



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA**

**CARRERA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**“ANÁLISIS CFD DE LA DISTRIBUCIÓN DE FLUJOS DE AIRE  
ACONDICIONADO EN EL INTERIOR DE UN VEHÍCULO”**

**Trabajo de Integración Curricular**

Tipo: Proyecto de Investigación

Presentado para optar al grado académico de:

**INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**AUTOR:**

**DENYS MAURICIO CAJO TOCTAQUIZA**

Riobamba – Ecuador

2022



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA**

**CARRERA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**“ANÁLISIS CFD DE LA DISTRIBUCIÓN DE FLUJOS DE AIRE  
ACONDICIONADO EN EL INTERIOR DE UN VEHÍCULO”**

**Trabajo de Integración Curricular**

Tipo: Proyecto de Investigación

Presentado para optar al grado académico de:

**INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**AUTOR:** DENYS MAURICIO CAJO TOCTAQUIZA

**DIRECTOR:** Ing. FERNANDO MAURICIO TELLO OQUENDO, Ph.D.

Riobamba – Ecuador

2022

**©2022, Denys Mauricio Cajo Toctaquiza**

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de Autor.

Yo, **Denys Mauricio Cajo Toctaquiza**, declaro que el presente Trabajo de Integración Curricular es de mi autoría y los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autor asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este Trabajo de Integración Curricular; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 09 de marzo de 2022

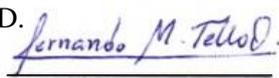


**Denys Mauricio Cajo Toctaquiza**

**060409663-6**

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**  
**FACULTAD DE MECÁNICA**  
**CARRERA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

El Tribunal de Trabajo de Integración Curricular certifica que: El Trabajo de Integración Curricular; tipo: Proyecto de Investigación, “ANÁLISIS CFD DE LA DISTRIBUCIÓN DE FLUJOS DE AIRE ACONDICIONADO EN EL INTERIOR DE UN VEHÍCULO”, realizado por el señor: **DENYS MAURICIO CAJO TOCTAQUIZA**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Tribunal de Trabajo de Integración Curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	<b>FIRMA</b>	<b>FECHA</b>
Ing. Juan Carlos Rocha Hoyos, M.Sc. <b>PRESIDENTE DEL TRIBUNAL</b>		2022-03-09
Ing. Fernando Mauricio Tello Oquendo, PhD. <b>DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR</b>		2022-03-09
Ing. Daniela Carina Vásconez Núñez, PhD. <b>MIEMBRO DEL TRIBUNAL</b>		2022-03-09

## **DEDICATORIA**

Dedico este trabajo a mis padres Ercilia y Francisco, los cuales fueron el pilar fundamental para poder salir adelante en los momentos más difíciles que se presentaban a lo largo de los años de estudio. A mi hija, quien es mi inspiración, mi mayor motivo para no rendirme y seguir adelante, luchando por cumplir mis metas.

Denys

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios por prestarme la salud, la vida y haberme guiado por el camino correcto. A mis padres Ercilia y Francisco que, con el afecto, el cariño y el apoyo incondicional que siempre me brindaron durante todo este tiempo, logramos cumplir una de las tantas metas propuestas.

A Talleres Álvarez (José y Diego Álvarez), gratas personas que supieron acogerme en su pequeña empresa permitiéndome así desde tempranas edades inmiscuirme en el mundo automotriz, a Diego Quinteros un amigo que sin prejuicio alguno siempre supo compartir sus conocimientos.

Finalmente agradecer a Danny Tapuy una excelente persona que con su ayuda pude llevar a cabo mi Trabajo de Integración Curricular.

Denys

## TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	x
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xi
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	xiii
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xiv
RESUMEN.....	xv
SUMMARY.....	xvi
INTRODUCCIÓN.....	1

## CAPÍTULO I

<b>1. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL.....</b>	<b>3</b>
<b>1.1. Problematización.....</b>	<b>3</b>
<b>1.2. Justificación.....</b>	<b>3</b>
<b>1.3. Alcance.....</b>	<b>4</b>
<b>1.4. Objetivos.....</b>	<b>4</b>
<b>1.5. Marco Teórico.....</b>	<b>5</b>
<b>1.5.1. Radiación Solar.....</b>	<b>5</b>
<b>1.5.2. Calor.....</b>	<b>5</b>
<b>1.5.3. Calor Sensible.....</b>	<b>5</b>
<b>1.5.4. Calor Latente.....</b>	<b>6</b>
<b>1.5.5. Temperatura.....</b>	<b>6</b>
<b>1.5.6. Transferencia de calor.....</b>	<b>6</b>
<b>1.5.7. Conducción.....</b>	<b>7</b>
<b>1.5.8. Convección.....</b>	<b>7</b>
<b>1.5.8.1. Coeficiente de transferencia de calor por convección (<math>h</math>).....</b>	<b>8</b>
<b>1.5.8.2. Número de Nusselt (<math>Nu_L</math>).....</b>	<b>8</b>
<b>1.5.8.3. Número de Grashof (<math>Gr</math>).....</b>	<b>8</b>
<b>1.5.8.4. Número de Prandtl (<math>Pr</math>).....</b>	<b>9</b>
<b>1.5.8.5. Número de Rayleigh (<math>Ra</math>).....</b>	<b>9</b>
<b>1.5.9. Radiación.....</b>	<b>10</b>
<b>1.5.10. Flujo de fluidos en ductos y tuberías.....</b>	<b>10</b>
<b>1.5.10.1. Número de Reynolds.....</b>	<b>10</b>
<b>1.5.10.2. Flujo Laminar.....</b>	<b>11</b>
<b>1.5.10.3. Flujo Turbulento.....</b>	<b>11</b>

1.5.11.	<i>Confort térmico en la cabina de un vehículo</i> .....	11
1.5.12.	<i>Sistema de aire acondicionado en un vehículo</i> .....	11
1.5.13.	<i>Dinámica de fluidos computacional (CFD)</i> .....	12
1.5.13.1.	<i>Ecuación de la conservación de masa</i> .....	12
1.5.13.2.	<i>Ecuación de la conservación de cantidad de movimiento</i> .....	13
1.5.13.3.	<i>Ecuación de la conservación de energía</i> .....	13
1.5.13.4.	<i>Aplicaciones</i> .....	13
1.5.13.5.	<i>Ventajas</i> .....	13
1.5.13.6.	<i>Desventajas</i> .....	14
1.5.13.7.	<i>Etapas de un análisis CFD</i> .....	14
1.5.13.8.	<i>Mallado computacional del modelo geométrico</i> .....	14
1.5.14.	<i>Herramientas tecnológicas e informáticas empleadas en el análisis CFD</i> .....	15
1.5.14.1.	<i>Escáner 3D</i> .....	15
1.5.14.2.	<i>Geomagic Design X</i> .....	16
1.5.14.3.	<i>Ansys</i> .....	16
1.5.14.4.	<i>SpaceClaim</i> .....	16
1.5.14.5.	<i>Fluent</i> .....	16
1.5.14.6.	<i>Discovery Live</i> .....	16
1.5.15.	<i>Modelos térmicos de cabinas de vehículos</i> .....	17
1.5.16.	<i>Gas refrigerante R-134a</i> .....	18
1.5.16.1.	<i>Características del refrigerante R-134a</i> .....	19
1.5.17.	<i>Equipo de recarga de sistemas de climatización automotriz</i> .....	20
1.5.18.	<i>Instrumentación utilizada para la medición de variables psicométricas</i> .....	20
1.5.18.1.	<i>Termómetro infrarrojo</i> .....	20
1.5.18.2.	<i>Características del termómetro infrarrojo</i> .....	21
1.5.18.3.	<i>Anemómetro digital</i> .....	21
1.5.18.4.	<i>Sensor de temperatura Ds18b20</i> .....	22
1.5.18.5.	<i>Características del sensor de temperatura Ds18b20</i> .....	22
1.5.18.6.	<i>Arduino Mega 2560</i> .....	22
1.5.18.7.	<i>Características de la placa arduino mega 2560</i> .....	23
1.5.18.8.	<i>LabVIEW</i> .....	23

## CAPÍTULO II

2.	<b>MARCO METODOLÓGICO</b> .....	24
2.1.	<b>Diseño metodológico</b> .....	24
2.1.1.	<b>Tipo de investigación</b> .....	24

<b>2.1.2.</b>	<b><i>Población y muestra</i></b> .....	24
<b>2.1.2.1.</b>	<i>Población</i> .....	24
<b>2.1.2.2.</b>	<i>Muestra</i> .....	25
<b>2.1.2.3.</b>	<i>Unidad de muestreo</i> .....	26
<b>2.1.2.4.</b>	<i>Unidad de análisis</i> .....	26
<b>2.1.2.5.</b>	<i>Tipo de muestreo</i> .....	26
<b>2.1.3.</b>	<b><i>Método de recolección de información</i></b> .....	26
<b>2.1.3.1.</b>	<i>Documental</i> .....	26
<b>2.1.3.2.</b>	<i>Procedimiento para la selección de la muestra</i> .....	26
<b>2.1.4.</b>	<b><i>Modelado geométrico y termodinámico de la cabina de un vehículo</i></b> .....	27
<b>2.1.4.1.</b>	<i>Modelo geométrico 3D de la cabina del vehículo</i> .....	27
<b>2.1.4.2.</b>	<i>Modelo termodinámico de la cabina del vehículo</i> .....	28
<b>2.1.5.</b>	<b><i>Ensayos experimentales de temperatura interior y exterior</i></b> .....	31
<b>2.1.6.</b>	<b><i>Ensayos experimentales de temperatura a la salida de las rejillas de A/C</i></b> .....	35
<b>2.1.7.</b>	<b><i>Validación del modelo CFD</i></b> .....	37
<b>2.1.8.</b>	<b><i>Estimación de la distribución de A/C con posiciones y tamaños diferentes en las rejillas de salida de A/C</i></b> .....	37

### CAPÍTULO III

<b>3.</b>	<b>MARCO DE RESULTADOS</b> .....	<b>39</b>
<b>3.1.</b>	<b>Resultados</b> .....	39
<b>3.1.1.</b>	<b><i>Diseño de los modelos geométrico y termodinámico de la cabina del vehículo</i></b> .....	39
<b>3.1.1.1.</b>	<i>Diseño del modelo geométrico 3D de la cabina del vehículo</i> .....	39
<b>3.1.1.2.</b>	<i>Diseño del modelo termodinámico de la cabina del vehículo</i> .....	42
<b>3.1.2.</b>	<b><i>Datos experimentales de temperatura interior y exterior</i></b> .....	54
<b>3.1.2.1.</b>	<i>Fase de calentamiento</i> .....	55
<b>3.1.2.2.</b>	<i>Fase de enfriamiento</i> .....	56
<b>3.1.2.3.</b>	<i>Curva experimental promedio de las fases de calentamiento y enfriamiento</i> .....	56
<b>3.1.3.</b>	<b><i>Datos experimentales de temperatura de salida del aire acondicionado hacia el interior del habitáculo</i></b> .....	57
<b>3.1.4.</b>	<b><i>Validación experimental del modelo CFD</i></b> .....	58
<b>3.1.5.</b>	<b><i>Posiciones de las rejillas de salida de A/C</i></b> .....	63
<b>3.1.5.1.</b>	<i>Posición 1: Ángulos de rejillas de salida de A/C de 5° y -5° en el eje horizontal</i> .....	64
<b>3.1.5.2.</b>	<i>Posición 2: Ángulos de rejillas de salida de A/C de 15° en el eje vertical</i> .....	65
<b>3.1.5.3.</b>	<i>Posición 3: Ángulos de rejillas de salida de A/C de 5° y -5° en el eje horizontal y 15° en el eje vertical</i> .....	66

<b>3.1.5.4.</b>	<i>Posición 4: Ángulos de rejillas de salida de A/C de 30° y -30° en el eje horizontal....</i>	68
<b>3.1.5.5.</b>	<i>Posición 5: Ángulos de rejillas de salida de A/C de -30° en el eje vertical.....</i>	69
<b>3.1.5.6.</b>	<i>Posición 6: Ángulos de rejillas de salida de A/C de 45° y -45° en el eje horizontal ...</i>	70
<b>3.1.5.7.</b>	<i>Comparativa entre los resultados de temperatura interior de la cabina (Posición 1, Posición 2, Posición 3, Posición 4, Posición 5 y Posición 6) .....</i>	71
<b>3.1.6.</b>	<b><i>Geometrías de las rejillas de salida de A/C .....</i></b>	<b>73</b>
<b>3.1.6.1.</b>	<i>Geometría 1: Rejillas de salida de A/C de forma rectangular en las 4 salidas .....</i>	74
<b>3.1.6.2.</b>	<i>Geometría 2: Rejillas de salida de A/C de forma rectangular en las 4 salidas y adicional 2 salidas rectangulares para el compartimento de los pasajeros .....</i>	75
<b>3.1.6.3.</b>	<i>Geometría 3: Rejillas de salida de A/C, 2 de forma circular en los extremos y 2 de forma rectangular en la mitad del panel frontal; adicional 2 salidas rectangulares para el compartimento de los pasajeros .....</i>	76
<b>3.1.6.4.</b>	<i>Comparativa entre los resultados de temperatura interior de la cabina (Geometría 1, Geometría 2 y Geometría 3).....</i>	78
<b>3.1.7.</b>	<b><i>Tamaños de las rejillas de salida de A/C .....</i></b>	<b>79</b>
<b>3.1.7.1.</b>	<i>Caso 1: Rejillas de salida de A/C de forma circular .....</i>	79
<b>3.1.7.2.</b>	<i>Caso 2: Rejillas de salida de A/C de forma rectangular .....</i>	81
<b>3.1.7.3.</b>	<i>Comparativa entre los resultados de temperatura interior de la cabina para diferentes tamaños de rejillas.....</i>	82
	<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>85</b>
	<b>RECOMENDACIONES.....</b>	<b>86</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	
	<b>ANEXOS</b>	

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1-1:</b>	Características y especificaciones del Scanner 3D iSense .....	15
<b>Tabla 2-1:</b>	Propiedades termo físicas del refrigerante R-134a .....	19
<b>Tabla 1-2:</b>	Correlaciones de números de Nusselt para la convección natural. ....	29
<b>Tabla 2-2:</b>	Correlaciones de números de Nusselt para la convección forzada con flujo laminar y turbulento. ....	30
<b>Tabla 1-3:</b>	Datos experimentales de temperatura y velocidad en rejillas de salidas de A/C .	57
<b>Tabla 2-3:</b>	Características geométricas del vehículo .....	58
<b>Tabla 3-3:</b>	Materiales usados en la cabina del vehículo .....	59
<b>Tabla 4-3:</b>	Resultados de temperatura del habitáculo para diferentes posiciones. ....	72
<b>Tabla 5-3:</b>	Resultados de la evaluación de la distribución de A/C .....	83

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1-1:</b>	Modos de transferencia de calor en un vehículo. ....	7
<b>Figura 2-1:</b>	Sistema de aire acondicionado .....	12
<b>Figura 3-1:</b>	Scanner 3D iSense.....	15
<b>Figura 4-1:</b>	Ansys Discovery Live. ....	17
<b>Figura 5-1:</b>	Modelo 3D para simulación CFD térmica transitoria. ....	18
<b>Figura 6-1:</b>	Gas refrigerante R-134a .....	18
<b>Figura 7-1:</b>	MULTIGAS 8500 PLUS.....	20
<b>Figura 8-1:</b>	Termómetro infrarrojo ADD8850 .....	21
<b>Figura 9-1:</b>	Anemómetro Digital MT-4615 Proskit .....	21
<b>Figura 10-1.</b>	Sensor digital de temperatura Ds18b20.....	22
<b>Figura 11-1:</b>	Arduino mega 2560.....	23
<b>Figura 1-2:</b>	Parque automotor ecuatoriano 2020.....	25
<b>Figura 2-2:</b>	Chevrolet Optra Hatchback .....	27
<b>Figura 3-2:</b>	Geometría 3D de puerta delantera entregado por Scanner 3D iSense.....	27
<b>Figura 4-2:</b>	Modelo geométrico entregado por Geomagic Design X.....	28
<b>Figura 5-2:</b>	Modelo geométrico 3D en SpaceClaim.....	28
<b>Figura 6-2:</b>	Diagrama del equipo medidor de temperatura .....	31
<b>Figura 7-2:</b>	Programación en Arduino .....	32
<b>Figura 8-2:</b>	Diagrama de bloques en LabVIEW para recolección de datos de temperatura	32
<b>Figura 9-2:</b>	MULTIGAS 8500 PLUS recargando el sistema de A/C del vehículo .....	33
<b>Figura 10-2:</b>	Ubicación del vehículo durante las pruebas. ....	33
<b>Figura 11-2:</b>	Ubicación de los sensores de temperatura en el vehículo .....	34
<b>Figura 12-2:</b>	Presencia de nubes en la fase de calentamiento .....	34
<b>Figura 13-2:</b>	Temperaturas en las superficies del vehículo .....	35
<b>Figura 14-2:</b>	Presencia de lluvia en la fase de enfriamiento.....	35
<b>Figura 15-2:</b>	Temperatura de salida del A/C .....	36
<b>Figura 16-2:</b>	Velocidad de salida del A/C.....	36
<b>Figura 1-3:</b>	Modelo 3D del habitáculo .....	39
<b>Figura 2-3:</b>	Mallado del modelo geométrico 3D.....	40
<b>Figura 3-3:</b>	Condición de pared.....	40
<b>Figura 4-3:</b>	Condición de entrada.....	41
<b>Figura 5-3:</b>	Condición de salida .....	41
<b>Figura 6-3:</b>	Contornos de temperatura en el interior del habitáculo.....	42
<b>Figura 7-3:</b>	Curvas de temperatura en la fase de enfriamiento.....	42

<b>Figura 8-3:</b>	Temperatura de la cabina al inicio del enfriamiento del modelo 3D.....	61
<b>Figura 9-3:</b>	Flujo de A/C en su configuración predeterminada.....	62
<b>Figura 10-3:</b>	Temperatura de la cabina en su configuración predeterminada .....	62
<b>Figura 11-3:</b>	Distribución de temperatura en el plano YZ. ....	63
<b>Figura 12-3:</b>	Matriz de posiciones para las rejillas de aire acondicionado.....	64
<b>Figura 13-3:</b>	Distribución de temperatura para ángulos de 5° y -5° en el eje horizontal.....	64
<b>Figura 14-3:</b>	Contornos de temperatura para ángulos de 5° y -5° en rejillas de salida de aire	65
<b>Figura 15-3:</b>	Distribución de temperatura para ángulos de 15° en el eje vertical.....	66
<b>Figura 16-3:</b>	Contornos de temperatura para ángulos de 15° en las rejillas de salida de aire	66
<b>Figura 17-3:</b>	Distribución de temperatura para ángulos de 5° y -5° en el eje horizontal y 15° en el eje vertical .....	67
<b>Figura 18-3:</b>	Contornos de temperatura para ángulos de 5° y -5° en el plano YZ y 15° en el plano XY .....	67
<b>Figura 19-3:</b>	Distribución de temperatura para ángulos de 30° y -30° en el eje horizontal ....	68
<b>Figura 20-3:</b>	Contornos de temperatura para ángulos de 30° y -30° en el eje horizontal .....	69
<b>Figura 21-3:</b>	Distribución de temperatura para ángulos de -30° en el eje vertical .....	69
<b>Figura 22-3:</b>	Contornos de temperatura para ángulos de -30° en el eje vertical.....	70
<b>Figura 23-3:</b>	Distribución de temperatura para ángulos de 45° y -45° en el eje horizontal ....	71
<b>Figura 24-3:</b>	Contornos de temperatura para ángulos de 45° y -45° en el eje horizontal .....	71
<b>Figura 25-3:</b>	Matriz de geometrías para las rejillas de aire acondicionado.....	74
<b>Figura 26-3:</b>	Distribución de temperatura en el habitáculo con 4 rejillas rectangulares .....	74
<b>Figura 27-3:</b>	Contornos de temperatura en habitáculo con 4 rejillas de forma rectangulares	75
<b>Figura 28-3:</b>	Distribución de temperatura en el habitáculo con 6 rejillas rectangulares .....	75
<b>Figura 29-3:</b>	Contornos de temperatura en el habitáculo con 6 rejillas rectangulares .....	76
<b>Figura 30-3:</b>	Distribución de temperatura con 2 rejillas circulares y 4 rejillas rectangulares	77
<b>Figura 31-3:</b>	Contornos de temperatura de la cabina con 2 rejillas circulares y 4 rejillas rectangulares.....	77
<b>Figura 32-3:</b>	Contornos de temperatura para diferentes diámetros en las rejillas de salida ...	80
<b>Figura 33-3:</b>	Contornos de temperatura para diferentes diámetros en las rejillas después de 15 minutos de enfriamiento .....	80
<b>Figura 34-3:</b>	Contornos de temperatura para rejillas rectangulares con diferente tamaño .....	81
<b>Figura 35-3:</b>	Contornos de temperatura para diferentes medidas en las rejillas rectangulares después de 15 minutos de enfriamiento.....	82

## ÍNDICE DE GRÁFICOS

<b>Gráfico 1-2:</b>	Ventas por marcas de vehículos en Ecuador 2020 .....	25
<b>Gráfico 1-3:</b>	Curvas de temperatura en la fase de calentamiento.....	55
<b>Gráfico 2-3:</b>	Curvas de temperatura en la fase de enfriamiento.....	56
<b>Gráfico 3-3:</b>	Curva experimental promedio de temperatura de las dos fases.....	57
<b>Gráfico 4-3:</b>	Comparativa de los resultados experimentales y simulación del modelo CFD.	59
<b>Gráfico 5-3:</b>	Desviación estándar de la diferencia entre la temperatura experimental y simulada .....	61
<b>Gráfico 6-3:</b>	Resultados experimentales y de simulación de la temperatura del aire del sensor 1 y 8.....	61
<b>Gráfico 7-3:</b>	Resultados de temperatura del aire interior de la cabina con diferentes posiciones en las rejillas de salida de aire. ....	73
<b>Gráfico 8-3:</b>	Resultados de temperatura del aire interior de la cabina con diferentes geometrías en las rejillas de salida de aire. ....	79
<b>Gráfico 9-3:</b>	Resultados de temperatura del aire interior de la cabina para diferentes tamaños de rejillas circulares.....	83
<b>Gráfico 10-3:</b>	Resultados de temperatura del aire interior de la cabina para diferentes tamaños de rejillas rectangulares. ....	84

## **ÍNDICE DE ANEXOS**

**ANEXO A:** PROGRAMACIÓN EN ARDUINO PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS EN LA FASE DE CALENTAMIENTO

**ANEXO B:** PROGRAMACIÓN EN ARDUINO PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS EN LA FASE DE ENFRIAMIENTO

## RESUMEN

En el presente trabajo se desarrolló un análisis CFD de la distribución de flujos de aire acondicionado en el interior de un vehículo. Para este análisis se desarrollaron dos modelos. El primer modelo corresponde al modelo geométrico 3D de la cabina de un vehículo que estimará la variación de la temperatura del aire interior del mismo, en función de las cargas térmicas y las condiciones externas. El modelo fue validado de acuerdo con ensayos experimentales con radiación solar. El modelo toma en cuenta la variación de las condiciones climatológicas y datos generados por el segundo modelo. El segundo modelo consiste en un modelo que calcula los coeficientes de convección natural y forzada en el vehículo. Este modelo toma en cuenta los datos de temperatura tomadas experimentalmente (temperatura de superficie), características geométricas del vehículo (longitud característica de las superficies, área de las superficies, espesores de los materiales) y características de los materiales que componen el vehículo (conductividad térmica). Para el análisis de la distribución de aire acondicionado se realizaron varias simulaciones con posiciones, tamaños y geometrías diferentes en las rejillas de salida de aire, las cuales se realizaron tomando en cuenta las mismas condiciones en los parámetros de entrada y salida. Se concluye que la distribución de aire acondicionado en el interior de un vehículo está directamente relacionada con una posición, tamaño o geometría diferente en las rejillas de salida de aire. Se recomienda que, para este tipo de estudio, el modelo geométrico 3D sea lo más simplificado posible para obtener un porcentaje muy bajo de errores durante la simulación.

**Palabras claves:** <DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL(CFD)> <AIRE ACONDICIONADO> <HABITÁCULO> <VENTILACIÓN FORZADA> <ANSYS (SOFTWARE)>.



Firmado electrónicamente por:  
**HOLGER GERMAN  
RAMOS UVIDIA**

1380-DBRA-UTP-2022

2022-06-29

## SUMMARY

The present work developed a CFD analysis of air conditioning flow distribution inside a vehicle. For this, two models were created. The first model corresponds to the 3D geometric model of a vehicle cabin that will estimate the variation in the temperature of its interior air, depending on the thermal loads and external conditions. The model was validated according to experimental tests with solar radiation. The model takes into account the variation of weather conditions and data generated by the second model. The second model consists of a model that calculates the coefficients of natural and forced convection in the vehicle. This model takes into account the temperature data taken experimentally (surface temperature), geometric characteristics of the vehicle (characteristics length of the surfaces, area of the surfaces, thickness of the materials), and characteristics of the materials that make up the vehicle (thermal conductivity). For the analysis of the distribution of air conditioning, several simulations were carried out with different positions, sizes, and geometries in the air outlet grilles, which were carried out taking into account the same conditions in the inlet and outlet parameters. It is concluded that the distribution of air conditioning inside a vehicle is directly related to a different position, size, or geometry in the air outlet grilles. It is recommended that, for this type of study, the 3D geometric model be as simplified as possible to obtain a low percentage of errors during the simulation.

**Keywords:** <CFD (COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS)> <AIR CONDITIONING>  
<CABIN> <FORCED VENTILATION> <ANSYS SOFTWARE>



Lcda. Sandra Leticia Guijarro P. Mgs

C.I.: 0603366113

## INTRODUCCIÓN

Pretender mejorar el confort térmico del conductor y acompañantes en vehículos es de vital importancia hoy en día, ya que de ello depende una conducción segura y en sí la vida de los ocupantes, por ende, el análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD) permitirá visualizar y analizar el comportamiento de la distribución del aire acondicionado en el interior del vehículo. El aire acondicionado del vehículo antiguamente era reservado para los vehículos de alta gama, sin embargo, hoy en día, este sistema forma parte del equipamiento estándar de un vehículo. A medida que los vehículos se convierten en una parte indispensable de la vida cotidiana, las personas pasan de 1 a 10 horas cada día en el vehículo (Frank, Andresen y Schmid, 2004, p. 23).

El refrigerante que posee el automóvil en su sistema de aire acondicionado es el R-134a, que es comúnmente comercializado en el nuestro país, que no daña la capa de ozono por su ODP que es igual a 0, pero que sin duda es un gas que contribuye al calentamiento global por su alto índice de GWP (Potencial de Calentamiento Global) que es de 1430. Debido a este alto índice de GWP, este produce emisiones directas de gases con efecto invernadero. Adicionalmente, es un fluido refrigerante que se emplea para el sector automotriz, sistemas de refrigeración y ventilación (Formauto, 2016, p. 25).

En el pasado, generalmente tomaba un año desarrollar y caracterizar completamente el sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC) para un nuevo modelo de vehículo utilizando métodos convencionales de prueba física. Sin embargo, el uso de simuladores de dinámica de fluidos computacional (CFD) puede reducir drásticamente el tiempo de desarrollo de los sistemas de climatización automotriz, contribuir a mejorar su rendimiento y proporcionar una mejor comprensión de los procesos subyacentes (Reda et al., 2017, p. 01).

Con la implementación de modelos térmicos de cabina mediante simulaciones de comportamiento térmico en el interior del habitáculo del vehículo se puede mejorar el rendimiento de este sistema. Entre la literatura publicada sobre modelos térmicos de cabina, se han desarrollado modelos CFD 3D y modelos de parámetros agrupados (Alahmer et al., 2011, p. 2).

Los modelos 3D se emplean para analizar en detalle los aspectos de confort térmico, mientras que los modelos de parámetros agrupados son más apropiados para la integración del modelo de cabina con el sistema de CA o un sistema de control. De hecho, dado que los modelos de parámetros agrupados suponen que las propiedades del aire están distribuidas uniformemente, ofrecen un mejor compromiso entre la precisión y el costo computacional (Torregrosa-Jaime et al., 2015, p. 45).

El modelado CFD ha sido ampliamente utilizado para simular el flujo de aire interior y el transporte de contaminantes en ambientes interiores (Li y Nielsen, 2011; Chen, Srebric y Program, 2000; Zhai, Srebric y Chen, 2003, p. 17).

Se ha de utilizar un software de cálculo avanzado de elementos finitos como herramienta para el proceso de simulación y visualización de resultados. ANSYS es capaz de resolver los problemas de dinámica de fluidos (CFD) mediante los paquetes FLUENT, CFX y DISCOVERY LIVE. La validación puede realizarse mediante el cálculo analítico o experimental (Leonidivna y Torres, 2018, p. 56).

# CAPÍTULO I

## 1. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL

### 1.1. Problematización

El aire acondicionado en el vehículo hoy en día es un sistema auxiliar de confort y seguridad para el conductor y los ocupantes del vehículo. La distribución del aire refrigerado que sale de dicho sistema hacia los ocupantes del vehículo determina su nivel de confort. Por lo tanto, es necesario realizar un análisis de la distribución del aire acondicionado dentro del vehículo de manera que se asegure que el aire frío se distribuya por todo el habitáculo. De manera experimental, el análisis de la distribución del aire frío en el interior del vehículo resulta una actividad compleja, se necesitaría muchos bancos de prueba para analizar la ubicación y el tamaño óptimo de las rejillas de salida de aire acondicionado para conseguir una uniforme distribución dentro del habitáculo. Consecuentemente, es necesario utilizar herramientas de simulación que permitan solventar dichas limitaciones. Una de estas herramientas son los modelos CFD el cual nos permita analizar el flujo del aire frío mediante la mecánica de fluidos computacional.

### 1.2. Justificación

El sistema de aire acondicionado automotriz es un sistema auxiliar muy importante en el ámbito energético y de confort dentro del vehículo. La refrigeración producida por dicho sistema se realiza como consecuencia de la expansión de un gas licuado a cierta presión dentro de un ciclo de compresión de vapor. Durante el funcionamiento normal del ciclo, el gas refrigerante aumenta de presión y temperatura en el compresor y posteriormente se enfría en el condensador, por el que, gracias a un ventilador pasa en desplazamiento forzado aire exterior. Después de pasar a través de la válvula de expansión, el líquido refrigerante pasa al evaporador, donde atraerá el calor proveniente del aire interior del habitáculo y se evaporará (Sánchez, 2018, p. 56).

Uno de los objetivos básicos de un sistema de aire acondicionado es el de controlar la temperatura y calidad del aire circundante; y se ha demostrado que utilizando las técnicas CFD es posible obtener una aproximación eficiente de las condiciones de transferencia de calor y flujo de aire en un ambiente acondicionado (Peng, 1998, p. 67).

