



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**  
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA  
MECANICA – DISEÑO MECANICO

ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR ENTRE UNA MOTOCICLETA EN  
MODO RALENTÍ Y EL PILOTO POR CONVECCIÓN FORZADA MEDIANTE CFD

TESIS  
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:  
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:  
LUIS ANGEL MURILLO BADILLA

TUTOR PRINCIPAL  
DR. MARCELO LÓPEZ PARRA  
FACULTAD DE INGENIERÍA, UNAM  
COMITÉ TUTOR  
DR. JORGE ALFREDO FERRER PEREZ  
FACULTAD DE INGENIERÍA, UNAM

CIUDAD UNIVERSITARIA, CD. MX., ABRIL 2022



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

# Contenido

---

1. Introducción .....	8
2. Marco de Referencia .....	9
3. Justificación.....	10
4. Hipótesis.....	13
5. Objetivos .....	13
5.1 General.....	13
5.2 Específicos.....	13
6. Metodología y Descripción del Problema.....	14
6.1 Descripción del Problema.....	15
6.2 Mecanismos de Transferencia .....	16
7. Modelado y Diseño de Experimentos .....	17
7.1 Modelo Físico .....	17
7.2 Sensores y Hardware .....	18
7.3 Diagramas.....	20
7.4 Diagrama de Tubería e Instrumentación.....	20
7.5 Diagrama Funcional de Instrumentación.....	21
8. Instrumentación y Programación.....	22
8.1 Diagrama de Bloques.....	22
8.2 Panel Frontal.....	24
9. Realización de Pruebas (Mediciones) y Resultados.....	26
9.1 Configuración de Prueba .....	26
9.2 Resultados.....	28
9.3 Validación de Adquisición de Datos .....	33
10. Método Analítico.....	34
11. Método Numérico.....	37
11.1 Selección y Verificación de Software .....	38
11.2 Método Numérico aplicado al Método Analítico.....	42
11.3 Configuración de Simulación.....	42
11.4 Resultados de Simulación.....	45
11.5 Pre Procesamiento .....	48
11.5.1 Definición de Geometría .....	48
11.5.2 Pre procesamiento de Modelo CAD.....	54
11.5.3 Estrategia de Modelado para Simulación.....	62
12. Marco Teórico Autodesk CFD y Pruebas Preliminares .....	64
12.1 Ecuaciones Gobernantes.....	64
12.2 Modelos de Turbulencia.....	67
12.3 Flujos Turbulentos.....	68
12.4 Pruebas Preliminares y Configuración de Solución .....	70
12.4.1 Datos para Comparación y Referencia .....	70
12.4.2 Configuración de Materiales .....	71
12.4.3 Condiciones de Frontera.....	74

12.4.4 Configuración de Mallado .....	75
12.4.5 Configuración de Solución.....	78
12.4.6 Modelos de Turbulencia.....	80
12.4.7 Método de Transferencia de Calor.....	80
12.4.8 Resultados Preliminares .....	82
13. Simulación k-omega SST (DES) .....	84
13.1 Configuración de Mallado .....	84
13.2 Configuración de Solución.....	90
13.3 Método de Transferencia de Calor.....	90
13.4 Resultados .....	90
13.5 Tasa de Aspecto Nodal / y+ .....	92
13.6 Comparación de Resultados.....	95
13.7 Sensibilidad de Malla.....	97
13.8 Confort Térmico.....	98
14. Conclusiones .....	100
15. Soluciones Conceptuales.....	101
16. Trabajo a Futuro.....	101
17. Referencias.....	102

## Índice de Figuras

Figura 1 – Localización de puntos de medición en la motocicleta y grafica mostrando resultados de la temperatura al paso del tiempo incluyendo el estado del ventilador en el radiador.	11
Figura 2 - Zonas de refinamiento en mallado .....	11
Figura 3 - Comparativa de resultados entre simulaciones modelo RKE y prueba experimental .....	12
Figura 4 - Comparativa de resultados entre simulación con modelo DES, caso 2 modelo RKE y prueba experimental .....	12
Figura 5 - Visualización de flujo a través de los elementos mecánicos que contacta con el piloto [16].	15
Figura 6 - Representación de los mecanismos de transferencia de calor presentes en el cuerpo del piloto.	16
Figura 7 - Modelo de motocicleta utilizado para pruebas experimentales BMW S1000RR 2019.....	17
Figura 8 - Fotografías térmicas preliminares .....	18
Figura 9 - Sensor LM35 .....	18
Figura 10 - Configuración sensor LM35.....	19
Figura 11 - Arduino Mega 2560 .....	19
Figura 12 - Cámara térmica modelo FLIR T600 .....	19
Figura 13 - Diagrama de Tubería e Instrumentación .....	20
Figura 14 - Diagrama funcional de instrumentación .....	21
Figura 15 - Máquina de estados en LabVIEW .....	22
Figura 16 - Botones de acción.....	23
Figura 17 - Puerto de comunicación con Arduino .....	23

Figura 18 - Estructura para creación de reporte .....	23
Figura 19 - Reporte generado por LabVIEW .....	23
Figura 20 - Localización y estado de sensores.....	24
Figura 21 - Indicadores de temperatura .....	24
Figura 22 - Grafica de Temperatura vs Tiempo.....	25
Figura 23 - Panel de Control.....	25
Figura 24 - Posición de sensores en vehículo .....	26
Figura 25 - Sensores montados en vehículo.....	27
Figura 26 - Anemómetro.....	27
Figura 27 - Temperatura del aire de salida del ventilador del radiador .....	28
Figura 28 - Temperatura de flujo de aire de ventilador antes de contactar con la pierna .....	29
Figura 29 - Temperatura en la superficie exterior de la pierna del piloto.....	29
Figura 30 - Temperatura entrada de aire .....	30
Figura 31 - Temperatura de superficie exterior de radiador .....	30
Figura 32 - Temperatura del ducto de sistema de escape .....	31
Figura 33 - Temperatura ambiente.....	31
Figura 34 - Temperatura de superficie exterior del motor .....	32
Figura 35 - Medición de velocidad de flujo con anemómetro .....	32
Figura 36 - Captura de fotografía térmica sobre piloto.....	33
Figura 37 - Comparativa y error de dispositivos.....	33
Figura 38 - Planteamiento de problema .....	35
Figura 39 - Planteamiento del problema.....	39
Figura 40 - Establecimiento de condiciones de frontera.....	40
Figura 41 - Establecimiento de puntos en superficie de cilindro.....	41
Figura 42 - Reporte de temperaturas en puntos de Autodesk .....	41
Figura 43 - Planteamiento para método numérico .....	42
Figura 44 - Cuadro de configuración de propiedades de materiales Autodesk CFD.....	42
Figura 45 - Materiales asignados a sólido y volumen de control.....	43
Figura 46 - Condiciones de frontera en solido .....	43
Figura 47 - Configuración de condición de frontera de coeficiente de transferencia .....	43
Figura 48 - Establecimiento de condiciones de frontera en volumen de control.....	44
Figura 49 - Activación de mallado adaptativo .....	44
Figura 50 - Configuración de la solución.....	45
Figura 51 - Zonas de refinamiento de mallado por malla adaptativa.....	46
Figura 52 - Sumario de datos .....	46
Figura 53 - Balance de energía de la solución .....	47
Figura 54 – Deformación de vértices y líneas de conexión al exportar un modelo por superficies a un formato compatible.....	48
Figura 55 - Comparativa de distribución de nodos de un modelo por superficies contra un modelo por solidos.....	48
Figura 56 - Sólidos modelados sobre imagen de referencia .....	49
Figura 57 - Menú de herramientas Form Autodesk® Fusion 360® .....	49
Figura 58 - Manipulación de bordes y vértices.....	50
Figura 59 - Sistema de canvas para trazado de curvas base.....	50

Figura 60 - Desarrollo de T-Splines Bodies.....	51
Figura 61 - Modelado por comando "Form" de sistema de carenado y chasis .....	52
Figura 62 - Flechas en azul mostrando el direccionamiento del flujo por las carcasas .....	52
Figura 63 - Vista desde arriba de dimensiones de suelo .....	53
Figura 64 - Vista lateral dimensionamiento de suelo y volumen de control.....	53
Figura 65 - División del suelo en caso de estudio.....	54
Figura 66 - Herramienta "Simplify" de Autodesk® Fusion 360®.....	55
Figura 67 - Comparativa entre modelado nativo y modelo con el proceso de simplificación .....	55
Figura 68 - Barra de herramienta de MAT .....	56
Figura 69 - Evaluación de bordes pequeños en geometría.....	57
Figura 70 - Evaluación de surface slivers (superficies de astilla), gaps entre superficies y model slivers .....	57
Figura 71 - Geometría obtenida después de la evaluación con la herramienta MAT .....	58
Figura 72 - Bordes intermedios en t-spline bodies .....	58
Figura 73 - Proceso de procesamiento de CADfix 11 .....	59
Figura 74 - Modos de uso .....	59
Figura 75 - Configuración.....	60
Figura 76 - Configuración.....	60
Figura 77 - Unión de superficies.....	60
Figura 78 - Modelo de piloto .....	61
Figura 79 - Modelo CAD finalizado .....	61
Figura 80 - Elementos que intervienen en la transferencia de calor y el flujo.....	62
Figura 81 - Modelo seccionado para simulación .....	63
Figura 82 - Relación entre modelos de turbulencia .....	68
Figura 83 - Propiedades del aire a 26.45°C .....	71
Figura 84 - Asignación de materiales a vehículo .....	71
Figura 85 - Modelado del ventilador.....	72
Figura 86 - Medidas de sección de modelo CAD .....	73
Figura 87 - Medidas de volumen de control .....	73
Figura 88 - Árbol de condiciones de frontera .....	74
Figura 89 - Herramienta Autosize Meshing, menú de herramientas Autodesk CFD .....	75
Figura 90 - Barra de ajuste de escala paramétrica .....	75
Figura 91 - Izquierda, configuración por defecto de Autodesk, derecha, refinamiento para simulación (10 capas, graduación 1.5).....	76
Figura 92 - Zona de refinamiento y configuración .....	77
Figura 93 - Activación y configuración de refinamiento automático .....	77
Figura 94 - Ventana principal de solución .....	78
Figura 95 - Ventana de control de solución y parámetros de convergencia automática.....	78
Figura 96 - Valores de convergencia .....	79
Figura 97 - Esquemas de advección en Autodesk.....	80
Figura 98 - Flujo activado y propiedades de fluido no variables .....	81
Figura 99 - Activación de convección forzada .....	81
Figura 100 - Configuración de convección natural.....	81

Figura 101 - Puntos representando sensores en prueba experimental.....	82
Figura 102 - Resultados para los distintos modelos de turbulencia .....	82
Figura 103 - Temperatura en dirección x .....	83
Figura 104 - Diferencia entre una función lineal y no lineal en la capa límite .....	84
Figura 105 - Comportamiento de funciones .....	84
Figura 106 - Aplicabilidad de funciones de pared .....	85
Figura 107 - Visualización de $y$ .....	86
Figura 108 - Diferencia entre centroide de elemento y altura de elemento .....	87
Figura 109 - Menú de configuración de capas .....	88
Figura 110 - Configuración de mallado automático .....	88
Figura 111 - Configuración de zona de refinamiento .....	89
Figura 112 - Configuración de malla uniforme en ventilador y volumen de alimentación ..	89
Figura 113 - Ajuste en exigencia de convergencia .....	90
Figura 114 - Superficie isométrica representando $y^+ > 1$ .....	91
Figura 115 - Superficies con valores $y^+ > 1$ .....	91
Figura 116 - Tasa de aspecto nodal general .....	91
Figura 117 - Concentración de elementos en gaps internos.....	91
Figura 118 - Comparativa de aspecto nodal entre iteraciones de mallado.....	92
Figura 119 - Comparativa de umbral de aspecto nodal entre iteraciones de mallado.....	93
Figura 120 - Comparativa de $y^+ < 1$ entre iteraciones de mallado .....	93
Figura 121 - Comparativa de umbral $y^+$ de entre iteraciones de mallado .....	94
Figura 122 - Valores generales de $y^+$ .....	94
Figura 123 - Puntos de medición en simulación .....	95
Figura 124 - Comparativa de temperaturas entre iteraciones de mallado .....	95
Figura 125 - Gráfico de comparación entre resultados experimentales y numéricos .....	96
Figura 126 - Comparativa visual de flujo entre prueba preliminar y prueba final.....	96
Figura 127 - Índice PPD.....	98
Figura 128 - PMV de la pierna del piloto vista desde el frente y detrás .....	99
Figura 129 - Porcentaje de insatisfacción de la pierna del piloto .....	99

## Nomenclatura

$A_s$  = Área Superficial ( $m^2$ )

$D$  = Diámetro (m)

$\varepsilon$  = Tasa de Disipación de la Energía Cinética Turbulenta

$h$  = Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección ( $W/m^2 \cdot K$ )

$k$  = Conductividad Térmica ( $W/m \cdot K$ )

$K$  = Energía Cinética Turbulenta

$Kg$  = Kilogramos

$L$  = Longitud (m)

$Nu$  = Número de Nusselt

$Nu_{cil}$  = Número de Nusselt para un Cilindro

$P$  = Perímetro (m)

$Pr$  = Número de Prandtl

$\dot{Q}_{conv}$  = Tasa de Transferencia de Calor por Convección (W)

$Re$  = Número de Reynolds

$Re_{cr}$  = Número de Reynolds Crítico

$T_0$  = Temperatura de la Superficie ( $^{\circ}C$ )

$T_b$  = Temperatura Base ( $^{\circ}C$ )

$T_f$  = Temperatura de Película ( $^{\circ}C$ )

$T_{\infty}$  = Temperatura del Fluido ( $^{\circ}C$ )

$V$  = Velocidad (m/s)

$\gamma$  = Viscosidad Cinemática ( $m^2/s$ )



# 1. INTRODUCCIÓN

---

En 2018 hubo un aproximado de 62 millones de motocicletas vendidas, que representa un 1,8% más que en 2017 [1]. Utilizado principalmente como un medio de transporte alternativo y considerado, además, un deporte profesional de competición siendo el Campeonato Mundial de Motociclismo y su categoría principal *Moto GP* los máximos exponentes del motociclismo de competición aportando un volumen de negocio superior a los 200 millones de euros anuales, sin tomar en cuenta la derrama económica que genera en cada circuito [2].

Un vehículo dedicado para actividades deportivas profesionales presenta características y prestaciones diseñadas para las competiciones, diseños los cuales son propios de cada marca y no están disponibles para su conocimiento público al representar una enorme inversión económica en pruebas experimentales, personal de ingeniería así como horas de desarrollo que representan una superioridad de prestaciones del vehículo frente a otras marcas, teniendo un precio que ronda en un coste total de 3 millones de euros por máquina [3]. Por lo anterior, estos vehículos no son aptos para las vías públicas o para su adquisición en el mercado, por lo cual, las marcas diseñan de forma alterna un vehículo con la mayor cantidad de características posibles del vehículo de competición, pero manteniendo los límites legales para poder circular en las vías públicas permitiéndoles incursionar en el mercado fuera del ámbito de la competición, siendo estos vehículos la referencia a analizar en este estudio.

La conducción de una motocicleta del tipo mencionado anteriormente, permite al piloto experimentar efectos térmicos resultantes de las diferencias de temperaturas entre los elementos mecánicos, climatológicos y humano que interfieren en el ciclo de conducción. Esto da lugar a la transferencia de energía térmica, la cual puede ser trasladada bajo tres modos: conducción, convección y radiación; pudiendo presentarse los tres modos de forma simultánea, teniendo porcentajes de intervención en mayor o menor medida dependiendo de las condiciones climatológicas, las características mecánicas del vehículo y el equipamiento del propio piloto tales como prendas interiores y equipo de seguridad. Dadas todas estas condiciones, la transferencia de calor puede tener un mayor o menor efecto entre los elementos involucrados, teniendo como objetivo en este estudio el efecto térmico en las piernas del piloto expuestas al flujo de aire proveniente del sistema de ventilación del radiador.

Debido a la complejidad de la geometría tanto del vehículo como del piloto, las condiciones de frontera y que la transferencia de calor no es uniforme, por lo cual será tridimensional, no es posible resolver este análisis de forma analítica. Por lo cual es necesario el uso de métodos numéricos, los cuales mediante la Dinámica de Fluidos Computacionales (por sus siglas en inglés *CFD*) nos permite obtener una solución aproximada a nuestras condiciones a través de la resolución del conjunto de ecuaciones diferenciales resultantes de la aplicación de las leyes fundamentales de la mecánica a un fluido lo cual da lugar a las ecuaciones gobernantes para un fluido que se componen de las ecuaciones para la conservación de la masa, conservación del momento y conservación de la energía.

