocidad (Km/h)	Tiempo	Ta.
1					45				
2					46				
3					47				
4					48				
5					49				
6					50				
7					51				
8					52				
9					53				
10					54				
11					55				
12					56				
13					57				
14					58				
15					59				
16					60				
17					61				
18					62				
19					63				
20					64				
21					65				
22					66				
23					67				
24					68				
25					69				
26					70				
27					71				
28					72				
29					73				
30					74				
31					75				
32					76				
33					77				
34					78				
35					79				
36					80				
37					81				
38					82				
39					83				
40					84				
41					85				
42					86				
43					87				
44					88				