Uno de los métodos comúnmente utilizados en los códigos de la CFD es el método de volumen finito (Finite Volume Method, FVM). Al aplicar este método es posible resolver los problemas basándose en las leyes de conservación de la física, es decir, en dinámica de fluidos, transferencia de calor y masa. El FVM es usado para resolver dominios computacionales con geometrías

complejas obteniendo resultados verídicos. Gracias a su propiedad de conservación local de los flujos, este esquema es atractivo para problemas donde el flujo debe ser reservado (Janka, 2001). Los nuevos modelos de automóviles integran un sistema de gestión automática de la temperatura del aire en el interior del vehículo (Climatronic) por medio de un procesador que recibe señales de una serie de sensores; los evalúa y compara las temperaturas exterior e interior del vehículo y se encarga de regular los caudales de refrigerante, adaptando su presión y temperatura para conservar un nivel constante de confort térmico (Sánchez, 2018, p. 68).

En la actualidad, debido al calentamiento global que estamos viviendo, la radiación solar incrementa significativamente la carga térmica del vehículo, en especial al medio día cuando el vehículo se encuentra en el exterior. Otro factor a considerar es que nuestro país se encuentra en la línea ecuatorial, lo que implica que la radiación cae perpendicularmente en comparación con países ubicados en los hemisferios norte y sur. En este contexto, el sistema de aire acondicionado toma un papel relevante en el confort térmico de los pasajeros y, por ende, en el consumo energético y emisiones de CO<sub>2</sub> derivadas del funcionamiento de dicho sistema.

### **1.3. Alcance**

Se implementará un modelo térmico dinámico de la cabina de un vehículo, el cual considera las diferentes cargas térmicas del vehículo. El modelo estima la evolución de la temperatura interior de la cabina. Para validar el modelo térmico se tomarán medidas experimentales de temperatura del aire interior en el vehículo en un proceso de calentamiento y de enfriamiento de la cabina, cuando el vehículo está en el exterior bajo la incidencia de la radiación solar.

Posteriormente, se realizará un análisis CFD para evaluar la distribución de flujos de aire acondicionado en el interior del vehículo. Los resultados de dicho análisis se cotejarán con las medidas experimentales de temperatura interior de la cabina en diferentes puntos.

Se evaluarán diferentes posiciones y dimensiones de la salida del aire acondicionado para determinar su posición y tamaño óptimo en términos de la distribución del aire acondicionado en el interior de la cabina.

### **1.4. Objetivos**

#### ***1.4.1. Objetivo General***

Realizar el análisis CFD de la distribución de flujos de aire acondicionado en el interior de un vehículo.

### **1.4.2. *Objetivos Específicos***

- Modelar la cabina de un vehículo utilizando los softwares SolidWorks y Ansys.
- Realizar medidas experimentales de temperatura interior y exterior cuando el vehículo está en el exterior bajo la incidencia de la radiación solar.
- Medir la temperatura de salida del aire acondicionado hacia el habitáculo del vehículo.
- Comparar los resultados experimentales con los del modelo sobre temperatura interior de la cabina.
- Evaluar la distribución de aire acondicionado para diferentes posiciones y tamaños de la rejilla de salida de aire acondicionado.

## **1.5. Marco Teórico**

### **1.5.1. *Radiación Solar***

Es la transferencia de calor por ondas, semejantes a las ondas de luz o de radio. La radiación solar se transmite por medio de ondas radiantes de calor que viajan a través del espacio en trayectorias rectas. También se la puede considerar como la transmisión de calor de un cuerpo más caliente a otro sin contacto directo, en forma de energía radiante. Y que, además; la radiación solar que incide sobre la superficie de la tierra varía según ciertos aspectos como son la latitud geográfica, la época del año y la hora del día.

### **1.5.2. *Calor***

El calor es una manifestación de la energía interna desprendida de la materia, debido al choque que se produce entre moléculas del sistema y el exterior, siendo la forma de energía más primaria. Puesto que esta energía siempre está en movimiento, esta se transmite de un cuerpo con mayor temperatura a otro que se encuentra con menor temperatura.

### **1.5.3. *Calor Sensible***

Es el calor que podemos sentir o descubrir con nuestros sentidos, que provoca un aumento de temperatura de un cuerpo sin que se produzca un cambio en su estado.

$$Q = m * c * (T_f - T_i) \quad (1)$$

Donde:

$Q$  = Calor sensible

$m$  = Masa del objeto

$c$  = Calor específico del material

$T_i$  = Temperatura inicial

$T_f$  = Temperatura final

#### ***1.5.4. Calor Latente***

Es el que se refiere a la cantidad de calor necesario para cambiar el estado físico de una sustancia de sólido a líquido o de líquido a gaseoso sin cambiar la temperatura de la sustancia.

$$Q = m * L \quad (2)$$

Donde:

$Q$  = Cantidad de calor

$m$  = Masa del objeto

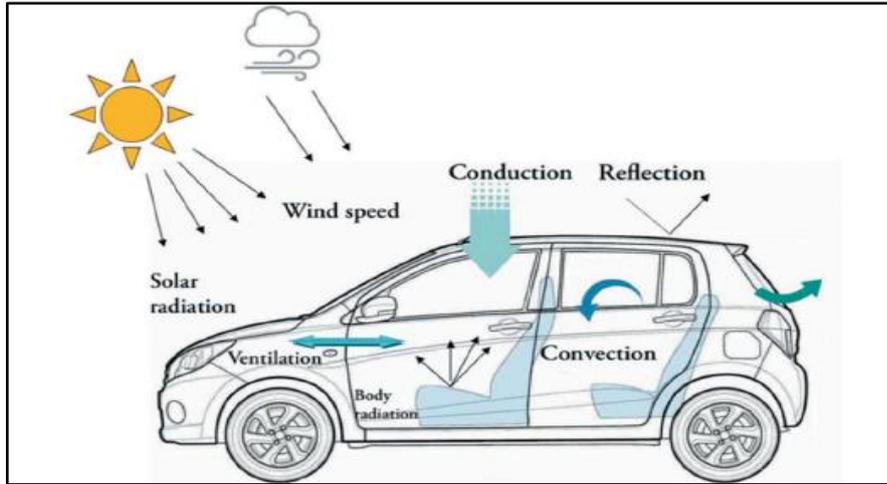
$L$  = Calor latente

#### ***1.5.5. Temperatura***

La temperatura es la cuantificación de la intensidad de calor. En si mostrando la cantidad de frío o calor que se encuentra acumulado en diferentes cuerpos u objetos, la temperatura se mide con un instrumento llamado termómetro, usando las escalas Celsius o Fahrenheit.

#### ***1.5.6. Transferencia de calor***

Se entiende por transferencia de calor al paso de energía térmica que es conducido de un cuerpo de mayor temperatura hacia otro de menor temperatura, esto producto del resultado de la segunda ley de la termodinámica. Los modos de transferencia de calor que se tiene en un vehículo se muestran en la figura 1-1.



**Figura 1-1.** Modos de transferencia de calor en un vehículo.

Fuente: (Hariharan et al., 2019).

### 1.5.7. Conducción

Se entiende por transferencia de calor por conducción a la transferencia de calor entre dos puntos de un mismo cuerpo que se encuentran a diferentes temperaturas debido a las interacciones entre partículas, pero sin producir transferencia de materia entre ellos.

$$\vec{q} = -k * \nabla T \quad (3)$$

Donde:

$\vec{q}$  = Vector de densidad de flujo de calor local ( $W * m^{-2}$ )

$k$  = Conductividad de los materiales ( $W * m^{-1} * K^{-1}$ )

$\nabla T$  = Gradiente de temperatura ( $K * m^{-1}$ )

### 1.5.8. Convección

En la transferencia de calor por convección interviene un fluido como puede ser un gas o un líquido en movimiento y está asociado con el transporte de masa. La convección puede ser de dos tipos: natural o forzada. La convección natural se produce debido a diferencia de densidades. Y la convección forzada se produce debido al uso de un ventilador o bomba. Siendo esta la ecuación de enfriamiento de Newton.

$$\frac{dT}{dt} = -k * (T - T_m) \quad (4)$$

Donde:

$\frac{dT}{dt}$  = Razon de cambio de la temperatura

**$k$**  = Tasa relativa

**$T$**  = Temperatura del objeto

**$T_m$**  = Temperatura ambiente

#### 1.5.8.1. Coeficiente de transferencia de calor por convección ( $h$ )

El coeficiente de transferencia de calor por convección está establecido como la razón de la transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de área superficial por unidad de diferencia en la temperatura.

$$h = \frac{Nu * k}{L_c} \quad (5)$$

Donde:

**$Nu$**  = Numero de Nusselt

**$k$**  = Conductividad termica del fluido

**$L_c$**  = Longitud característica

#### 1.5.8.2. Número de Nusselt ( $Nu_L$ )

El número de Nusselt es un número adimensional que indica el desarrollo de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción.

$$Nu = \frac{h * L_c}{k} \quad (6)$$

Donde:

**$h$**  = Coeficiente de transferencia de calor

**$L_c$**  = Longitud característica

**$k$**  = Conductividad termica del fluido

#### 1.5.8.3. Número de Grashof ( $Gr$ )

El número de Grashof es un número adimensional, una medida de las magnitudes relativas que representa la razón entre la fuerza de flotabilidad y la fuerza viscosa que actúa sobre el fluido en la convección natural.

$$Gr = \frac{g * \beta * (T_{sup} - T_{amb}) * L_c^3}{\nu^2} \quad (7)$$

Donde:

**$g$**  = Gravedad

**$\beta$**  = Coeficiente de expansión volumétrica

**$T_{sup}$**  = Temperatura de la superficie

**$T_{amb}$**  = Temperatura ambiente

**$L_c$**  = Longitud característica

**$\nu$**  = Viscosidad cinemática

#### 1.5.8.4. Número de Prandtl ( $Pr$ )

El número de Prandtl es un número adimensional y se define como la relación entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular de calor.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu * C_p}{k} \quad (8)$$

Donde:

**$\nu$**  = Viscosidad cinemática

**$\alpha$**  = Difusividad térmica

**$\mu$**  = Viscosidad

**$C_p$**  = Capacidad calorífica a presión constante

**$k$**  = Conductividad térmica

#### 1.5.8.5. Número de Rayleigh ( $Ra$ )

El número de Rayleigh es el producto del número de Grashof ( $Gr$ ) y el número de Prandtl ( $Pr$ ) y se calcula cuando se tiene convección natural y en función de las propiedades termo-físicas del fluido.

$$Ra = Gr * Pr \quad (9)$$

Donde:

**$Gr$**  = Numero de Grashof

**$Pr$**  = Numero de Prandtl

### 1.5.9. Radiación

La transferencia de calor por radiación es la energía o calor emitido por un cuerpo debido a su temperatura distinta de cero. Para la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia ni contacto de un medio material o fluido para la transportación de la energía o calor, esta transferencia de calor se transporta por ondas electromagnéticas.

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4) \quad (10)$$

Donde:

$\varepsilon$  = Emisividad

$\sigma$  = Constante de Stefan – Boltzmann

$A_s$  = Área superficial

$T_s$  = Temperatura de la superficie

$T_{alred}$  = Temperatura ambiente

### 1.5.10. Flujo de fluidos en ductos y tuberías

El flujo en ductos y tuberías satisface las condiciones de flujo estacionario. Existe dos tipos de flujo laminar y turbulento. Debido a esto para poder definir el tipo de flujo se usa la relación matemática llamada Número de Reynolds.

#### 1.5.10.1. Número de Reynolds

El Número de Reynolds es un valor adimensional que relaciona la fuerza de inercia y la fuerza de viscosidad de un fluido que pasa por ductos o tuberías y es el que define si el flujo del fluido es laminar o turbulento.

$$Re = \frac{V * D * \rho}{\mu} = \frac{V * D}{\nu} \quad (11)$$

Donde:

$V$  = Velocidad del flujo

$D$  = Diámetro de la tubería

$\rho$  = Densidad del líquido

$\mu$  = Viscosidad dinámica del fluido

$\nu$  = Viscosidad cinemática del fluido

#### *1.5.10.2. Flujo Laminar*

En un flujo laminar sus partículas se mueven en capas paralelas, de manera ordenada y uniformemente. Para determinar que el flujo de un fluido es laminar el Número de Reynolds debe ser menor a 2300 ( $Re \leq 2300$ ).

#### *1.5.10.3. Flujo Turbulento*

En un flujo turbulento es imposible conocer la trayectoria que toma cada partícula, se mueven en forma desordenada tomando diferentes direcciones y su movimiento se torna inestable. Para determinar que el flujo de un fluido es turbulento el Número de Reynolds debe ser mayor a 4000 ( $Re \geq 4000$ ).

#### ***1.5.11. Confort térmico en la cabina de un vehículo***

El confort térmico humano está definido por la Sociedad Estadounidense de Ingeniería de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE) como la condición de la mente que expresa satisfacción con el ambiente térmico, y se evalúa mediante evaluación subjetiva (Turner et al., 1979). Muchas de las condiciones ambientales necesarias para el confort térmico no son iguales para todos; pero existen seis factores principales que se debe tener en cuenta para definir las condiciones para el confort térmico y estas condiciones son: la tasa metabólica, el aislamiento de la ropa, la temperatura del aire, la temperatura radiante, la velocidad del aire y la humedad.

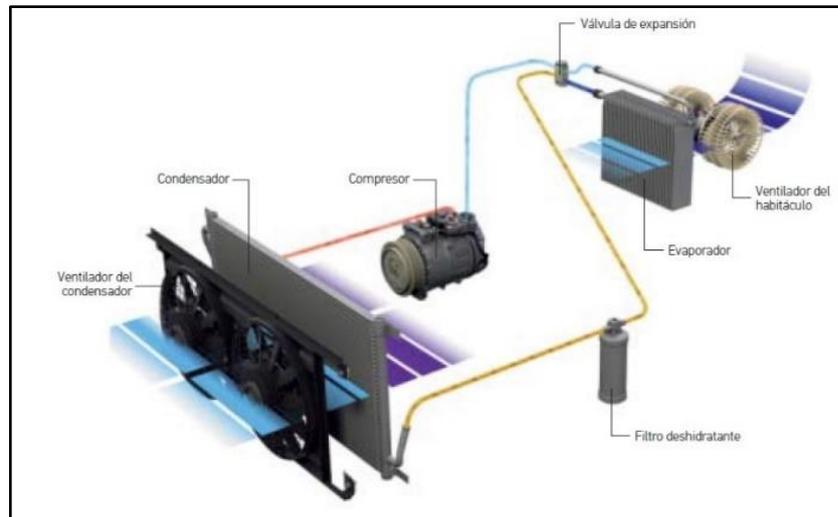
Huertas Leyvas y José Solaz dicen que el confort térmico de los pasajeros y conductores es una de las principales preocupaciones de la industria automotriz. La importancia del confort térmico sobre la conducción, el hábito que representa viajar, e incluso sobre la seguridad cada día tiene más importancia en la automoción.

#### ***1.5.12. Sistema de aire acondicionado en un vehículo***

El sistema de aire acondicionado es una parte fundamental de un vehículo, ya que ayuda a mantener la confortabilidad en su interior, caracterizándose principalmente por la producción de frío; el mismo que tiene varias misiones que siempre están siendo controladas por el conductor y los ocupantes del vehículo según sus necesidades.

Los sistemas de aire acondicionado basan su funcionamiento en principios termodinámicos que hacen referencia a transformaciones o intercambios de calor, como se observa en la figura 2-1. Las transformaciones termodinámicas tienen relación con las nociones de temperatura, presión y

cambio de estado de los fluidos, adecuando así los valores de temperatura, humedad, calidad de aire, etc., del vehículo; para tratar lograr la mayor confortabilidad de los pasajeros del vehículo.



**Figura 2-1.** Sistema de aire acondicionado

Fuente: (Hella S.A, 2013: p.06)

### 1.5.13. Dinámica de fluidos computacional (CFD)

La dinámica de fluidos computacional consiste en el uso de ordenadores y técnicas numéricas para solucionar de manera aproximada y que nos proporcione el cálculo detallado de los problemas físicos que se relacionan con el movimiento de fluidos y transferencia de calor (Fernández Oro, 2012, p. 03).

Los softwares CFD obtienen la solución resolviendo las ecuaciones de Navier-Stokes y promediado de Reynolds para fluidos incompresibles. El cual permite el estudio del comportamiento del fluido en diversas condiciones con efectos de convección natural y forzada, radiación solar entre otros factores.

Para la solución forman ecuaciones diferenciales parciales que usan ecuaciones como la de conservación de masa, conservación de cantidad de movimiento (Segunda Ley de Newton) y la ecuación de conservación de energía (Primera Ley de la Termodinámica); en donde al finalizar el cálculo se puede obtener soluciones numéricas aproximadas (Hariharan et al., 2019, p. 09).

#### 1.5.13.1. Ecuación de la conservación de masa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (12)$$

1.5.13.2. *Ecuación de la conservación de cantidad de movimiento*

$$\frac{\rho(\partial U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \cdot U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_M \quad (13)$$

1.5.13.3. *Ecuación de la conservación de energía*

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot \tau) + U \cdot S_M + S_E \quad (14)$$

Donde:

$$\tau = \mu \left( \nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot U \right) \quad (15)$$

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U^2 \quad (16)$$

Donde  $p$  es la presión,  $\rho$  la densidad del fluido,  $U$  el vector velocidad,  $\tau$  el tensor de tensiones turbulentas,  $h$  la energía,  $S_M$  el término de las fuerzas másicas,  $S_E$  el término fuente,  $\lambda$  la viscosidad volumétrica,  $\mu$  la viscosidad dinámica y  $\delta$  el delta de Kronecker (Carrillo Sánchez y Castillo Elsitdié, 2011, p. 33).

1.5.13.4. *Aplicaciones*

Entre la amplia gama de aplicaciones podemos destacar las siguientes (Fernández Oro, 2012, pp.12-14):

- Industria automovilística.
- Industria alimenticia.
- Industria aeroespacial.
- Industria aeronáutica.
- Industria eléctrica y electrónica.
- Industria biomédica y farmacéutica.
- Industria naval.

1.5.13.5. *Ventajas*

La dinámica de fluidos computacional abarca una amplia variedad de ciencias; es por esta razón que hoy en día es una herramienta muy práctica que presenta ciertas ventajas que son (Fernández Tena y Casan Clarà, 2015, p.02):

- Reducción sustancial de tiempo en la creación de nuevos diseños.
- Reducción de costes en nuevos diseños.
- Analizar sistemas que se encuentren en condiciones muy difíciles de simular experimentalmente.
- Nivel de detalle prácticamente ilimitado.

#### 1.5.13.6. *Desventajas*

Existen ciertas desventajas al momento de usar la dinámica de fluidos computacional entre ellas tenemos (Fernández Oro, 2012, p.15):

- Altas inversiones en recursos computacionales y de software.
- Es necesario personal cualificado, con amplia experiencia y formación especializada.
- No siempre los resultados obtenidos son lo suficientemente precisos.

#### 1.5.13.7. *Etapas de un análisis CFD*

Un análisis por medio de la dinámica de fluidos computacional está formado por tres etapas:

1. *Pre-proceso*: consiste en la creación de la geometría a ser objeto de estudio, delimitación del dominio, mallado del dominio y condiciones iniciales de contorno.
2. *Proceso*: desratización numérica y solución de ecuaciones algebraicas.
3. *Post-proceso*: análisis de resultados numéricos y gráficos.

#### 1.5.13.8. *Mallado computacional del modelo geométrico*

El mallado es una parte fundamental del proceso que consiste en dividir el modelo geométrico en pequeños volúmenes lo más regulares posibles (Sánchez, 2004, p.67).

*Mallados estructurados*: Las celdas de la malla son cuadriláteros en 2-D y hexaedros en 3-D.

*Mallados no estructurados*: Los elementos de esta malla son una mezcla de cuadriláteros y triángulos en 2-D y tetraedros y hexaedros en 3-D.

### 1.5.14. Herramientas tecnológicas e informáticas empleadas en el análisis CFD

#### 1.5.14.1. Escáner 3D

El scanner 3D iSense es un escáner óptico el cual permite realizar el escaneo a cualquier superficie por más irregular que esta sea, para posterior registrar su geometría y luego crear una un modelo tridimensional, se puede apreciar en la figura 3-1. Finalmente, estos modelos tridimensionales importar a un software de mallado donde se podrá visualizar y cuantificar sus volúmenes. Las características y especificaciones de este escáner 3D se muestran en la tabla 1-1.



**Figura 3-1.** Scanner 3D iSense

Fuente: (3D SYSTEMS, 2020).

**Tabla 1-1.** Características y especificaciones del Scanner 3D iSense

<i>Características</i>	<i>Valor</i>
Sistemas operativos compatibles	iOS 7 o posterior
Volumen de escaneado	Min.: 0,2m x 0,2m x 0,2m Max.: 3m x 3m x 3m
Dimensiones	119,2mm x 27.9mm x 29mm
Rango operativo	Min.: 0,40m Max.: 3,5m
Peso	99,2 gramos
Campo de visión	Horizontal: 58° Vertical: 45°
Res. espacial de los ejes x/y @ 0,5m	0,9mm
Res. de profundidad a 0,5 m	1 mm
Calidad de imagen máxima	30 fps
Tamaño de imagen en profundidad	VGA [640 pixeles (ancho) x 480 pixeles (alto)]
Tamaño de imagen color	QVGA [320 pixeles (ancho) x 240 pixeles (alto)]
Dispositivos compatibles	iPad Air, iPad Mini Retina, iPad 4° generación
Duración de batería	3 a 4 h de escaneado activo; 1000 h de espera
Temperatura de funcionamiento	0 - 35°

Fuente: (Fuentes y Eva, 2016)

Realizado por: Cajo Denys, 2021.

#### *1.5.14.2. Geomagic Design X*

Geomagic Design X es un software de ingeniería inversa que extrae y procesa parámetros de diseño provenientes de escaneos 3D. Este software incluye excelentes características para convertir los parámetros de diseño que extrae en modelos sólidos CAD editables de alta calidad compatibles con softwares CAD existentes; gracias a la edición de mallas y procesamiento de nubes de puntos, entre otras características que posee este software (Valverde-Bastidas, Cesén-Arteaga y Sarmiento-Borja, 2020, p.401-402).

#### *1.5.14.3. Ansys*

Ansys es un software de simulación de ingeniería que está desarrollado para operar bajo la teoría de elementos finitos en estructuras y volúmenes finitos para fluidos; además ofrece una amplia gama de soluciones de simulaciones de ingeniería en cualquier diseño que este lo requiera (Maldonado García y García Ramírez, 2017, p.283).

#### *1.5.14.4. SpaceClaim*

SpaceClaim es un software en modelado 3D que ayuda al usuario a crear, modificar y optimizar geometrías importadas de una forma más rápida que otros softwares CAD. Esto significa que en SpaceClaim se puede parametrizar cualquier diseño según vayan surgiendo sus necesidades; esto se ve reflejado en la reducción de tiempo de preparación de geometrías para la simulación (SpaceClaim, 2011, p.12).

#### *1.5.14.5. Fluent*

Fluent es un paquete CFD de Ansys destinado para el modelado de flujo de fluidos y transferencia de calor. Es así que este software CFD permite modelar y simular procesos fluídicos, transferencia de calor, turbulencia y reacciones químicas para aplicaciones industriales; gracias a su rapidez y precisión en la entrega de resultados en aplicaciones CFD (Scyoc, 2017, p. 56).

#### *1.5.14.6. Discovery Live*

Discovery Live es una plataforma de diseño de Ansys que permite realizar diseños y simulaciones instantáneas en tiempo real, de alta fidelidad y con un modelado interactivo e innovador en aplicaciones estructurales, fluídicas, térmicas, entre otras, como se observa en la figura 4-1.



**Figura 4-1.** Ansys Discovery Live.

**Fuente:** (PADT, Inc., 2021)

### ***1.5.15. Modelos térmicos de cabinas de vehículos***

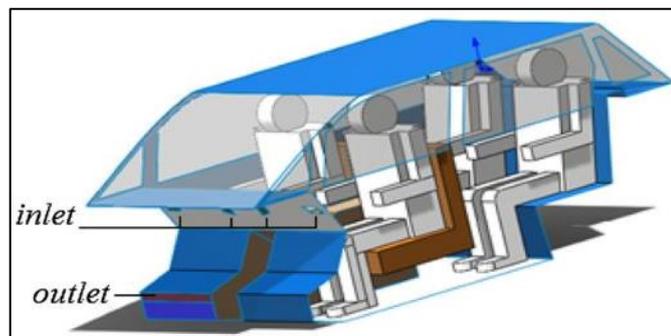
El objetivo principal de estos modelos térmicos de cabina es la de predecir el comportamiento de la temperatura del aire dentro de la cabina, y de igual forma en ciertos modelos térmicos la humedad (Torregrosa-Jaime et al., 2015, p. 46).

Sobre modelos térmicos de cabina se han desarrollado varios tipos, entre ellos se tiene el modelo térmico de parámetros agrupados, los modelos transitorios 3D CFD, el modelo de carga térmica dinámica, el modelado térmico fisiológico humano, el modelado térmico psicológico humano, el modelado de zonas compartimentadas, el modelado de maniquí térmico humano, el modelo de cabina usando el método de parámetros concentrados, entre otros modelos.

Todos estos modelos térmicos de cabinas los han desarrollado en diferentes tipos de vehículos; entre ellos están sedan, SUV, bus, minibús y vagones de metro. Además, en todos los modelos térmicos de cabina, los autores consideran como principal carga térmica a la radiación solar y a la temperatura ambiente, las cuales influyen en el incremento de la temperatura del aire interno de la cabina (Vásconez, 2019, p. 35).

Con relación a los modelos térmicos transitorios 3D CFD existen varias metodologías publicadas. Adhikari et al. (2009, p. 02) realizaron un estudio de los efectos de la radiación solar, presencia de pasajeros y diferentes ángulos de ventilación de A/C sobre el flujo de aire y distribución de temperatura en la cabina de un automóvil de pasajeros, haciendo uso de CATIA V5 para la creación del modelo geométrico, GAMBIT como herramienta de pre-procesamiento y FLUENT como simulador para el análisis CFD del modelo. Daithankar et al. (2015, p. 01) consideraron la carga solar y la carga térmica de los pasajeros para predecir la distribución de la temperatura y velocidad del aire dentro de la cabina de pasajeros de un midibús y además calcular los índices de confort térmico PMV y PPD. Han y Chen (2009, p.01) desarrollaron un modelo en el cual simulaban el flujo de fluido tridimensional y la transferencia de calor para simular la inmersión y enfriamiento del compartimento de pasajeros. Danca et al. (2018, p.02) consideraron el efecto de la presencia del

conductor y diferentes ángulos de flujo de aire de un respiradero para determinar la sensación térmica. Mao et al. (2018, p.357) desarrollaron un modelo 3D de regiones sólidas y fluidicas para medir la distribución del flujo y la temperatura del aire en el interior de la cabina de un vehículo eléctrico mientras está en reposo y movimiento con calefacción y refrigeración, se muestra en la figura 5-1. Piovano et al. (2017, pp.01-02) desarrollaron un modelo CFD/térmico avanzado que permita ahorrar tiempo y preservar la precisión en los resultados de la simulación térmica de la cabina. Reda et al. (2017, p.01) incluyeron el modelo de carga solar S2S (Superficie a Superficie) que se encuentra en FLUENT el software CFD de ANSYS para determinar los regímenes de flujo del aire y el confort térmico en el interior de la cabina de un vehículo. Sevilgen y Kilic (2010, p.145) muestran un análisis tridimensional transitorio de enfriamiento de una cabina de un vehículo con un maniquí usando el modelo S2S (Superficie a Superficie) de FLUENT para evaluar la distribución de la temperatura y velocidad alrededor del maniquí.



**Figura 5-1.** Modelo 3D para simulación CFD térmica transitoria.

Fuente: (Moon et al., 2016).

#### **1.5.16. Gas refrigerante R-134a**

El refrigerante R-134a es un gas no inflamable encontrándose a presión atmosférica y temperaturas por debajo de los 100 °C, que se utiliza en el campo automotriz en los sistemas de aire acondicionado, se muestra en la figura 6-1 (Acedo Zambrana, 2012, p. 78).



**Figura 6-1.** Gas refrigerante R-134a

Fuente: (GLOBALECUADOR, 2018)

El refrigerante HFC 134a, no daña la capa de ozono, pero por su alto índice de GWP (Potencial de Calentamiento Global) que tiene un valor de 1430 contribuye al calentamiento global produciendo así emisiones directas de gases con efecto invernadero. Las propiedades termo físicas se encuentran detalladas en la tabla 2-1.

**Tabla 2-1.** Propiedades termo físicas del refrigerante R-134a

Propiedades	R-134a
Formula química	$CH_2FCF_3$
Peso molecular	102.03
Punto de ebullición normal (°C)	-26.2
Punto de congelación (°C)	-101.0
Temperatura crítica (°C)	101.29
Presión crítica (MPa)	41.43
Densidad crítica (MPa)	50.0
Presión de vapor saturado (MPa)	2.96
Densidad de vapor saturado (MPa)	1.42
Densidad del líquido saturado (MPa)	0.127
Tiempo de vida en la atmosfera	16
ODP	0
GWP	1430
Clase de seguridad	A1

Fuente: (LEE, 2012; Vaghela, 2017)

Realizado por: Cajo Denys, 2021.

#### 1.5.16.1. Características del refrigerante R-134a

El gas refrigerante R-134a tiene las siguientes características:

- Al ser un refrigerante HFC no daña la capa de ozono.
- Tiene gran estabilidad térmica y química.
- Tiene baja toxicidad.
- No es inflamable.
- Tiene una amplia compatibilidad con la mayoría de los materiales.
- No es miscible con aceites característicos del R-12.
- Es miscible completamente con aceites poliésteres (POE).

### ***1.5.17. Equipo de recarga de sistemas de climatización automotriz***

MULTIGAS 8500 PLUS es una estación de usos múltiples diseñado para recuperar, reciclar y recargar el líquido refrigerante R-134a o R-1234yf de los sistemas de A/C y climatización automotriz, además se encuentra equipado con la base de datos más completa y amplia del mercado para líquido refrigerante R-134a y Y-1234yf.

El uso de MULTIGAS 8500 PLUS evita la dispersión del líquido refrigerante en el ambiente, que se observa en equipos convencionales de carga de líquido refrigerante al momento de retirar las mangueras de carga, este equipo se puede apreciar en la figura 7-1.



**Figura 7-1.** MULTIGAS 8500 PLUS

Fuente: (GSF CAR PARTS, 2016).

### ***1.5.18. Instrumentación utilizada para la medición de variables psicométricas***

#### ***1.5.18.1. Termómetro infrarrojo***

El termómetro infrarrojo es un instrumento que mide la temperatura de un cuerpo o superficie sin entrar en contacto, como se muestra en la figura 8-1. Para ello el termómetro mide la radiación electromagnética que emite el cuerpo en un intervalo espectral que depende de cada termómetro. Este incluye un rayo de luz piloto para una mejor orientación al momento de tomar las medidas. En el campo automotriz es muy útil ya que se puede tomar medidas de temperatura en neumáticos, frenos, sistemas de A/C, entre otros (VALOR I MICÓ, 2013, p. 76).