Dentro de la simulación CFD, existen muchos factores que debemos de tomar en cuenta para una correcta configuración de nuestra simulación, desde la verificación del propio software

y las ecuaciones bajo las cuales trabaja, la aplicación de condiciones de frontera, así como un análisis de sensibilidad de malla. Este último permitiéndonos comprobar que la configuración de nuestra malla no afecta los resultados de la simulación. Todos estos factores impactan directamente en el resultado final de nuestra simulación, por lo cual es muy importante que, para el establecimiento de nuestras condiciones de frontera, así como sus respectivas magnitudes, contemos con mediciones y datos del fenómeno los cuales son obtenidos a través de pruebas experimentales. Estas pruebas experimentales nos permiten obtener valores los cuales utilizamos para establecer las magnitudes de nuestras condiciones de frontera tales como temperatura, velocidad, presión, composición del fluido, etc.

Es importante resaltar que estos datos además de ayudarnos a establecer magnitudes nos permiten comparar nuestros resultados experimentales contra nuestros resultados de simulación. Toda simulación numérica requiere de una validación que permita comprobar que los resultados de la simulación convergen con los resultados experimentales, una vez realizada esta validación con un porcentaje de error establecido de diferencia entre nuestros resultados, podemos modificar las magnitudes de nuestras condiciones de frontera para simular y obtener el comportamiento del fenómeno bajo múltiples escenarios.

El presente documento describe, mediante la realización de pruebas experimentales haciendo uso de herramientas de instrumentación, las causas del calentamiento de las piernas del piloto. Esto debido a los reportes por parte de usuarios de motocicletas deportivas con sistema de enfriamiento por líquidos, el calentamiento de las piernas en determinados momentos durante el ciclo de conducción de una motocicleta.

A través del desarrollo de un método analítico, haciendo uso de la información adquirida mediante las pruebas experimentales, se realiza una simplificación y cálculo inicial que nos permite entender las variables involucradas en el fenómeno y una primera aproximación del intercambio de energía que ocurre entre el medio y el cuerpo de estudio.

Por medio de la herramienta CFD, se simula el fenómeno de forma tridimensional haciendo uso de un modelo de turbulencia, datos obtenidos a partir de las pruebas experimentales y el método analítico. Se describe el estudio de sensibilidad y calidad de malla y la correcta aplicación del modelo de turbulencia. Se presenta la comparación entre los resultados de la simulación y los resultados obtenidos mediante las pruebas experimentales con el fin de validar la precisión de los resultados de nuestra simulación.

Por último, se realiza un estudio de confort térmico para determinar la sensación que presenta la pierna del piloto en términos de confort y el porcentaje de insatisfacción que presenta al estar expuesto a este medio.

## **2. MARCO DE REFERENCIA**

---

En 1984, Pletecher, Tannehill y Anderson [4] hacían mención de la importancia de la transferencia de calor y el CFD en el desarrollo de un producto. Como los métodos computacionales serían utilizados mayormente en el futuro (sin dejar de lado el uso de algunas pruebas experimentales) los cuales permiten reducir el rango de condiciones sobre

lo que es requerido experimentar. Dejando las pruebas experimentales para aplicaciones en las cuales aún no se encuentra una base empírica sólida que permita obtener resultados aproximados confiables, aun así, el desarrollo de nuevos modelos computacionales seguirá empujando la frontera permitiendo que un número mayor de flujos puedan ser computados por medio de simulaciones numéricas.

Los estudios térmicos tienen una gran importancia en el diseño de una motocicleta, pues interfieren en múltiples procesos que resultan en mejoras en el desempeño del vehículo. Como ejemplos, el rediseño de la forma y el tamaño de la salida del radiador de la Yamaha M1 Moto GP 2011 lo cual redujo la temperatura del líquido anticongelante  $17^{\circ}\text{C}$ , el bajar la temperatura del líquido anticongelante se traduce en mayor potencia, mayor eficiencia del motor, reducción de la cantidad de líquido anticongelante que la motocicleta carga, lo que significa una reducción de peso [5]. El uso en conjunto con el CFD ha permitido mejorar el método de desarrollo de una motocicleta, como ejemplo, en Ducati donde antiguamente se utilizaban los túneles de viento y modelos a escala real. Hoy en día, con el uso del CFD, la información resultante de simulaciones permite entender el fenómeno aerodinámico de la motocicleta pudiendo visualizar líneas de corrientes o esfuerzos cortantes gráficamente, utilizando el túnel de viento mayormente para trabajo de optimización [6].

Aun cuando los estudios térmicos tienen un gran impacto en el desempeño del vehículo, el confort y seguridad del piloto, la información por parte de los fabricantes en cuanto a metodologías, análisis, simulaciones y pruebas es nula. Debido a que como se mencionó anteriormente, todo el desarrollo de una motocicleta representa una inversión económica resultando en prestaciones superiores frente a otras marcas dentro del sector de la producción de motocicletas.

Por lo anterior, existe una mayor cantidad de artículos relacionados con instituciones académicas; estudios académicos relacionados con la disipación de calor en los cuales se analiza por medio de CFD la transferencia de calor desde las aletas de un motor enfriado por aire bajo condiciones climáticas variables lo cual impacta en la eficiencia del motor [7]. Optimizaciones de enfriamiento y gestión térmica del motor mediante CFD [8]. Estudios térmicos que comparan geometrías permitiendo determinar la mejor opción de funcionamiento que asegure una rápida disipación de calor para evitar excesivas temperaturas, vaporización del líquido de frenos, deformación termoplástica en las superficies de contacto, degradación de material y falla mediante el uso de CFD [9]. Incluso el estudio de un casco y su comportamiento aerodinámico, térmico y de impacto con distintas configuraciones y condiciones climáticas variables [10], entre muchos artículos más enfocados en el diseño de los sistemas que integran una motocicleta.

### **3. JUSTIFICACIÓN**

---

El confort y seguridad del piloto representan factores de gran importancia en una motocicleta y su conducción, influye directamente en los clientes y la selección del modelo a adquirir, más aún, si la localización donde el vehículo se va a utilizar presenta climas con altas temperaturas y una carga de tráfico considerable. Dentro del enfoque del confort, se encuentra el confort térmico del piloto, la configuración externa del carenado de una

motocicleta tiene fines aerodinámicos, redirigiendo el aire caliente proveniente del radiador el cual contacta directamente con el piloto afectando este confort térmico. A pesar de la importancia de este punto, estudios referentes al confort térmico de un piloto por efectos de la ventilación del radiador son nulos, existiendo un único artículo publicado recientemente sobre la predicción de las temperaturas del aire alrededor de una motocicleta en condición de ralentí bajo un modelo DES [11]. El estudio se basa mayormente en la simulación y posterior validación contra pruebas experimentales, para definir un modelo matemático que prediga las temperaturas del aire alrededor del piloto.

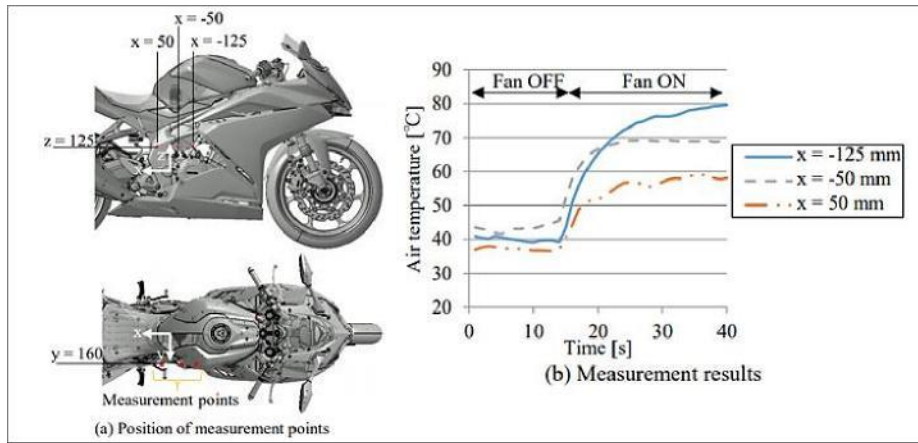


Figura 1 – Localización de puntos de medición en la motocicleta y grafica mostrando resultados de la temperatura al paso del tiempo incluyendo el estado del ventilador en el radiador [11].

Ingenieros de Honda Motor realizaron pruebas experimentales por medio de termopares para obtener un estimado de temperaturas con respecto al tiempo (Figura 1) dentro de un túnel de viento. Se describe el tamaño de malla, así como el área de refinamiento que depende de las temperaturas que se registraron en las pruebas experimentales, en este caso, del lado derecho de la motocicleta que es donde se encuentra el ventilador del radiador (Figura 2):

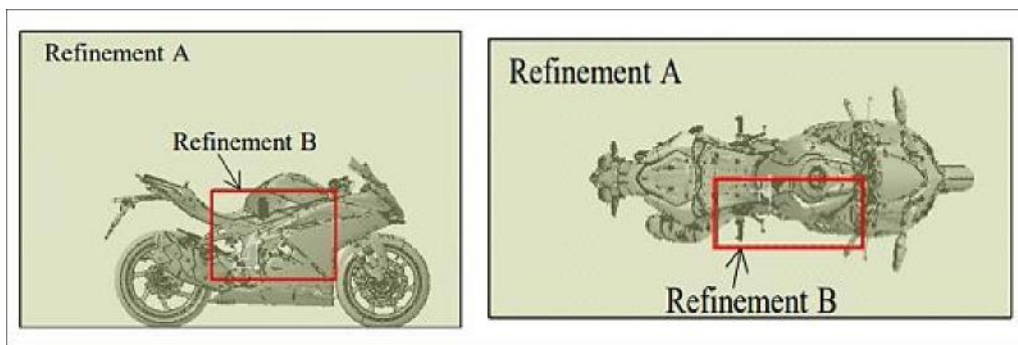


Figura 2 - Zonas de refinamiento en mallado [11].

Se obtuvieron tres resultados utilizando un modelo RKE con diferentes tamaños de malla, así como un cuarto resultado utilizando un modelo DES con la configuración de malla del caso 2 (modelo con las temperaturas más cercanas a la prueba experimental) del modelo RKE. En la Figura 4 y Figura 3 se muestran los resultados comparativos entre la simulación y los casos, en todos los casos se utilizó para la simulación una temperatura de 35°C en el aire externo y una temperatura de 90°C para el aire pasando a través del radiador.

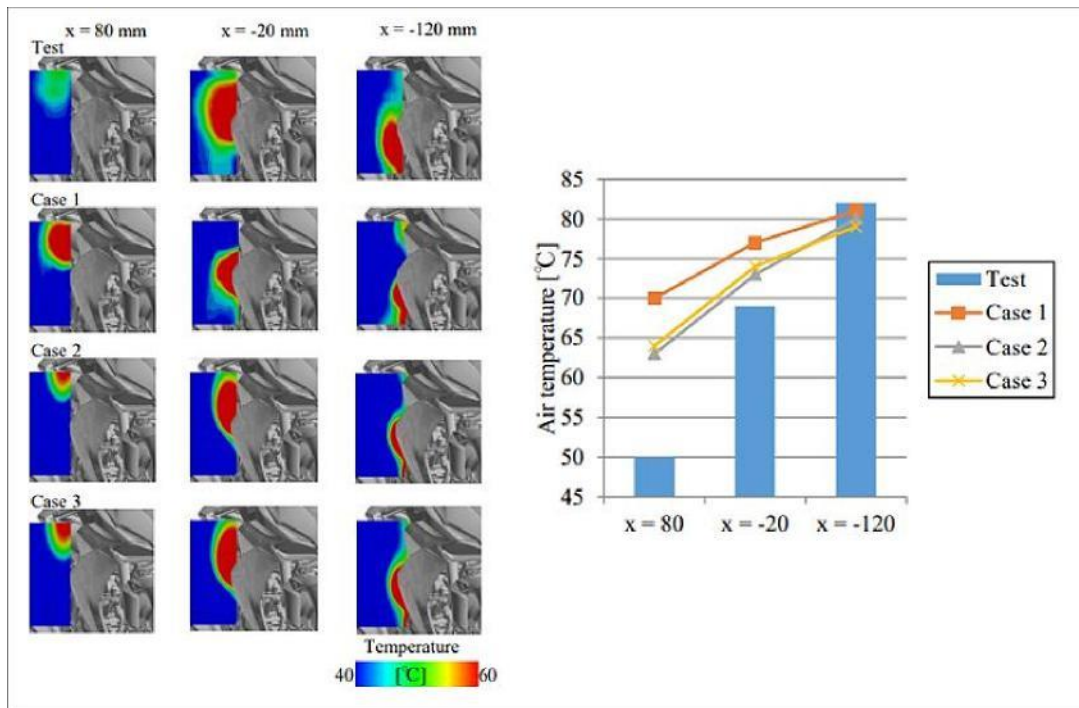


Figura 4 - Comparativa de resultados entre simulaciones modelo RKE y prueba experimental [11].

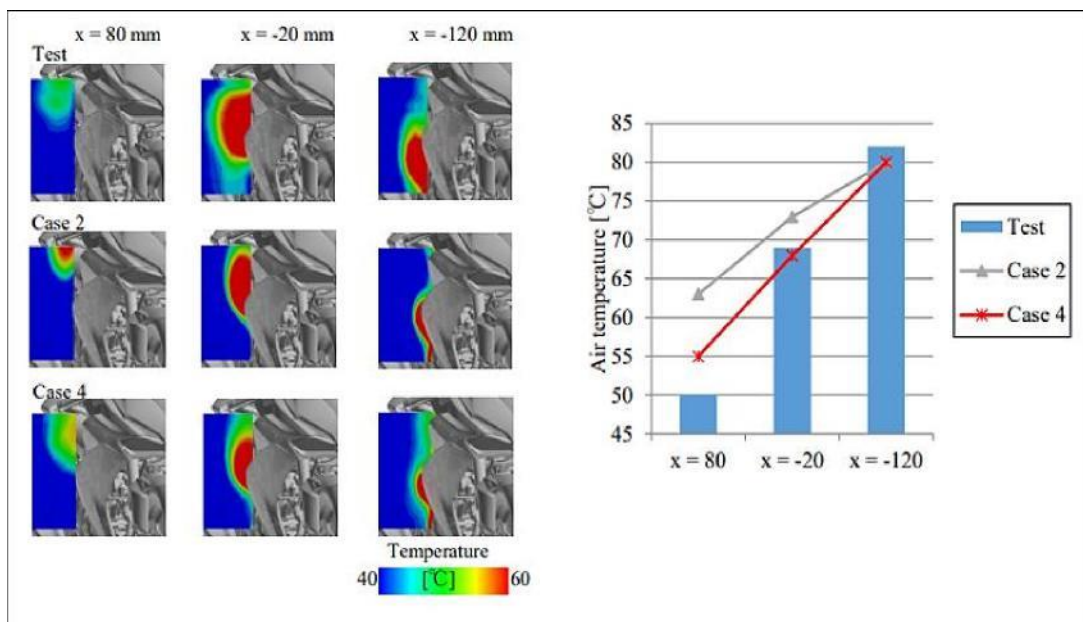


Figura 3 - Comparativa de resultados entre simulación con modelo DES, caso 2 modelo RKE y prueba experimental [11].

Como resultado del estudio [11], se demuestra que el mayor contribuyente al incremento de la temperatura del aire alrededor del piloto es el aire que proviene del radiador y que el método DES puede predecir efectivamente, la temperatura del aire alrededor del piloto en una motocicleta en modo ralentí, con un error dentro de 5°C de las mediciones experimentales.

Derivado de lo mencionado anteriormente, existe nula información sobre el confort térmico del piloto desarrollado por el sistema de ventilación del radiador. En donde existe información sobre los fenómenos propios del vehículo mas no los efectos que tiene en las superficies del cuerpo del piloto. El tener un estudio que caracterice los efectos en el piloto nos permite probar alternativas de diseño en el vehículo para comprobar la mejoría directamente en el confort térmico del usuario la cual es una característica importante en la adquisición de un vehículo.

## **4. HIPÓTESIS**

---

Es posible obtener una simulación numérica que nos permita obtener parámetros térmicos tales como la temperatura en las piernas del piloto expuestas al flujo resultante del sistema de ventilación del radiador de una motocicleta con sistema de enfriamiento por líquidos para disipación de calor.

## **5. OBJETIVOS**

---

### **5.1 GENERAL**

---

Obtener la distribución de temperaturas que se desarrollan en la pierna del piloto debido a la exposición del flujo de aire caliente que proviene del sistema de ventilación del radiador.