**Figura 8-1.** Termómetro infrarrojo ADD8850

**Realizado por:** Denys Cajo, 2021.

#### *1.5.18.2. Características del termómetro infrarrojo*

- Rango de medición:  $-20^{\circ}\text{C}$  a  $537^{\circ}\text{C}$  ( $-4^{\circ}\text{F}$  a  $932^{\circ}\text{F}$ ).
- Resolución espectral: 6 -  $14\mu\text{m}$ .
- Precisión: lectura 1% o  $\pm 1^{\circ}\text{C}$ .
- Campo de visión: 12:1.
- Emisividad: preestablecido 0.95.
- Observación: marcador laser  $<1\text{ mW}$

#### *1.5.18.3. Anemómetro digital*

El anemómetro es un instrumento meteorológico el cual mide la velocidad y el caudal del viento. Este instrumento es utilizado para evaluar el rendimiento de sistemas y equipos de calefacción, ventilación y aire acondicionado. Es utilizado en varios ámbitos como lo es la aviación, agricultura, meteorología, entre otras. Este instrumento se muestra en la figura 9-1.



**Figura 9-1.** Anemómetro Digital  
MT-4615 Proskit

**Realizado por:** Denys Cajo, 2021.

#### 1.5.18.4. *Sensor de temperatura Ds18b20*

El Ds18b20 es un sensor digital de temperatura de la casa Dallas Semiconductor, usado en varias aplicaciones como lo es en controles ambientales de HVAC, sistemas de monitoreo de temperaturas en edificios, sistemas industriales, entre otras aplicaciones, este sensor se aprecia en la figura 10-1 (Romero et al., 2014, p.420).

Utiliza un protocolo de comunicación serie Dallas One-Wire el cual facilita la medición, además por ser un sensor digital evita posibles errores debido a conexión de cables y factores externos como ruido, resistencia, etc (Marcos et al., 2014, p.649).



**Figura 10-1.** Sensor digital de temperatura Ds18b20

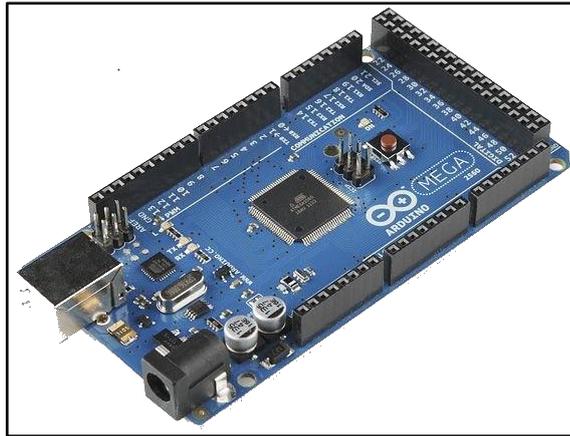
**Fuente:** (GeekFactory.mx, 2020)

#### 1.5.18.5. *Características del sensor de temperatura Ds18b20*

- Interfaz única de 1 solo cable requiere solo un pin de comunicación.
- Rango de temperatura:  $-55^{\circ}\text{C}$  a  $+125^{\circ}\text{C}$  ( $-67^{\circ}\text{F}$  a  $+257^{\circ}\text{F}$ ).
- Rango de precisión:  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$  en el rango de  $10^{\circ}\text{C}$  a  $85^{\circ}\text{C}$ .
- Rango de alimentación: 3.0V a 5.5V.
- Cada dispositivo tiene un código de serie único de 64 bits almacenada en su ROM.

#### 1.5.18.6. *Arduino Mega 2560*

Arduino es una plataforma de código abierto que cuenta con software y hardware libre, flexible y fácil de usar. Este hardware es una placa de circuito programable que contiene un microcontrolador. Su software cuenta con un entorno programable que se ejecuta en un ordenador, en la cual se escribe y se carga el código de programación en la placa Arduino que se observa en la figura 11-1 (Kumari et al., 2018, p.01).



**Figura 11-1.** Arduino mega 2560

**Fuente:** (microelectronicdesign, 2020).

#### 1.5.18.7. *Características de la placa arduino mega 2560*

Esta placa Arduino mega 2560 para su programación cuenta con las siguientes características:

- Microcontrolador: ATmega 2560.
- Voltaje operático: 5V.
- Voltaje de entrada: 7-12V.
- Voltaje de entrada límite: 6-20V.
- Pines digitales de entrada/salida: 54 pines, solo 15 proveen salida PWM.
- Pines análogos de entrada: 16.
- Memoria flash: 256 KB, solo 8 KB son usados por el bootloader.

#### 1.5.18.8. *LabVIEW*

LabVIEW es un software de programación grafica que está orientada al desarrollo de sistemas de prueba y control de instrumentación, aplicaciones de control de instrumentos electrónicos en el área de la automatización industrial que se usa para recopilar, monitorear, registrar y analizar datos (Deza, Yuen y Lizama, 2007, p.35).

## CAPÍTULO II

### 2. MARCO METODOLÓGICO

#### 2.1. Diseño metodológico

##### 2.1.1. *Tipo de investigación*

Una vez planteado el problema y definidos los objetivos a alcanzar en esta investigación se puede deducir que esta investigación es bibliográfica ya que tenemos que revisar material bibliográfico existente referente a nuestro tema de investigación; además es de carácter experimental puesto que tenemos que recolectar datos para poder verificar y validar resultados.

Bibliográfica.

Indagar información relevante de artículos científicos, revistas, ensayos, libros, base de datos en línea; la cual nos permitirá llevar a cabo la presente investigación.

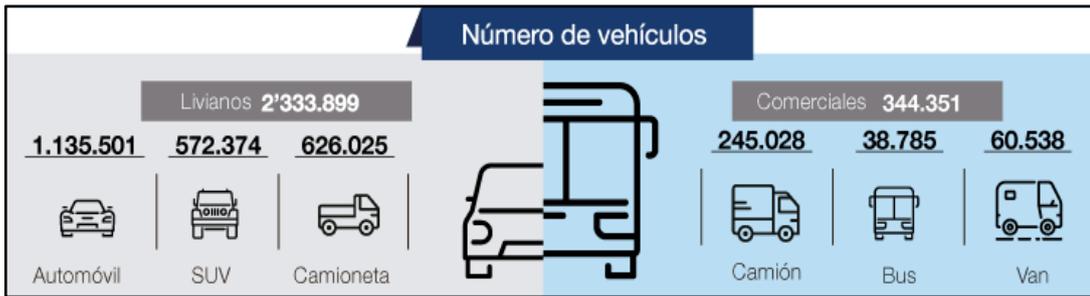
Experimental.

Considerada experimental debido a que, mediante la recolección de datos tomadas del interior del habitáculo del vehículo y su posterior simulación a realizarse, se pretende analizar el comportamiento del aire acondicionado en el interior del habitáculo.

##### 2.1.2. *Población y muestra*

###### 2.1.2.1. *Población*

La población está conformada por los vehículos que integran la subcategoría de vehículos M1 según lo establece la norma NTE INEN 2656, debido a que el área de pasajeros y de carga forma un solo volumen, los cuales son usados para el transporte de personas. Esta población hace referencia a los 1.135.501 automóviles que están registrados en el país, según los datos que muestra la figura 1-2. Cabe recalcar que el estudio se realizó en la región Sierra, en la provincia de Chimborazo en el cantón Riobamba.



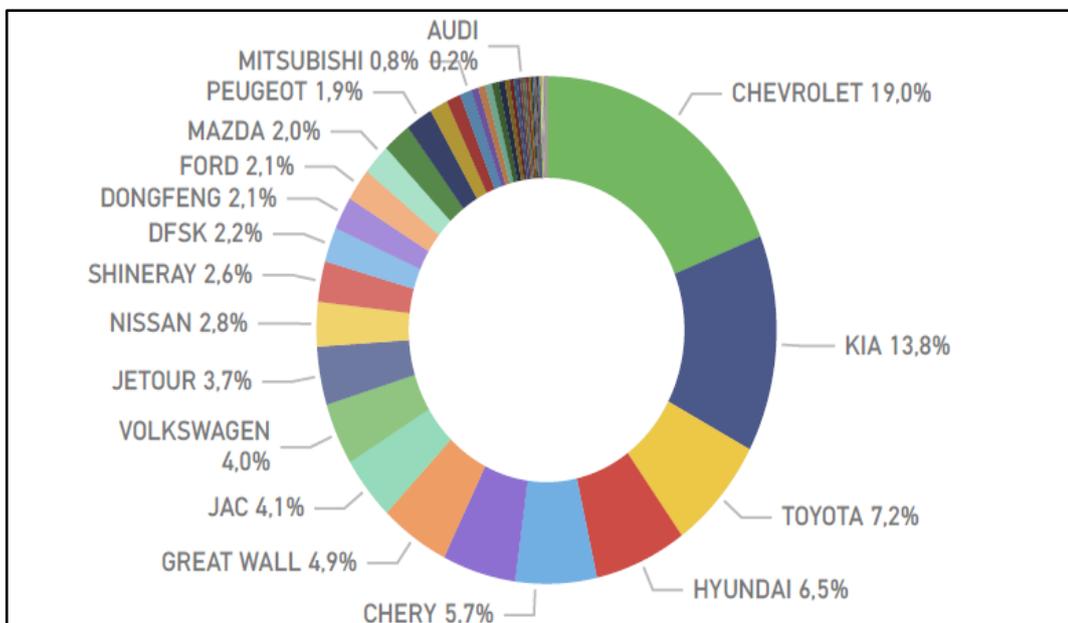
**Figura 1-2.** Parque automotor ecuatoriano 2020

Fuente: (AEADE, 2020).

### 2.1.2.2. Muestra

Por falta de una base de datos sobre el tipo de vehículo en el cual se concentra una mayor cantidad de energía solar (calor) en su interior al encontrarse a la intemperie en la ciudad de Riobamba, se determinó seleccionar el vehículo Chevrolet Optra Hatchback 5 puertas en el cual se realizará la recolección de datos experimentales y el análisis CFD.

Esto debido a que, en el parque automotor los automóviles ocupan el mayor porcentaje de los vehículos registrados en el país, y que además la marca más adquirida por las personas en el país según estadísticas es Chevrolet con el 19.0% en relación a otras marcas como se muestra en la figura 2-2.



**Grafico 2-2.** Ventas por marcas de vehículos en Ecuador 2020

Fuente: (AEADE, 2020)

#### *2.1.2.3. Unidad de muestreo*

La unidad de muestreo está conformada por los vehículos que conforman la subcategoría M1 que circulan en la ciudad de Riobamba.

#### *2.1.2.4. Unidad de análisis*

La unidad de análisis será el vehículo tipo hatchback Chevrolet Optra que conforma la muestra.

#### *2.1.2.5. Tipo de muestreo*

El método seleccionado para la muestra fue por muestreo no probabilístico, de tipo intencional.

No probabilístico: Puesto que no todos los elementos de la población van a tener la probabilidad de ser elegidos.

Intencional o de conveniencia: Debido a que la muestra es seleccionada por el investigador directamente en base al motivo de estudio.

### **2.1.3. Método de recolección de información**

#### *2.1.3.1. Documental*

Técnica empleada para recolectar información relevante documentadas en libros, publicaciones, artículos científicos, base de datos en línea, información que será seleccionada de acuerdo a la necesidad de cada literal, por ejemplo: pruebas experimentales, desarrollo de problemas de volúmenes finitos y otros parámetros a considerar durante las simulaciones.

#### *2.1.3.2. Procedimiento para la selección de la muestra*

- Vehículo funcional y en óptimas condiciones
- Sistema de A/C del vehículo completamente cargado

## 2.1.4. Modelado geométrico y termodinámico de la cabina de un vehículo

### 2.1.4.1. Modelo geométrico 3D de la cabina del vehículo

Para proceder con el modelado geométrico del vehículo, primero se inicia con la selección del vehículo que será objeto de estudio, para seguido modelar su carrocería y su estructura interna de forma tridimensional (3D) con la ayuda de un software de diseño asistido por computadora (CAD).

El vehículo seleccionado para este estudio fue un Chevrolet Optra Hatchback, de 1800cc, año 2008, 5 puertas, tipo sedán; que cuenta con un sistema de A/C con 4 rejillas circulares de salida de aire en la parte frontal del panel delantero, figura 3-2.



**Figura 3-2.** Chevrolet Optra Hatchback

**Fuente:** (Thenewswheel, 2014).

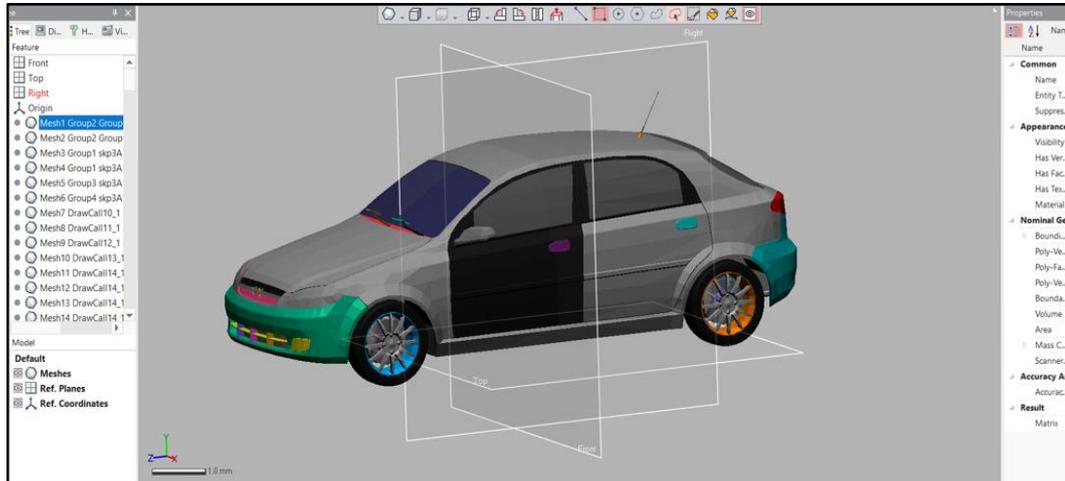
Para el desarrollo del modelo geométrico 3D se usó un dispositivo y softwares CAD como lo son: una cámara 3D para la adquisición del modelo geométrico de la carrocería. El escaneo 3D se lo realizó parte por parte de cada superficie del vehículo, como se puede apreciar en la figura 4-2.



**Figura 4-2.** Geometría 3D de puerta delantera entregado por Scanner 3D iSense

**Realizado por:** Denys Cajo, 2021.

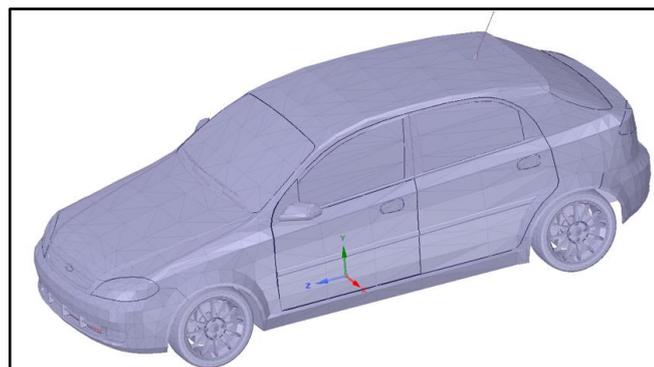
Con la ayuda del software Geomagic Design se unió la geometría que nos entrega la cámara 3D. La figura 5-2 muestra la ventana de trabajo de Geomagic Design en donde se aprecia la geometría 3D unida en su totalidad. Posterior a esto la geometría se reparó con la ayuda de SolidWorks.



**Figura 5-2.** Modelo geométrico entregado por Geomagic Design X

**Realizado por:** Denys Cajó, 2021.

SpaceClaim de Ansys es catalogado como un software en el cual se puede trabajar archivos, repararlos, ajustar su malla en facetas, y a la misma vez convertirlos en sólidos o superficies que se puedan trabajar en una simulación, como se muestra en la figura 6-2. Posterior de haber unido y reparado la geometría 3D y haber obtenido el modelo geométrico 3D final; SpaceClaim ayudó a extraer el volumen de la cabina del automóvil en el cual se va a trabajar la simulación CFD.



**Figura 6-2.** Modelo geométrico 3D en SpaceClaim

**Realizado por:** Denys Cajó, 2021.

#### 2.1.4.2. Modelo termodinámico de la cabina del vehículo

Para el apartado del modelo termodinámico fue necesario realizar el cálculo correspondiente a los coeficientes de convección y flujo de calor de las superficies del vehículo. Para realizar los

cálculos en las diferentes superficies del vehículo se toman en cuenta las características geométricas del vehículo (Tabla 2-3) y el valor de la conductividad térmica de cada material (Tabla 3-3).

En el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección intervienen varios factores como lo son las medidas de las diferentes superficies del vehículo, temperatura ambiente y del fluido, propiedades del fluido (densidad, viscosidad, conductividad térmica), propiedades del material (conductividad térmica) y la velocidad del vehículo.

En este modelo se consideró convección natural en la parte externa puesto que el vehículo estuvo estacionado y convección forzada en la parte interna del habitáculo ya que interactúa de forma directa el ventilador del aire acondicionado. El coeficiente de transferencia de calor por convección (h) se calcula según la ecuación (5).

El número de Nusselt se calcula usando ciertas correlaciones las cuales dependen del número de Rayleigh (Ra), del número de Prandtl (Pr), del flujo y de la superficie considerada. Además, se debe considerar el tipo de convección ya sea libre o forzada. Las correlaciones para la convección natural se describen en la Tabla 1-2 y las correlaciones para la convección forzada según el tipo de flujo que posea se describen en la Tabla 2-2.

Para convección libre o natural se determina usando el número de Rayleigh (Ra), según la ecuación (9), el cual es el producto entre el número de Grashof (Gr) y el número de Prandtl (Pr) el cual viene definido en tablas, anexo A. Tomando en consideración que la ecuación (9) está definida para superficies verticales.

Mientras que, para superficies inclinadas  $g$  se reemplaza por  $(g * \text{Cos}\theta)$  para  $0 \leq \theta \leq 60^\circ$ , (Yunus A., 2013, p.527).

Para convección forzada primeramente determinaremos el tipo de flujo, siendo estos laminar o turbulento y lo calcularemos usando el número de Reynolds (Re), según la ecuación (11).

**Tabla 1-2.** Correlaciones de números de Nusselt para la convección natural.

<i>Superficies</i>	<i>Intervalo de Ra</i>	<i>Nu<sub>L</sub></i>
Verticales	Todo intervalo	$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.837Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2$
Inclinadas		Utilídense las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente Reemplácese $g$ por $g \cos \theta$ para $0 < \theta < 60^\circ$
Horizontales	$10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}$ , todo Pr	Superficie superior de la placa caliente $Nu_L = 0.15Ra_L^{1/3}$
	$10^4 \leq Ra_L \leq 10^7$ , $Pr \geq 0.7$	Superficie inferior de la placa caliente $Nu_L = 0.54Ra_L^{1/4}$

Fuente: (Yunus A., 2013)

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

**Tabla 2-2.** Correlaciones de números de Nusselt para la convección forzada con flujo laminar y turbulento.

<i>Flujo</i>	<i>Intervalo de Re</i>	<i>Nu<sub>L</sub></i>
Laminar	$5 \times 10^5 \geq Re_L$	$Nu_L = 0.664Re_L^{1/2}Pr^{1/3}$
Turbulento	$5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7$	$Nu_L = (0.037Re_L^{4/5} - 871)Pr^{1/3}$

**Fuente:** (Marcos et al., 2014; Yunus A., 2013).

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

Y finalmente para calcular el flujo de calor total se utilizan las ecuaciones de: resistencia térmica total (ecuación 17) y del coeficiente de transferencia de calor total (ecuación 18); y que finalmente el flujo de calor total es calculado con la (ecuación 19).

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{pared,1} + R_{pared,2} + R_{conv,2}$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_1} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{1}{h_2} \quad (17)$$

Donde:

$R_{total}$  = Resistencia térmica total ( $m^2 \cdot ^\circ C^1 \cdot W^{-1}$ )

$h$  = Coeficiente convectivo del aire ( $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ )

$L$  = Espesor del material ( $m$ )

$k$  = Conductividad térmica del material ( $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ )

$$U = \frac{1}{R_{total}} \quad (18)$$

Donde:

$U$  = Coeficiente de transferencia de calor total ( $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ )

$R_{total}$  = Resistencia térmica total ( $m^2 \cdot ^\circ C^1 \cdot W^{-1}$ )

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T = U \cdot A \cdot (T_{sup} - T_{amb})$$

$$Q = \frac{A \cdot (T_{sup} - T_{amb})}{R_{total}} \quad (W) \quad (19)$$

Donde:

$Q$  = Cantidad de calor transferido ( $W$ )

$A$  = Área ( $m^2$ )

$T_{sup}$  = Temperatura de la superficie ( $^\circ C$ )

$T_{amb}$  = Temperatura ambiental ( $^\circ C$ )

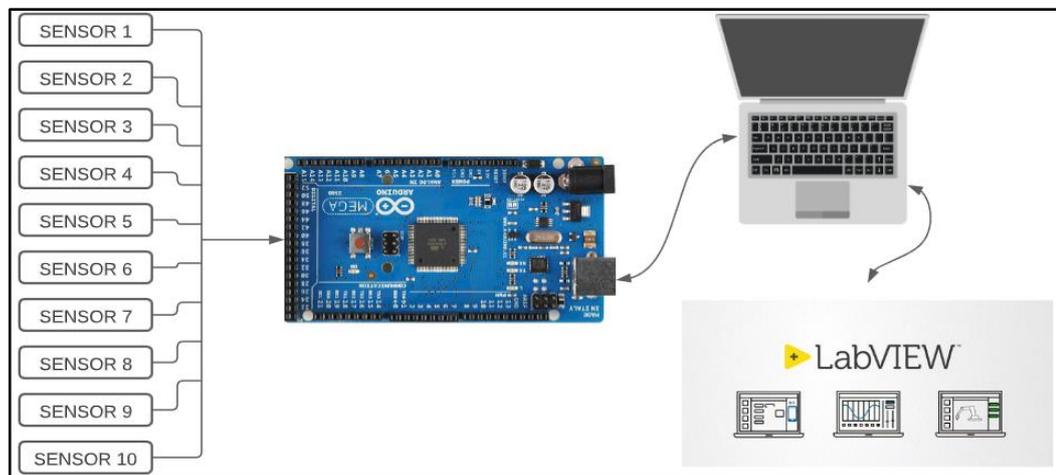
$R_{total}$  = Resistencia térmica total ( $m^2 \cdot ^\circ C^1 \cdot W^{-1}$ )

### 2.1.5. Ensayos experimentales de temperatura interior y exterior

Puesto que, para el desarrollo del modelo termodinámico son necesarios datos de temperatura, se construyó un equipo para recolectar experimentalmente los datos de temperatura en el interior y exterior del vehículo, ya que el vehículo fue expuesto directamente a los rayos del sol. El diagrama del equipo medidor de temperatura se muestra en la figura 7-2.

Este equipo está compuesto de:

- Arduino Mega 2560 la cual permite comunicarnos con el ordenador y otros microcontroladores.
- Sensores de temperatura Ds18B20 digitales sumergibles con una incertidumbre de  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$  en el rango de  $10^{\circ}\text{C}$  a  $85^{\circ}\text{C}$ , los cuales son usados para medir temperatura ambiente o para diferentes pruebas, acorde con Marcos (2014, p. 649).
- Resistencias de  $4.7\text{ k}\Omega$  puesto que para la conexión de los sensores Ds18B20 es necesario conectar antes una resistencia Pull-up de este valor, esta resistencia Pull-up varía de acuerdo con la longitud del cable que se conecte al sensor.
- Conectores bloque de dos terminales que nos ayudarán a fijar los cables de los sensores a la protoboard para evitar que hagan falsos contactos al momento de recoger los datos.
- Una protoboard que nos ayudara como soporte de las resistencias, el conector bloque y la placa Arduino.



**Figura 7-2.** Diagrama del equipo medidor de temperatura

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

Se realizó la programación en Arduino (figura 8-2), y en LabVIEW (figura 9-2) para la recolección de datos de temperatura, teniendo en cuenta los intervalos de tiempo para cuando el automóvil está expuesto directamente a la radiación solar y para cuando se enciende el A/C.

```

Ds18b20_5mins
void setup() {
  delay(1000);
  Serial.begin(9600);
  sensors1.begin();
  sensors2.begin();
  sensors3.begin();
  sensors4.begin();
  sensors5.begin();
  sensors6.begin();
  sensors7.begin();
  sensors8.begin();
  sensors9.begin();
  sensors10.begin();
}

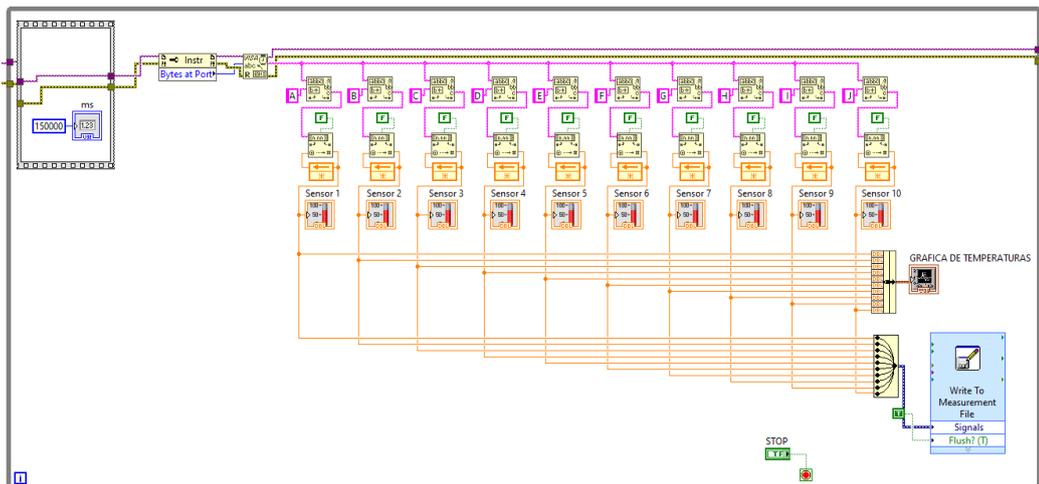
void loop() {
  sensors1.requestTemperatures();
  String sensor1 = String(sensors1.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T1 = String("A" + sensor1);

  sensors2.requestTemperatures();
  String sensor2 = String(sensors2.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T2 = String("B" + sensor2);
}

```

**Figura 8-2.** Programación en Arduino

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.



**Figura 9-2.** Diagrama de bloques en LabVIEW para la recolección de datos de temperatura

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

Después de haber construido el equipo para recolectar los datos experimentales de temperatura, fue crucial empezar cargando el refrigerante en el sistema de A/C debido a que se encontraba completamente descargado. Antiguamente a los sistemas de A/C simplemente se les completaba el refrigerante; hoy en día se tiene un equipo que recupera, recicla y recarga el sistema automáticamente sin necesidad de desconectar las cañerías, este equipo se muestra en la figura 10-2.



**Figura 10-2.** MULTIGAS 8500 PLUS recargando el sistema de A/C del vehículo

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

Los datos de temperatura se registraron durante cuatro días, en las horas donde existía mayor presencia de radiación solar; ya que el clima varía muy drásticamente y no se sabe con claridad que será un buen día para recolectar datos. Este es uno de los factores más negativos al momento de recolectar los datos experimentales, ya que no se sabe cuándo habrá presencia de sol sin existencia de nubes o incluso lluvia.

Las horas donde se puede observar mayor radiación solar es entre las 10:00 am y las 15:00 pm. Además, las nubes e incluso la lluvia se hicieron presentes en los días que se realizaron las pruebas experimentales.

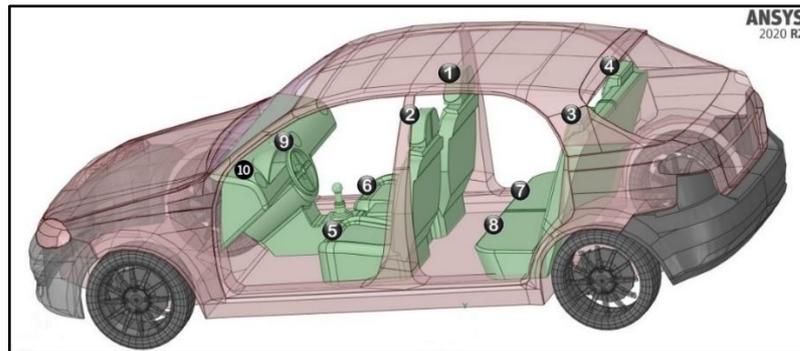
El vehículo se mantuvo estacionado al aire libre en un taller automotriz sin cubierta en Riobamba, Ecuador con la superficie frontal orientada entre el sur y el oeste, como se muestra en la figura 11-2. Las pruebas experimentales fueron los días 11, 12, 13 y 17 de noviembre del 2020.



**Figura 11-2.** Ubicación del vehículo durante las pruebas.

Fuente: (Google Maps, 2020).

Después de estacionado el vehículo, en el su interior fueron instalados 10 sensores y se distribuyeron como se muestra en la figura 12-2. Los sensores 1, 2, 3 y 4 fueron ubicados a nivel del reposacabezas de los asientos delanteros y posteriores; los sensores 5, 6, 7 y 8 fueron ubicados a la altura de los asientos delanteros y posteriores; y por último los sensores 9 y 10 que fueron ubicados en las rejillas central y lateral izquierda de salida del aire acondicionado los cuales miden la temperatura de salida de este.



**Figura 12-2.** Ubicación de los sensores de temperatura en el vehículo

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

En los días 11, 12, 13 y 17 de noviembre del 2020, días en que se registró los datos experimentales, existió presencia de nubes esporádicamente que se aprecian en la figura 13-2. Estas nubes eran pasajeras ya que se desvanecían a la razón de unos 10 a 15 minutos dependiendo del tamaño de la nube.



**Figura 13-2.** Presencia de nubes en la fase de calentamiento

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

En la fase de calentamiento los datos se registraron durante 3 horas con un intervalo de tiempo entre dato y dato de 5 minutos, sin pasajeros en el interior del vehículo y completamente cerrado. Además, en el transcurso de la toma de datos con un pirómetro que posee una incertidumbre de

$\pm 1^{\circ}\text{C}$ , se midieron las temperaturas externas en diferentes superficies del vehículo (techo, ventanas, parabrisas, etc.) como se muestra en la figura 14-2; estos datos se usan como parámetros de entrada en el modelo CFD para su simulación en Ansys Discovery Live.



**Figura 14-2.** Temperaturas en las superficies del vehículo

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

En la fase de enfriamiento los datos se registraron durante 1 hora con un intervalo de tiempo entre dato y dato de 30 segundos, sin pasajeros en su interior, completamente cerrado y con el vehículo encendido en estado de ralentí. En esta fase ya no existía presencia de radiación solar, además en los días 12 y 17 de noviembre existió presencia de lluvia durante toda la fase de enfriamiento como se observa en la figura 15-2.



**Figura 15-2.** Presencia de lluvia en la fase de enfriamiento

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

#### **2.1.6. Ensayos experimentales de temperatura a la salida de las rejillas de A/C**

La medición de la temperatura de salida del aire acondicionado hacia el habitáculo del vehículo se realizó con un medidor digital de temperatura y humedad ambiental NT-312, el cual permite

al usuario medir y observar la temperatura ambiente y humedad gracias a una sonda que posee el equipo que cuenta con un rango de medición de temperatura de  $-10$  a  $55^{\circ}\text{C}$  y con una incertidumbre de  $\pm 1^{\circ}\text{C}$ .

Se tomaron medidas a las salidas de aire acondicionado de las 4 rejillas que dispone el vehículo que está siendo objeto de estudio, como se puede apreciar en la figura 16-2.



**Figura 16-2.** Temperatura de salida del A/C

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

Además, se tomaron medidas de la velocidad de salida del aire acondicionado en las rejillas, esto se realizó con el uso de un anemómetro digital que posee un rango de medición de  $0,8$  a  $40$  m/s con una incertidumbre de  $\pm 2\% + 50\text{D}$ , puesto que serán parámetros necesarios para ingresar en el software al momento de realizar la simulación CFD. Estas medidas hacen referencia a la máxima velocidad de salida del aire acondicionado que posee este vehículo, como se observa en la figura 17-2.



**Figura 17-2.** Velocidad de salida del A/C

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### **2.1.7. Validación del modelo CFD**

Para la validación del modelo se tomaron los datos experimentales en los días 11, 12, 13 y 17 de noviembre del 2020 desde las 10:00 am hasta las 15:00 pm horas en las que se presenciaba mayor radiación solar, estos datos fueron recolectados por 8 sensores los cuales se encontraban ubicados en los asientos y los reposacabezas.

Para poder partir del valor de temperatura más elevado en los días de experimentación, se realizó en dos etapas el registro de datos experimentales: una etapa de calentamiento que nos serviría para registrar la temperatura más alta obtenida por los 8 sensores que se encuentran ubicados en el interior del vehículo. Para posterior realizar una etapa de enfriamiento la cual será la que nos ayude a realizar la comparación con los datos de simulación del modelo CFD.

Los datos de estos 8 sensores fueron promediados para poder obtener una curva de temperatura experimental; ya que el software CAE en donde se realiza la simulación CFD es capaz de entregar una curva de simulación promedio de todo el habitáculo y al realizar la comparación con esta curva nunca se va a poder validar.

Es por eso que el software también es capaz de recolectar información de datos de puntos específicos según la necesidad del usuario, es ahí donde se fue ubicando en el modelo geométrico puntos semejantes a las ubicaciones de los sensores dentro del habitáculo. Y es así como se pudo obtener resultados semejantes a los obtenidos de forma experimental y finalmente dar por validado el modelo CFD.

### **2.1.8. Estimación de la distribución de A/C con posiciones y tamaños diferentes en las rejillas de salida de A/C**

Para poder evaluar la distribución de aire acondicionado en el interior del vehículo, nos ayudamos de Ansys, un software CAE que nos permite realizar una simulación CFD para poder analizar el flujo de aire en un modelo geométrico 3D.

La simulación CFD del modelo geométrico 3D se realizó en Discovery Live de Ansys, una herramienta de diseño basada en simulación multifísica integrada de alta fidelidad y modelado rápido. Esta herramienta descarta el paso a paso que se seguía en otras plataformas (mallar-diseñar parámetros- resolver-presentación de resultados). Discovery Live agrupa todo esto en un solo entorno que es fácil y rápido de usar; por ejemplo, en caso de requerir modificar la geometría, cambiar el tamaño de malla, modificar las condiciones de frontera e incluso la presentación de resultados se los puede apreciar en ese momento gracias a que cuenta con simuladores en tiempo real y sin tener que cerrar del programa.

Además, se realizaron estudios analizando diferentes posiciones, tamaños y geometrías de las rejillas de salida de aire para evaluar los efectos y cambios que se provocan al adoptar diferentes condiciones.

Las posiciones de las rejillas de salida de aire se seleccionaron a partir de las posiciones adoptadas por Danca (2018, p. 02) y por Adhikari (2009, p. 05), además se agregaron otras posiciones para obtener un mayor número de resultados para un mejor análisis. Las condiciones de geometría se seleccionaron después de observar diferentes tipos de vehículos y sus sistemas de A/C que poseen. Esta matriz de posiciones se puede observar en la Figura 12-3.

Después de haber determinado la matriz de posiciones se fue realizando simulaciones con diferentes posiciones en las cuales se fue observando el comportamiento de la distribución de flujo de aire acondicionado en el interior del vehículo, y que además se observó cuáles eran las superficies con las que chocaba el flujo al salir de las rejillas; ya que, lo que se desea analizar es la posición más óptima en donde se tenga una mejor redistribución de flujo de aire en el habitáculo.

Hay que recalcar que los vehículos de alta gama disponibles ya en el mercado ecuatoriano disponen de más de 6 salidas de A/C estos presentes en los laterales de las puertas del conductor y acompañante, en el techo, reposabrazos, para los pies del conductor y acompañante e incluso en los asientos.

Para la simulación CFD del modelo 3D usaremos un ordenador que cuenta con un procesador Intel Xeon CPU E5-2620, con una velocidad de procesamiento de 2.10 GHz que incorpora una memoria RAM de 16 GB, con un sistema operativo de 64 bits, y una tarjeta gráfica NVIDIA GeForce GTX 1050 Ti con memoria de 12 GB.

## CAPÍTULO III

### 3. MARCO DE RESULTADOS

#### 3.1. Resultados

##### 3.1.1. *Diseño de los modelos geométrico y termodinámico de la cabina del vehículo*

###### 3.1.1.1. *Diseño del modelo geométrico 3D de la cabina del vehículo*

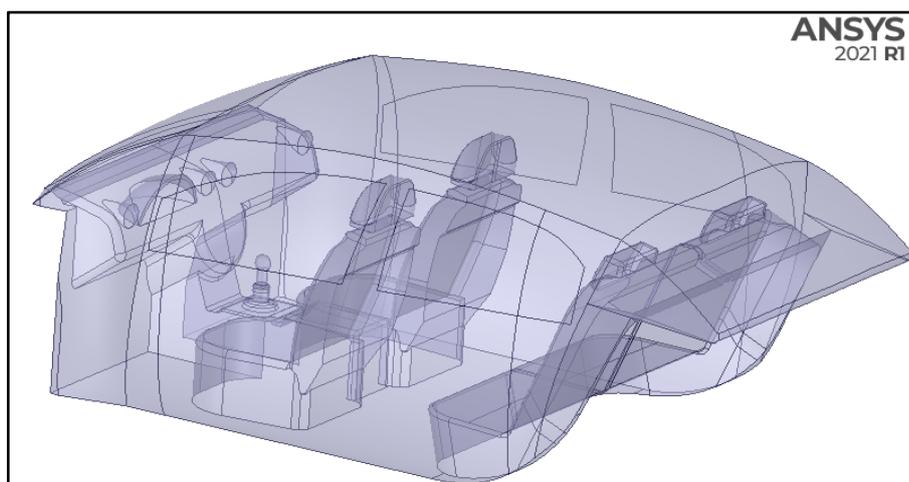
Para llevar a cabo el diseño del modelo geométrico 3D debemos seguir un proceso; cumplir las fases de simulación para obtener resultados confiables.

#### Fases de simulación

##### *Pre-Proceso*

Esta fase de simulación comprende la creación de la geometría, el mallado de la geometría, las condiciones de frontera o contorno, la designación de materiales, propiedades del fluido, entre otras características.

Después de haber creado el modelo geométrico 3D del vehículo completo, extraeremos el volumen del habitáculo (Figura 1-3), el cual va a estar sujeto a las condiciones de entrada ingresadas por el usuario para realizar la simulación CFD correspondiente.

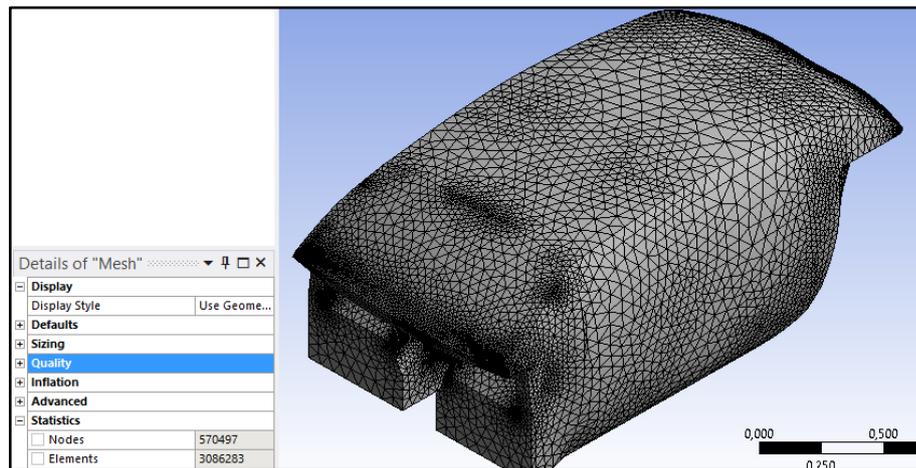


**Figura 1-3.** Modelo 3D del habitáculo

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### ***Creación de la malla***

De la calidad del mallado depende la obtención de resultados precisos y confiables, por esta razón es necesario tomar el tipo y tamaño adecuado de malla en los distintos puntos y áreas de estudio de la geometría; teniendo en cuenta la capacidad computacional y el tipo de análisis que se vaya a realizar, en la figura 2-3 se observa el mallado de la superficie del habitáculo con 570497 nodos y 3086238 elementos.



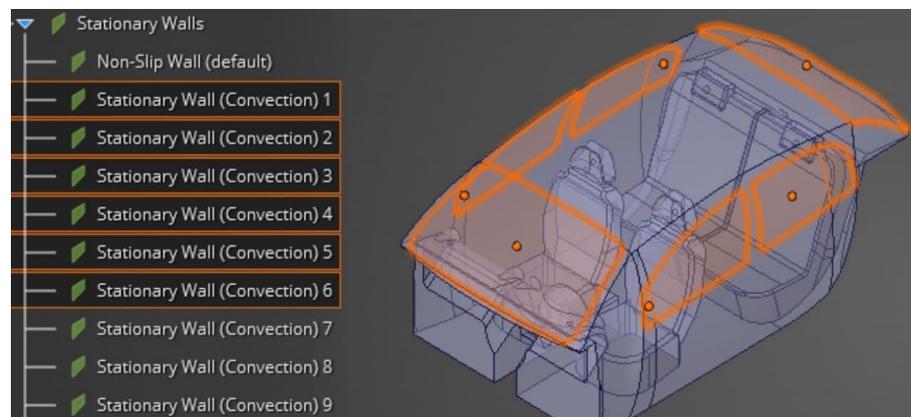
**Figura 2-3.** Mallado del modelo geométrico 3D

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### Condiciones de frontera o contorno

#### *Condición de pared*

Esta condición de pared hace referencia al contorno del habitáculo (Figura 3-3), lugar donde circulará el fluido; se definió que para vidrios y superficies opacas se hará uso de los coeficientes convectivos calculados.

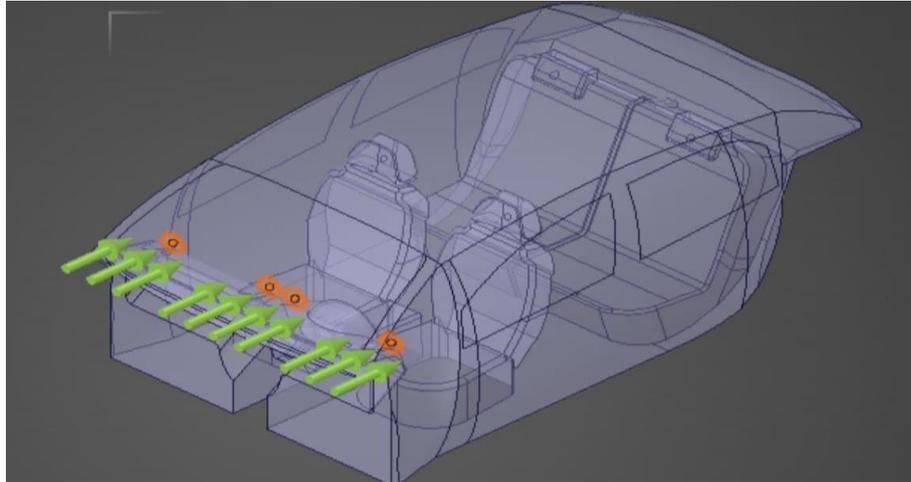


**Figura 3-3.** Condición de pared

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### *Condición de entrada*

Esta condición de entrada ubicamos para definir la zona por donde ingresará el flujo (Figura 4-3), en nuestro caso esta condición de entrada está definida con la velocidad y temperaturas del flujo de A/C para cada una de las rejillas de salida, datos que se encuentran registrados en la tabla 5-2.

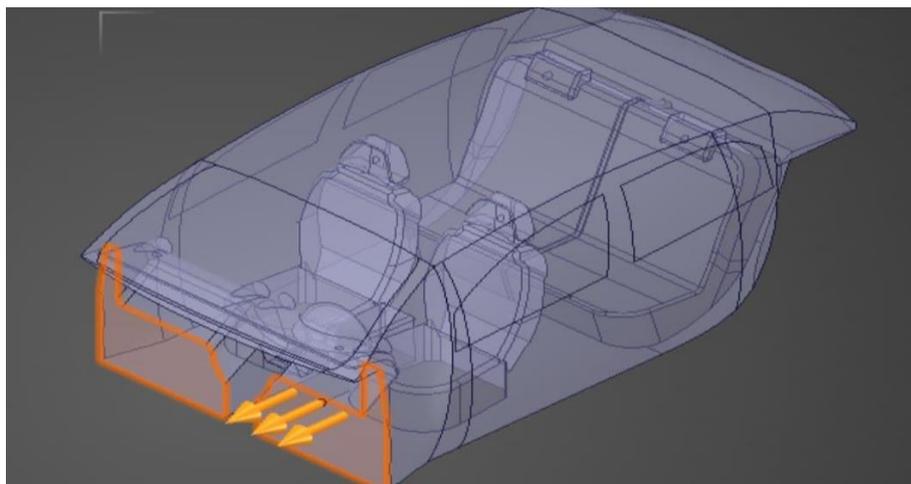


**Figura 4-3.** Condición de entrada

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

### *Condición de salida*

Se especificó una condición límite de salida de presión de aire. Estas salidas de aire se mantuvieron a una presión atmosférica de 101325 Pa a una temperatura ambiente de 22°C como se observa en la figura 5-3.

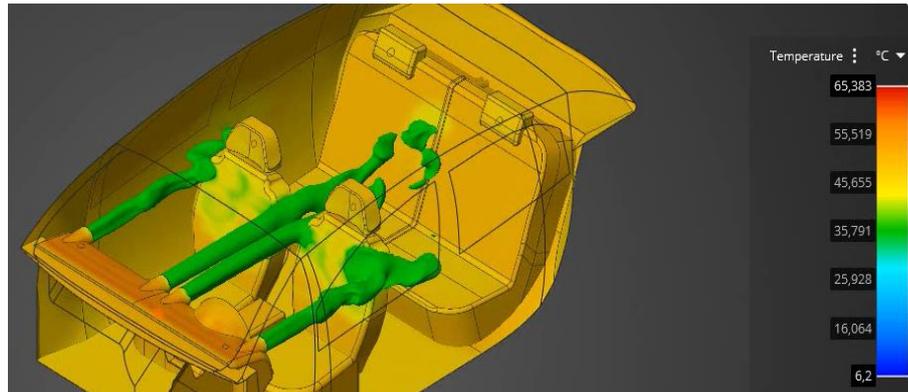


**Figura 5-3.** Condición de salida

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

### Proceso

De acuerdo con Han y Chen(2009, p.03), en esta etapa el software CAE resuelve numéricamente las ecuaciones de conservación de la cantidad de movimiento y la energía usando el método de volúmenes finitos implementado en Discovery Live de Ansys (Figura 6-3). La naturaleza turbulenta del flujo de aire se modela por medio del modelo k-ε realizable con la función de pared estándar que incluye los efectos de flotabilidad.



**Figura 6-3.** Contornos de temperatura en el interior del habitáculo

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### Post-proceso

En esta fase para poder observar los resultados debemos indicar al software los resultados que deseamos observar estos pueden ser temperatura, velocidad, presión en el interior del modelo geométrico 3D como se observa en la figura 7-3.



**Figura 7-3.** Curvas de temperatura en la fase de enfriamiento

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.1.2. Diseño del modelo termodinámico de la cabina del vehículo

#### Cálculo del coeficiente de calor por convección natural (h)

Para realizar el cálculo del coeficiente de calor por convección natural se calcula el número de Rayleigh según la ecuación (9), luego, teniendo en cuenta la posición de la superficie y el rango del resultado del número de Rayleigh se calcula el número de Nusselt según las ecuaciones presentadas en la Tabla 1-2, para finalmente estos resultados reemplazarlos en la ecuación (6).

*Coefficiente de convección en las ventanas delanteras y posteriores.*

#### Ventanas delanteras

En este modelo a las ventanas delanteras y posteriores se las considero como superficie inclinada;

$$Ra = \frac{g * \beta * (T_{sup} - T_{amb}) * L_c^3}{\nu^2} * Pr$$

$$Ra = \frac{\left(9.81 \frac{m}{s^2} * \cos(25)\right) * 0.0323 \frac{1}{\circ C} * (44 - 18)^\circ C * (0.41m)^3}{\left(1.617 \times 10^{-05} \frac{m^2}{s}\right)^2} * 0.7279$$

$$Ra = 1.56 \times 10^9$$

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.837 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.837 * (1.56 \times 10^9)^{1/6}}{\left[1 + (0.492/0.7279)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_L = 141.60$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{141.60 * 0.02595 \frac{W}{m * K}}{0.41 m}$$

$$h = 8.96 \frac{W}{m^2 * K}$$

Ventanas posteriores

$$Ra = \frac{g * \beta * (T_{sup} - T_{amb}) * L_c^3}{\nu^2} * Pr$$

$$Ra = \frac{\left(9.81 \frac{m}{s^2} * \cos(25)\right) * 0.033 \frac{1}{^\circ C} * (42 - 18)^\circ C * (0.41 m)^3}{\left(1.608 \times 10^{-05} \frac{m^2}{s}\right)^2} * 0.7282$$

$$Ra = 1.51 \times 10^9$$

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.837 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.837 * (1.51 \times 10^9)^{1/6}}{\left[1 + (0.492/0.7282)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_L = 140.05$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{140.05 * 0.02588 \frac{W}{m * K}}{0.41 m}$$

$$h = 8.84 \frac{W}{m^2 * K}$$

Coefficiente de convección en el parabrisas delantero

En este modelo al parabrisas delantero se lo considero como superficie inclinada;

$$Ra = \frac{g * \beta * (T_{sup} - T_{amb}) * L_c^3}{\nu^2} * Pr$$

$$Ra = \frac{\left(9.81 \frac{m}{s^2} * \cos(58)\right) * 0.0294 \frac{1}{^\circ C} * (50 - 18)^\circ C * (0.83 m)^3}{\left(1.693 \times 10^{-05} \frac{m^2}{s}\right)^2} * 0.7258$$

$$Ra = 1.59 \times 10^9$$

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.837 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.837 * (1.59 \times 10^9)^{1/6}}{\left[ 1 + (0.492/0.7258)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_L = 142.33$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{142.33 * 0.02618 \frac{W}{m * K}}{0.83 m}$$

$$h = 4.49 \frac{W}{m^2 * K}$$

*Coefficiente de convección en el parabrisas posterior*

En este modelo al parabrisas posterior se lo considero como superficie inclinada;

$$Ra = \frac{g * \beta * (T_{sup} - T_{amb}) * L_c^3}{\nu^2} * Pr$$

$$Ra = \frac{\left( 9.81 \frac{m}{s^2} * \cos(56) \right) * 0.0313 \frac{1}{^\circ C} * (46 - 18)^\circ C * (0.56m)^3}{\left( 1.674 \times 10^{-05} \frac{m^2}{s} \right)^2} * 0.7263$$

$$Ra = 3.33 \times 10^9$$

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.837 Ra_L^{1/6}}{\left[ 1 + (0.492/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.837 * (3.33 \times 10^9)^{1/6}}{\left[ 1 + (0.492/0.7263)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_L = 179.16$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{179.16 * 0.02603 \frac{W}{m * K}}{0.56 m}$$

$$h = 8.33 \frac{W}{m^2 * K}$$

*Coefficiente de convección en el techo*

En este modelo al techo se lo considero como superficie horizontal;

$$Ra = \frac{g * \beta * (T_{sup} - T_{amb}) * L_c^3}{\nu^2} * Pr$$

$$Ra = \frac{9.81 \frac{m}{s^2} * 0.0263 \frac{1}{^\circ C} * (58 - 18)^\circ C * (0.29m)^3}{\left(1.731 \times 10^{-05} \frac{m^2}{s}\right)^2} * 0.7247$$

$$Ra = 6.28 \times 10^8$$

$$Nu_L = 0.15 Ra_L^{1/3}$$

$$Nu_L = 0.15 * (6.28 \times 10^8)^{1/3}$$

$$Nu_L = 128.46$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{128.46 * 0.02647 \frac{W}{m * K}}{0.29 m}$$

$$h = 11.73 \frac{W}{m^2 * K}$$

*Coefficiente de convección en laterales (puertas)*

En este modelo a los laterales se lo considero como superficie vertical;

$$Ra = \frac{g * \beta * (T_{sup} - T_{amb}) * L_c^3}{\nu^2} * Pr$$

$$Ra = \frac{9.81 \frac{m}{s^2} * 0.0345 \frac{1}{^\circ C} * (40 - 18)^\circ C * (0.73m)^3}{\left(1.646 \times 10^{-05} \frac{m^2}{s}\right)^2} * 0.7271$$

$$Ra = 7.77 \times 10^9$$

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.837 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.837 * (7.77 \times 10^9)^{1/6}}{\left[1 + (0.492/0.7271)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_L = 233.74$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{233.74 * 0.02581 \frac{W}{m * K}}{0.73 m}$$

$$h = 8.26 \frac{W}{m^2 * K}$$

*Coefficiente de convección en el piso*

En este modelo al piso se lo considero como superficie horizontal;

$$Ra = \frac{g * \beta * (T_{sup} - T_{amb}) * L_c^3}{\nu^2} * Pr$$

$$Ra = \frac{9.81 \frac{m}{s^2} * 0.04 \frac{1}{^\circ C} * (32 - 18)^\circ C * (0.41 m)^3}{\left(1.63 \times 10^{-05} \frac{m^2}{s}\right)^2} * 0.7276$$

$$Ra = 1.02 \times 10^9$$

$$Nu_L = 0.15 Ra_L^{1/3}$$

$$Nu_L = 0.15 * (1.02 \times 10^9)^{1/3}$$

$$Nu_L = 150.75$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{150.75 * 0.02551 \frac{W}{m * K}}{0.41 m}$$

$$h = 9.38 \frac{W}{m^2 * K}$$

***Cálculo del coeficiente de calor por convección forzada (h)***

Para este modelo se ha considerado convección forzada en la parte interna del habitáculo; ya que el flujo del aire acondicionado es generado por el ventilador. Además; los cálculos realizados para el número de Reynolds según la ecuación (11), determinan que el flujo es laminar;

*Coefficiente de convección en las ventanas delanteras y posteriores*

$$Re = \frac{V * D}{\nu}$$

$$Re = \frac{5,35 \frac{m}{s} * 0,56 m}{1.827 \times 10^{-05} \frac{m^2}{s}}$$

$$\mathbf{Re = 1.64 \times 10^5}$$

$$Nu_L = 0.664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3}$$

$$Nu_L = 0.664 * (1.64 \times 10^5)^{1/2} * 0.7220^{1/3}$$

$$\mathbf{Nu_L = 241.22}$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{241.22 * 0.02757 \frac{W}{m * K}}{0.41 m}$$

$$\mathbf{h = 16.22 \frac{W}{m^2 * K}}$$

*Coefficiente de convección en el parabrisas delantero*

$$Re = \frac{V * D}{\nu}$$

$$Re = \frac{5,35 \frac{m}{s} * 0,56 m}{1.867 \times 10^{-05} \frac{m^2}{s}}$$

$$\mathbf{Re = 1.86 \times 10^5}$$

$$Nu_L = 0.664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3}$$

$$Nu_L = 0.664 * (1.86 \times 10^5)^{1/2} * 0.72098^{1/3}$$

$$\mathbf{Nu_L = 256.99}$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{256.99 * 0.02655 \frac{W}{m * K}}{0.83 m}$$

$$\mathbf{h = 8.22 \frac{W}{m^2 * K}}$$

*Coefficiente de convección en el parabrisas posterior*

$$Re = \frac{V * D}{\nu}$$

$$Re = \frac{5,35 \frac{m}{s} * 0,56 m}{1.818 \times 10^{-05} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 1.65 \times 10^5$$

$$Nu_L = 0.664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3}$$

$$Nu_L = 0.664 * (1.65 \times 10^5)^{1/2} * 0.72228^{1/3}$$

$$Nu_L = 241.85$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{241.85 * 0.0275 \frac{W}{m * K}}{0.56 m}$$

$$h = 11.88 \frac{W}{m^2 * K}$$

*Coefficiente de convección en el techo*

$$Re = \frac{V * D}{\nu}$$

$$Re = \frac{5,35 \frac{m}{s} * 0,56 m}{1.857 \times 10^{-05} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 1.61 \times 10^5$$

$$Nu_L = 0.664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3}$$

$$Nu_L = 0.664 * (1.61 \times 10^5)^{1/2} * 0.72124^{1/3}$$

$$Nu_L = 239.18$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{239.18 * 0.02779 \frac{W}{m * K}}{0.29 m}$$

$$h = 22.92 \frac{W}{m^2 * K}$$

*Coefficiente de convección en laterales (puertas)*

$$Re = \frac{V * D}{\nu}$$

$$Re = \frac{5,35 \frac{m}{s} * 0,56 m}{1.731x10^{-05} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 1.73x10^5$$

$$Nu_L = 0.664Re_L^{1/2}Pr^{1/3}$$

$$Nu_L = 0.664 * (1.73x10^5)^{1/2} * 0.72466^{1/3}$$

$$Nu_L = 248.12$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{248.12 * 0.02684 \frac{W}{m * K}}{0.73 m}$$

$$h = 9.12 \frac{W}{m^2 * K}$$

*Coefficiente de convección en el panel delantero (tablero)*

$$Re = \frac{V * D}{\nu}$$

$$Re = \frac{5,35 \frac{m}{s} * 0,56 m}{1.906x10^{-05} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 1.57x10^5$$

$$Nu_L = 0.664Re_L^{1/2}Pr^{1/3}$$

$$Nu_L = 0.664 * (1.57x10^5)^{1/2} * 0.71995^{1/3}$$

$$Nu_L = 235.95$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{235.95 * 0.02815 \frac{W}{m * K}}{0.5 m}$$

$$h = 13.28 \frac{W}{m^2 * K}$$

*Coefficiente de convección en el reposacabezas*

$$Re = \frac{V * D}{\nu}$$

$$Re = \frac{5,35 \frac{m}{s} * 0,56 m}{1.896x10^{-05} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 1.58x10^5$$

$$Nu_L = 0.664Re_L^{1/2}Pr^{1/3}$$

$$Nu_L = 0.664 * (1.58x10^5)^{1/2} * 0.7202^{1/3}$$

$$Nu_L = 236.59$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{236.59 * 0.02808 \frac{W}{m * K}}{0.33 m}$$

$$h = 20.13 \frac{W}{m^2 * K}$$

*Coefficiente de convección en el asiento*

$$Re = \frac{V * D}{\nu}$$

$$Re = \frac{5,35 \frac{m}{s} * 0,56 m}{1.867x10^{-05} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 1.6x10^5$$

$$Nu_L = 0.664Re_L^{1/2}Pr^{1/3}$$

$$Nu_L = 0.664 * (1.6x10^5)^{1/2} * 0.721^{1/3}$$

$$Nu_L = 238.51$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{238.51 * 0.02786 \frac{W}{m * K}}{0.28 m}$$

$$h = 23.73 \frac{W}{m^2 * K}$$

*Coeficiente de convección en el panel posterior*

$$Re = \frac{V * D}{\nu}$$

$$Re = \frac{5,35 \frac{m}{s} * 0,56 m}{1.896x10^{-05} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 1.58x10^5$$

$$Nu_L = 0.664Re_L^{1/2}Pr^{1/3}$$

$$Nu_L = 0.664 * (1.58x10^5)^{1/2} * 0.7202^{1/3}$$

$$Nu_L = 236.59$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{236.59 * 0.02808 \frac{W}{m * K}}{0.54 m}$$

$$h = 12.3 \frac{W}{m^2 * K}$$

*Coeficiente de convección en el piso*

$$Re = \frac{V * D}{\nu}$$

$$Re = \frac{5,35 \frac{m}{s} * 0,56 m}{1.683x10^{-05} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 1.78x10^5$$

$$Nu_L = 0.664Re_L^{1/2}Pr^{1/3}$$

$$Nu_L = 0.664 * (1.78x10^5)^{1/2} * 0.72602^{1/3}$$

$$Nu_L = 251.79$$

$$h = \frac{Nu_L * k}{L_c}$$

$$h = \frac{251.79 * 0.02647 \frac{W}{m * K}}{0.41 m}$$

$$h = 16.26 \frac{W}{m^2 * K}$$

### ***Cálculo de las ganancias térmicas en el vehículo (Q)***

Después de haber calculado el coeficiente de calor por convección natural y forzada respectivamente de cada superficie, finalmente calcularemos las ganancias térmicas en el vehículo, según la ecuación (19).