### **5.2 ESPECÍFICOS**

---

- Obtener mediante pruebas experimentales, datos de temperaturas y velocidad de los flujos provenientes del sistema de ventilación del radiador que contactan con las piernas del piloto, así como la temperatura en las piernas del piloto mientras se encuentra en una condición de ralentí con la ventilación del radiador activa. Esto con el fin de determinar las causas del aumento de temperatura en la pierna del piloto y una posterior comparación contra resultados por método numérico.
- Obtener un modelo 3D mediante una herramienta CAD que simule el modelo físico con el fin de utilizarlo en la etapa de simulación mediante una herramienta CFD.
- Determinar una configuración de simulación mediante la selección de un modelo de turbulencia, esquema de advección y modo de transferencia de calor para obtener una convergencia en la solución.
- Desarrollo de un análisis de sensibilidad de malla mediante una serie de refinamientos al volumen de control para demostrar la independencia de malla ante los resultados obtenidos.
- Realizar un análisis de cumplimiento de Aspecto Nodal de los elementos de mallado a través del informe de Tasa de Aspecto Nodal de la herramienta CFD cumpliendo con el requisito  $100 \geq \text{NAR}$  (Nodal Aspect Ratio)  $< 200$  en áreas de interés,  $\text{NAR} \leq$

2000 general, con el fin de comprobar la deformación de los elementos de malla, el cumplimiento de este requisito confirma la calidad de malla utilizada.

- Realizar un análisis de cumplimiento del parámetro  $y^+$  a través del informe de  $y^+$  en el volumen de control de la herramienta CFD, cumpliendo con el requisito que el modelo de turbulencia a utilizar especifique, esto confirma que la solución está siendo resuelta en determinada capa de la capa límite.
- Comparación de resultados numéricos contra resultados obtenidos en las pruebas experimentales realizando un cálculo de porcentaje de error para determinar la precisión de los resultados de nuestra simulación.
- Realizar un análisis de confort térmico bajo la normativa ASHRAE 55-2004, para determinar el porcentaje de insatisfacción debido a las condiciones expuestas de la pierna del piloto.

## 6. METODOLOGÍA Y DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

En este capítulo se exponen los pasos a seguir para conseguir nuestro objetivo general, así como los objetivos específicos descritos anteriormente y se describe el problema de forma detallada. La metodología se divide en tres niveles principales, el método experimental con el cual mediante pruebas por medio de instrumentación obtenemos datos del fenómeno físico, seguido del método analítico, el cual es una aproximación matemática que nos permite conocer las variables involucradas y las ecuaciones gobernantes finalizando con nuestro método numérico mediante CFD el cual nos permite simular el fenómeno físico.

A continuación, se presenta un diagrama que resume los pasos que se siguieron en este estudio:





## 6.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

En esta sección y la siguiente se describe el fenómeno de estudio de forma general, se describen los mecanismos de transferencia de calor que existen y se detallan los mecanismos presentes en el fenómeno de estudio, así como la limitación del estudio en cuanto a el mecanismo a simular.

En el planteamiento y descripción del problema se identifican las variables que afectan a nuestro fenómeno invocando los principios y leyes físicas para obtener una formulación matemática la cual nos ayude a visualizar la relación e importancia entre las variables, resolvemos nuestra formulación matemática con alguna metodología e interpretamos nuestros resultados. De inicio, desde la perspectiva de un piloto en vía pública conduciendo una motocicleta con sistema de enfriamiento por líquidos de 1000cc (motocicleta utilizada más adelante en las pruebas experimentales), existen sensaciones de ardor en la piel por la parte delantera de las piernas, esto una vez el vehículo, en condición de ralentí, activa el sistema de ventilación del radiador al haber un incremento de temperatura en el motor debido al período de tiempo de encendido del vehículo [12] [13] [14] [15].

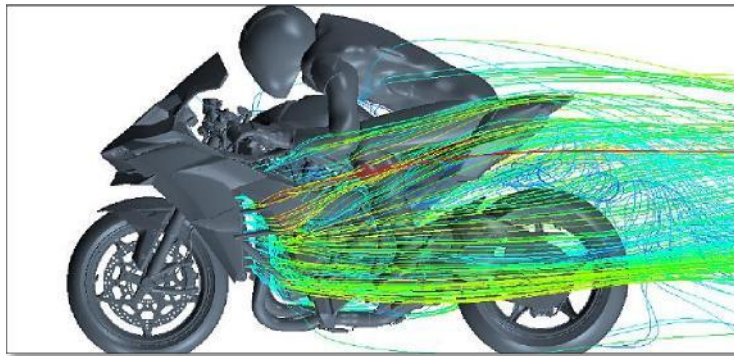


Figura 5 - Visualización del flujo, a través de los elementos mecánicos, que contacta con el piloto [16].

Las áreas que se ven afectadas del cuerpo (Figura 5) y cuanta sensación de ardor el piloto “siente” durante la conducción depende en gran medida del modelo de motocicleta que se está utilizando, el diseño del fabricante, el tamaño del motor, así como el año de producción del vehículo. Esto debido a que las tendencias de mejora en los últimos años van en dirección de la mejora en el desempeño del vehículo durante la conducción tales como el rendimiento y potencia del motor, reducción de peso, control de manejo, aerodinámica, entre otros. Por lo que una motocicleta que presenta un diseño de años pasados presentará una menor eficiencia y mayores problemas de calentamiento que un diseño reciente.

Esta sensación de aumento de temperatura (aumento de *calor*) en determinadas partes de la pierna del piloto, visto desde un punto de vista general, es resultante de la diferencia de temperaturas que existen entre el vehículo y el piloto. Esta diferencia de temperaturas es la *fuerza impulsora* de la transferencia de calor, ciencia que determina las *razones* (transferencia de calor por unidad de tiempo) de transferencia en un sistema de *no equilibrio térmico*. El calor, forma de energía que se transfiere de un cuerpo a otro derivado de la diferencia de temperaturas, siempre es transferido del cuerpo con la mayor temperatura al cuerpo con menor temperatura, una vez que ambos cuerpos tienen la misma temperatura, esta transferencia se detiene. En nuestro caso el cuerpo humano se encuentra a una temperatura más baja que la temperatura a la cual se encuentra el vehículo, por lo cual la dirección de la transferencia de calor es del vehículo al piloto.



## 6.2 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA

La forma en que el calor es transferido es mediante tres mecanismos básicos [17]:

- **Conducción:** Transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas.
- **Convección:** Modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la *conducción* y el *movimiento de fluidos*.
- **Radiación:** Energía emitida por la materia en forma de *ondas electromagnéticas* (o *fotones*) como resultado de las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas.

Es importante mencionar que estos tres mecanismos de transferencia mencionados no pueden existir simultáneamente en un medio. Dependiendo de la situación que estemos analizando, existirá una configuración de mecanismos predeterminada; analizando nuestro caso (Figura 6) para determinar los mecanismos de transferencia de calor presentes en nuestro análisis, se considera un piloto dentro de un cuarto a temperatura ambiente teniendo la zona de las piernas sin ningún tipo de asilamiento (prenda, accesorio, etc.), la cual está expuesta a un fluido en movimiento teniendo su origen en el ventilador localizado en el radiador del vehículo con la función de disipar calor del radiador.

En una transferencia de calor en un *fluido que fluye* los dos mecanismos involucrados son la radiación y la convección, podemos determinar bajo este esquema que las superficies externas expuestas a este flujo se calentarán en un ambiente a mayor temperatura, resultado de la ganancia de calor por *convección* (del aire en cualquier de sus orígenes en este sistema) y la *radiación* (superficies adyacentes más calientes, como el motor o sistema de escape); mientras que el interior de la pierna presentará un aumento de calor por medio del mecanismo de *conducción*.

En este proyecto se analizarán los efectos por *convección forzada* (flujo obligado a fluir sobre una superficie por medios externos como un ventilador), por lo cual el mecanismo de radiación en los análisis será despreciable.

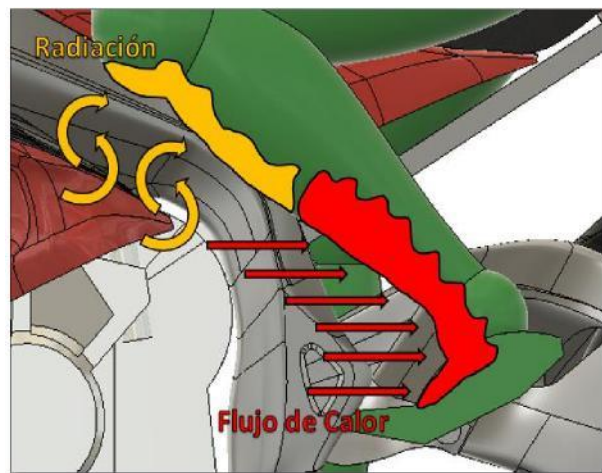


Figura 6 - Representación de los mecanismos de transferencia de calor presentes en el cuerpo del piloto.

## 7. MODELADO Y DISEÑO DE EXPERIMENTOS

---

En este capítulo se describe el diseño del experimento para obtener datos térmicos de la pierna del piloto, así como del flujo de aire que proviene del sistema de ventilación de la motocicleta, se presentan los sensores y el hardware utilizado en las pruebas y los diagramas de instrumentación que representan el arreglo de sensores y hardware.

Con el objetivo de obtener datos térmicos de la pierna del piloto que nos permitan comparar resultados contra una simulación numérica, se realiza una prueba experimental bajo las siguientes condiciones:

- Motocicleta en modo ralentí con los ventiladores encendidos, los cuales tienen como función disipar calor del radiador.
- Área cerrada a temperatura  $T_{\infty} = 26,45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , por lo cual no existe radiación solar.

La realización de pruebas experimentales por medio de la instrumentación en este proyecto tiene dos finalidades:

- Obtener valores requeridos en la configuración de los parámetros de la simulación, tales como la temperatura de los elementos mecánicos del vehículo (radiador, sistema de escape y motor), temperatura ambiente del lugar donde se está realizando la prueba, temperatura de fluidos con origen en el ventilador del radiador y temperaturas en la zona de la pierna que contacta con el fluido.
- Obtener valores con el objetivo de comparar los resultados de las pruebas experimentales contra los resultados de la simulación CFD, siendo el principal la temperatura de la pierna del piloto y de forma secundaria, la temperatura del flujo de aire a través del vehículo.

Esta información nos permitirá verificar si nuestra simulación está arrojando datos térmicos que describen el fenómeno, así como estimar el porcentaje de error que podemos encontrar entre una prueba experimental y nuestra simulación.

### 7.1 MODELO FÍSICO

---

Para las pruebas experimentales que se llevarán a cabo en nuestro caso de estudio, utilizaremos un modelo BMW S1000RR 2018, motor de 4 cilindros en línea a 4 tiempos de 999 centímetros cúbicos, refrigerado por aceite y agua con una potencia nominal de 199 CV a 13,500 rpm, par máximo de 113 Nm a 13,500 rpm y un peso con combustible de 208 Kg.



Figura 7 - Modelo de motocicleta utilizado para pruebas experimentales BMW S1000RR 2018

## 7.2 SENSORES Y HARDWARE

Como ya se mencionó anteriormente, se realizarán mediciones de temperatura las cuales estarán especificadas de la siguiente manera:

Magnitud	Representación Dimensional	Unidades
Temperatura	T	Celsius (°C)

Como principal característica para la selección de nuestro sensor, se tomaron una serie de fotografías térmicas preliminares (Figura 8), donde acorde a la barra de indicación de temperatura en la derecha de las imágenes se puede observar que las temperaturas del vehículo no pasaban los 90°C.

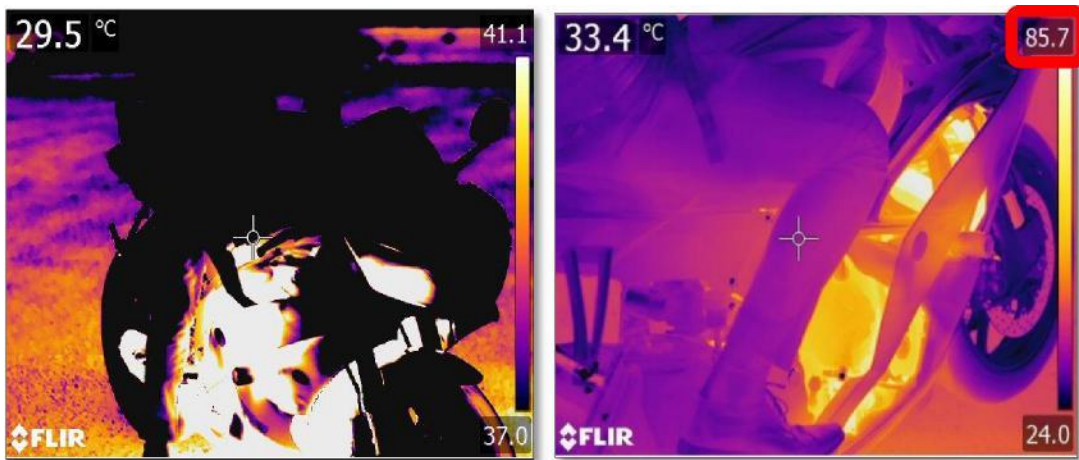


Figura 8 - Fotografías térmicas preliminares

Otras características por tomar en cuenta son los siguientes:

- Medir incrementos o descensos de temperatura en decimas de grado.
- Operado por un voltaje de 5V para el uso de Arduino.
- Precisión por debajo de un grado centígrado.
- Precio razonable para un proyecto de grado académico.

Tomando en cuenta las características mencionadas anteriormente, el sensor por utilizar para nuestra prueba fue el sensor LM35 (Figura 9) de Texas Instruments, sus principales características se listan a continuación:



Figura 9 - Sensor LM35

- Calibrado en Celsius (Centígrados)
- Factor Escala Linear +10-mV/°C
- Rango -55°C – 150°C
- Precisión de 0.5°C (a 25°C)
- Operación de 4V – 30V
- Auto calentamiento de 0.08°C (Ambiente)

El sensor LM35 no requiere de calibración externa para ofrecer una precisión de  $\pm 0.25\text{ }^{\circ}\text{C}$  a temperatura ambiente y  $\pm 0.75\text{ }^{\circ}\text{C}$  en un rango de temperatura de  $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$  -  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ , teniendo dos configuraciones que permiten extender el rango de temperatura, en nuestro caso se utilizó la configuración básica (Figura 10) ya que en nuestro estudio no se presentan temperaturas por debajo de  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

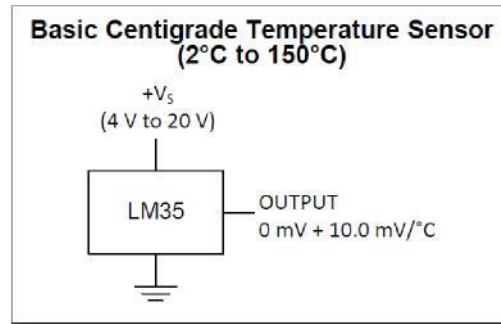


Figura 10 - Configuración sensor LM35

Para la alimentación de los sensores, así como la adquisición de las señales utilizaremos una placa de desarrollo Arduino Mega 2560 (Figura 11), esto debido a que la versión Mega 2560 contiene 16 entradas analógicas de las cuales requerimos 12 para nuestros sensores.



Figura 11 - Arduino Mega 2560

Para verificar que las temperaturas adquiridas por los sensores son las correctas, se utilizará una cámara térmica modelo FLIR T600, la cual tomará imágenes y calculará la temperatura en los puntos donde están colocados los sensores, con esto obtendremos una medición para comparar las temperaturas adquiridas por los sensores y comprobar que los datos adquiridos por los sensores son correctos.



Figura 12 - Cámara térmica modelo FLIR



## 7.3 DIAGRAMAS

Los diagramas son representaciones gráficas de las secuencias de equipos, tuberías y accesorios que conforman un sistema.

Nos permitirán planificar el rutado de nuestra instrumentación e identificar los elementos involucrados en el sistema; de igual forma nos permite realizar un estimado del número y tipo de recursos necesarios para construir el sistema.

A continuación, se presentan los diagramas de tubería e instrumentación, así como el diagrama funcional de instrumentación, los cuales nos ayudan por un lado a mostrar el flujo de proceso, así como visualizar a detalle los elementos que componen nuestro sistema.

## 7.4 DIAGRAMA DE TUBERÍA E INSTRUMENTACIÓN

Para la visualización del flujo de nuestro proceso, es necesario un Diagrama de Tuberías e Instrumentación (DTI) (Figura 13) que muestre el flujo en tuberías, instrumentación, así como equipos instalados; el DTI está basado en la norma ASNI/ISA-S5.1-1984.

Este diagrama (Figura 13) nos muestra la alimentación de los sensores por medio de una corriente eléctrica proveniente de la placa de desarrollo, los sensores envían una señal de voltaje a la placa de desarrollo la cual es enviada a la terminal mediante una señal de datos.