#### *Techo de la cabina*

$$Q_{techo} = \frac{A_{techo} * (T_{techo} - T_{amb})}{R_{techo}}$$

$$Q_{techo} = \frac{1.44 m^2 * (56 - 18)^\circ C}{5.34 \times 10^{-01} \frac{m^2 * ^\circ C}{W}}$$

$$Q_{techo} = 102.17 W$$

#### *Laterales del vehículo*

$$Q_{laterales} = \frac{A_{laterales} * (T_{laterales} - T_{amb})}{R_{laterales}}$$

$$Q_{laterales} = \frac{1.45 m^2 * (43 - 18)^\circ C}{9.95 \times 10^{-01} \frac{m^2 * ^\circ C}{W}}$$

$$Q_{laterales} = 36.33 W$$

### ***Calculo para parabrisas y ventanas***

#### *Parabrisas delantero*

$$Q_{parabrisas\ delantero} = \frac{A_{parabrisas\ delantero} * (T_{parab.\ delantero} - T_{amb})}{R_{parabrisas\ delantero}}$$

$$Q_{parabrisas\ delantero} = \frac{0.99 m^2 * (57 - 18)^\circ C}{3.48 \times 10^{-01} \frac{m^2 * ^\circ C}{W}}$$

$$Q_{\text{parabrisas delantero}} = 110.96 \text{ W}$$

*Parabrisas posterior*

$$Q_{\text{parabrisas posterior}} = \frac{A_{\text{parabrisas posterior}} * (T_{\text{parab. posterior}} - T_{\text{amb}})}{R_{\text{parabrisas posterior}}}$$
$$Q_{\text{parabrisas posterior}} = \frac{0.84 \text{ m}^2 * (52 - 18)^\circ\text{C}}{2.08 \times 10^{-01} \frac{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}{\text{W}}}$$

$$Q_{\text{parabrisas posterior}} = 137.41 \text{ W}$$

*Ventana delantera*

$$Q_{\text{ventana delantera}} = \frac{A_{\text{ventana delantera}} * (T_{\text{vent. delantera}} - T_{\text{amb}})}{R_{\text{ventana delantera}}}$$
$$Q_{\text{ventana delantera}} = \frac{0.35 \text{ m}^2 * (53 - 18)^\circ\text{C}}{1.77 \times 10^{-01} \frac{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}{\text{W}}}$$

$$Q_{\text{ventana delantera}} = 69.26 \text{ W}$$

*Ventana posterior*

$$Q_{\text{ventana posterior}} = \frac{A_{\text{ventana posterior}} * (T_{\text{vent. posterior}} - T_{\text{amb}})}{R_{\text{ventana posterior}}}$$
$$Q_{\text{ventana posterior}} = \frac{0.33 \text{ m}^2 * (52 - 18)^\circ\text{C}}{1.78 \times 10^{-01} \frac{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}{\text{W}}}$$

$$Q_{\text{ventana posterior}} = 62.90 \text{ W}$$

La carga térmica total que se obtiene en el Chevrolet Optra es el siguiente:

$$Q_{\text{total}} = 687.52 \text{ W}$$

### 3.1.2. Datos experimentales de temperatura interior y exterior

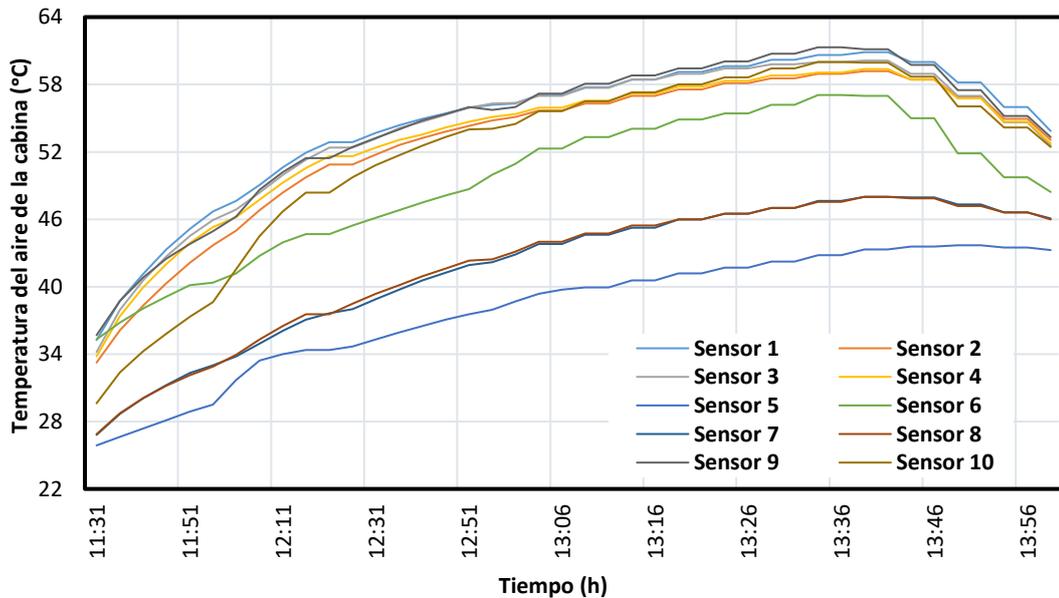
Para el registro de datos de temperatura interior se consideró una red de 8 sensores de temperatura DS18B20. Se tomaron intervalos de tiempo diferentes; para la fase de calentamiento de 5 minutos durante 3 horas y para la fase de enfriamiento de 30 segundos durante 1 hora.

### 3.1.2.1. Fase de calentamiento

En el gráfico 1-3 se puede evidenciar que horas antes ya existía presencia de radiación solar; ya que se puede observar en la gráfica que la temperatura inicial de cada sensor inicia en diferentes temperaturas y se puede determinar que la temperatura en el interior del habitáculo no es la misma en todos los puntos. Estas variaciones se deben a la orientación del vehículo, a los materiales de construcción de las masas interiores, etc.

Además, se puede apreciar que los sensores 9, 1, 3, 10, 4 y 2 son los que mayores temperaturas registran en ese orden. El sensor 9 registró una temperatura máxima de 61.31°C, esto se debe a que este sensor estuvo pegado en el plástico del panel frontal específicamente en la rejilla de salida del aire acondicionado y este está directamente expuesto a la radiación solar, al igual que el sensor 10. El sensor 1, 2, 3 y 4 registran 60.87°C, 59.18°C, 60.12°C y 59.18°C, de temperatura máxima respectivamente estando ubicados en el reposacabezas del piloto, copiloto y acompañantes.

Mientras que, en los sensores 5, 6, 7 y 8 no existió un incremento excesivo ya que estos sensores se encontraban ubicados en la parte del asiento, en el caso del sensor 6 se registró una temperatura máxima de 57.06°C esto debido a que, mientras transcurrían los minutos el sensor estuvo por un cierto tiempo en contacto directo con la radiación solar. Todo lo contrario, sucedió con los sensores 5, 7 y 8; estos debido a que ciertas superficies del vehículo obstruían el paso de la radiación solar y no permitían que llegase de forma directa a donde se encontraban los sensores.



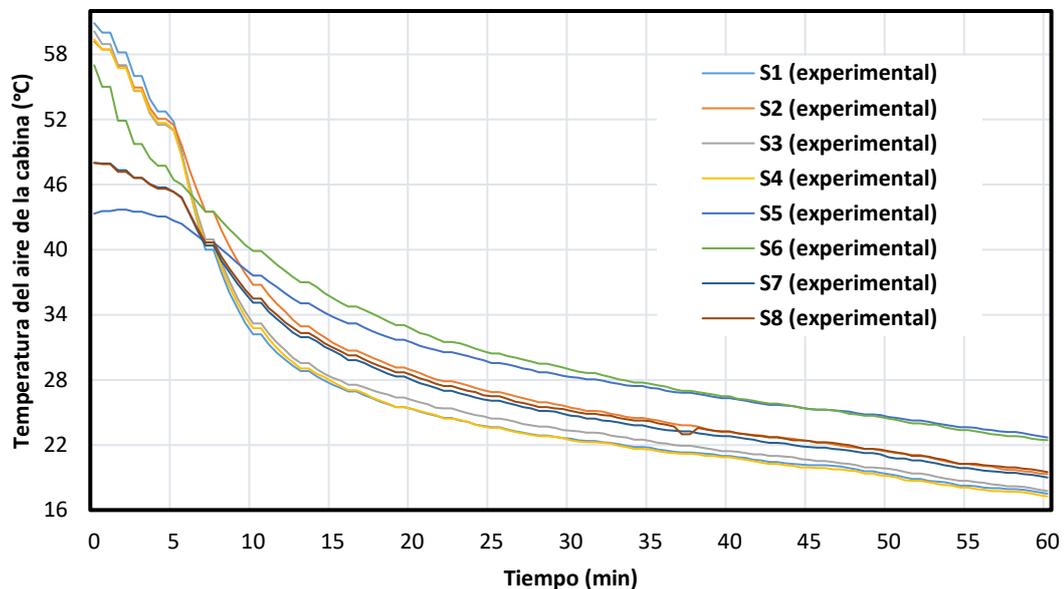
**Gráfico 1-3.** Curvas de temperatura en la fase de calentamiento

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.2.2. Fase de enfriamiento

El gráfico 2-3 permite visualizar el descenso de temperatura en cada uno de los sensores que están ubicados en diferentes puntos del vehículo. Para esta fase, las rejillas de salida del aire acondicionado estaban orientadas a 90° con el eje z. Debido a esto se puede apreciar que existen 2 curvas que descienden más pronto que las demás. La razón de esto es que los sensores se encontraban en las rejillas de salida del aire acondicionado y el flujo del aire acondicionado chocaba en primera instancia y de forma directa con los sensores 9 y 10, siendo estos los sensores que midan la temperatura de salida del aire acondicionado.

En los puntos donde se encuentran los sensores 5 y 6, es donde más se tarda en alcanzar una temperatura de confort, debido a las orientaciones de las rejillas de salida del aire acondicionado ya que la dirección señala a los asientos posteriores. Las superficies del reposacabezas de los asientos de los acompañantes donde se encuentran los sensores 3 y 4 fueron los primeros en recibir el flujo de aire acondicionado como se puede apreciar en el gráfico 2-3, seguidos los sensores 7 y 8 que se ubicaron en los asientos de los acompañantes fueron los siguientes en recibir el flujo del aire acondicionado y posterior se puede observar que llega a los sensores 1 y 2 que se encuentran ubicados en los reposacabezas del asiento del piloto y copiloto.



**Gráfico 2-3.** Curvas de temperatura en la fase de enfriamiento

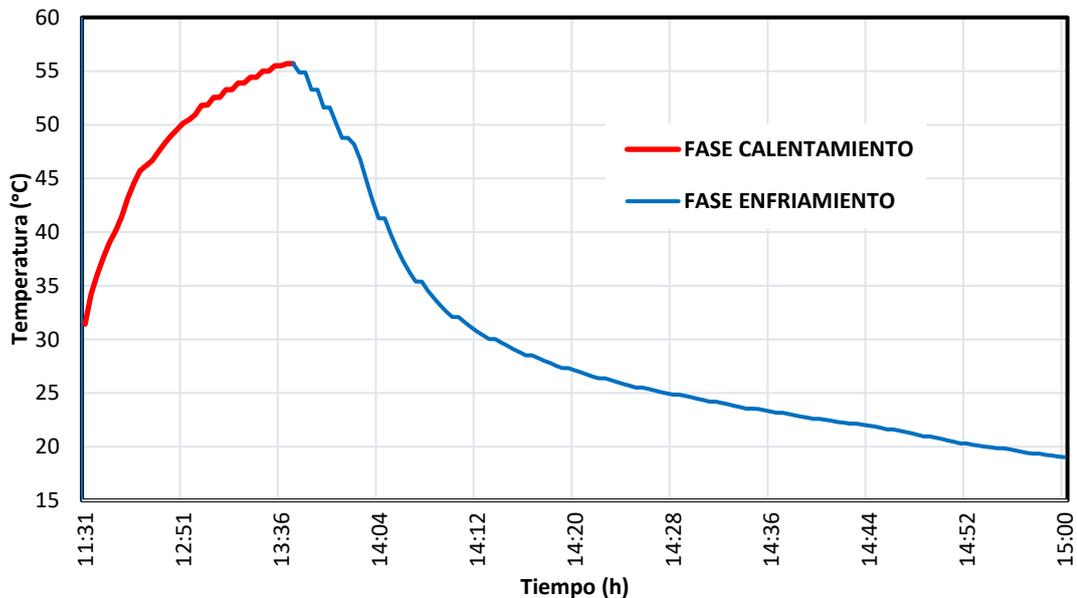
Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.2.3. Curva experimental promedio de las fases de calentamiento y enfriamiento

El gráfico 3-3; muestra la curva promedio de los datos recogidos en las dos fases por los sensores que estaban inmersos en el habitáculo. Durante los primeros 15 minutos, la temperatura del aire

interior aumentó hasta 37°C, posterior la temperatura aumentó considerablemente llegando así hasta 61°C.

Esta curva se cotejará con la curva de temperatura que presente el modelo 3D CFD y así poder validar dicho modelo. Además, que se realizará comparativas con cada curva de cada sensor para tener mejor apreciación de los resultados del modelo.



**Gráfico 3-3.** Curva experimental promedio de temperatura de las dos fases

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.3. Datos experimentales de temperatura de salida del aire acondicionado hacia el interior del habitáculo

Estos datos experimentales se los registró en varias ocasiones con la ayuda del medidor digital de temperatura ambiente y humedad NT-312; los datos de las temperaturas en las rejillas de salida de aire acondicionado son los que se describen en la tabla 1-3. De igual forma, las medidas de velocidad en las salidas de aire acondicionado necesarias para la simulación CFD se encuentran definidas en la tabla 1-3.

**Tabla 1-3.** Datos experimentales de temperatura y velocidad en las rejillas de salidas de A/C

Ubicación de los difusores	Velocidad (m/s)	Temperatura (°C)
Lateral Izquierdo	5,32	7,2
Central Izquierdo	4,43	6,2
Central derecho	5,96	7,2
Lateral Derecho	5,59	8,6

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.4. Validación experimental del modelo CFD

Se presenta la validación del modelo CFD de la cabina de un vehículo. Esta validación se realizó considerando un ensayo, en el cual se verifica que este modelo es capaz de reproducir con buena precisión los datos de temperatura del aire interior de la cabina de un vehículo.

El ensayo consistió en mantener al vehículo estacionado al aire libre con la incidencia de la radiación solar durante el tiempo estimado para este ensayo. Ya que el objetivo de este ensayo fue registrar la temperatura del aire interior del vehículo.

Para el modelo termodinámico se tomaron en cuenta varios parámetros que fueron ajustados en el modelo para su validación. Entre estos parámetros están las propiedades del aire (viscosidad cinemática, viscosidad dinámica, la conductividad térmica y números adimensionales como prandtl, grashof, reynolds), las propiedades de los materiales (longitud característica, conductividad térmica, espesor), la inclinación de las diferentes superficies del vehículo y el área de cada superficie. Las características geométricas se encuentran en la tabla 2-3.

**Tabla 2-3.** Características geométricas del vehículo

Superficie	Longitud característica (m)	Área (m <sup>2</sup> )
Puerta delantera y posterior derecha	0.73	1.45
Puerta delantera y posterior izquierda	0.73	1.45
Techo	0.29	1.44
Piso	0.41	1.12
Ventana delantera derecha e izquierda	0.41	0.35
Ventana posterior derecha e izquierda	0.41	0.33
Parabrisa delantero	0.83	0.99
Parabrisa posterior	0.56	0.84
Panel frontal	0.5	0.28
Tapizado de puertas delanteras	0.73	1.45
Tapizado de puertas posteriores	0.73	1.45
Asientos	0.28	0.53
Tapizado de techo	0.29	1.44
Tapizado de piso	0.41	1.12

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

Los materiales inmersos en el modelo se obtienen de una base de datos llamada CES EduPack el cual es un recurso sobre materiales para ciencia e ingeniería. La tabla 3-3 resume las principales propiedades de los materiales del vehículo, en este caso se consideró la conductividad térmica necesaria para realizar el modelo termodinámico.

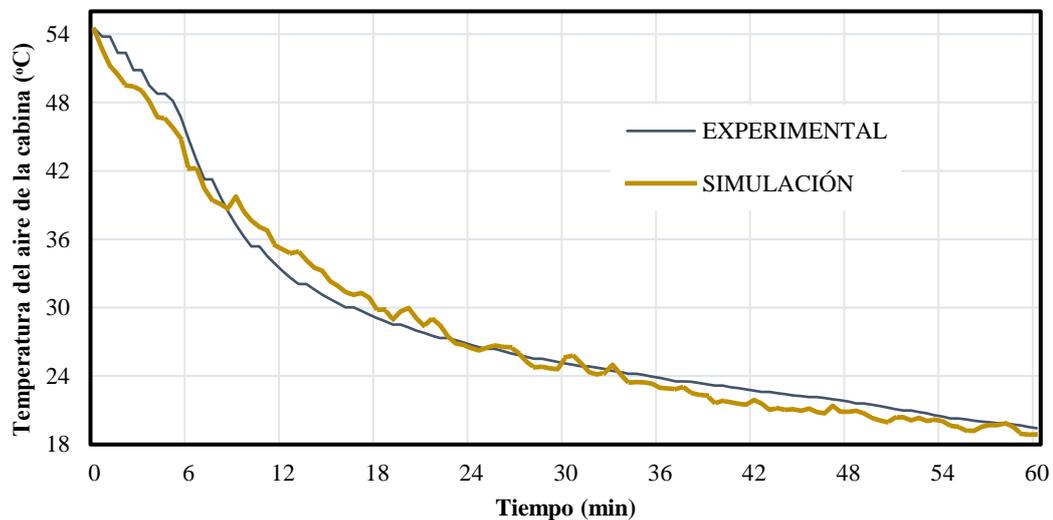
**Tabla 3-3.** Materiales usados en la cabina del vehículo

Superficie	Material	Espesor (m)	Conductividad térmica ( $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ )
Techo, puertas	Acero	0.0018 - 0.002	54.2
Parabrisas delantero y posterior, ventanas laterales	Vidrio	0.004	1.11
Panel frontal, tapizado de puertas	Plástico ABS	0.0015 - 0.002	0.144
Asientos, tapizado del techo, tapizado del piso posterior	Tela	0.002 - 0.004	0.3

Fuente: (CES EduPack, 2019)

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

El gráfico 4-3 muestra los resultados de temperatura del aire interior de la cabina del vehículo experimental y simulado. En donde las temperaturas del aire decrecientes simuladas en diferentes lugares del habitáculo concuerdan con los datos experimentales. Es así que, estas curvas de temperatura hacen referencia al promedio de los datos puntuales que registraron los sensores durante el ensayo y la simulación. Según los datos experimentales en relación con los datos de simulación la mayor diferencia es de  $2.86^{\circ}C$ , en donde dicha similitud entre las temperaturas experimentales y simuladas se cuantifican por el error máximo y RMS (1.12% y 1.24% respectivamente); por lo cual dicho modelo termodinámico se puede dar por validado.

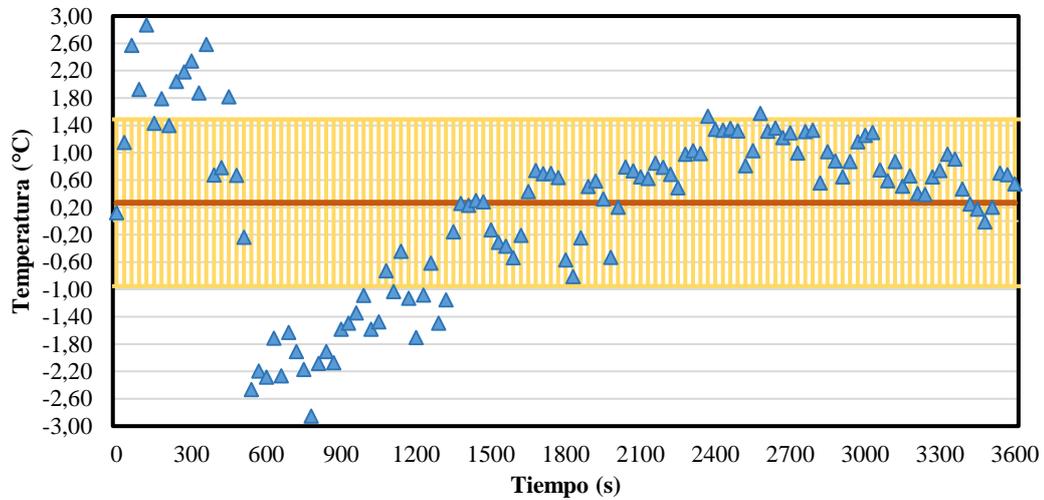


**Gráfico 4-3.** Comparativa de los resultados experimentales y de simulación del modelo CFD

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

El gráfico 5-3 muestra la desviación estándar obtenida después de cuantificar el error máximo y el error medio cuadrático (RMS). En donde se obtuvo un valor de desviación máxima de 1.22, ya que no existe mucha variación entre los datos experimentales y simulados. Esta diferencia de

temperaturas se debe a la incidencia de la radiación solar que está directamente relacionada con la orientación del vehículo, la cual afecta de forma diferente en cada zona térmica.



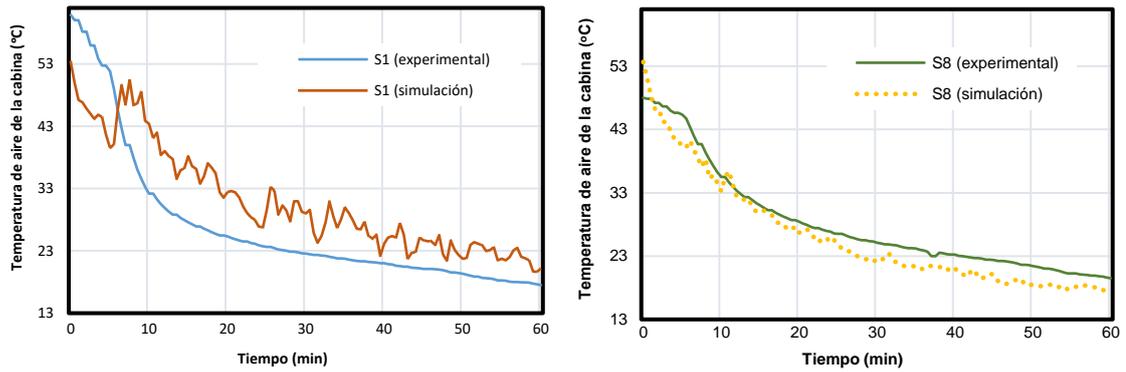
**Gráfico 5-3.** Desviación estándar de la diferencia entre la temperatura experimental y simulada.

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

En el gráfico 6-3 (a), se comparan los datos experimentales con los de la simulación del modelo. Las temperaturas mostradas de color celeste corresponden al sensor 1 experimental que se encuentra a la altura del reposacabezas del asiento del copiloto. Este sensor es el que registró la temperatura más alta en la fase de calentamiento experimentalmente siendo esta de 60.86 °C, debido a la orientación del vehículo y a que tenía mayor incidencia de radiación solar tanto en la ventana como en el parabrisas delantero.

Las variaciones de temperatura de la curva de simulación que se presentan al inicio con respecto a la curva experimental, hacen referencia a las condiciones iniciales que el usuario ingresa al momento de la simulación CFD del modelo 3D, ya que la temperatura inicial del modelo fue tomada del promedio de los datos registrados por los sensores.

Obviamente, la temperatura inicial en el modelo 3D va a ser más baja en ciertos sensores (S1, S2, S3, S4, S6) como se puede apreciar en el gráfico 6-3 (a), y relativamente más alta en otros (S5, S7, S8) como se puede apreciar en el gráfico 6-3 (b), esto debido a la orientación del vehículo y la incidencia de la radiación solar.

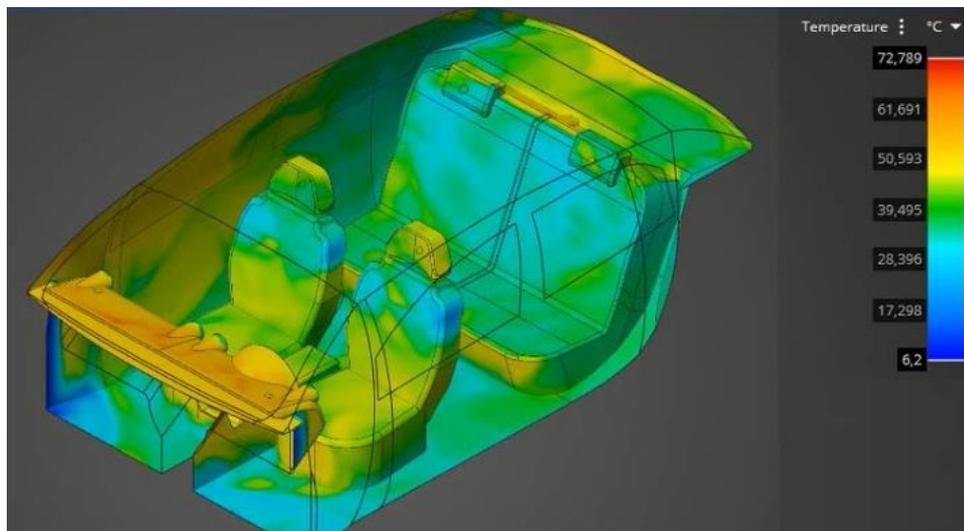


a) Resultados experimentales y simulados del sensor 1      b) Resultados experimentales y simulados del sensor 8

**Gráfico 6-3.** Resultados experimentales y de simulación de la temperatura del aire del sensor 1 y 8

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

La figura 8-3 muestra las temperaturas en las superficies al final del calentamiento en 3 horas. Las temperaturas altas se pueden observar en el panel frontal (tablero) y en el estante posterior debido a interacción directa con la radiación solar. Esta interacción directa con la radiación solar afecta directamente al incremento de la temperatura en el interior de la cabina.

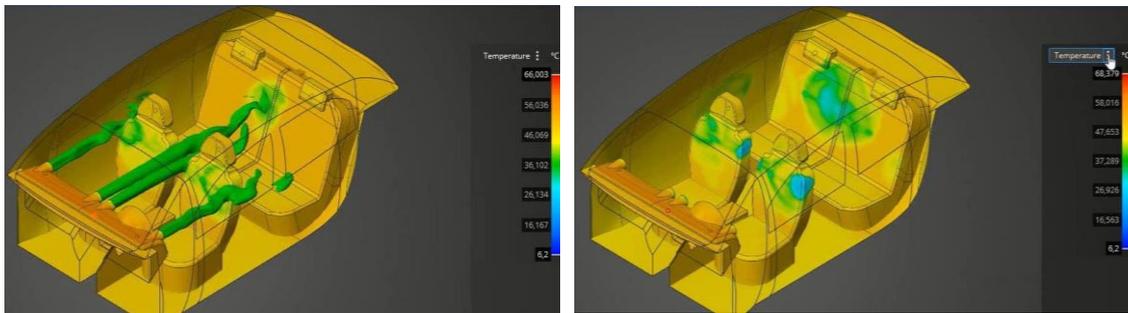


**Figura 8-3.** Temperatura de la cabina al inicio del enfriamiento del modelo 3D.

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

En la figura 9-3 (a) se muestra una iso-superficie de temperatura generada por el flujo del aire acondicionado para la configuración predeterminada de las rejillas de salida del aire. Se puede observar que con esta configuración las superficies que primero entran en contacto con el flujo de aire son los asientos delanteros y posteriores a la altura de los hombros de una persona sentada. Los asientos son las superficies que están expuestas directamente al flujo de aire como se observa en la figura 9-3 (b). Además, cabe recalcar que el flujo de A/C se encuentra en la configuración

máxima durante toda la simulación, esto quiere decir que la perilla del panel de control de A/C esta seleccionando la mayor intensidad del ventilador.



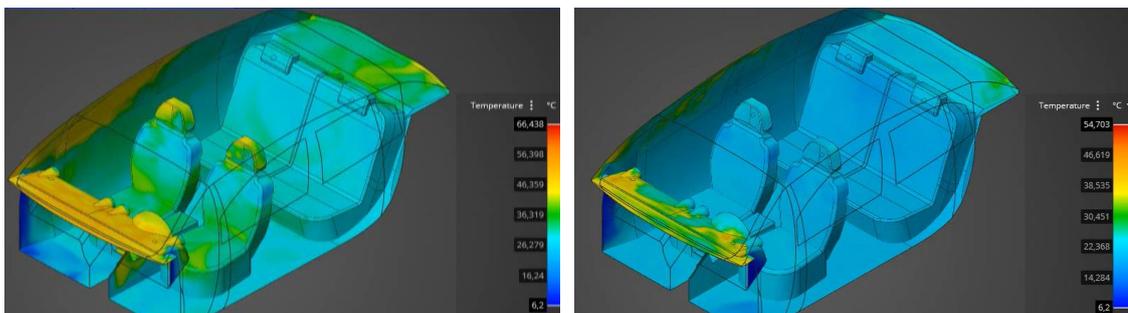
a) Iso-superficie de temperatura en la configuración predeterminada

b) Flujo de aire marcado en las superficies interiores del vehículo

**Figura 9-3.** Flujo de A/C en su configuración predeterminada

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

Después de 15 minutos de enfriamiento las temperaturas internas de la cabina fueron descendiendo como se visualiza en la figura 10-3 (a). Se puede visualizar que durante los primeros 15 minutos la distribución del aire en los asientos posteriores es buena, puesto que las temperaturas en estas superficies están aproximadamente entre los 26 y 30°C; mientras que en los asientos delanteros la temperatura se encuentra entre los 26 y 36°C. El modelo CFD presentado simula el enfriamiento de la cabina de un vehículo.



a) Contorno de temperatura a los 15 min de enfriamiento

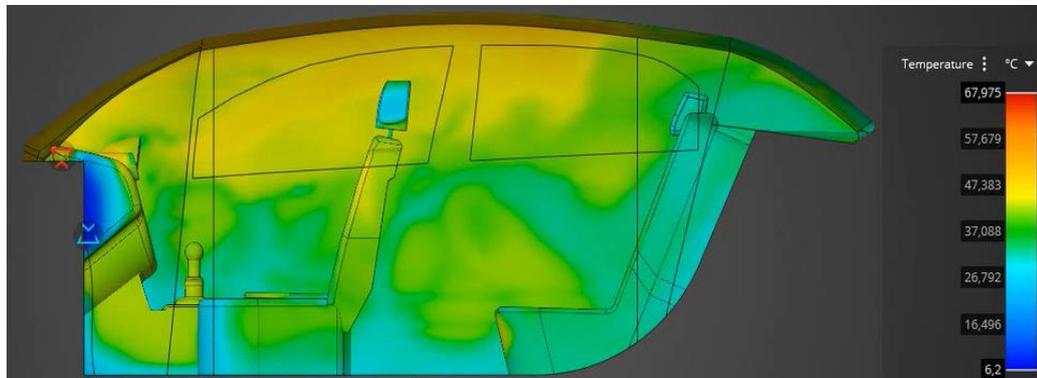
b) Contorno de temperatura a los 60 min de enfriamiento

**Figura 10-3.** Temperatura de la cabina en su configuración predeterminada

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

Finalmente, transcurridos los 60 minutos de enfriamiento, la temperatura interior de la cabina disminuyó en ciertas superficies por debajo de los 24°C, uno de ellos son los asientos; a diferencia de las paredes laterales de la cabina y del panel frontal en donde aún se tiene temperaturas relativamente altas entre 28 y 34°C, que se puede visualizar en la figura 10-3 (b). Este efecto es

debido a la inercia térmica de los materiales de las diferentes superficies del vehículo; ya que todos los materiales no tienen la misma capacidad de almacenar el calor, y esto hace que en el interior del vehículo se perciba superficies del vehículo con diferentes temperaturas.



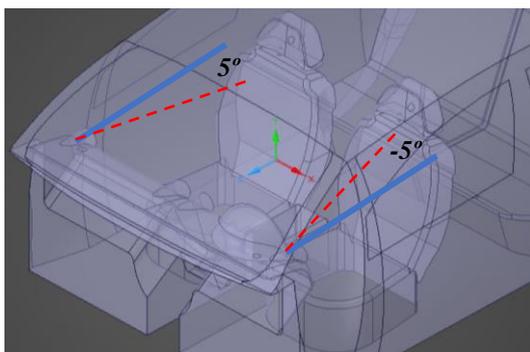
**Figura 11-3.** Distribución de temperatura en el plano YZ.

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

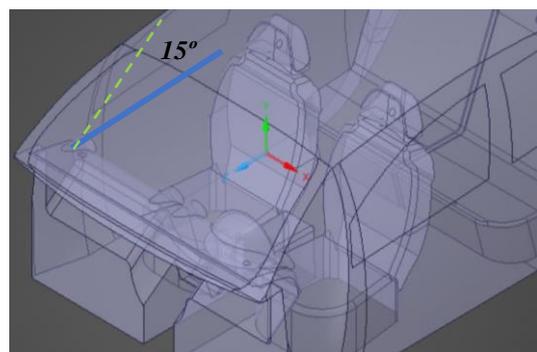
La figura 11-3 muestra la estratificación de la temperatura del aire simulado debido a los efectos de flotabilidad. Esto es gracias a la diferencia de densidades; ya que el aire caliente es menos denso que el aire frío.