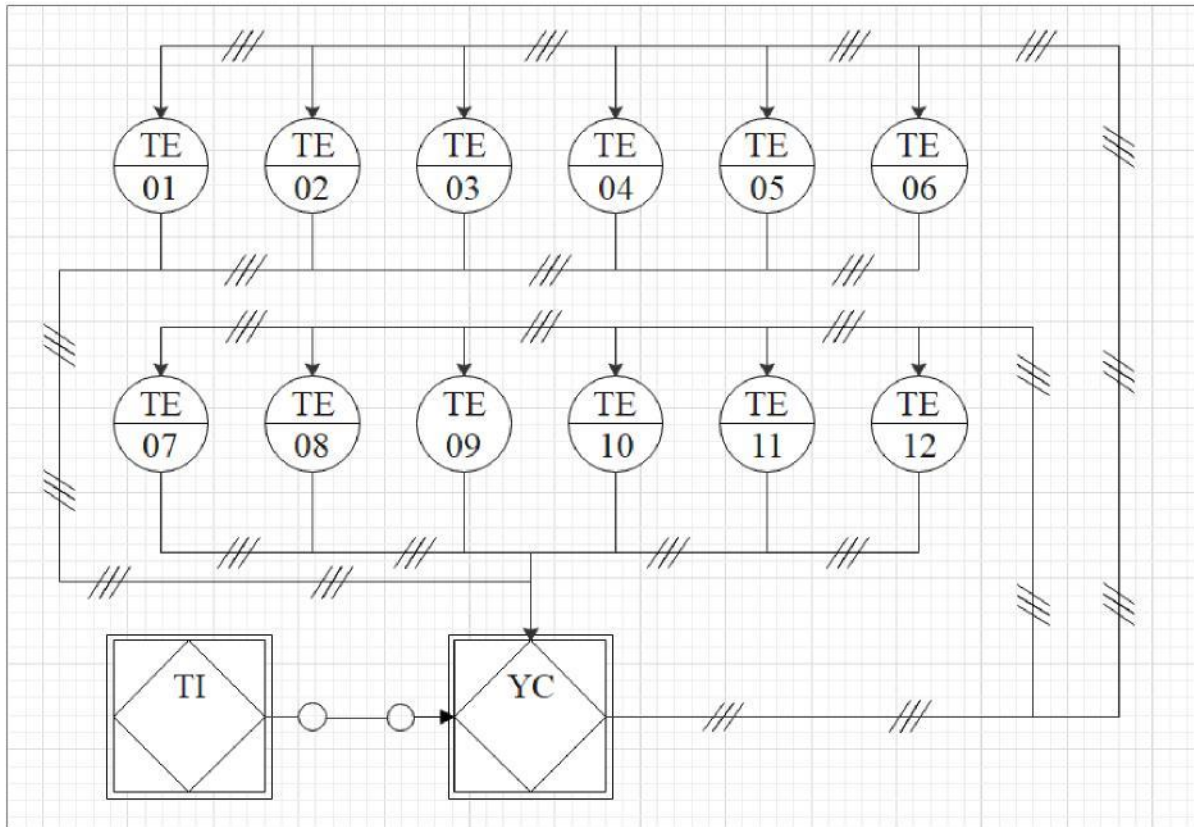


Figura 13 - Diagrama de Tubería e Instrumentación

## 7.5 DIAGRAMA FUNCIONAL DE INSTRUMENTACIÓN

Para visualizar todos los dispositivos en un lazo específico, el cableado y la configuración de nuestro sistema realizamos nuestro diagrama funcional de instrumentación (Figura 14), el cual es un complemento a nuestro DTI para mostrar la información a detalle de nuestro sistema.

En este diagrama podemos encontrar el detalle del cableado y los elementos que intervienen en nuestro arreglo de sensores; en nuestro caso mostramos las conexiones de los pines de los sensores hacia nuestra tarjeta de desarrollo Arduino con un tablero intermedio para la alimentación de energía de los sensores.

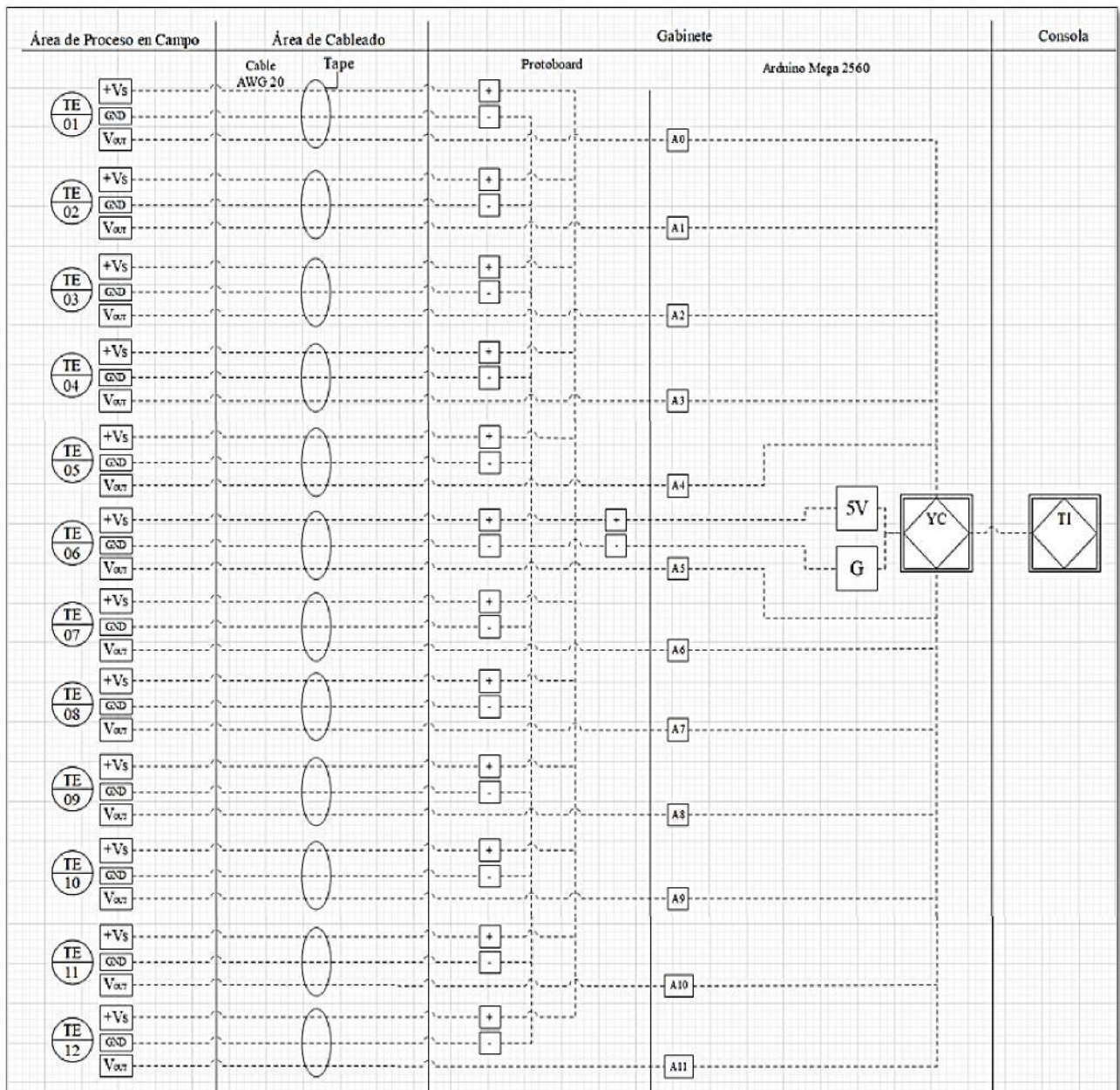


Figura 14 - Diagrama funcional de instrumentación

## 8. INSTRUMENTACIÓN Y PROGRAMACIÓN

En este capítulo se describen los recursos utilizados para la programación del programa encargado de la adquisición de datos, se presenta la interfaz del programa, el posicionamiento de los sensores y los resultados de las mediciones con su respectiva conclusión.

### 8.1 DIAGRAMA DE BLOQUES

Con el propósito de programar nuestro sistema de adquisición de datos se utilizó el software LabVIEW, el cual es una plataforma y entorno de desarrollo para el diseño de sistemas con lenguaje de programación visual grafico para control y diseño.

Como elementos principales de nuestra programación tenemos los siguientes:

- Máquina de estado (Figura 15) las cuales nos permiten llevar de uno a otro estado o finalizar nuestro flujo de proceso; nuestro programa requiere de un estado de inicialización para pasar a un estado determinado como el comenzar una prueba, pararla o reiniciar la prueba.

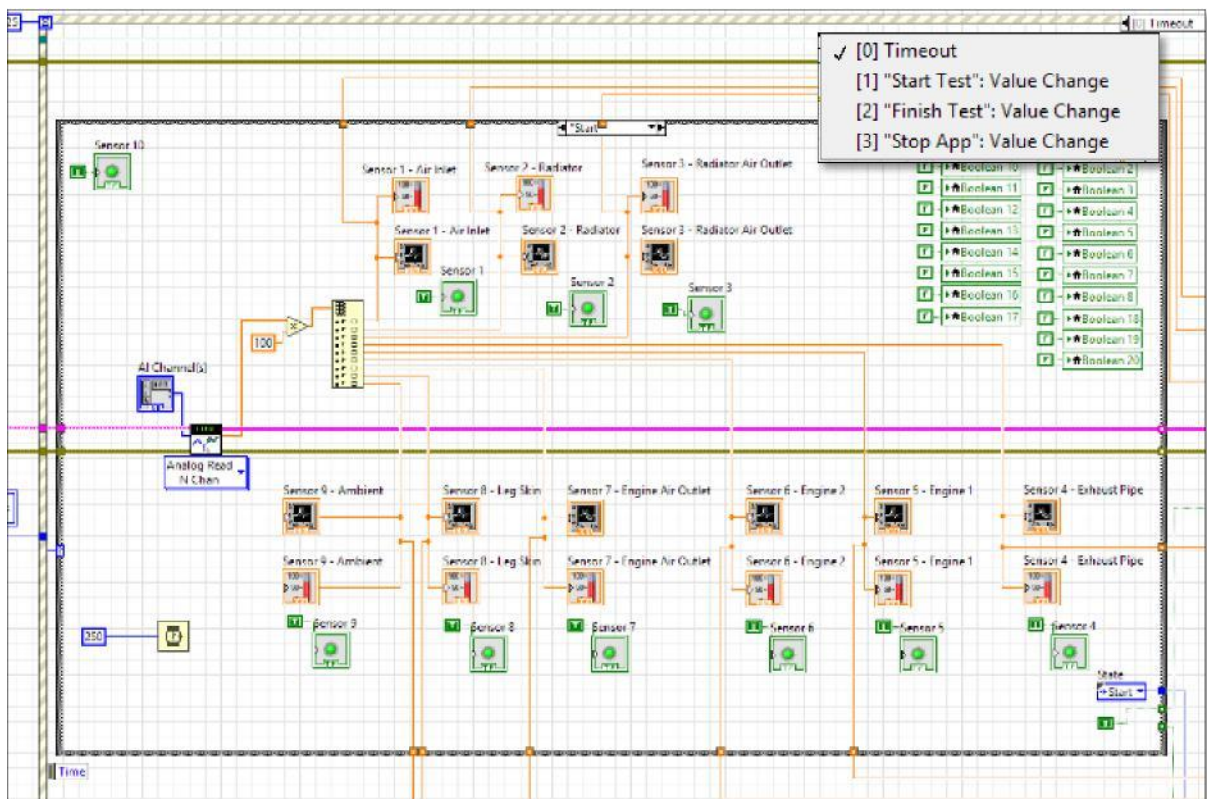


Figura 15 - Máquina de estados en LabVIEW

La resultante del uso de esta máquina de estados es que el usuario que este delante de la interfaz del programa pueda elegir cualquier estado dependiendo de sus necesidades mediante botones de acción (Figura 16), esto nos permite realizar, reiniciar o parar varias pruebas sin la necesidad de estar parando la aplicación y volver a iniciar.



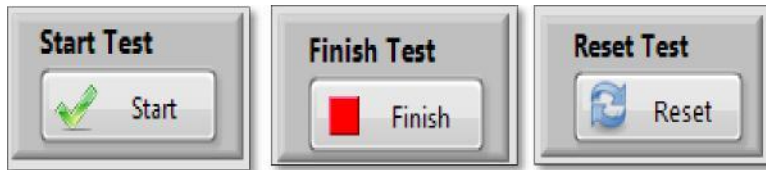


Figura 16 - Botones de acción

- El uso de LINX (Figura 17), diseñado para el desarrollo de aplicaciones embebidas utilizando LabVIEW permitiendo enlazar nuestra placa Arduino con el software.

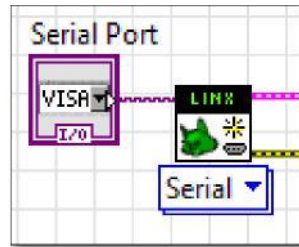


Figura 17 - Puerto de comunicación con Arduino

- Estructura para la creación de un reporte y transcribir el archivo a un archivo de texto; la configuración de esta estructura dentro de nuestra programación nos permitirá obtener los datos de fecha, hora y la temperatura registrada en cada uno de los sensores sobre el tiempo de la prueba.

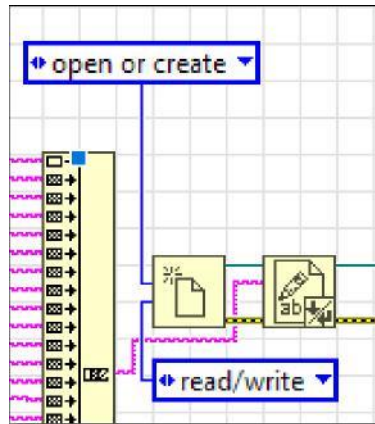


Figura 18 - Estructura para creación de reporte

El archivo generado (Figura 19) por esta estructura es un bloc de notas, el cual será exportado a Excel para su correcto acomodo y procesamiento.

08/06/2020	19:01:47	-0,249422	27,343750	29,296875	29,296875
08/06/2020	19:01:48	0,749445	27,343750	29,296875	29,296875
08/06/2020	19:01:49	1,749672	26,855469	29,296875	29,785156
08/06/2020	19:01:50	2,751697	27,343750	29,296875	28,808594
08/06/2020	19:01:51	3,752235	27,343750	28,808594	29,296875
08/06/2020	19:01:52	4,752214	27,343750	29,296875	29,296875
08/06/2020	19:01:53	5,751462	27,343750	28,808594	29,296875
08/06/2020	19:01:54	6,750939	26,855469	28,808594	29,296875

Figura 19 - Reporte generado por LabVIEW



## 8.2 PANEL FRONTAL

El panel frontal que funciona como interfaz con el usuario está dividido en cuatro secciones las cuales son descritas a continuación:

La primera división (Figura 20) nos muestra la posición, designación y estado de los doce sensores a utilizar; el significado de las luces es el siguiente: rojo = sensor parado o en espera de ser iniciado, verde = sensor funcionando y amarillo = sensor en pausa. Puede observarse que los sensores están colocados únicamente en la parte izquierda, esto debido a que el ventilador del vehículo se encuentra localizado solo en el lado izquierdo.



Figura 20 - Localización y estado de sensores

La segunda división (Figura 21) nos muestra los indicadores de temperatura correspondientes a cada sensor, estos indicadores alimentan al reporte mencionado en la sección 8.1 Figura 19.

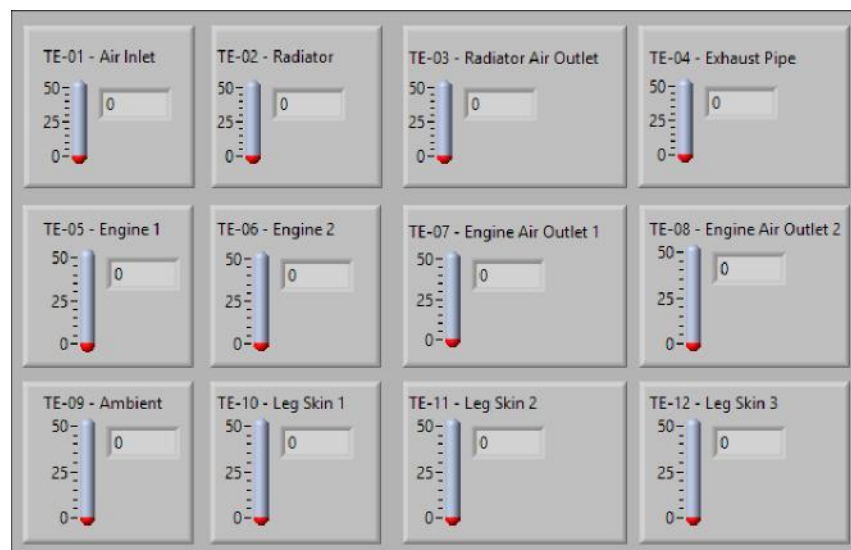


Figura 21 - Indicadores de temperatura

La tercera división nos mostrará la gráfica (Figura 22) de temperatura en °C (eje Y) contra el tiempo en segundos (eje X) para cada sensor una vez la prueba esté finalizada.

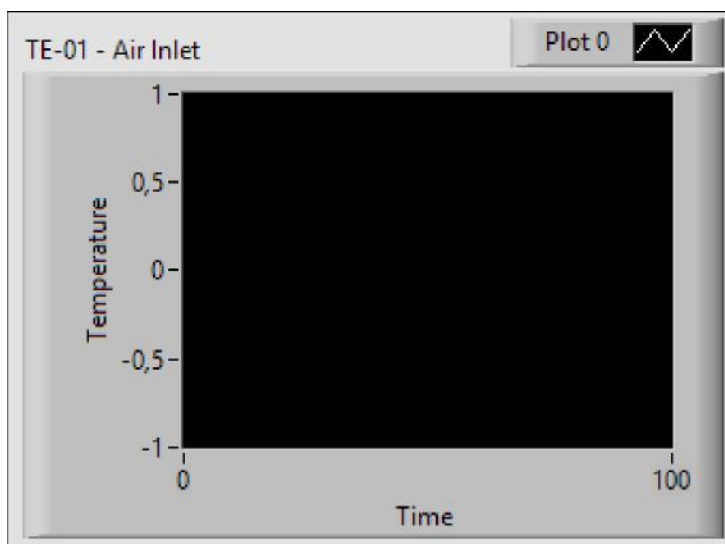


Figura 22 – Ventana para gráfica de temperatura vs tiempo

La cuarta división tiene tres funciones:

- Menú que nos permite el inicio, finalización, reinicio de pruebas y paro de la aplicación.
- Información del estado de la prueba, fecha/hora y el tiempo transcurrido, estos parámetros alimentan el reporte en la sección 8.1 Figura 19.
- Configuración de puerto y canal para placa Arduino.

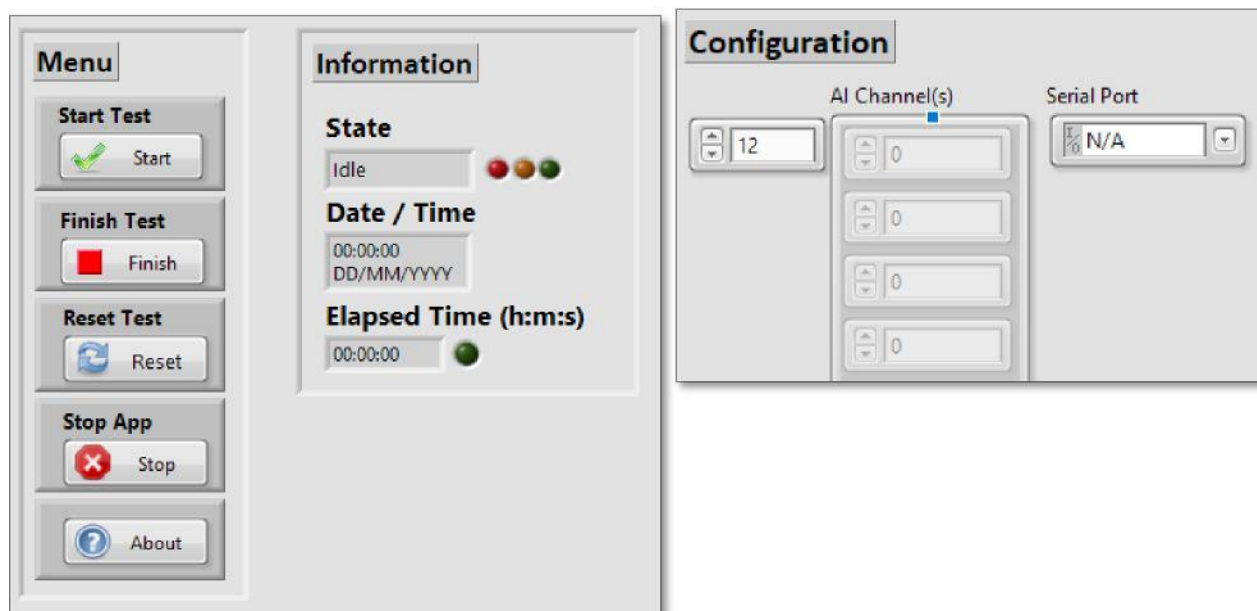


Figura 23 - Panel de Control

## 9. REALIZACIÓN DE PRUEBAS (MEDICIONES) Y RESULTADOS

### 9.1 CONFIGURACIÓN DE PRUEBA

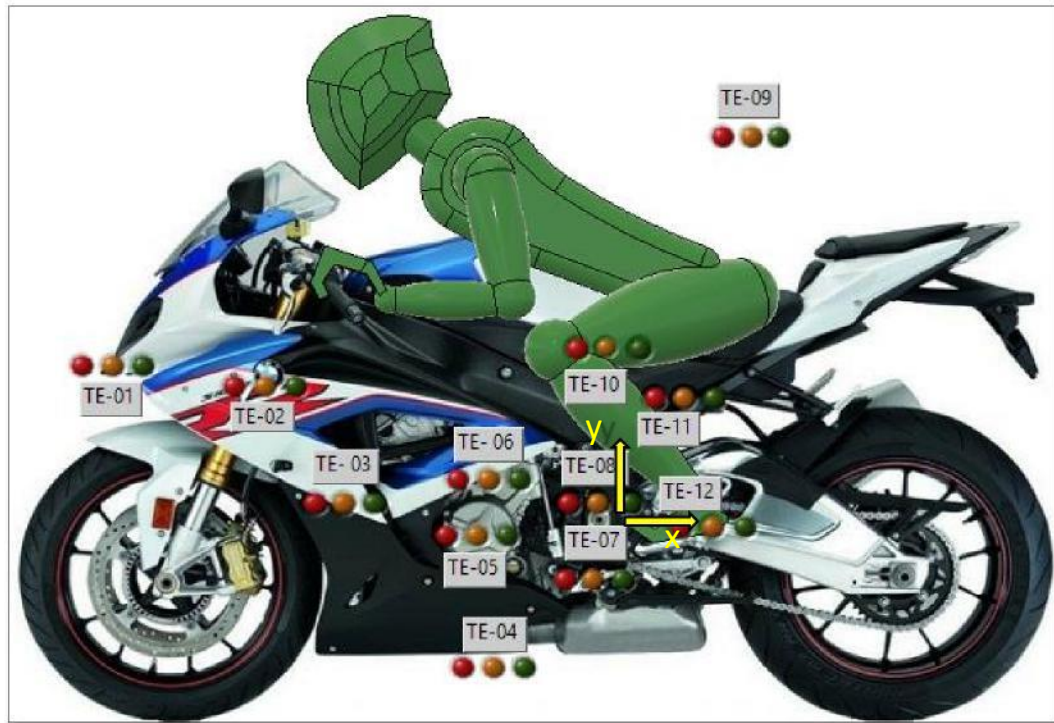


Figura 24 - Posición de sensores en vehículo

Para la prueba, los sensores se posicionaron acorde a las coordenadas en  $x$ ,  $y$  y  $z$  especificadas en la tabla mostrada a continuación, siendo el punto de origen de estas posiciones la unión entre el basculante y el chasis, se describe también en la segunda columna la temperatura que el sensor estará reportando:

Sensor	Temperatura	$x$	$y$	$z$
TE-01	Aire de entrada	-90.1	29.4	-12.1
TE-02	Entrada de radiador	-63.6	28.9	-6.6
TE-03	Aire de salida de ventilador de radiador	-54.1	19.4	-8.5
TE-04	Ducto de sistema de escape	-18	-23.3	-9.2
TE-05	Superficie de motor 1	-30.5	-5	3.6
TE-06	Superficie de motor 2	-22.8	21.4	2.3
TE-07	Flujo de aire de contacto con pierna 1	-29.7	-5	0
TE-08	Flujo de aire de contacto con pierna 2	-29.5	5	0
TE-09	Ambiente	-	-	-
TE-10	Superficie exterior de pierna 1	-29.1	36.9	12.1
TE-11	Superficie exterior de pierna 2	27.7	32.2	10.5
TE-12	Superficie exterior de pierna 3	30.1	28.4	9.6

A continuación, se muestran imágenes de los sensores colocados en el vehículo para la prueba:



Figura 25 - Sensores montados en vehículo

Para la velocidad del fluido que proviene del ventilador, dato que nos servirá tanto para el establecimiento de un método analítico como para la configuración de un método numérico, se utilizó un anemómetro (Figura 26) con las siguientes características:

Alcance	Resolución	Umbral	Precisión
0-30 m/s	0,1 m/s	0,1 m/s	±5%

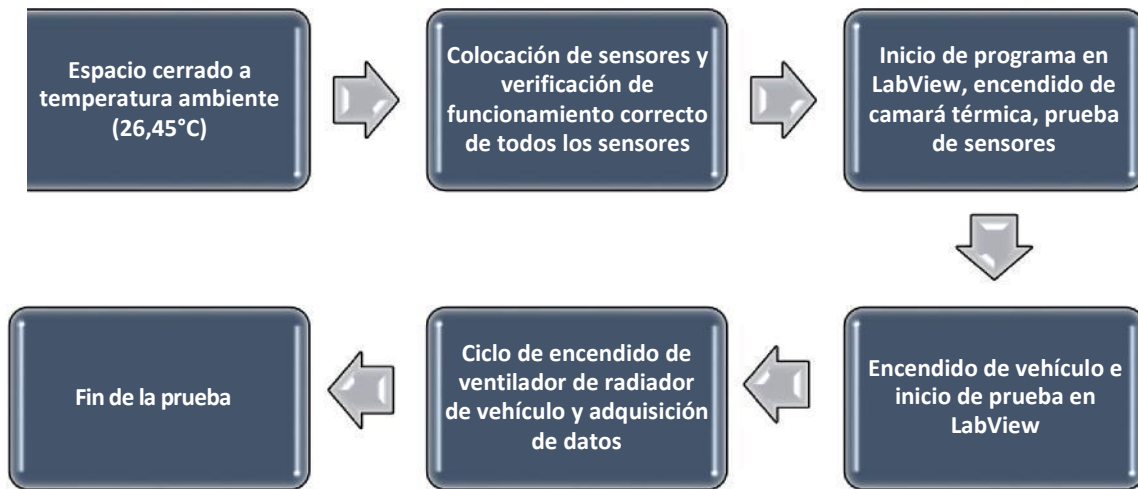


Figura 26 - Anemómetro

Se realizó una medición en la localización aproximada de los sensores TE-03 y TE-07/08 donde se realiza también la medición de la temperatura del flujo.



El proceso de la prueba será el siguiente:



## 9.2 RESULTADOS

La prueba tiene como objetivo principal la adquisición de temperaturas durante el modo ralentí del vehículo, por lo cual en las gráficas se define el encendido de los ventiladores para identificar el cambio térmico en el sistema, a continuación, se presentan las gráficas con los resultados de las mediciones, se muestra también la temperatura máxima de cada sensor durante la prueba:

Acorde al sensor TE-03, el ventilador es encendido aproximadamente a los 80°C, durante su funcionamiento la temperatura se mantiene dónde llega a un punto máximo de 86,426°C y comienza a descender, esto debido a que el ventilador actúa como un disipador de calor:

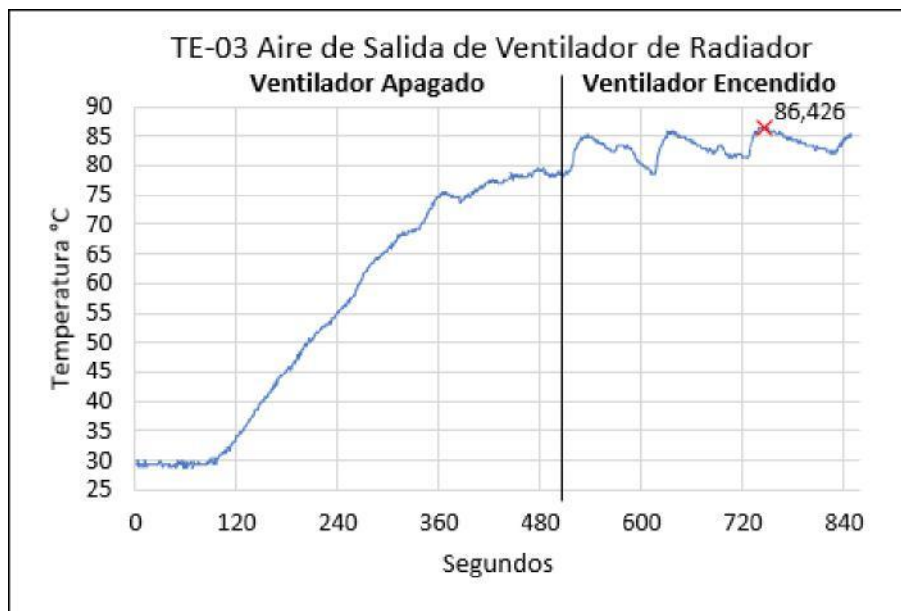


Figura 27 - Temperatura del aire de salida del ventilador del radiador

Los sensores TE-07 y TE-08 miden la temperatura del flujo proveniente del ventilador antes de contactar con la pierna del piloto, podemos ver en la gráfica que la temperatura del flujo ha descendido debido a la mezcla con la temperatura ambiente:

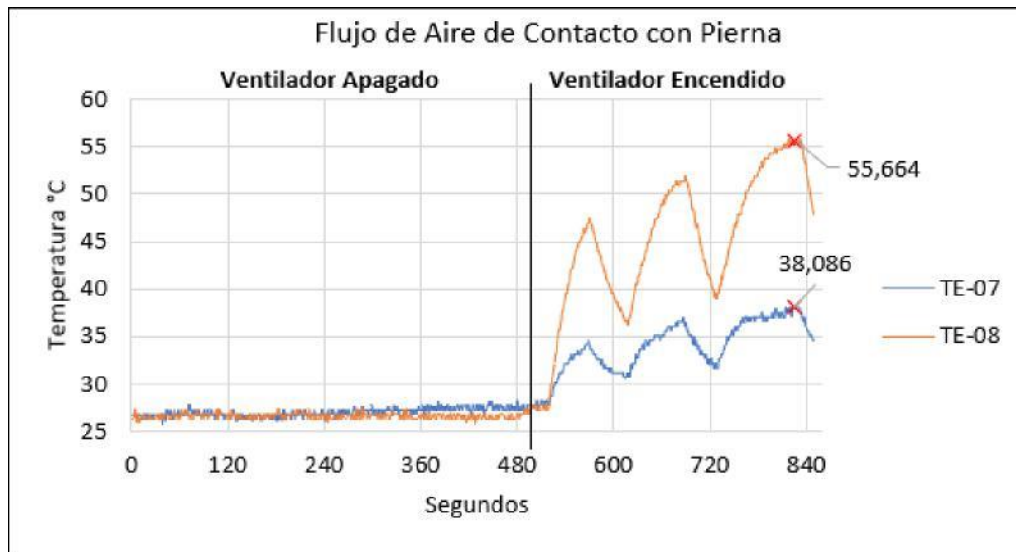


Figura 28- Temperatura de flujo de aire de ventilador antes de contactar con la pierna

Como se observa en la gráfica, el encendido del ventilador ocasiona un aumento de temperatura en la superficie externa de la pierna del piloto debido al flujo de calor al que está expuesta; la colocación de los sensores en línea vertical a lo largo de la pierna nos muestra la distribución de temperatura:

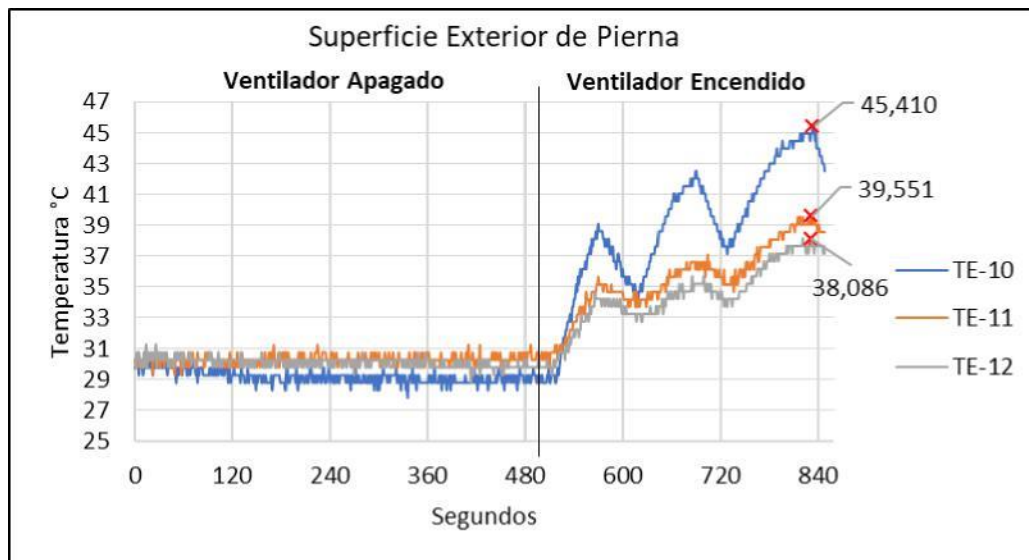


Figura 29 - Temperatura en la superficie exterior de la pierna del piloto

Los picos y valles que se observan son variaciones que se tuvieron debido al movimiento del sensor en la superficie de contacto, no representan una variación del propio fenómeno, esto fue validado mediante el video tomado por la cámara térmica. Es importante mencionar, que la poca diferencia de temperatura entre la pierna y el aire circundante, es debido a que la

pierna del piloto de prueba no estaba protegida por ningún tipo de prenda con el fin de medir los efectos del flujo de aire directamente sobre la piel del piloto.