### 3.1.5. Posiciones de las rejillas de salida de A/C

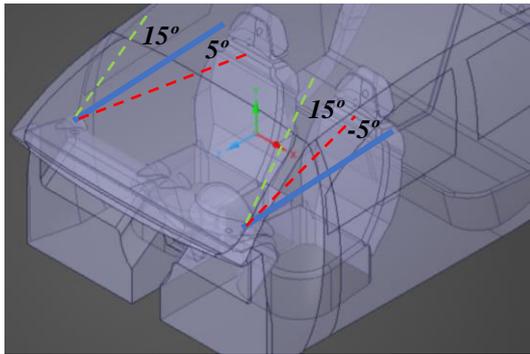
Para este apartado se llevaron a cabo 6 estudios para diferentes posiciones de las rejillas de salida de aire (Figura 12-3) para analizar el comportamiento del flujo de aire.



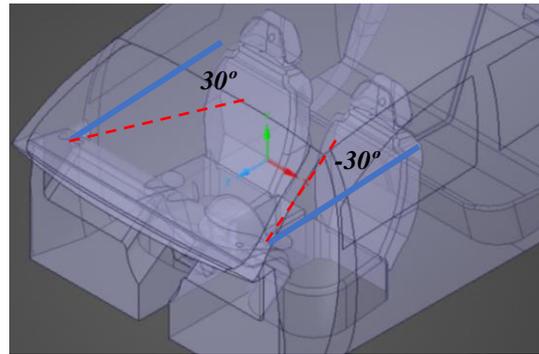
a) Posición 1 de las rejillas



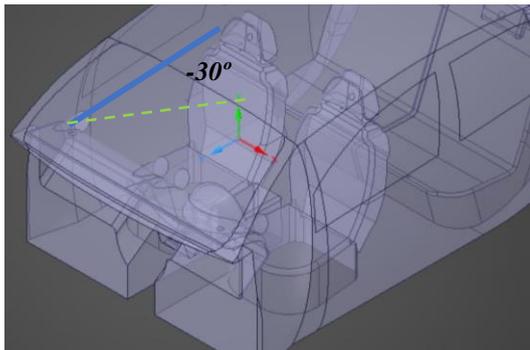
b) Posición 2 de las rejillas



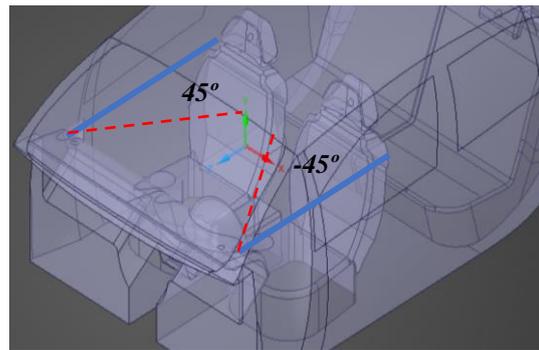
c) Posición 3 de las rejillas



d) Posición 4 de las rejillas



e) Posición 5 de las rejillas



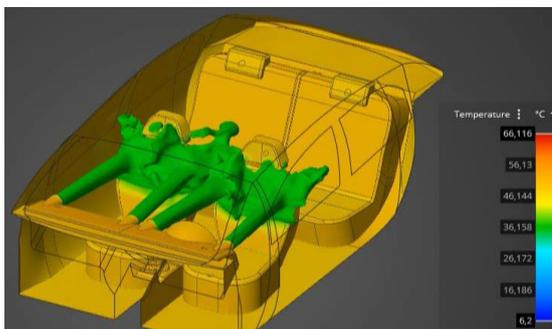
f) Posición 6 de las rejillas

**Figura 12-3.** Matriz de posiciones para las rejillas de aire acondicionado

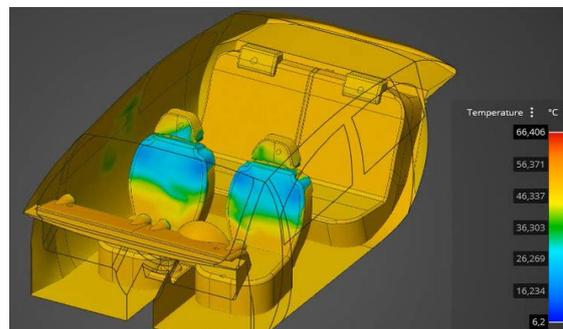
Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.5.1. Posición 1: Ángulos de rejillas de salida de A/C de 5° y -5° en el eje horizontal

En la figura 13-3 (a) se muestra una iso-superficie de temperatura generada por el flujo del A/C para ángulos de 5° y -5° en el eje horizontal. Se puede observar en la figura 13-3 (b), que el principal efecto al adoptar esta posición en las rejillas de salida es que el flujo golpea directamente a los asientos delanteros y por ende el flujo se va a dispersar alrededor de los asientos delanteros.



a) Iso-superficie de temperatura en la configuración predeterminada

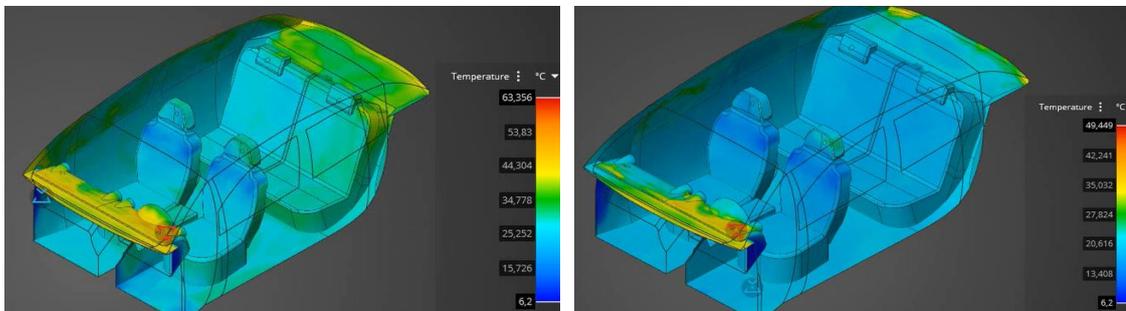


b) Flujo de aire marcado en las superficies interiores del vehículo

**Figura 13-3.** Distribución de temperatura para ángulos de 5° y -5° en el eje horizontal

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

Después de 15 minutos con esta posición de las rejillas de salida del aire se observa que la recirculación del aire cubre todo el compartimento delantero en lugar de concentrarse en el compartiendo de los pasajeros como se ve en la figura 14-3 (a), en comparación a la configuración predeterminada. Se puede observar en la figura 14-3 (a), que la temperatura en los asientos delanteros descendió más rápido que los asientos de los pasajeros; algo opuesto sucede en el estante posterior, la temperatura desciende muy lentamente, esto debido a que el flujo del aire no llega a la parte posterior del estante. Luego de 60 minutos de enfriamiento se observa en la figura 14-3 (b), que la temperatura en los asientos delanteros se encuentra por debajo de los 13°C de temperatura; mientras que en los asientos posteriores se tiene temperaturas por debajo de los 23°C, esto debido a que el flujo de aire golpea solo los asientos delanteros antes de llegar a las demás superficies.



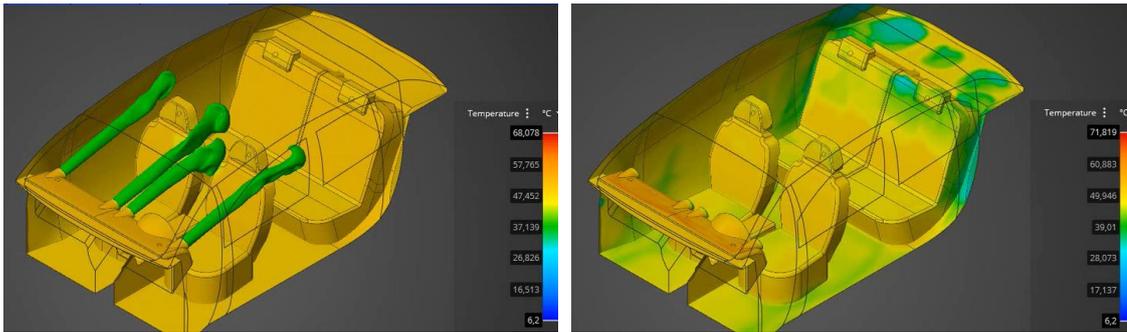
a) Contorno de temperatura a los 15 min de enfriamiento      b) Contorno de temperatura a los 60 min de enfriamiento

**Figura 14-3.** Contornos de temperatura para ángulos de 5° y -5° en las rejillas de salida de aire

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.5.2. Posición 2: Ángulos de rejillas de salida de A/C de 15° en el eje vertical

La figura 15-3 (a), muestra una iso-superficie de temperatura generada por el flujo del A/C para ángulos de 15° en el eje vertical. El principal efecto al adoptar esta posición en las rejillas de salida de aire se siente en el compartimento delantero y posterior, ya que el flujo de aire pasa en dirección al techo y al estante posterior. En la figura 15-3 (b), se puede observar que de forma directa el flujo llega primero a las superficies posteriores y luego se distribuye por el resto de la cabina.



a) Iso-superficie de temperatura en la configuración predeterminada

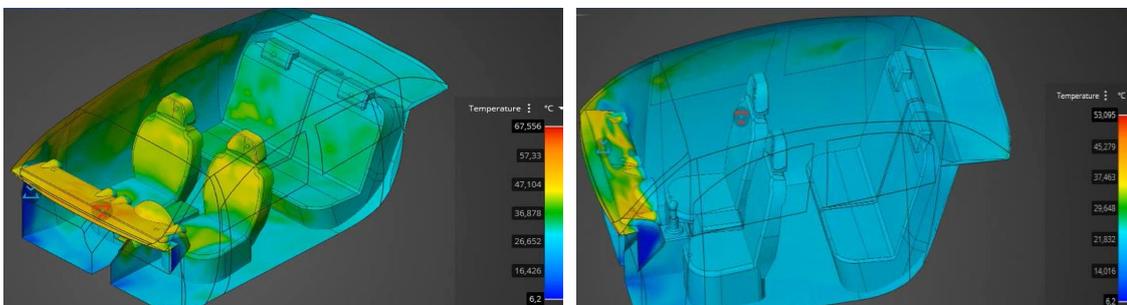
b) Flujo de aire marcado en las superficies interiores del vehículo

**Figura 15-3.** Distribución de temperatura para ángulos de 15° en el eje vertical

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

Transcurridos 15 minutos con esta configuración se observa en la figura 16-3 (a), que la recirculación del aire cubre todo el estante posterior. Además, muestra una distribución uniforme de temperatura en el estante posterior, pero se observa temperaturas altas alrededor de los asientos delanteros.

Al finalizar los 60 minutos de enfriamiento, se observa en la figura 16-3 (b), temperaturas de aproximadamente 21°C en la mayor parte de la cabina, teniendo altas temperaturas en el panel frontal. Esto producto de la radiación solar que ingreso de forma directa por los vidrios al panel frontal.



a) Contorno de temperatura a los 15 min de enfriamiento

b) Contorno de temperatura a los 60 min de enfriamiento

**Figura 16-3.** Contornos de temperatura para ángulos de 15° en las rejillas de salida de aire

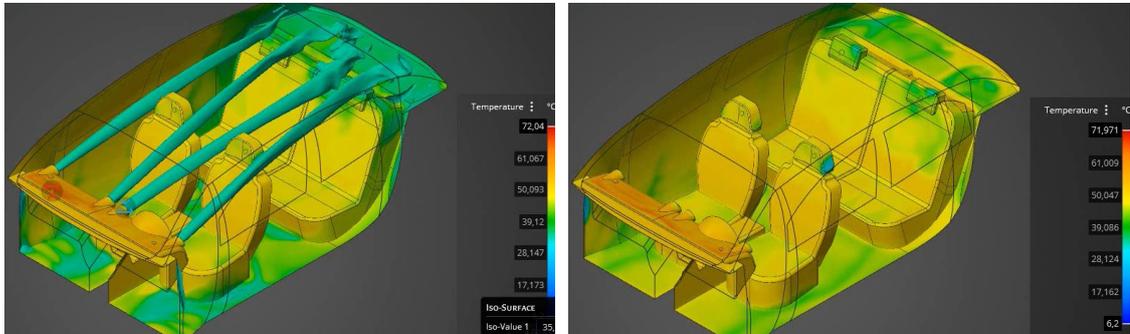
Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.5.3. Posición 3: Ángulos de rejillas de salida de A/C de 5° y -5° en el eje horizontal y 15° en el eje vertical

La figura 17-3 (a), muestra una iso-superficie de temperatura generada por el flujo del A/C. El principal efecto al adoptar esta posición en las rejillas de salida de aire se siente en el compartimento delantero y posterior, ya que el flujo de aire pasa en dirección al techo y al estante

posterior, pero además existe un pequeño roce en los reposacabezas el cual hace que el aire choque y tome diferentes direcciones.

En la figura 17-3 (b), se puede observar que el flujo, así como llega a las superficies posteriores también tiene contacto con los reposacabezas de los asientos delanteros.



a) Iso-superficie de temperatura en la configuración predeterminada

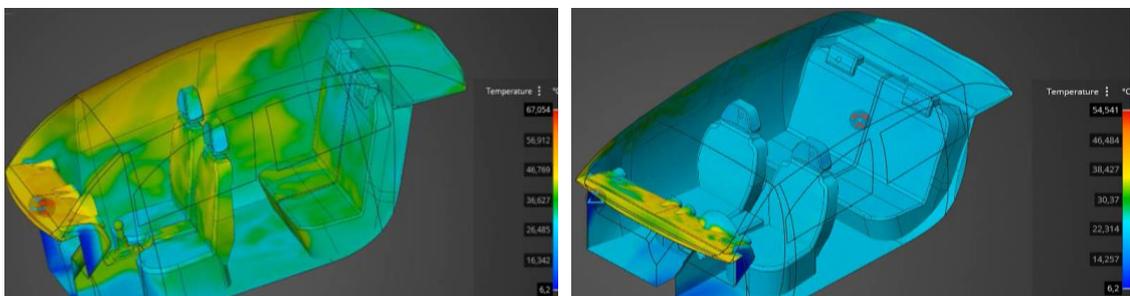
b) Flujo de aire marcado en las superficies interiores del vehículo

**Figura 17-3.** Distribución de temperatura para ángulos de 5° y -5° en el eje horizontal y 15° en el eje vertical

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

Transcurridos 15 minutos con esta posición de las rejillas de salida del A/C se observa en la figura 18-3 (a), que la recirculación del aire cubre todo el estante posterior y que debido al roce del flujo de aire con los reposacabezas estos también tienden a disminuir su temperatura. Además, se observa temperaturas altas alrededor de los asientos delanteros, en el panel frontal.

Al finalizar los 60 minutos de enfriamiento, se puede observar en la figura 18-3 (b), que la temperatura es de aproximadamente 20°C en la mayor parte de la cabina, teniendo así solo altas temperaturas en el panel frontal. Esto producto de la radiación solar que ingresa de forma directa por los vidrios al panel frontal.



a) Contorno de temperatura a los 15 min de enfriamiento

b) Contorno de temperatura a los 60 min de enfriamiento

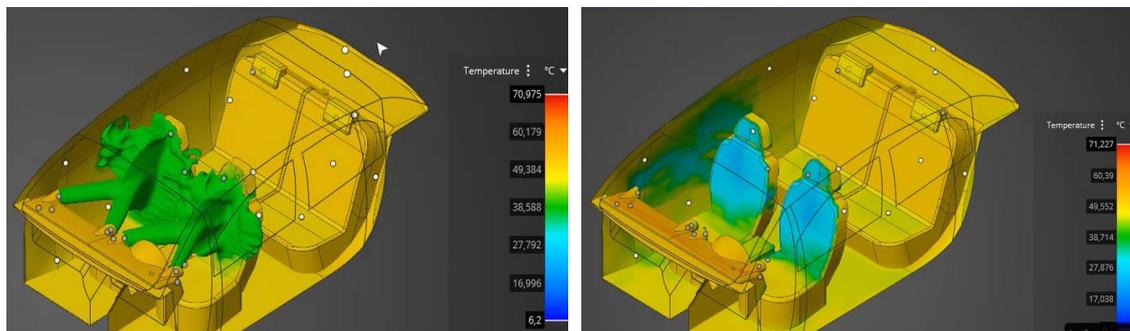
**Figura 18-3.** Contornos de temperatura para ángulos de 5° y -5° en el plano YZ y 15° en el plano XY

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

#### 3.1.5.4. Posición 4: Ángulos de rejillas de salida de A/C de 30° y -30° en el eje horizontal

Con la figura 19-3 (a), se aprecia una iso-superficie de temperatura generada por el flujo del A/C para ángulos de 30° y -30° en el eje horizontal. Los resultados que adopta esta configuración se pueden cotejar en cierta parte con los resultados presentados por Danca et al. (2018, p.06), ya que también realiza un estudio con un ángulo de 30° en la rejilla de salida, la diferencia es que en aquel estudio solo una rejilla adopta esta configuración no las 4 rejillas, y que el análisis lo hacen en referencia a la magnitud de velocidad mientras que en este estudio lo realizamos en referencia a la magnitud de temperatura. Pero al comparar gráficamente el patrón de flujo que adoptan tiene un gran parecido en los resultados generados.

Se puede apreciar que al adoptar esta configuración en las rejillas de salida de aire los flujos que salen de las rejillas, llegan a chocarse entre sí provocando que las líneas de flujo del aire tomen diferentes direcciones y además que el flujo que sale de las rejillas no choca directamente en ninguna parte del cuerpo del conductor lo cual evita que genere molestias a la hora de conducir. Además, en la figura 19-3 (b), se puede observar que se tiene una muy buena distribución del flujo de aire en las superficies, eso involucraría un menor tiempo para enfriar y en alcanzar temperaturas de confort en áreas más expuestas a la radiación solar.



a) Iso-superficie de temperatura en la configuración predeterminada

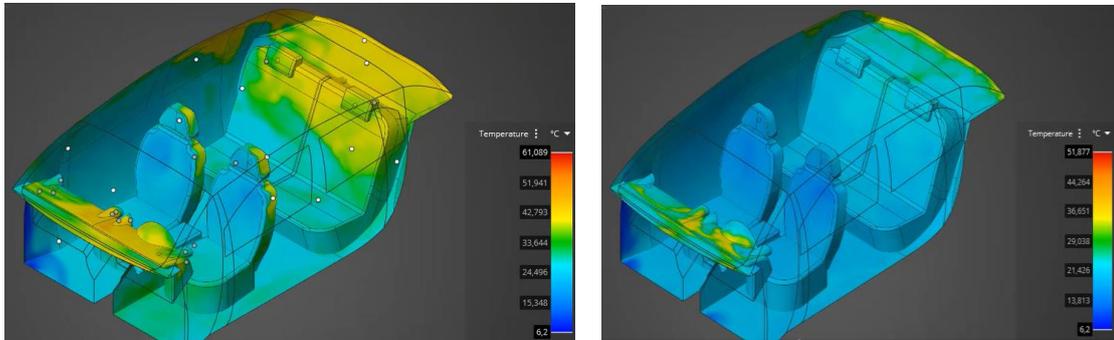
b) Flujo de aire marcado en las superficies interiores del vehículo

**Figura 19-3.** Distribución de temperatura para ángulos de 30° y -30° en el eje horizontal

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

Transcurridos 15 minutos con esta posición de las rejillas de salida del aire se observa en la figura 20-3 (a), que el flujo de aire cubre la mayor parte de superficies del compartimento del conductor debido a las diferentes direcciones que tomaron las líneas de flujo de aire al momento de chocar entre si los flujos de aire. Por ende, con esta configuración en las rejillas de salida de aire presenciaremos temperaturas más bajas en el compartimento del conductor que en el compartimento de los acompañantes. Al finalizar los 60 minutos de enfriamiento, se puede observar en la figura 20-3 (b), que la temperatura en la mayor parte de las superficies internas del

habitáculo es baja. Se puede observar que existe temperaturas relativamente altas en las partes del panel frontal y una parte del panel posterior debido a que son superficies que están expuestas directamente a la radiación solar y también están relacionadas con el material y el color de la superficie, en este caso el panel frontal y posterior son de plástico de color negro.



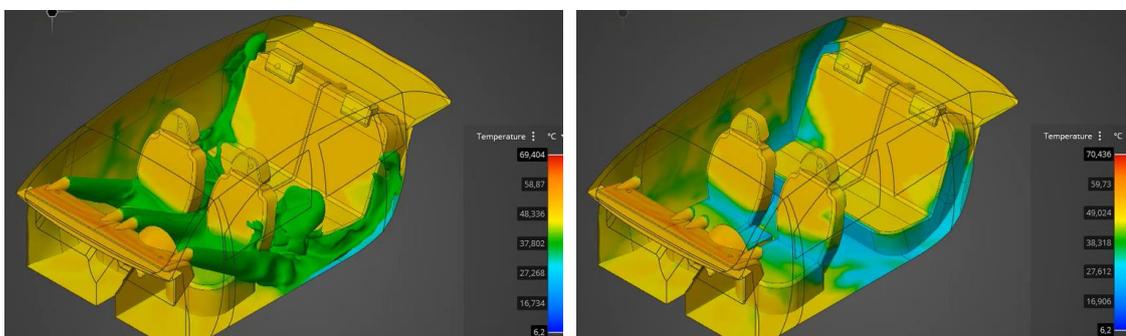
a) Contorno de temperatura a los 15 min de enfriamiento      b) Contorno de temperatura a los 60 min de enfriamiento

**Figura 20-3.** Contornos de temperatura para ángulos de 30° y -30° en el eje horizontal

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.5.5. Posición 5: Ángulos de rejillas de salida de A/C de -30° en el eje vertical

Al adoptar esta configuración se puede visualizar en la figura 21-3 (a) la iso-superficie de temperatura que genera el flujo del A/C, en la cual se puede observar que el flujo de aire se distribuye en la mayor parte del habitáculo, en especial en las superficies donde se almacena y alcanzan temperaturas elevadas. En la figura 21-3 (b), se puede observar los contornos de temperatura que van dejando al paso de los flujos de aire, en donde se puede observar que estos flujos no golpearían en especial el rostro de los ocupantes y no incomodarían a ningún ocupante del vehículo.

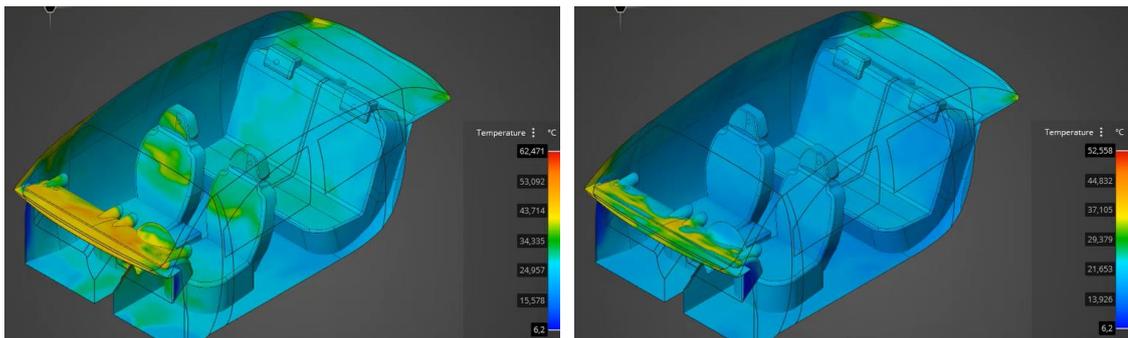


a) Iso-superficie de temperatura en la configuración predeterminada      b) Flujo de aire marcado en las superficies interiores del vehículo

**Figura 21-3.** Distribución de temperatura para ángulos de -30° en el eje vertical

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

Transcurridos 15 minutos con esta configuración en las rejillas de salida del A/C se observa en la figura 22-3 (a), que las superficies que alcanzan temperaturas bajas son los asientos, el piso, el reposabrazos y en si la parte baja de las puertas. Teniendo así, presencia de temperaturas altas en la zona del panel frontal debido a la configuración de la rejilla de salida del aire. Al termino de los 60 minutos de enfriamiento, se puede observar en la figura 22-3 (b), que ya la gran parte de las superficies internas presentas temperaturas bajas, teniendo finalmente temperaturas altas en lo que se refiere al panel frontal, en si se recalca que es debido a las líneas de flujo de aire que se distribuyen y están en dirección al piso.



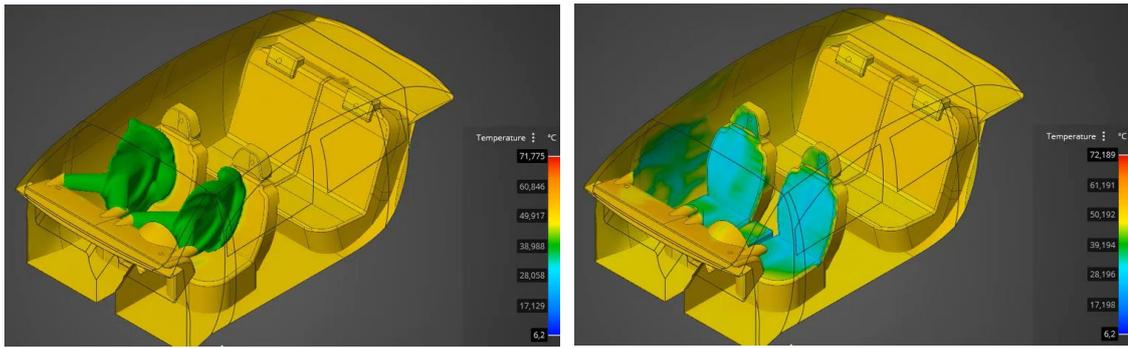
a) Contorno de temperatura a los 15 min de enfriamiento      b) Contorno de temperatura a los 60 min de enfriamiento

**Figura 22-3.** Contornos de temperatura para ángulos de  $-30^\circ$  en el eje vertical

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.5.6. Posición 6: Ángulos de rejillas de salida de A/C de $45^\circ$ y $-45^\circ$ en el eje horizontal

La figura 23-3 (a), muestra una iso-superficie de temperatura generada por el flujo del A/C debido a la configuración dispuesta, en donde se aprecia que al ubicar esta configuración los flujos llegan a intersectarse muy pronto, provocando que las líneas de flujo de aire que se generan se distribuyan en diferentes direcciones y que el flujo solo se distribuya la mayor parte en el compartimento del conductor. En la figura 23-3 (b), se puede ratificar observando los contornos de temperatura que va dejando el flujo de aire y se observa que los asientos delanteros y las puertas son los que más gozan de las líneas de flujo de aire que se generan a partir del choque de los flujos a sus salidas.



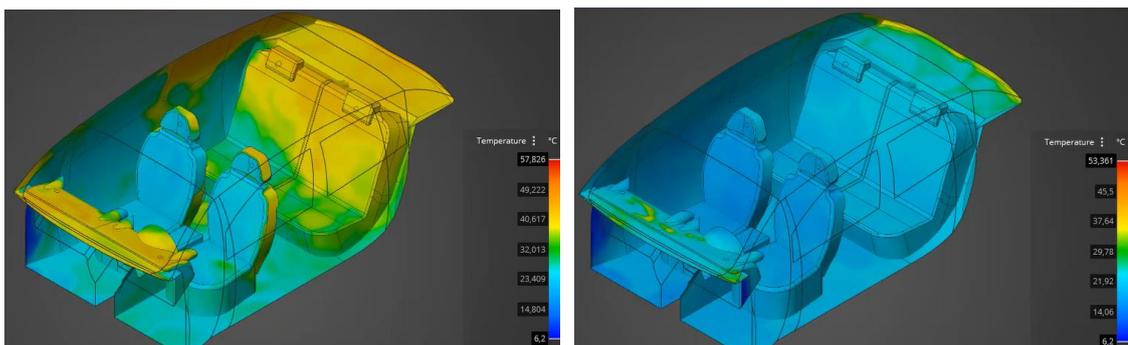
a) Iso-superficie de temperatura en la configuración predeterminada

b) Flujo de aire marcado en las superficies interiores del vehículo

**Figura 23-3.** Distribución de temperatura para ángulos de 45° y -45° en el eje horizontal

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

Transcurridos 15 minutos con esta configuración en las rejillas de salida del A/C se observa en la figura 24-3 (a), que la recirculación del aire cubre todo el compartimento del conductor y que el compartimento de los pasajeros se va enfriando lenta y progresivamente debido a que las líneas de flujo que se generaron por el choque de los flujos a sus salidas solo toman direcciones en sentido de los asientos delanteros y los laterales; y mas no pasan directo al compartimento de los acompañantes. Al termino de los 60 minutos de enfriamiento, se puede observar en la figura 24-3 (b), que la temperatura es casi uniforme en la mayoría de las superficies internas del habitáculo e incluso en el panel frontal ya que en otras configuraciones de rejillas de salida de aire al termino de los 60 minutos el panel frontal es la superficie que mayor temperatura aloja.



a) Contorno de temperatura a los 15 min de enfriamiento

b) Contorno de temperatura a los 60 min de enfriamiento

**Figura 24-3.** Contornos de temperatura para ángulos de 45° y -45° en el eje horizontal

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.5.7. Comparativa entre los resultados de temperatura interior de la cabina (Posición 1, Posición 2, Posición 3, Posición 4, Posición 5 y Posición 6)

En el gráfico 7-3, se puede apreciar las curvas de temperatura generadas por las diferentes configuraciones (posiciones) en las rejillas de salida de aire, en donde existen 4 configuraciones que presentan mejores prestaciones en cuestión del tiempo de enfriamiento en el interior del habitáculo.

Cabe recalcar que para recoger los datos generados por cada simulación de cada configuración de las rejillas de salida de aire se ubicaron 8 puntos ubicados de acuerdo con los puntos donde se ubicaron los sensores de temperatura para la prueba experimental. Esta curva de temperatura reflejará los datos promedio de los 8 datos puntuales recogidos durante la simulación. Para comparar los datos y determinar cuál es la configuración que logre llegar en menor tiempo a una temperatura de confort, y que, además el flujo de aire se redistribuya por todo el habitáculo sin que el flujo le pegue directamente en el rostro a copiloto, acompañante menos al conductor, lo cual causaría molestias al momento de la conducción.