Aun cuando se colocó un sensor en la entrada de aire al radiador, este no tiene una función en este estudio ya que hablamos de un caso estático y al estar en un espacio cerrado no hay un flujo de aire, por lo cual este parámetro en este tipo de estudio no tiene uso, el incremento de temperatura que se muestra al encender el ventilador será por el aire que está jalando el ventilador del lado opuesto al ser considerado un medio poroso.

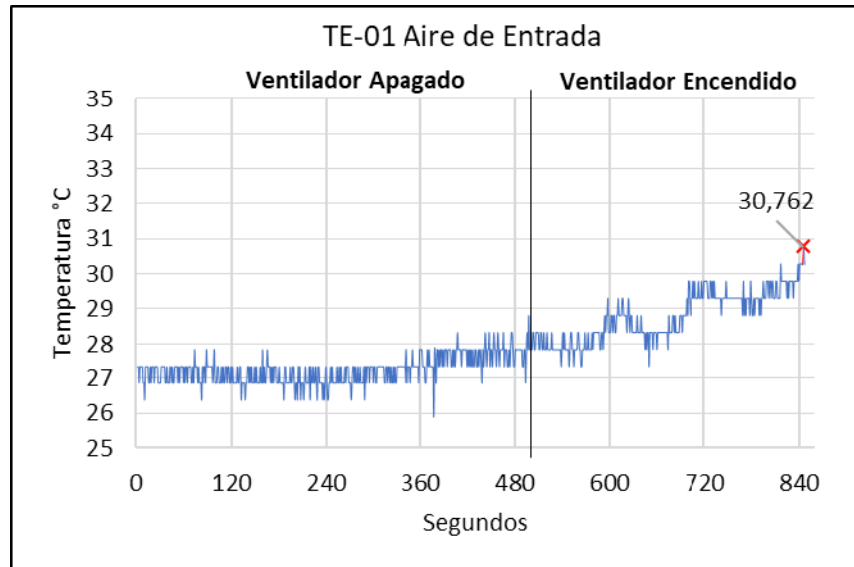


Figura 30 - Temperatura entrada de aire

En esta grafica podemos ver el aumento de la temperatura del radiador, esto debido al paso de los fluidos por el motor, al encender el ventilador este se encarga de disminuir la temperatura:

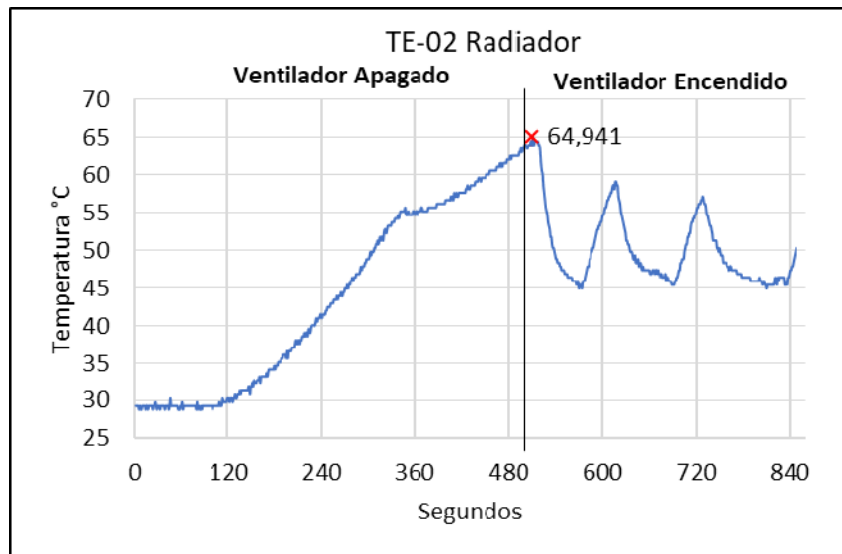


Figura 31 - Temperatura de superficie exterior de radiador

El ducto del sistema de escape presenta un aumento de temperatura debido a la aceleración que en su momento se aplicó al motor; el ducto al estar hecho de material titanio, presenta una baja conductividad térmica por lo cual, podemos ver en la gráfica que mientras no está en aceleración el vehículo, este se mantiene una temperatura baja:

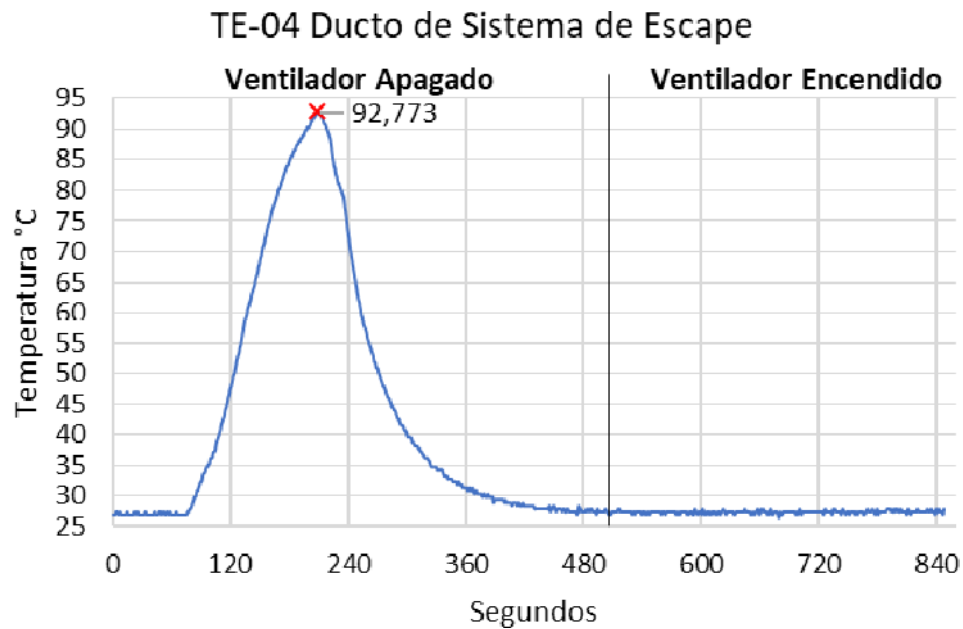


Figura 32 - Temperatura del ducto de sistema de escape

La temperatura ambiente en nuestro caso se mantuvo en un promedio de 26,45°C con pequeñas variaciones:

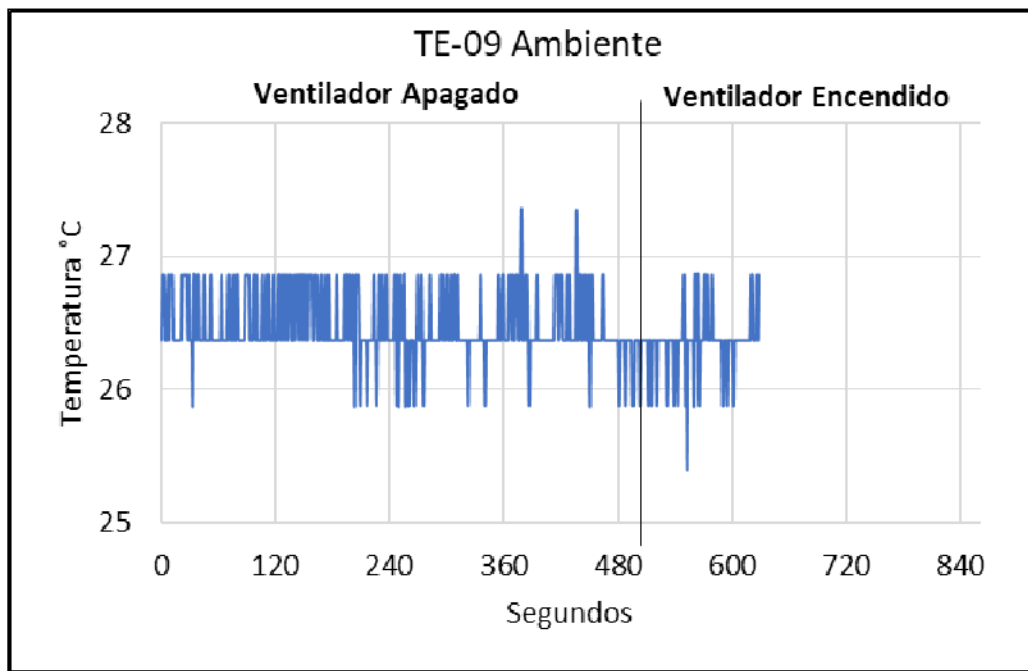


Figura 33 - Temperatura ambiente



En cuanto a la temperatura del motor, esta no solo se eleva por el flujo de calor que lo contacta si no por el calor interno que se genera por el funcionamiento del propio motor:

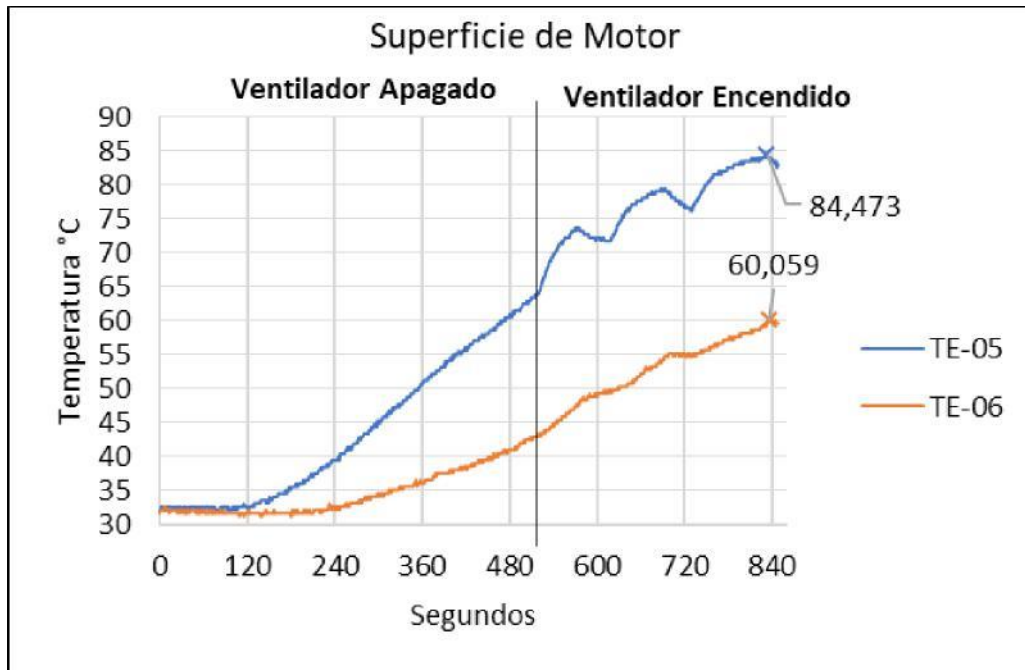


Figura 34 - Temperatura de superficie exterior del motor

Para la velocidad del flujo que proviene del sistema de ventilación se obtuvieron los siguientes parámetros estas mediciones fueron realizadas en las posiciones donde se encontraban los sensores mencionados en la tabla debajo:

Punto de Medición	Velocidad Máxima
TE-03	6,5 m/s
TE-07	2,4 m/s
TE-08	2,4 m/s



Figura 35 - Medición de velocidad de flujo con anemómetro

## 9.3 VALIDACIÓN DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Para la comprobación de las temperaturas obtenidas mediante los sensores LM35, se utilizó fotografía térmica mediante una cámara térmica FLIR T600, descrita en el capítulo 7.2

Se tomaron tres puntos en la posición de los sensores donde la cámara detectó las temperaturas, como se muestra en la siguiente imagen:

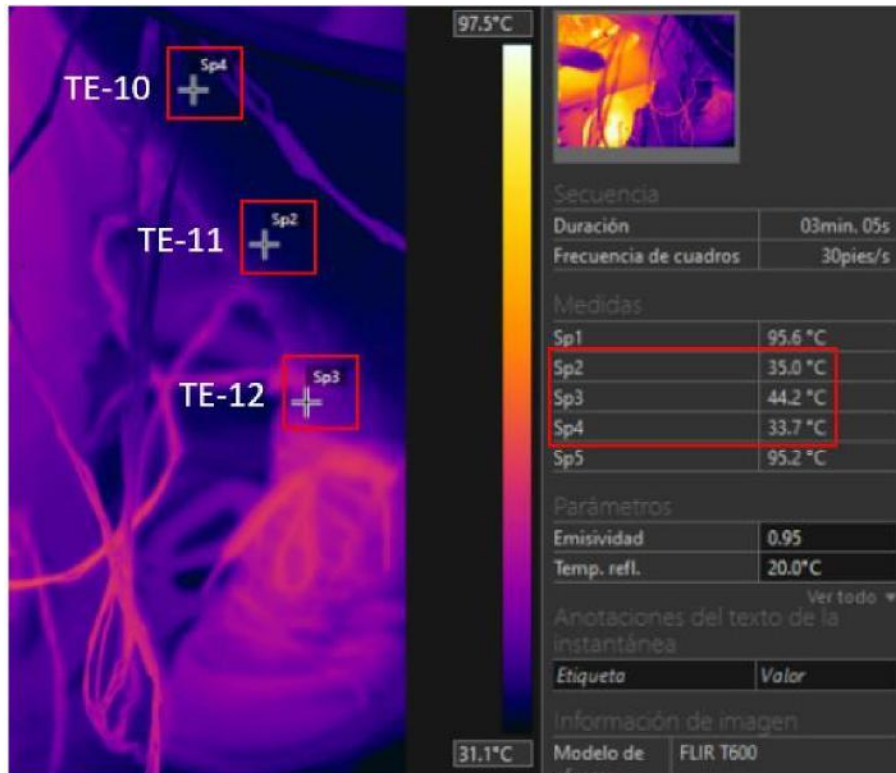


Figura 36 - Captura de fotografía térmica sobre piloto

Tomando los valores adquiridos por los sensores en la superficie externa de la pierna en determinado momento de la prueba tenemos:

Dispositivo	TE-10	TE-11	TE-12
Sensor	33,69 °C	34,6 °C	43,8 °C
Cámara Térmica	33,7 °C	35,0 °C	44,2 °C
Diferencia	0,03 °C	1,15 °C	0,91 °C

Figura 37 – Comparativa y porcentaje de error entre mediciones de cámara térmica y sensores

Como podemos observar en la Figura 36 y Figura 37, en los sensores TE-10, TE-11 y TE-012 las temperaturas tanto en la fotografía térmica como en la adquisición por sensores es similar.

## 10. MÉTODO ANALÍTICO

---

En este capítulo, realizaremos una primera aproximación simplificada al mecanismo de *convección forzada*, con la finalidad de construir un modelo matemático que exprese el comportamiento de los medios y condiciones que influyen en nuestro fenómeno de transferencia. Resultado de pruebas experimentales previamente realizadas hemos obtenido resultados que nos permiten utilizar valores reales en las variables de temperatura en el planteamiento matemático, mientras que las propiedades del fluido y sólido son tomadas de los valores estandarizados de experimentos anteriores.

Mediante el método analítico podemos observar las causas, naturaleza y efectos de nuestro fenómeno mediante expresiones matemáticas, las cuales nos permiten comprender el comportamiento de los medios y establecer conclusiones.

El método analítico trata de simplificar el problema suponiendo geometrías muy sencillas expresadas en coordenadas rectangulares, cilíndricas o esféricas; valores de propiedades en muchos casos estandarizadas, no variables y uniformes en el medio, problemas en su mayoría planteados de forma unidimensional y estacionaria. Aun cuando en la naturaleza los problemas son de mayor complejidad, el método analítico puede contestar preguntas que planteamiento más complejo podría hacerlo de igual forma, podemos tener el interés de un momento en el tiempo y por lo tanto no requerir de un análisis transitorio o tener variaciones despreciables en las propiedades y considerar variables uniformes y constantes sin necesidad de realizar largos cálculos para propiedades variables y no uniformes. Por lo tanto, la aproximación del método analítico nos permite entender el fenómeno, considerar un planteamiento más complejo y plantear el uso de un método numérico.

Existen dos clasificaciones dentro de los problemas de transferencia de calor, *estacionarios*, los cuales refieren a que no hay cambio con respecto al tiempo dentro del medio o *transitorios* el cual refiere a una variación con el tiempo o dependencia respecto al tiempo. Aun cuando sabemos que la mayoría de los problemas en la realidad son de carácter transitorio, muchos de estos se analizan bajo condiciones estacionarias, pues tiene una menor complejidad de resolución y poseen la capacidad de contestar a nuestras preguntas; en nuestro caso no es de interés la transición de temperaturas desde el encendido hasta la condición de ralentí a temperaturas elevadas, nuestro interés es una condición de ralentí a temperaturas elevadas donde el piloto experimenta aumento de calor en las piernas, por lo cual nuestro análisis de transferencia de calor puede realizarse bajo *condiciones estacionarias*.

Los problemas de transferencia de calor por convección adicionalmente presentan una clasificación en los flujos de los fluidos; de inicio se menciona en la sección 6.2 que la pierna está expuesta a un fluido proveniente de un ventilador, por lo que se clasificaría como un **flujo externo**, el cual es un flujo de fluido no confinado sobre una superficie con la característica adicional de ser **forzado** debido a que el inicio del movimiento del fluido es por medios externos (ventilador). Para la simplificación del problema utilizaremos un **flujo compresible** donde la densidad permanece casi constante en la extensión del flujo el cual tiene un comportamiento **laminar**, suponiendo que la distancia entre el ventilador y la

superficie no es suficiente para desarrollar turbulencia y existe un movimiento altamente controlado.

Un campo de flujo se puede caracterizar como:

- **Unidimensional:** La velocidad varía en una dirección.
- **Bidimensional:** La velocidad varía en dos direcciones.
- **Tridimensional:** La velocidad varía en las tres direcciones.

En nuestro caso consideraremos un flujo **completamente desarrollado** el cual se define como un flujo que después de cierta distancia el perfil de velocidad se desarrolla por completo el cual se comportará de forma **unidimensional** en el cual la velocidad varía en dirección radial pero no en la dirección angular  $\theta$  o axial  $z$ .

Un piloto de motocicleta se encuentra dentro de su cochera con la motocicleta en modo ralentí, al cabo de cierto tiempo en funcionamiento, se enciende un ventilador ubicado en el radiador con la función de disipar calor; el piloto siente una sensación de ardor en la parte de la tibia provocada por el flujo de aire que proviene del ventilador, por lo cual se realizó la siguiente prueba experimental:

Un sensor colocado en la superficie exterior de la piel en la pierna del piloto censó una temperatura máxima de  $T_0 = 45,4 \text{ }^\circ\text{C}$  la cual está expuesta a un fluido el cual es producido por un ventilador a una temperatura  $T_\infty = 86,4 \text{ }^\circ\text{C}$  con una velocidad  $V = 6,5 \text{ m/s}$ , consideremos la pierna del piloto que contacta con el flujo, como un cilindro de 0.4 m de largo y 0.11 m de diámetro.

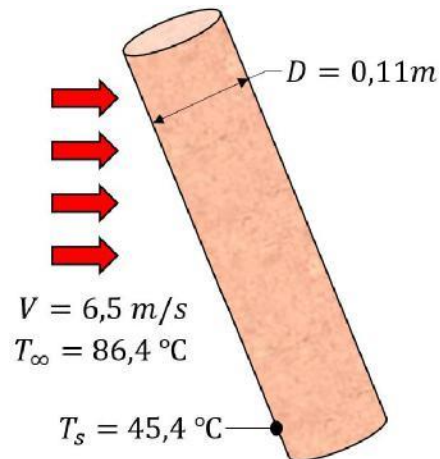


Figura 38 - Planteamiento de problema

### Requisitos:

- Obtenga el número de Reynolds y el número Nusselt correspondiente.
- Determine el coeficiente de transferencia de calor por convección.
- Determine la razón de transferencia de calor del flujo al cilindro.
- Determine el flujo de calor en el área.

### Suposiciones:

- Condición estacionaria.
- No hay radiación solar ni radiación por elementos mecánicos.
- El aire se considera un gas ideal con propiedades constantes.
- La pierna se representa como un cilindro de 0.4 m de largo y 0.11 m de diámetro con ambos extremos adiabáticos.
- La presión atmosférica es de 1 atm.

## Propiedades:

Las propiedades del aire a 1 atm se evalúan a la temperatura de película la cual se define como:  $T_f = \frac{1}{2}(T_\infty + T_s)$ , la cual es el promedio de la temperatura de la corriente libre y de la superficie, con lo que obtenemos:  $(T_\infty + T_s) / 2 = (86,4 \text{ °C} + 45,4 \text{ °C}) / 2 = 65,9 \text{ °C}$ , siendo las propiedades del fluido a esta temperatura [18]:

$$\begin{aligned}k &= 0.028935 \text{ W/m} \cdot \text{°C} \\v &= 1.9521 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \\Pr &= 0.70837\end{aligned}$$

Para flujos que pasan a través de cilindros, la longitud característica se toma como el diámetro externo, por lo cual el número de Reynolds se determina a partir de:

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

Donde D es el diámetro externo, V es la velocidad del fluido próximo a contactar el sólido y  $\nu$  la viscosidad cinemática, sustituyendo obtenemos:

$$Re = \frac{(6,5 \frac{\text{m}}{\text{s}})(0,11 \text{ m})}{1.9521 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 3.6627 \times 10^4$$

Si suponemos que el número de Reynolds crítico para el flujo que pasa a través de un cilindro circular es alrededor de  $Re_{cr} \cong 2 \times 10^5$  [19], nuestro flujo sería **laminar**. Para el flujo cruzado sobre un cilindro se utiliza la propuesta de Churchill y Bernstein:

$$Nu_{cil} = \frac{hD}{k} = 0,3 + \frac{0,62 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + (0,4 / Pr)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282,000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}}$$

Como se comentó en el apartado de las propiedades en la sección 6.4.2, las propiedades del fluido se evalúan a la *temperatura de película*:  $T_f = \frac{1}{2}(T_\infty + T_s)$ , la cual es el promedio de la temperatura de la corriente libre y de la superficie. Sustituyendo obtenemos:

$$\begin{aligned}Nu_{cil} = \frac{hD}{k} &= 0,3 + \frac{0,62 (3.6627 \times 10^4)^{\frac{1}{2}} (0.70837)^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + (0,4 / 0.70837)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{3.6627 \times 10^4}{282,000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \\Nu_{cil} = \frac{hD}{k} &= \mathbf{92.6}\end{aligned}$$

Con este número podemos obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección despejando  $h$  de la ecuación, obtenemos:

$$h = \frac{k}{D} Nu = \frac{0.028935 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0.11 \text{ m}} (92.6) = \mathbf{24.35 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}$$

La transferencia de calor por convección se expresa mediante la ley de Newton del enfriamiento como:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (\mathbf{a})$$

Donde:

$$A_s = pL = \pi DL$$

$h$  = coeficiente de transferencia de calor por convección

$T_s$  = Temperatura en la superficie del sólido

$T_\infty$  = Temperatura del fluido lo suficientemente lejos del sólido

Por lo cual el área superficial se obtiene:

$$A_s = \pi(0,11 \text{ m})(0,4 \text{ m}) = 0,138 \text{ m}^2$$

Sustituyendo en la ecuación (a) obtenemos la transferencia de calor entre el fluido y el sólido:

$$\dot{Q}_{conv} = (24,35 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C})(0,138 \text{ m}^2)(45,4 - 86,4)^\circ\text{C} = -137,77 \text{ W}$$

El signo negativo indica que el flujo está perdiendo calor y está siendo transferido al sólido.

## 11. MÉTODO NUMÉRICO

---

En este capítulo se desarrolla el método numérico de nuestro caso de estudio, comenzando con la selección de un software y su posterior verificación, esto mediante la simulación de un problema para la comparación de los resultados analíticos contra los simulados. Una vez realizada esta selección y verificación procedemos a la simulación de nuestro fenómeno bajo los pasos descritos a detalle más adelante.

Como se mencionó anteriormente, el método analítico simplifica el problema y nos brinda una solución aproximada, pero en la realidad, el problema es más complicado. Desde la forma en que el fluido fluye, las áreas de contacto, la geometría de la pierna, la geometría del vehículo y, sobre todo, que las variables no son uniformes ni constantes en el medio.

En nuestro método analítico se analizó un punto en el medio considerando variables constantes y uniformes en todo el cuerpo, mediante la solución de la ecuación diferencial junto con las condiciones de frontera que rigen ese punto. Debido a que en nuestra geometría existe una  $n$  cantidad de puntos, sería muy complicado mediante un método analítico calcular todos los puntos del medio. Para el cálculo de este tipo de problemas existen los métodos numéricos, los cuales reemplazan la ecuación diferencial por un conjunto de  $n$  ecuaciones algebraicas para las temperaturas desconocidas en  $n$  puntos seleccionados en el medio. Mediante la resolución simultánea de este conjunto de ecuaciones se obtienen las temperaturas en los puntos del medio.

Para el análisis de sistemas involucrando fluido de flujos y transferencia de calor se utilizan medios de simulación basados en la computación denominado *Dinámica de Fluidos*

*Computacional* por sus siglas en inglés CFD (Computational Fluid Dynamics); existen tres pasos dentro del proceso del CFD [20]:

- **Pre procesamiento:** consiste en la entrada de un problema de flujo a un software CFD, las actividades relacionadas con este paso son las siguientes:

- Definición de la geometría (dominio computacional).
- Definición de las propiedades de los medios.
- Aplicación de condiciones de frontera.
- Generación de malla (división del dominio computacional en un número de subdominios).
- Selección de los fenómenos físicos a modelar.

La exactitud de la simulación depende del número de celdas en la malla, mayor número de celdas, el resultado es más exacto; pero entre mayor es el número de celdas mayor el número de recursos de computación que serán necesarios para la solución. El mallado suele ser no uniforme, donde es más fino en las áreas de interés, teniendo hoy desarrolladas las capacidades de un mallado auto adaptativo, donde el software CFD automáticamente refinará las zonas en áreas con variaciones rápidas.

- **Solución:** solución numérica por medio de la técnica de elementos finitos, las actividades relacionadas con este paso son las siguientes:

- Integración de las ecuaciones gobernantes del fluido sobre todos los volúmenes de control del dominio.
- Discretización (conversión de las ecuaciones integrales en un sistema de ecuaciones algebraicas).
- Solución de las ecuaciones algebraicas por un método iterativo.

- **Post-procesamiento:** Visualización por medio de gráficos mediante herramientas de visualización de información, estas incluyen:

- Visualización de mallado
- Visualización de vectores, líneas y partículas
- Gráficas de Datos
- Animaciones para resultados dinámicos

A continuación, se describen el desarrollo de la simulación realizada tomando como referencia el proceso anteriormente descrito.

## 11.1 SELECCIÓN Y VERIFICACIÓN DE SOFTWARE

---

Un software CFD tiene como función el simular nuestro sistema de transferencia de calor, para ello utilizaremos el software Autodesk® CFD®, aunque antes de comenzar con el proceso de simulación de nuestro sistema, realizaremos una prueba sencilla para comprobar que el software arroja datos aproximados a los modelos teóricos.

Una varilla de  $L = 1 \text{ m}$  con un diámetro  $D = 0,5 \text{ m}$  tiene uno de sus lados a una temperatura  $T_b = 1273,15 \text{ K}$ . La superficie de la varilla está expuesta a una temperatura ambiente de  $T_\infty = 293,15 \text{ K}$  con un coeficiente de transferencia de calor por convección de  $h = 25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .

Determine la distribución de temperatura a lo largo de la varilla construida con material de cobre.

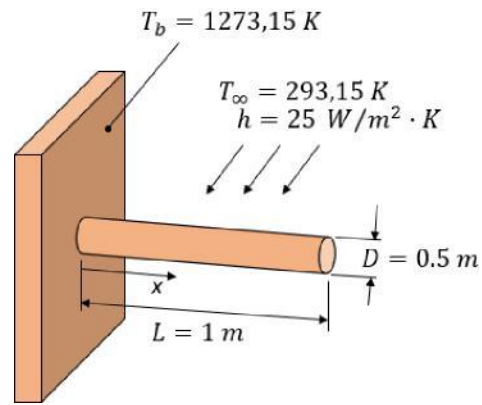


Figura 39 - Planteamiento del problema

Para la distribución de calor en una aleta con punta adiabática tenemos:

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}$$

Donde:

$$m = \sqrt{\frac{hP}{kA_c}}; \theta = T - T_\infty; \theta_b = T_b - T_\infty$$

Sustituyendo obtenemos:

$$\frac{T - T_\infty}{T_b - T_\infty} = \frac{\cosh \sqrt{\frac{hP}{kA_c}}(L-x)}{\cosh \sqrt{\frac{hP}{kA_c}}L}$$

Despejando  $T$  obtenemos:

$$T = \left( \frac{\cosh \sqrt{\frac{hP}{kA_c}}(L-x)}{\cosh \sqrt{\frac{hP}{kA_c}}L} \right) (T_b - T_\infty) + T_\infty \quad (\mathbf{a})$$

Sustituyendo valores para obtener  $m$ :

Donde  $P = \pi D = 1.57$  y  $A_c = \pi D^2/4 = 0.19$

$$m = \sqrt{\frac{hP}{kA_c}} = \sqrt{\frac{(25)(1.57)}{(390)(0.19)}} = \mathbf{0.71}$$

Para encontrar la distribución a lo largo de la varilla  $x$  tiene los siguientes valores:

$$x = 0 \quad x = 0.25 \quad x = 0.5 \quad x = 0.75 \quad x = 1$$



Sustituyendo en la ecuación (a) los valores obtenemos:

$$T = \left( \frac{\cosh[(0.71) (1 - 0)]}{\cosh[(0.71) (1)]} \right) (1273.15 - 293.15) + 293.15 = 1273.15 \text{ K}$$

$$T = \left( \frac{\cosh[(0.71) (1 - 0.25)]}{\cosh[(0.71) (1)]} \right) (1273.15 - 293.15) + 293.15 = 1175.15 \text{ K}$$

$$T = \left( \frac{\cosh[(0.71) (1 - 0.5)]}{\cosh[(0.71) (1)]} \right) (1273.15 - 293.15) + 293.15 = 1116.35 \text{ K}$$

$$T = \left( \frac{\cosh[(0.71) (1 - 0.75)]}{\cosh[(0.71) (1)]} \right) (1273.15 - 293.15) + 293.15 = 1086.95 \text{ K}$$

$$T = \left( \frac{\cosh[(0.71) (1 - 1)]}{\cosh[(0.71) (1)]} \right) (1273.15 - 293.15) + 293.15 = 1067.35 \text{ K}$$

Para la simulación utilizamos dos condiciones de frontera, la temperatura base y el coeficiente de transferencia de calor por convección, dejando la cara exterior del cilindro sin condición de frontera para que el software la considere adiabática:

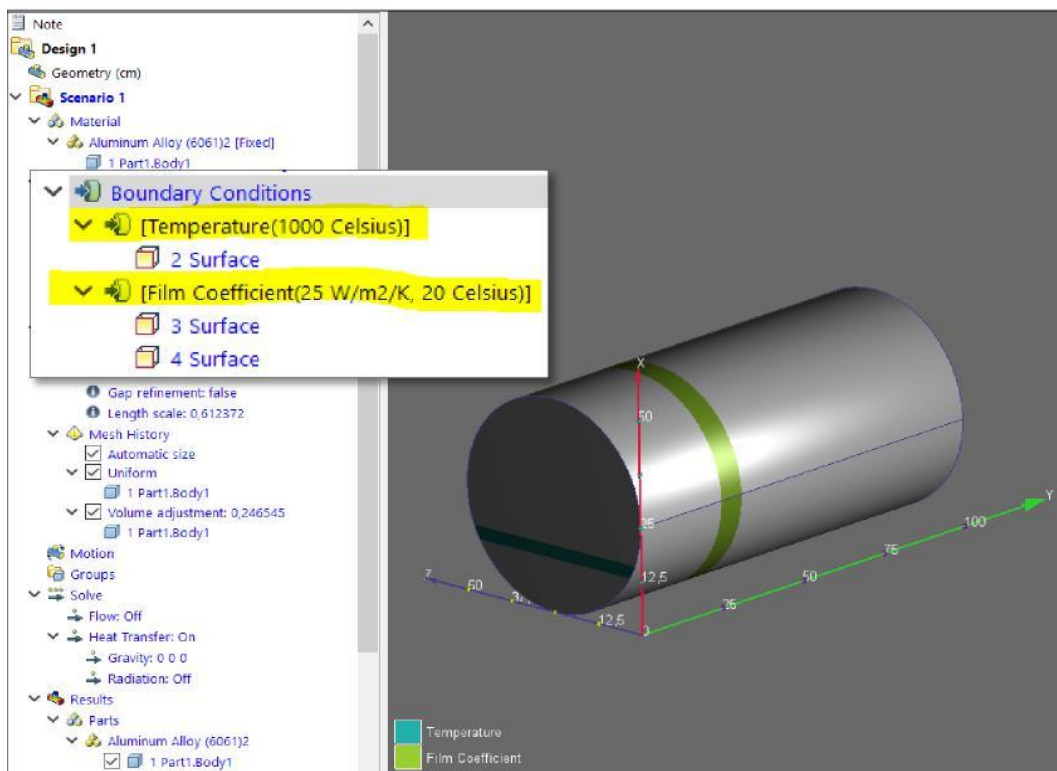


Figura 40 - Establecimiento de condiciones de frontera

Se colocan cinco puntos en los valores de  $x$ :