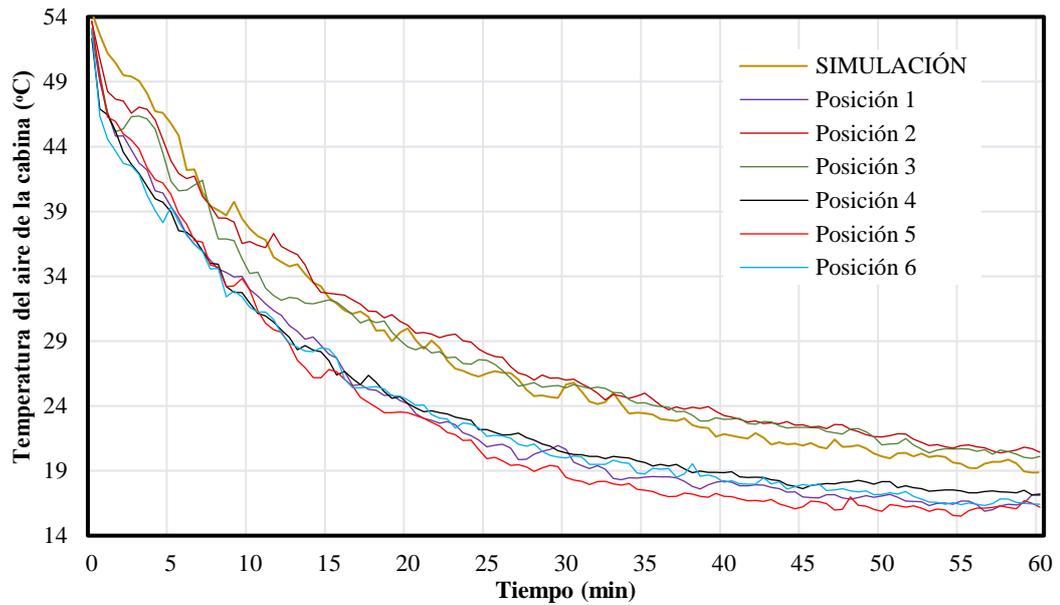
Para realizar el estudio y determinar cuál es la mejor configuración que se puede adoptar, se parte de los datos de temperatura mínima y el tiempo en el que se registró en la configuración predeterminada al termino de los 60 minutos, siendo estos 18,86°C en un tiempo de 59,5 minutos; donde compararemos con los datos de temperatura mínima y los tiempos que se registren durante cada simulación de las diferentes posiciones en las rejillas de salida de aire al final de los 60 minutos. Estos datos están registrados en la tabla 1-3.

Según los datos registrados en la tabla 4-3, se puede observar que las rejillas de salida de aire al adoptar la posición 5, se consiguió baja a 15,51°C con respecto a la temperatura de 18,86°C de la posición de rejillas predeterminada, siendo esta la posición de rejilla de salida de aire que mejores resultados muestren, además que esta temperatura se logró alcanzar en un menor tiempo siendo esta la diferencia de 4,5 minutos menos.

**Tabla 4-3.** Resultados de temperatura del habitáculo para diferentes posiciones.

<i>Posición</i>	<i>Temperatura mínima (°C)</i>	<i>Tiempo (min)</i>
Posición 1	15,88	56,5
Posición 2	20,38	57,5
Posición 3	19,96	59,5
Posición 4	17,13	59,5
Posición 5	15,51	55
Posición 6	16,32	56,5

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

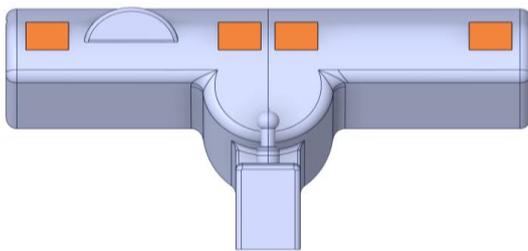


**Gráfico 7-3.** Resultados de temperatura del aire interior de la cabina con diferentes posiciones en las rejillas de salida de aire.

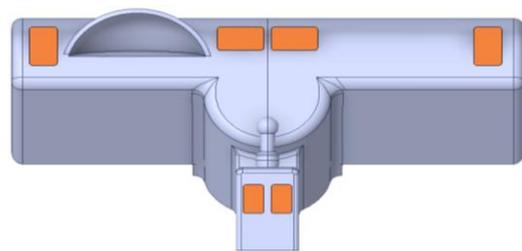
Realizado por: Cajó, Denys. 2022.

### 3.1.6. Geometrías de las rejillas de salida de A/C

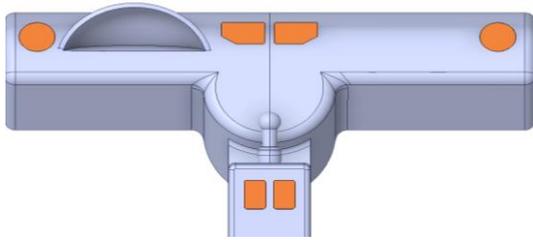
Para este apartado se llevaron a cabo 3 estudios para diferentes geometrías de las rejillas de salida de aire (Figura 25-3) para analizar el comportamiento del flujo de aire. En donde se consideró registrar la temperatura al minuto 15 de simulación; ya que a partir de los 15 minutos de simulación se pudo apreciar que la temperatura relativamente empezaba a disminuir y se apreciaba temperaturas bajas en ciertas superficies del habitáculo. Y finalmente, se registró el último dato de temperatura al finalizar los 60 minutos de simulación para posterior realizar la respectiva comparación de datos entre las distintas geometrías adoptadas y analizadas.



a) Geometría 1 de las rejillas



b) Geometría 2 de las rejillas



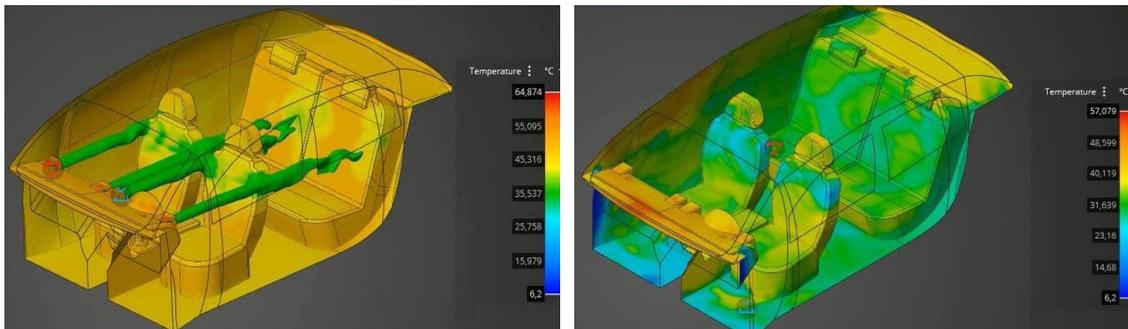
c) Geometría 3 de las rejillas

**Figura 25-3.** Matriz de geometrías para las rejillas de aire acondicionado

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.6.1. Geometría 1: Rejillas de salida de A/C de forma rectangular en las 4 salidas

En este apartado para fines comparativos se consideró cambiar de forma circular a rectangular las rejillas de salida de A/C. La figura 26-3 (a) muestra el modelo 3D CFD con rejillas en forma rectangular. Se puede observar que el flujo de aire inicialmente golpea a los asientos delanteros y finalmente llega a los asientos posteriores a la altura del pecho de los pasajeros. Se puede observar en la figura 26-3 (b), que el aire se distribuye de mejor forma en las superficies de la cabina.



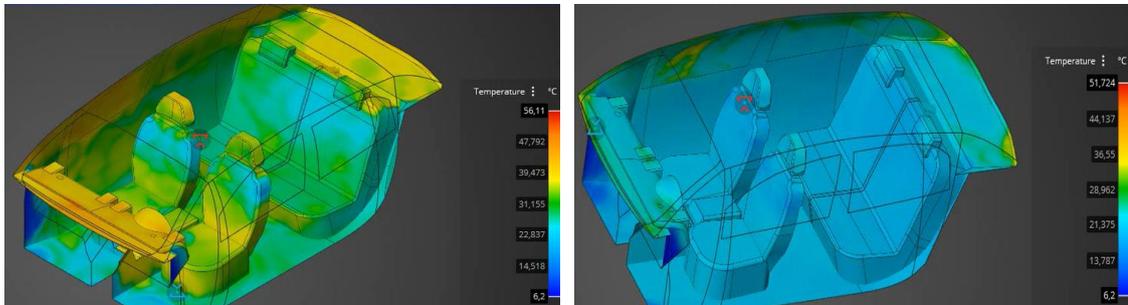
a) Iso-superficie de temperatura con 4 rejillas rectangulares      b) Flujo de aire marcado en las superficies interiores del vehículo

**Figura 26-3.** Distribución de temperatura en el habitáculo con 4 rejillas rectangulares

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

Después de 15 minutos de enfriamiento las temperaturas internas de la cabina se pueden visualizar en la figura 27-3 (a). Se puede determinar que en relación a la forma circular y configuración predeterminada el flujo de A/C golpea las mismas superficies con la diferencia de que con las rejillas de forma rectangular la distribución del aire es mejor, debido a que el área de contacto del flujo de aire es mayor. La diferencia de temperaturas es de aproximadamente de 2 a 5°C entre la forma circular y rectangular. Finalmente, transcurridos los 60 minutos de enfriamiento, se alcanzaron temperaturas más bajas con relación a la configuración predeterminada. Se observa que con rejillas rectangulares el flujo se distribuye de mejor manera abarcando mayor área de contacto de enfriamiento y logrando así a enfriar más rápido. En la configuración predeterminada

cumplidos los 60 minutos se reflejan temperaturas en los asientos por debajo de los 24°C, mientras que en la configuración con rejillas rectangulares en las mismas superficies se registra temperaturas por debajo de los 20°C como se puede observar en la figura 27-3 (b).



a) Contorno de temperatura a los 15 min de enfriamiento      b) Contorno de temperatura a los 60 min de enfriamiento

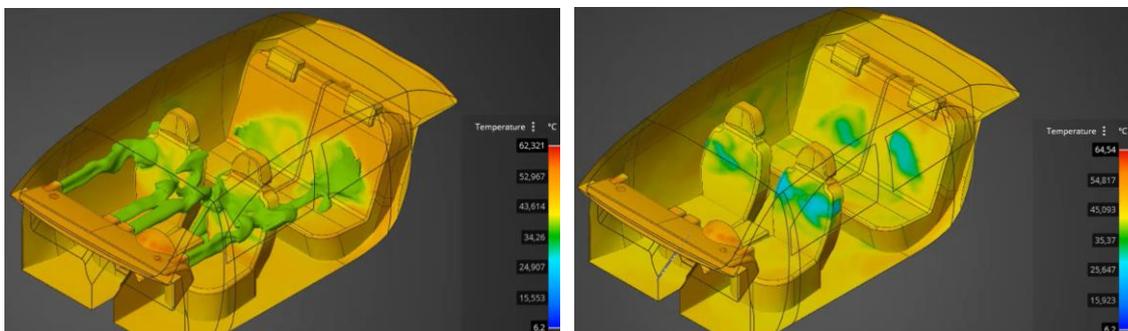
**Figura 27-3.** Contornos de temperatura en el habitáculo con 4 rejillas de forma rectangulares

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.6.2. Geometría 2: Rejillas de salida de A/C de forma rectangular en las 4 salidas y adicional 2 salidas rectangulares para el compartimento de los pasajeros

La figura 28-3 (a), muestra una iso-superficie de temperatura generada por el flujo del A/C de las 6 salidas rectangulares. El efecto generado al disponer de 6 salidas de aire se ve reflejado en la mayor área de contacto del flujo con las superficies debido a las 2 salidas adicionales para el compartimento de los pasajeros. En este caso el enfriamiento va a ser más rápido en el compartimento de los pasajeros que en el compartimento del conductor y copiloto.

En la figura 28-3 (b), se puede observar que las superficies que entran en contacto son más en el compartimento de los pasajeros.



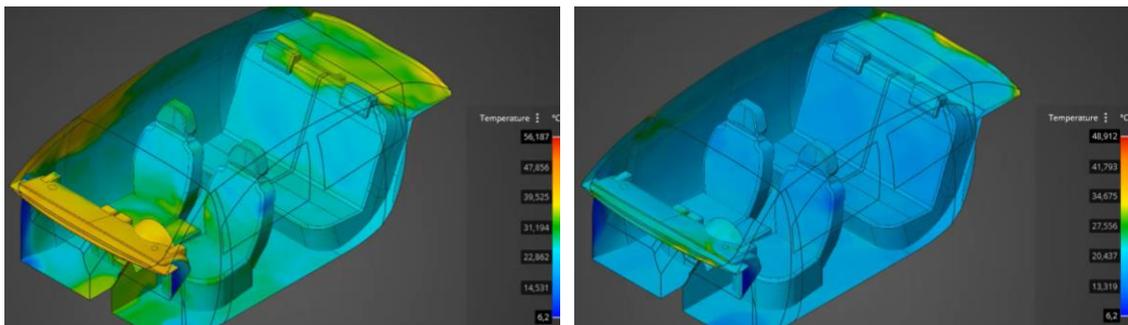
a) Iso-superficie de temperatura con 6 rejillas rectangulares      b) Flujo de aire marcado en las superficies interiores del vehículo

**Figura 28-3.** Distribución de temperatura en el habitáculo con 6 rejillas rectangulares

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

Después de 15 minutos de enfriamiento las temperaturas internas de la cabina se pueden visualizar en la figura 29-3 (a). Se puede observar que al agregar las 2 rejillas adicionales para el compartimento posterior el efecto de enfriamiento es mucho más rápido, como se puede apreciar en la figura 29-3 (a) los asientos posteriores ya presentan una temperatura por debajo de los 24°C, mientras que en el compartimento delantero la temperatura desciende de forma gradual y lentamente.

Finalmente, transcurridos los 60 minutos de enfriamiento, se observa que con las 6 rejillas rectangulares el flujo de aire es mayor en el compartimento posterior, abarca mayor superficie de contacto con el flujo de aire. se distribuye de mejor manera abarcando mayor área de contacto de enfriamiento y logrando así a enfriar más rápido. En la configuración predeterminada cumplidos los 60 minutos se reflejan temperaturas en los asientos por debajo de los 24°C, mientras que en la configuración con 6 rejillas rectangulares en las mismas superficies se registra temperaturas por debajo de los 12°C como se puede observar en la figura 29-3 (b).



a) Contorno de temperatura a los 15 min de enfriamiento

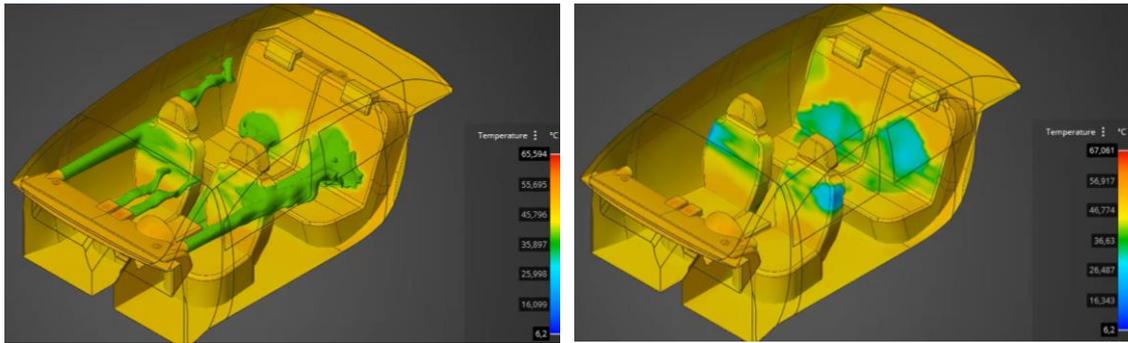
b) Contorno de temperatura a los 60 min de enfriamiento

**Figura 29-3.** Contornos de temperatura en el habitáculo con 6 rejillas rectangulares

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.6.3. Geometría 3: Rejillas de salida de A/C, 2 de forma circular en los extremos y 2 de forma rectangular en la mitad del panel frontal; adicional 2 salidas rectangulares para el compartimento de los pasajeros

La figura 30-3 (a), muestra una iso-superficie de temperatura generada por el flujo del A/C. Al disponer de 6 salidas de A/C, el área de contacto del flujo de A/C con las superficies va a ser mayor con relación a lo experimental. En la figura 30-3 (b), se puede observar que las superficies que entran en contacto son más en el compartimento de los pasajeros.



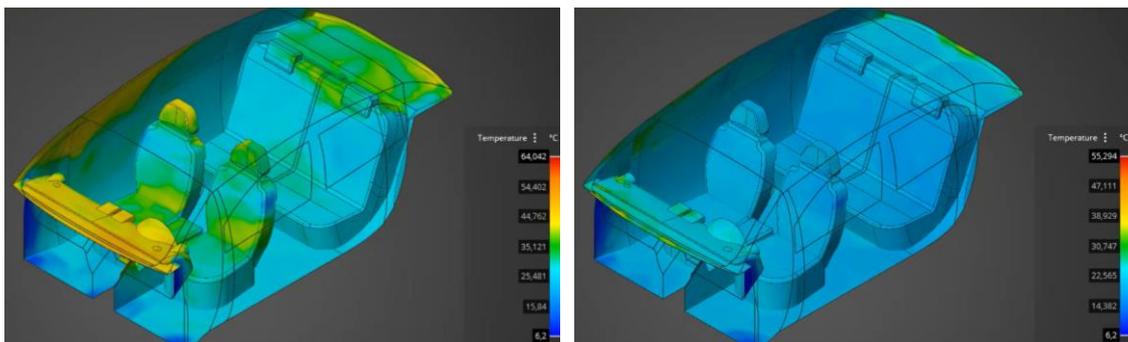
a) Iso-superficie de temperatura con 2 rejillas circulares y 4 rejillas rectangulares      b) Flujo de aire marcado en las superficies interiores del vehículo

**Figura 30-3.** Distribución de temperatura con 2 rejillas circulares y 4 rejillas rectangulares

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

Después de 15 minutos de enfriamiento las temperaturas internas de la cabina se pueden visualizar en la figura 31-3 (a). Se puede observar que al agregar las 2 rejillas adicionales para el compartimento posterior el efecto de enfriamiento en los asientos posteriores es mayor, en este caso se puede apreciar en la figura 31-3 (a) que en los asientos posteriores se presenta una temperatura por debajo de los 22°C, mientras que en el compartimento delantero la temperatura disminuye con el tiempo.

Finalmente, transcurridos los 60 minutos de enfriamiento, se observa que con esta disposición de 2 rejillas de forma circular y 4 rejillas de forma rectangular se registra temperaturas por debajo de los 14°C, como se puede observar en la figura 31-3 (b).



a) Contorno de temperatura a los 15 min de enfriamiento      b) Contorno de temperatura a los 15 min de enfriamiento

**Figura 261-3.** Contornos de temperatura de la cabina con 2 rejillas circulares y 4 rejillas rectangulares

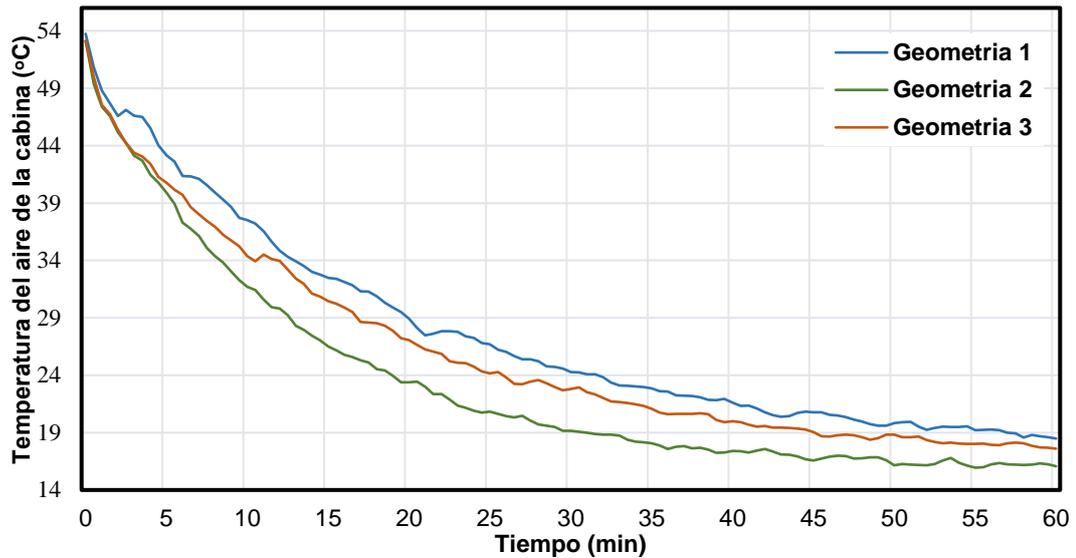
**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

#### *3.1.6.4. Comparativa entre los resultados de temperatura interior de la cabina (Geometría 1, Geometría 2 y Geometría 3)*

En el gráfico 8-3, se puede observar las gráficas globales de temperatura interior de la cabina para cada caso. Para la geometría 1, se puede observar que la temperatura desciende de forma similar a la curva experimental con una leve diferencia de tiempo en alcanzar la temperatura de confort que es de 22°C. Y con respecto a la curva experimental, la temperatura final al completar los 60 minutos de simulación es de 18,48°C; 1°C menos que la curva experimental.

Para la geometría 2, se muestra una curva de temperatura en donde notablemente existe una mayor distribución de A/C en relación a los demás casos. En este caso al agregar 2 rejillas de salidas de A/C para el compartimento de los pasajeros ayuda a disipar de mejor manera las altas temperaturas presentes en el interior del habitáculo. Permitiendo así disminuir el tiempo de uso del sistema de A/C. Para este caso la temperatura final de la simulación es de 15,94°C con respecto a la curva experimental, teniendo una diferencia de 3,49°C.

Para la geometría 3, al ubicar 2 rejillas de forma rectangular para el compartimento de los pasajeros, en si ayuda en disipar mejor el calor en dicho compartimento, pero al disponer de dos rejillas de forma circular en los extremos del panel frontal no se puede apreciar que ayude a disipar el calor en el compartimento delantero, siendo en este compartimento donde la radiación solar y la temperatura es mayor debido a la orientación del vehículo. En este caso la temperatura final de la simulación es de 17,60°C con respecto a la curva experimental, teniendo así una diferencia de 1,83°C. Con esto podemos llegar a concluir que, al cambiar de forma, tamaño y agregar rejillas de salida de A/C alcanzaremos la temperatura de confort en menor tiempo; además, el flujo de A/C se distribuirá de mejor manera por todo el habitáculo, incluso llegando a zonas donde los flujos de A/C no llegan.



**Gráfico 8-3.** Resultados de temperatura del aire interior de la cabina con diferentes geometrías en las rejillas de salida de aire.

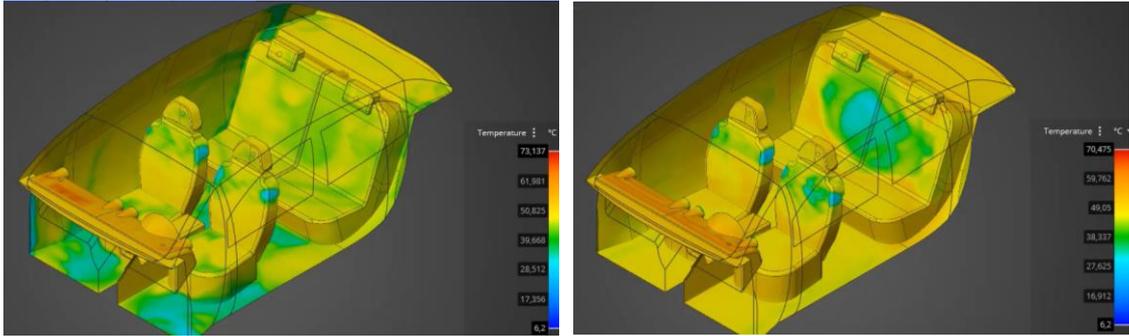
Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.7. *Tamaños de las rejillas de salida de A/C*

Para realizar el estudio con enfoque en el tamaño de las rejillas de salida de A/C se consideraron 2 tipos de geometrías, rejillas circulares predeterminadas y rejillas rectangulares; a las cuales se les variaron el tamaño para estudiar los cambios en el flujo de aire y distribución de temperatura en el habitáculo.

#### 3.1.7.1. *Caso 1: Rejillas de salida de A/C de forma circular*

Para este caso se variaron los diámetros de las rejillas de salida circulares predeterminadas de A/C. En donde primero se disminuyó 32mm y posterior 17mm del diámetro predeterminado que es de 72mm. En la figura 31-3 se puede apreciar los contornos de temperatura, donde en la figura 32-3 (a) las marcas que deja el flujo de A/C son más pequeñas al optar por unas rejillas de salida de aire de 40 mm de diámetro, en relación a las marcas presentes en la figura 32-3 (b) que adoptan unas rejillas redondas de salida de aire de 55mm de diámetro, eso quiere decir que al variar el tamaño de las rejillas de salida de aire el flujo de aire también va a variar. Se puede deducir que la cantidad de flujo de aire es directamente proporcional al tamaño de las rejillas.

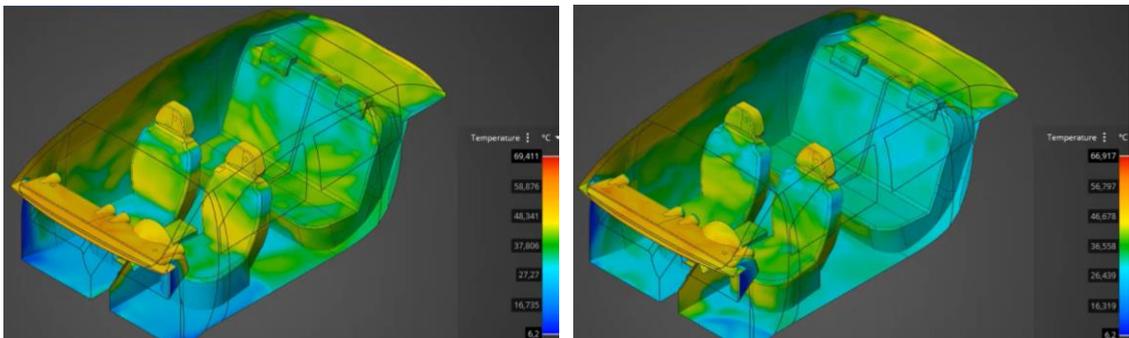


a) Rejillas circulares de 40 mm de diámetro      b) Rejillas circulares de 55 mm de diámetro

**Figura 32-3.** Contornos de temperatura para diferentes diámetros en las rejillas de salida

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

La figura 33-3 muestra los contornos de temperatura en el interior del habitáculo después de transcurridos 15 minutos, en donde al comparar los contornos de temperatura de las dos figuras se puede observar que existe una diferencia en los grados de temperatura. Esta diferencia de temperatura indica que, al variar el tamaño de las rejillas de salida de aire, el tiempo que le tomará en enfriar y alcanzar la temperatura de confort en el interior del habitáculo también se verá afectado. Como se observa en la figura 33-3 (a) con un diámetro de 40 mm en las rejillas de salida de aire, en los asientos del compartimento de los pasajeros las temperaturas aún son altas, mientras que en la figura 33-3 (b) las temperaturas en los asientos del compartimento de los pasajeros son más bajas.



a) Contorno de temperatura a los 15 min de enfriamiento      b) Contorno de temperatura a los 15 min de enfriamiento

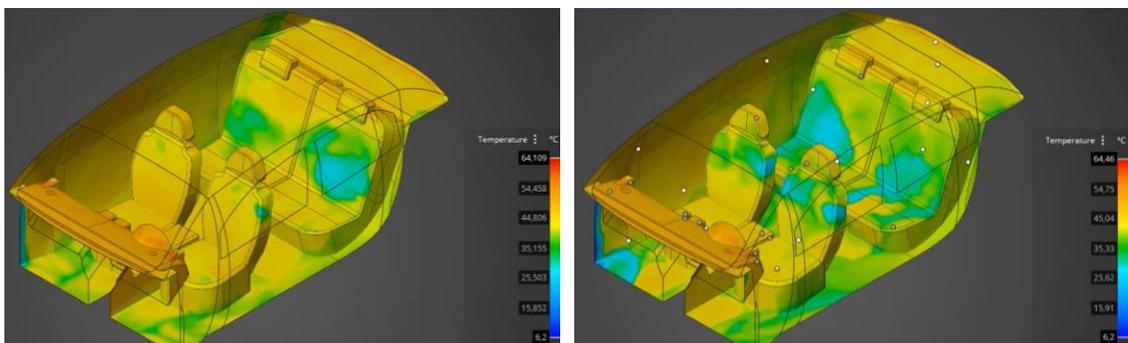
**Figura 33-3.** Contornos de temperatura para diferentes diámetros en las rejillas después de 15 minutos de enfriamiento

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.7.2. Caso 2: Rejillas de salida de A/C de forma rectangular

Para este segundo caso se variaron las medidas de las rejillas de salida rectangulares presentadas en el caso 1 de geometrías de rejillas de A/C. En donde primero se disminuyó 30mm en el largo y ancho de las rejillas del compartimento del conductor quedando así de 25x50mm y 60x25mm en las rejillas de salida del aire que se encuentran en los extremos y en la mitad respectivamente; y posterior se disminuyó 20mm en el largo y ancho de las rejillas del compartimento del conductor quedando así de 35x60mm y 70x35mm en las rejillas de salida del aire que se encuentran en los extremos y en la mitad respectivamente; recalcando que las rejillas rectangulares que se encuentran en el reposabrazos no se modificaron.

En la figura 34-3 se puede visualizar los contornos de temperatura, donde en la figura 34-3 (a) las marcas que deja el flujo de A/C cubre muy poca área de las superficies internas; mientras que en la figura 34-3 (b) que adoptan unas rejillas rectangulares con una longitud de 10mm mayor, las marcas del flujo de aire cubren una mayor área de las superficies internas, estos contornos de temperaturas están tomados después de transcurridos los 5 minutos de simulación. Por consiguiente, se mantiene en que la cantidad de flujo de aire es directamente proporcional al tamaño de las rejillas.



a) Rejilla rectangular de 25x50mm y  
25x60mm

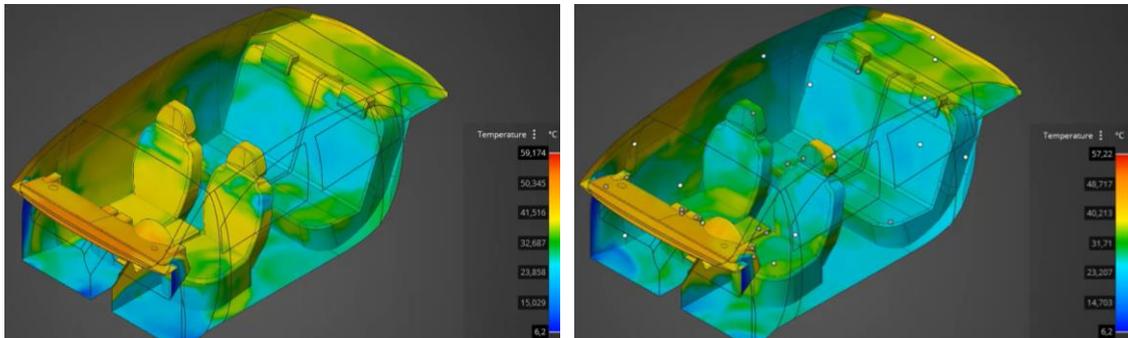
b) Rejilla rectangular de 35x60mm y  
35x70mm

**Figura 34-3.** Contornos de temperatura para rejillas rectangulares con diferente tamaño

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

La figura 35-3 muestra los contornos de temperatura en el interior del habitáculo después de transcurridos 15 minutos en los dos casos, en donde al comparar los contornos de temperatura de las dos figuras se puede observar que existe diferencia en las temperaturas de las superficies del habitáculo. En la figura 35-3 (a) se puede evidenciar que en los asientos del compartimento del conductor se observa temperaturas más altas que las presentadas en los asientos de la figura 35-3 (b). Se muestra que al adoptar una medida más pequeña en las rejillas de salida del aire el flujo

disminuye considerablemente, provocando esto un aumento en el tiempo para enfriar las superficies internas del habitáculo.



a) Contorno de temperatura a los 15 min de enfriamiento

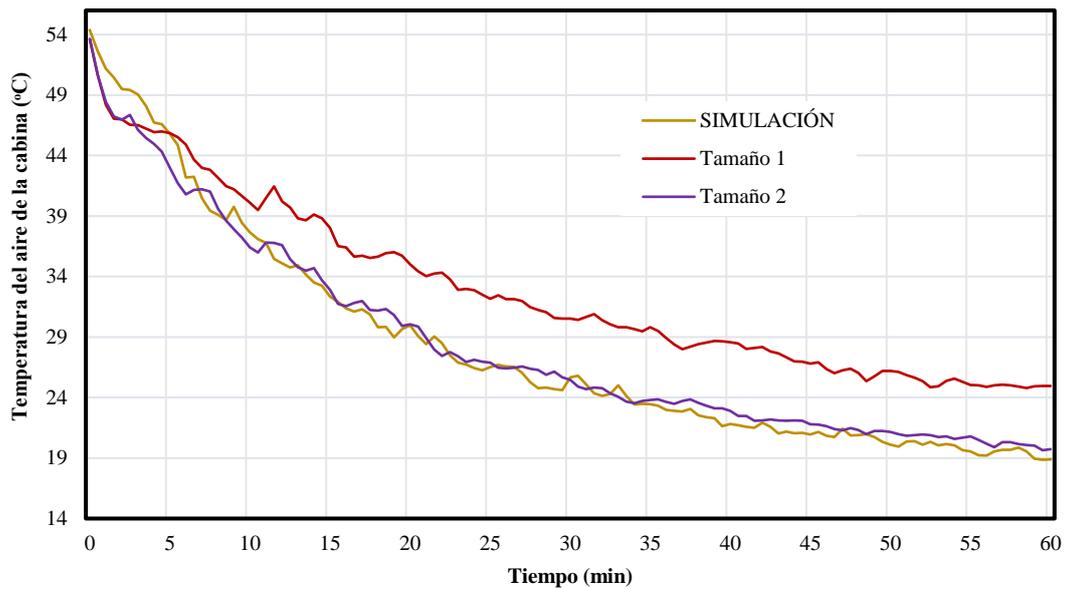
b) Contorno de temperatura a los 15 min de enfriamiento

**Figura 35-3.** Contornos de temperatura para diferentes medidas en las rejillas rectangulares después de 15 minutos de enfriamiento

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

### 3.1.7.3. Comparativa entre los resultados de temperatura interior de la cabina para diferentes tamaños de rejillas

En el gráfico 9-3, se puede observar las gráficas globales de temperatura interior de la cabina para cada tamaño de rejilla circular. Partiremos de la curva de temperatura referencial que en este caso tomamos como base las rejillas circulares predeterminadas, en donde a estas rejillas circulares predeterminadas se las varió el diámetro de las rejillas. Para el tamaño 1, fue de 40mm de diámetro en la cual al realizar una comparativa con la curva de temperatura referencial se puede observar que la curva de temperatura del tamaño 1 está muy por encima de la curva de temperatura referencial. Mientras que para el tamaño 2, fue de 55mm de diámetro en donde al comparar con la curva de temperatura referencial se divisa una muy poca diferencia con relación al tamaño 1. Esto se puede apreciar en los datos registrados, en donde al término de los 60 minutos de simulación con el tamaño predeterminado se registra una temperatura de 18,88°C; mientras que, para el tamaño 1 alcanzo una temperatura de 24,96°C y el tamaño 2 registro una temperatura de 19,72°C.

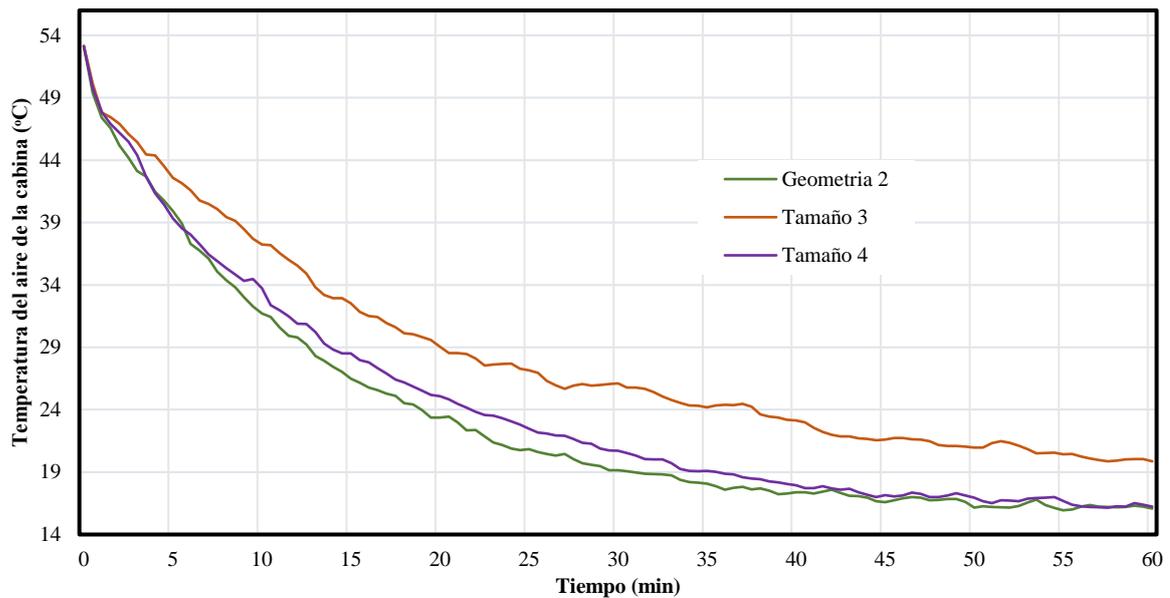


**Gráfico 9-3.** Resultados de temperatura del aire interior de la cabina para diferentes tamaños de rejillas circulares.

**Realizado por:** Cajo, Denys. 2022.

En el gráfico 10-3, se puede observar las gráficas globales de temperatura interior de la cabina para cada tamaño de rejilla rectangular. Partiremos de la curva de temperatura referencial que en este caso se tomó como base las rejillas rectangulares de la geometría 2, en donde a estas rejillas rectangulares se las varió el ancho y largo. Para el tamaño 3, fue de 25x50mm y 25x60mm para las rejillas de los extremos y de la mitad respectivamente, en la cual al realizar una comparativa con la curva de temperatura referencial se puede observar que la curva de temperatura del tamaño 3 está muy alejada de la curva de temperatura referencial. Mientras que para el tamaño 4, fue de 35x60mm y 35x70mm para las rejillas de los extremos y de la mitad respectivamente, en donde al comparar con la curva de temperatura referencial se observa muy poca diferencia con relación al tamaño 3.

Los datos registrados al termino de los 60 minutos de la simulación muestran que con el tamaño predeterminado se registra una temperatura de 16,08°C; mientras que, para el tamaño 3 alcanzo una temperatura de 19,86°C y el tamaño 4 registro una temperatura de 16,24°C.



**Gráfico 10-3.** Resultados de temperatura del aire interior de la cabina para diferentes tamaños de rejillas rectangulares.

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

Finalmente, en la tabla 5-3, se puede observar los resultados de la evaluación de la distribución de A/C que se obtuvieron. En donde después de dicha evaluación realizada la mejor disposición de las rejillas de salida de aire para una óptima distribución de aire en el interior del habitáculo es ubicar las rejillas del panel frontal a  $-30^\circ$  sobre el eje Y, adoptar una geometría rectangular con un número de 6 rejillas dispuestas 4 en el panel frontal y 2 en el reposabrazos; y con un tamaño de rejillas de 55x80mm y 90x55mm.

**Tabla 5-3.** Resultados de la evaluación de la distribución de A/C.

Resultados de la evaluación de la distribución de A/C					
Posición		Geometría		Tamaño	
1	5°, Eje X	1	4, Rectangular	T0	Diámetro= 72 mm
2	15°, Eje Y	2	6, Rectangular	T1	Diámetro= 40 mm
3	5°, Eje X; 15°, Eje Y	3	2, Circular & 4, Rectangular	T2	Diámetro= 55 mm
4	30°, Eje X			T0	55x80 mm y 90x55mm
5	-30°, Eje Y			T3	25x50mm y 60x25mm
6	45°, Eje X			T4	35x60mm y 70x35mm

Realizado por: Cajo, Denys. 2022.

## CONCLUSIONES

- Se realizó el modelo 3D de la cabina utilizando adicionalmente un scanner 3D el cual permitió reducir el tiempo de modelado, para posterior en el software SolidWorks 2020 unir las partes del modelo 3D debido a que el scanner 3D nos entrega por partes (puertas, techo, panel frontal, reposabrazos) desarrollando en dicho software el modelo 3D completo del vehículo, para posterior en SpaceClaim de Ansys 2020 extraer el volumen del habitáculo el cual va a ser objeto de simulación.
- Se realizaron medidas experimentales de temperatura interior con la ayuda de sensores de temperatura Ds18b20, los cuales fueron colocados en los asientos y en las rejillas de salida de aire acondicionado y la temperatura exterior se midió con la ayuda de un pirómetro.
- La temperatura de salida del aire acondicionado en el interior del vehículo fue medida con los sensores de temperatura Ds18b20, los cuales estaban ubicados en las rejillas de salida del aire. Además, de los datos de temperatura que son tomados como inputs para el modelo CFD es necesario medir la velocidad de salida del aire acondicionado y para eso fue necesario hacer uso de un anemómetro.
- Debido a la poca bibliografía referente a modelos CFD y a su complicada aplicación con la circulación del aire interior en el habitáculo de vehículos. Las comparaciones de los resultados experimentales y de simulación registrados por el software Ansys en los puntos ubicados en el interior de la cabina del vehículo muestran una diferencia de aproximadamente 2,8°C, teniendo en cuenta que existen varios factores que afectan a los resultados, estos resultados se pueden considerar como muy aceptable para poder validar el modelo CFD de cabina presentado en este trabajo.
- Se evaluó la distribución de aire acondicionado para 6 posiciones, 3 geometrías y 4 tamaños diferentes de rejillas de salida de aire acondicionado, en donde se pudo evidenciar claramente que la temperatura de confort en todo el habitáculo está directamente relacionada con el número, tamaño, posición y geometría de las rejillas de salida de aire acondicionado para mantener una sensación térmica agradable.
- Al evaluar la distribución de aire acondicionado con las diferentes posiciones, geometrías y tamaños, se debe destacar la posición 5, la geometría 2 y el tamaño original de tipo rectangular; siendo estas las mejores disposiciones que mejor distribuyeron las líneas de flujo de aire acondicionado en el interior del habitáculo, obteniendo temperaturas bajas en corto tiempo y así reducir el tiempo de uso del sistema de A/C.

## RECOMENDACIONES

- Al momento de diseñar el modelo geométrico, simplificar lo que más sea posible ya que al momento de realizar el análisis se generan errores en la simulación. Todo esto depende del tipo de estudio y análisis que se vaya a realizar en dicho modelo; puesto que para estudios y análisis más exhaustivos se recomendaría realizar el modelo geométrico con tal detalle deseado.
- Las medidas de temperatura exterior e interior se las debe realizar con el mayor número de sensores de temperatura posibles, debido a que con un mayor número de sensores los datos de temperaturas registrados van a tener un índice de error menor al momento de comparar con los resultados de cualquier modelo CFD para poder validarlos.
- La simulación se la debe realizar en equipos de alta gama con altas prestaciones debido a que el costo computacional es muy elevado y cada simulación dependiendo de sus requerimientos necesitan de muchas horas para reflejar buenos resultados.

## BIBLIOGRAFÍA

**ADHIKARI, V.P., NASSAR, A. & NAGPURWALA, Q.H.,** *SAE Technical Papers*, Numerical Studies on the Effect of Cooling Vent Setting and Solar Radiation on Air Flow and Temperature Distribution in a Passenger Car. vol. 4970, pp. 12. 2009.

**ALAHMER, A., MAYYAS, A., MAYYAS, A.A., OMAR, M.A. & SHAN, D.,** *Applied Thermal Engineering*. Vehicular thermal comfort models; A comprehensive review. [en línea], vol. 31, no. 6-7, pp. 995-1002. 2011. ISSN 13594311. DOI 10.1016/j.applthermaleng.2010.12.004. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.12.004>.

**CARRILLO SÁNCHEZ, J.M. & CASTILLO ELSITDIÉ, L.G.,** *IV Jornadas de Introducción a la Investigación UPCT*, Consideraciones\_del\_mallado\_aplicadas\_al\_calculo\_d.pdf. 2011.

**CHEN, Q., SREBRIC, J. y PROGRAM, B.T.,** *International Journal*, for Indoor and Outdoor Environment Design. vol. 1, no. 1, pp. 14-29. 2000.

**DAITHANKAR, N., UDAWANT, K.D. & KARANTH, N.V.,** *SAE Technical Papers*, Prediction of thermal comfort inside a midibus passenger cabin using CFD and its experimental validation. 2015. ISSN 01487191. DOI 10.4271/2015-26-0210.

**DANCA, P., BODE, F., NASTASE, I. & MESLEM, A.,** *CFD. E3S Web of Conferences*, simulation of a cabin thermal environment with and without human body - Thermal comfort evaluation. vol. 32, pp. 1-8. 2018. ISSN 22671242. DOI 10.1051/e3sconf/20183201018.

**DEZA, P., YUEN, T. & LIZAMA, R.,** Diseño de una estación virtual para el control de las perturbaciones que afectan la temperatura de los procesos industriales. , vol. 10, pp. 33-41. 2007.

**FERNÁNDEZ ORO, J.M.,** *Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos: Introducción a la dinámica de fluidos computacional (CFD) por el metodo de volúmenes finitos* [en línea]. 2012. Primera. Barcelona: s.n. ISBN 978-84-291-9277-3. Disponible en: [https://books.google.com.ec/books?hl=es&lr=&id=x9zeDwAAQBAJ&oi=fnd&pg=PR1&dq=que+es+el+CFD&ots=DpC\\_wQdwM&sig=fc\\_M96ODHuyYZXrLZdyuvE\\_qEWY&redir\\_esc=y#v=onepage&q&f=false](https://books.google.com.ec/books?hl=es&lr=&id=x9zeDwAAQBAJ&oi=fnd&pg=PR1&dq=que+es+el+CFD&ots=DpC_wQdwM&sig=fc_M96ODHuyYZXrLZdyuvE_qEWY&redir_esc=y#v=onepage&q&f=false).

**FERNÁNDEZ TENA, A. & CASAN CLARÀ, P.,** *Archivos de Bronconeumología*. Aplicaciones de la dinámica de fluidos computacional a la neumología. [en línea], vol. 51, no. 6, pp. 293-298. 2015. ISSN 03002896. DOI 10.1016/j.arbres.2014.09.005. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.arbres.2014.09.005>.

**FORMAUTO,** *Sistema de confortabilidad aire acondicionado climatizador*. 2016. S.l.: s.n.

**FRANK, L.D., ANDRESEN, M.A. & SCHMID, T.L.,** *American Journal of Preventive Medicine*, Obesity relationships with community design, physical activity, and time spent in cars. vol. 27, no. 2, pp. 87-96. 2004. ISSN 07493797. DOI 10.1016/j.amepre.2004.04.011.

**GADO, A.E.-S.A.E.-D.,** *Development of a dynamic test facility for environmental control systems* [en línea]. S.l.: University of Maryland, College Park. Disponible en: [https://scholar.google.com/scholar?hl=es&as\\_sdt=0%2C5&q=A.+Gado%2C+Development+of+a+Dynamic+Test+Facility+for+Environmental+Control+Systems+%28Ph.D.+thesis%29%2C+University+of+Maryland%2C+College+Park%2C+Maryland%2C+USA%2C+2006.&btnG=](https://scholar.google.com/scholar?hl=es&as_sdt=0%2C5&q=A.+Gado%2C+Development+of+a+Dynamic+Test+Facility+for+Environmental+Control+Systems+%28Ph.D.+thesis%29%2C+University+of+Maryland%2C+College+Park%2C+Maryland%2C+USA%2C+2006.&btnG=).

HAN, T. y CHEN, K.H., Assessment of various environmental thermal loads on passenger compartment soak and cool-down analyses. *SAE Technical Papers*, pp. 1-11. 2009. ISSN 26883627. DOI 10.4271/2009-01-1148.

**HARIHARAN, C., SANJANA, S., SARAVANAN, S., et. al.** *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effect*. CFD studies for energy conservation in the HVAC system of a hatchback model passenger car. s [en línea], vol. 00, no. 00, pp. 1-18. 2019. ISSN 15567230. DOI 10.1080/15567036.2019.1670757. Disponible en: <https://doi.org/10.1080/15567036.2019.1670757>.

**HELLA S.A,** *Refrigeración del vehículo conocimientos básicos para el taller.* , Refrigeración del vehículo conocimientos básicos para el taller. , pp. 72. 2013.

**KUMARI, A., VENKATA, V. V, REDDY, S. & ASSISTANT, P.,** Multilevel Home Security System using Arduino & GSM. [en línea], vol. 04, no. 10, pp. 6-11. 2018. ISSN 2395-7549. Disponible en: [www.journal4research.org](http://www.journal4research.org).

**LEE, T.Y.K. & S.H.,** *International Journal of*. Combustion and Emission Characteristics of Wood Pyrolysis Oil-Butanol Blended Fuels in a Di Diesel Engine. [en línea], vol. 13, no. 2, pp. 293-300. 2012. ISSN 1229-9138. DOI 10.1007/s12239. Disponible en: <http://link.springer.com/article/10.1007/s12239-012-0027-2>.

**LEONIDIVNA, O. & TORRES, P.,** *Introducción al análisis térmico y de fluidos mediante Ansys*. 2018. S.l.: s.n. ISBN 9789978103142.

**LI, Y. & NIELSEN, P. V.,** *Indoor Air*, Commemorating 20 years of Indoor Air: CFD and ventilation research. vol. 21, no. 6, pp. 442-453. 2011. ISSN 16000668. DOI 10.1111/j.1600-0668.2011.00723.x.

**MALDONADO GARCÍA, A. & GARCÍA RAMÍREZ, R.S.,** *Análisis y simulación CFD (Dinámica de Fluidos Computacional) de un dispositivo Quadrotor*. [en línea], no. December 2014, pp. 283-287. 2017. Disponible en: <https://www.researchgate.net/publication/313023400>.

**MAO, Y., WANG, J. & LI, J.,** *Applied Thermal Engineering*. Experimental and numerical study of air flow and temperature variations in an electric vehicle cabin during cooling and heating. [en línea], vol. 137, no. May 2017, pp. 356-367. 2018. ISSN 13594311. DOI 10.1016/j.applthermaleng.2018.03.099. Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.099>.

**MARCOS, D., PINO, F.J., BORDONS, C. & GUERRA, J.J.,** *Applied Thermal Engineerin*. The development and validation of a thermal model for the cabin of a vehicle. g [en línea], vol. 66, no. 1-2, pp. 646-656. 2014. ISSN 13594311. DOI 10.1016/j.applthermaleng.2014.02.054. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.054>.

**MICROELECTRONICADESIGN,** *arduino-mega-2560* [en línea]. 2020. S.l.: s.n. Disponible en: <http://microelectronicadesign.com/producto/arduino-mega/>.

**MOON, J.H., LEE, J.W., JEONG, C.H. & LEE, S.H.,** *International Journal of Thermal Sciences*. Thermal comfort analysis in a passenger compartment considering the solar radiation effect. [en línea], vol. 107, pp. 77-88. 2016. ISSN 12900729. DOI 10.1016/j.ijthermalsci.2016.03.013. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.03.013>.

**PIOVANO, A.A., LOREFICE, L.M. & SCANTAMBURLO, G.,** *Modelling of Car Cabin Thermal Behaviour during Cool Down*, Using an Advanced CFD / Thermal Approach Experimental Test in Climatic Wind Tunnel. , 2017. DOI 10.4271/2016-01-0213.Copyright.

**REDA, I., KHALIL, E.E., ABOUDEIF, T.M. & DEGWY, A.** *Fluid Mechanics: Open Access*, El, Air Flow Regimes and Thermal Comfort in Vehicle Cabin Considering Solar Radiation. vol.

04, no. 04. 2017. DOI 10.4172/2476-2296.1000174.

**ROMERO, V., ALBERTO, C., JAIMES, B., ERICKSON, J., GONZÁLEZ, P., et. al.,** *Scientia et technica*, Acople de sensores en la medición de variables ambientales usando tecnología ZigBee. vol. 19, no. 4, pp. 419-424. 2014. ISSN 2344-7214. DOI 10.22517/23447214.9252.

**SÁNCHEZ, J.,** *Simulación numérica directa en paralelo de las ecuaciones de Navier-Stokes en flujo con capa límite desprendida. Aplicaciones en instalaciones deportivas con gradas cubiertas*, Dinámica de fluidos computacional. pp. 65-72. 2004.

**SCYOC, M.,** *Sunglass*. Tutorial de ANSYS Fluent: Todo lo que necesitas saber. [en línea]. Disponible en: <https://sunglass.io/tutorial-de-ansys-fluent-todo-lo-que-necesitas-saber/#-1607485198695>.

**SEVILGEN, G. & KILIC, M.,** *International Journal of Vehicle Design*, Transient numerical analysis of airflow and heat transfer in a vehicle cabin during heating period. vol. 52, no. 1-4, pp. 144-159. 2010. ISSN 01433369. DOI 10.1504/ijvd.2010.029641.

**TORREGROSA-JAIME, B., BJURLING, F., CORBERÁN, J.M., DI SCIULLO, F. & PAYÁ, J.,** *Applied Thermal Engineering*. Transient thermal model of a vehicle's cabin validated under variable ambient conditions. [en línea], vol. 75, pp. 45-53. 2015. ISSN 13594311. DOI 10.1016/j.applthermaleng.2014.05.074. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.074>.

**TURNER, S.C., PALIAGA, G., LYNCH, B.M., ARENS, E.A., AYSLEY, R.M., BRAGER, et. al.** *International Journal of Refrigeration*, American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. vol. 2, no. 1, pp. 56-57. 1979. ISSN 01407007. DOI 10.1016/0140-7007(79)90114-2.

**VAGHELA, J.K.,** *Energy Procedia*. Comparative Evaluation of an Automobile Air - Conditioning System Using R134a and Its Alternative Refrigerants. [en línea], vol. 109, no. November 2016, pp. 153-160. 2017. ISSN 18766102. DOI 10.1016/j.egypro.2017.03.083. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.083>.

**VALOR I MICÓ, E.,** *Demo 9 medida de la temperatura* : termómetro de infrarrojos. , pp. 15. 2013.

**VALVERDE-BASTIDAS, J., CESÉN-ARTEAGA, M. & SARMIENTO-BORJA, E.,** *Revista Arbitrada Interdisciplinaria Koinonía*, Restauración y conservación digital de fósiles mediante escaneado 3D y la reproducción con prototipado rápido. vol. 5, no. 9, pp. 392. 2020. ISSN 2542-3088. DOI 10.35381/r.k.v5i9.657.

**VÁSCONEZ, D.C.,** *Desarrollo de un modelo para el cálculo del consumo de climatización en vehículos de pasajeros urbanos*. S.l.: Universitat Politècnica de València.

**VÁSCONEZ NÚÑEZ, D.C.,** *Desarrollo de un modelo para el cálculo del consumo de climatización en vehículos de pasajeros urbanos*. Desarrollo de un modelo para el cálculo del consumo de climatización en vehículos de pasajeros urbanos. , 2019.

**YUNUS A., Ç.,** *Journal of Chemical Information and Modeling*, Transferencia de Calor y Masa. vol. 1, no. 9, pp. 1699. 2013. ISSN 1098-6596.

**ZHAI, Z., SREBRIC, J. & CHEN, Q.,** *International Journal of Ventilation*, Application of CFD to Predict and Control Chemical and Biological Agent Dispersion in Buildings. vol. 2, no. 3, pp. 251-264. 2003. ISSN 1473-3315. DOI 10.1080/14733315.2003.11683669.

## ANEXOS

### ANEXO A: PROGRAMACIÓN EN ARDUINO PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS EN LA FASE DE CALENTAMIENTO

```
#include <OneWire.h>
#include <DallasTemperature.h>

OneWire ourWire1(2);
OneWire ourWire2(3);
OneWire ourWire3(4);
OneWire ourWire4(5);
OneWire ourWire5(6);
OneWire ourWire6(7);
OneWire ourWire7(8);
OneWire ourWire8(9);
OneWire ourWire9(10);
OneWire ourWire10(11);
DallasTemperature sensors1(&ourWire1);
DallasTemperature sensors2(&ourWire2);
DallasTemperature sensors3(&ourWire3);
DallasTemperature sensors4(&ourWire4);
DallasTemperature sensors5(&ourWire5);
DallasTemperature sensors6(&ourWire6);
DallasTemperature sensors7(&ourWire7);
DallasTemperature sensors8(&ourWire8);
DallasTemperature sensors9(&ourWire9);
DallasTemperature sensors10(&ourWire10);
void setup() {
  delay(1000);
  Serial.begin(9600);
  sensors1.begin();
  sensors2.begin();
  sensors3.begin();
  sensors4.begin();
  sensors5.begin();
  sensors6.begin();
  sensors7.begin();
  sensors8.begin();
```

```
sensors9.begin();
sensors10.begin();
}
void loop() {
  sensors1.requestTemperatures();
  String sensor1 = String(sensors1.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T1 = String("A" + sensor1);

  sensors2.requestTemperatures();
  String sensor2 = String(sensors2.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T2 = String("B" + sensor2);

  sensors3.requestTemperatures();
  String sensor3 = String(sensors3.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T3 = String("C" + sensor3);

  sensors4.requestTemperatures();
  String sensor4 = String(sensors4.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T4 = String("D" + sensor4);

  sensors5.requestTemperatures();
  String sensor5 = String(sensors5.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T5 = String("E" + sensor5);

  sensors6.requestTemperatures();
  String sensor6 = String(sensors6.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T6 = String("F" + sensor6);

  sensors7.requestTemperatures();
  String sensor7 = String(sensors7.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T7 = String("G" + sensor7);

  sensors8.requestTemperatures();
  String sensor8 = String(sensors8.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T8 = String("H" + sensor8);

  sensors9.requestTemperatures();
```

```
String sensor9 = String(sensors9.getTempCByIndex(0), DEC);
String T9 = String("I" + sensor9);

sensors10.requestTemperatures();
String sensor10 = String(sensors10.getTempCByIndex(0), DEC);
String T10 = String("J" + sensor10);
Serial.print("T1: ");
Serial.print(T1);
Serial.print(" ");
Serial.print("T2: ");
Serial.print(T2);
Serial.print(" ");
Serial.print("T3: ");
Serial.print(T3);
Serial.print(" ");
Serial.print("T4: ");
Serial.print(T4);
Serial.print(" ");
Serial.print("T5: ");
Serial.print(T5);
Serial.print(" ");
Serial.print("T6: ");
Serial.print(T6);
Serial.print(" ");
Serial.print("T7: ");
Serial.print(T7);
Serial.print(" ");
Serial.print("T8: ");
Serial.print(T8);
Serial.print(" ");
Serial.print("T9: ");
Serial.print(T9);
Serial.print(" ");
Serial.print("T10: ");
Serial.print(T10);
Serial.println("°C");
delay (150000); }
```

## ANEX B: PROGRAMACIÓN EN ARDUINO PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS EN LA FASE DE ENFRIAMIENTO

```
#include <OneWire.h>
```

```
#include <DallasTemperature.h>
```

```
OneWire ourWire1(2);
```

```
OneWire ourWire2(3);
```

```
OneWire ourWire3(4);
```

```
OneWire ourWire4(5);
```

```
OneWire ourWire5(6);
```

```
OneWire ourWire6(7);
```

```
OneWire ourWire7(8);
```

```
OneWire ourWire8(9);
```

```
OneWire ourWire9(10);
```

```
OneWire ourWire10(11);
```

```
DallasTemperature sensors1(&ourWire1);
```

```
DallasTemperature sensors2(&ourWire2);
```

```
DallasTemperature sensors3(&ourWire3);
```

```
DallasTemperature sensors4(&ourWire4);
```

```
DallasTemperature sensors5(&ourWire5);
```

```
DallasTemperature sensors6(&ourWire6);
```

```
DallasTemperature sensors7(&ourWire7);
```

```
DallasTemperature sensors8(&ourWire8);
```

```
DallasTemperature sensors9(&ourWire9);
```

```
DallasTemperature sensors10(&ourWire10);
```

```
void setup() {
```

```
  delay(1000);
```

```
  Serial.begin(9600);
```

```
  sensors1.begin();
```

```
  sensors2.begin();
```

```
  sensors3.begin();
```

```
  sensors4.begin();
```

```
  sensors5.begin();
```

```
  sensors6.begin();
```

```
  sensors7.begin();
```

```
sensors8.begin();
sensors9.begin();
sensors10.begin();

}

void loop() {
  sensors1.requestTemperatures();
  String sensor1 = String(sensors1.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T1 = String("A" + sensor1);

  sensors2.requestTemperatures();
  String sensor2 = String(sensors2.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T2 = String("B" + sensor2);

  sensors3.requestTemperatures();
  String sensor3 = String(sensors3.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T3 = String("C" + sensor3);

  sensors4.requestTemperatures();
  String sensor4 = String(sensors4.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T4 = String("D" + sensor4);

  sensors5.requestTemperatures();
  String sensor5 = String(sensors5.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T5 = String("E" + sensor5);

  sensors6.requestTemperatures();
  String sensor6 = String(sensors6.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T6 = String("F" + sensor6);

  sensors7.requestTemperatures();
  String sensor7 = String(sensors7.getTempCByIndex(0), DEC);
  String T7 = String("G" + sensor7);

  sensors8.requestTemperatures();
  String sensor8 = String(sensors8.getTempCByIndex(0), DEC);
```

```
String T8 = String("H" + sensor8);
```

```
sensors9.requestTemperatures();
```

```
String sensor9 = String(sensors9.getTempCByIndex(0), DEC);
```

```
String T9 = String("I" + sensor9);
```

```
sensors10.requestTemperatures();
```

```
String sensor10 = String(sensors10.getTempCByIndex(0), DEC);
```

```
String T10 = String("J" + sensor10);
```

```
Serial.print("T1: ");
```

```
Serial.print(T1);
```

```
Serial.print(" ,");
```

```
Serial.print("T2: ");
```

```
Serial.print(T2);
```

```
Serial.print(" ,");
```

```
Serial.print("T3: ");
```

```
Serial.print(T3);
```

```
Serial.print(" ,");
```

```
Serial.print("T4: ");
```

```
Serial.print(T4);
```

```
Serial.print(" ,");
```

```
Serial.print("T5: ");
```

```
Serial.print(T5);
```

```
Serial.print(" ,");
```

```
Serial.print("T6: ");
```

```
Serial.print(T6);
```

```
Serial.print(" ,");
```

```
Serial.print("T7: ");
```

```
Serial.print(T7);
```

```
Serial.print(" ,");
```

```
Serial.print("T8: ");
```

```
Serial.print(T8);
```

```
Serial.print(" ,");
```

```
Serial.print("T9: ");
```

```
Serial.print(T9);
```

```
Serial.print(" ,");
```

```
Serial.print("T10: ");  
Serial.print(T10);  
Serial.println("°C");  
delay (30000);  
}
```