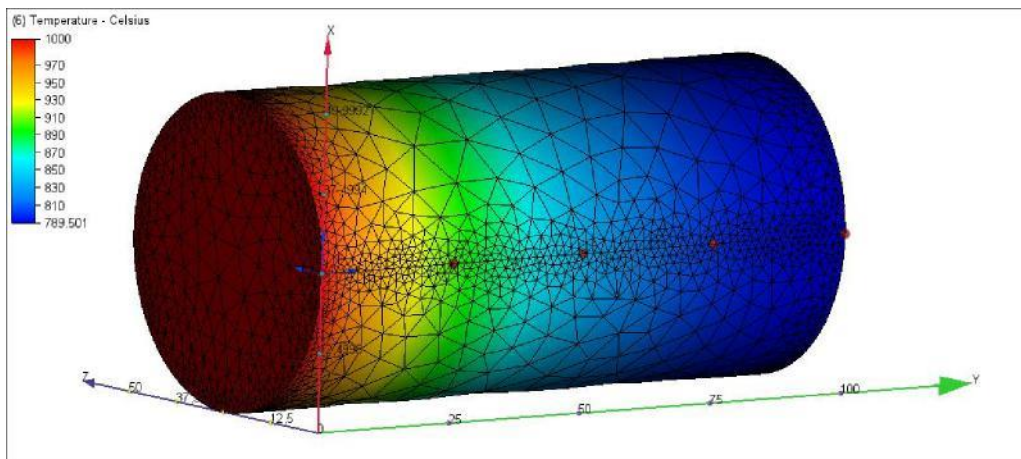


Figura 41 - Establecimiento de puntos en superficie de cilindro

Las temperaturas en los puntos establecidos son las siguientes:

Result Quantity	Design 1 Scenario 1	Reference	Units
<b>Point 2</b>			
Temperature	904.175	N/A	Celsius
<b>Point 1</b>			
Temperature	840.148	N/A	Celsius
<b>Point 3</b>			
Temperature	802.274	N/A	Celsius
<b>Point 4</b>			
Temperature	789.673	N/A	Celsius
<b>Point 5</b>			
Temperature	1000	N/A	Celsius

Figura 42 - Reporte de temperaturas en puntos de Autodesk

Colocamos ambos resultados en una tabla y calculamos el error:

$x$	°C Método Numérico	°C Método Analítico	% Error
0	1000	1000	0,00
0.25	904	902	0,22
0.5	840	843	0,36
0.75	802	813	1,35
1	789	794	0,63

Como se puede observar, el mayor error en Autodesk es de **1.35%** entre resultado analítico y numérico.

## 11.2 MÉTODO NUMÉRICO APLICADO AL MÉTODO ANALÍTICO

Ahora que hemos verificado que el software se aproxima a los resultados analíticos en el ejercicio realizado previamente, simularemos nuestra aproximación matemática para comparar resultados. Tomando en cuenta la información obtenida mediante el método analítico planteamos lo siguiente:

Considere un cilindro de 0,4 m de largo y 0,11 m de diámetro con ambos extremos adiabáticos, la temperatura en la superficie es de  $T_s = 45,4 \text{ }^\circ\text{C}$  la cual presenta un coeficiente de transferencia de calor por convección  $h = 24.35 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ , el cilindro se encuentra inmerso en un fluido a una velocidad  $= 6,5 \text{ m/s}$ .

Las propiedades del fluido (aire) se evalúan a 1 atm y a la *temperatura de película* la cual se define como:  $T_f = 1/2 (T_\infty - T_s)$  la cual es el promedio de la temperatura de la corriente libre y de la superficie, con lo que obtenemos  $T_\infty - T_s/2 = (86,4 + 54,4)/2 = 65,9 \text{ }^\circ\text{C}$  , siendo las propiedades del fluido a esta temperatura [18]:

$$k = 0.028935 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\nu = 1.9521 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0.70837$$

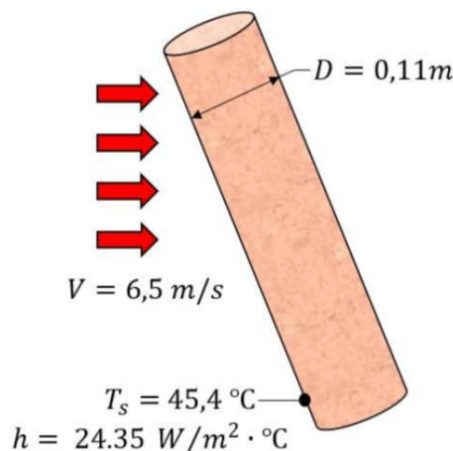


Figura 43 - Planteamiento para método numérico

## 11.3 CONFIGURACIÓN DE SIMULACIÓN

El primer paso para realizar es la configuración de las propiedades del fluido, las cuales tienen que ser configuradas a la *temperatura de película*  $T_f = 65,9 \text{ }^\circ\text{C}$ , siendo las propiedades requeridas por el software las siguientes:

Density	1.0412 kg/m3
Viscosity	2.0325e-05 Pa-s
Conductivity	0.028935 W/m-K
Specific heat	1008 J/kg-K

Figura 44 - Cuadro de configuración de propiedades de materiales Autodesk CFD

Este material es asignado al volumen de control, mientras que el cilindro que representa la pierna del piloto se le asigna un material que representa la piel humana:

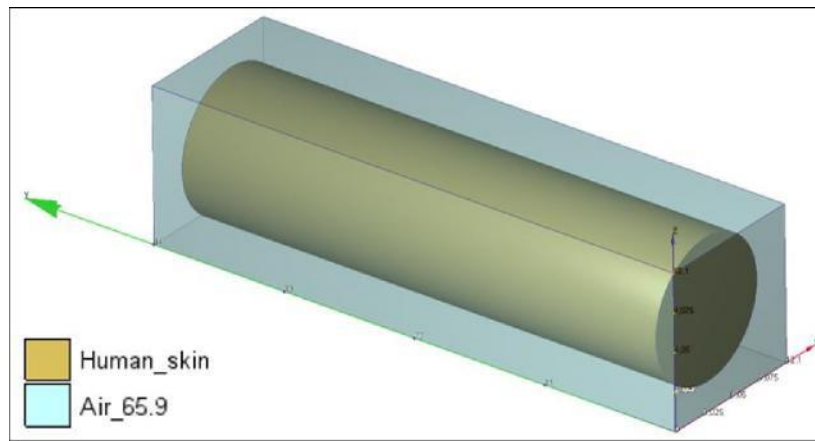


Figura 45 - Materiales asignados a sólido y volumen de control

Se establecen las condiciones de frontera, comenzando con el sólido, el cual tienes dos condiciones, la temperatura en la superficie  $T_s = 45,4^{\circ}\text{C}$ , y el coeficiente de transferencia de calor por convección  $h = 24.35 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$

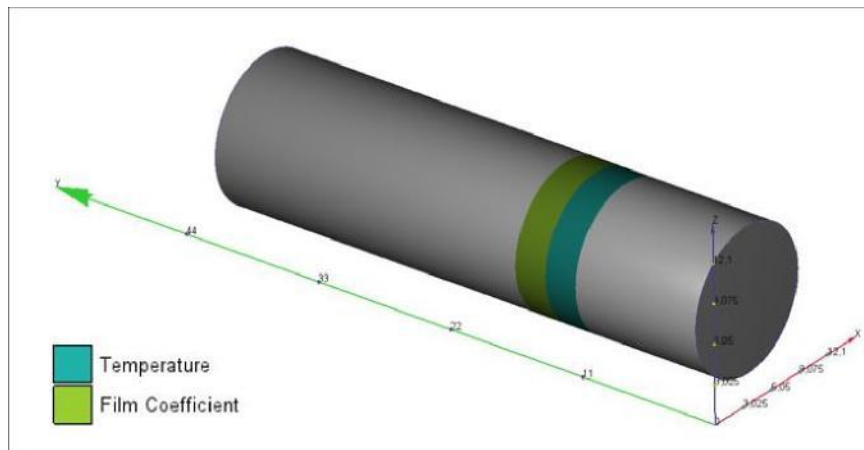


Figura 46 - Condiciones de frontera en solido

En la condición de coeficiente de transferencia por convección (*Film Coefficient*) se pide una temperatura de referencia, esta temperatura es la temperatura del fluido a la cual el sólido está expuesto:

Property settings	
Type	Film Coefficient
Time	Steady State
Coefficient Units	W/m2/K
Film Coefficient	24,35
Temperature Units	Celsius
Ref Temperature	65,9

Figura 47 - Configuración de condición de frontera de coeficiente de transferencia

Para el volumen de control establecemos una entrada de aire con la velocidad establecida por el planteamiento  $V = 6,5 \text{ m/s}$ , en la salida se establece una condición de frontera de presión con valor de 0, esto para que el fluido fluya de la entrada a la salida de forma uniforme:

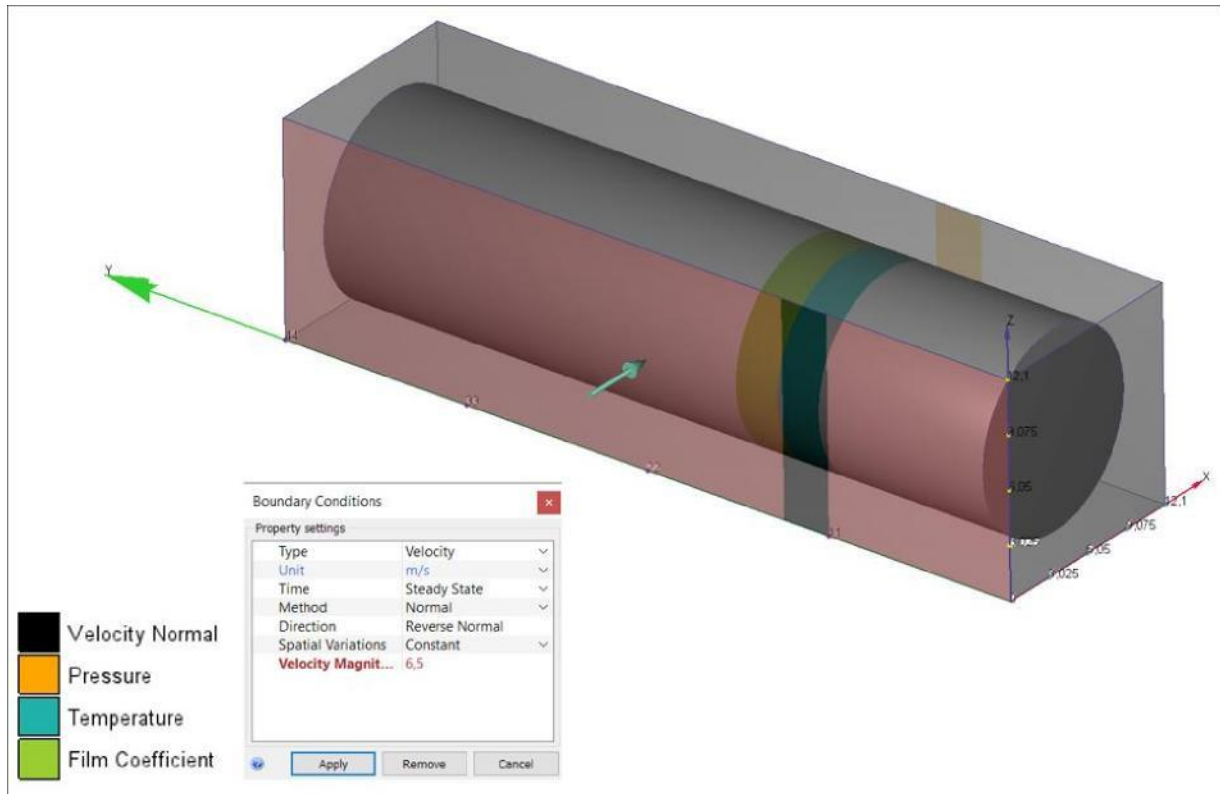


Figura 48 - Establecimiento de condiciones de frontera en volumen de control

Para el mallado, utilizaremos la herramienta de malla adaptativa, la cual utiliza los resultados de la solución para mejorar progresivamente la definición de la malla. La simulación se ejecuta varias veces, los resultados de la ejecución del ciclo anterior se utilizan para mejorar la malla en el siguiente ciclo teniendo como resultado una malla optimizada para la simulación siendo la malla más fina para regiones de alto gradiente y más gruesa en el resto de las zonas, mostrando porcentajes de independencia para los parámetros de presión, velocidad y temperatura, entre más altos sean los valores la malla es menos sensible lo que significa que la solución se aproxima a la independencia de la malla [21], en nuestro caso utilizaremos tres iteraciones:

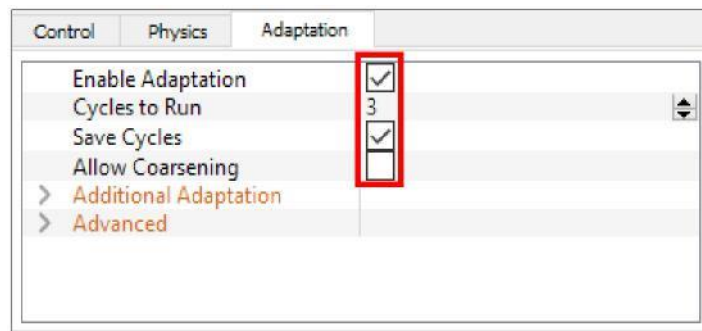


Figura 49 - Activación de mallado adaptativo

Derivado de los resultados obtenidos en el método analítico, utilizamos un flujo laminar incompresible; para la advección, Autodesk CFD cuenta con 5 tipos de esquemas, en nuestro caso, utilizaremos el esquema ADV3 (flux based scheme), el cual esta calibrado para problemas de arrastre o flujo externo uniforme.

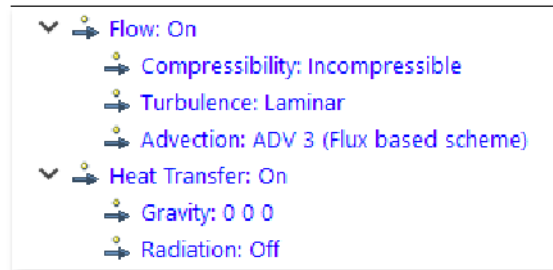


Figura 50 - Configuración de la solución

## 11.4 RESULTADOS DE SIMULACIÓN

Derivado de la malla adaptativa, el porcentaje de independencia en los parámetros de presión, velocidad y temperatura es el siguiente (se muestran los resultados de la malla inicial y los tres ciclos de optimización):

\*\* FINITE ELEMENT SUMMARY FOLLOWS...

4722 Total Nodes, 4545 Fluid Nodes, 177 Solid Nodes

10519 Total Elements, 8884 Fluid Elements, 1635 Solid Elements

\*\*\*\*\* ANALYSIS STARTED \*\*\*\*\*

\*\* FINITE ELEMENT SUMMARY FOLLOWS...

21116 Total Nodes, 19563 Fluid Nodes, 1553 Solid Nodes

51830 Total Elements, 40279 Fluid Elements, 11551 Solid Elements

\*\*\*\*\* ANALYSIS STARTED \*\*\*\*\*

Mesh independence: **Pressure: 90.97% Velocity: 95.69% Temperature: 100.00%**

\*\* FINITE ELEMENT SUMMARY FOLLOWS...

56668 Total Nodes, 51793 Fluid Nodes, 4875 Solid Nodes

148774 Total Elements, 113921 Fluid Elements, 34853 Solid Elements

\*\*\*\*\* ANALYSIS STARTED \*\*\*\*\*

Mesh independence: **Pressure: 91.47% Velocity: 98.65% Temperature: 100.00%**

\*\* FINITE ELEMENT SUMMARY FOLLOWS...

93593 Total Nodes, 86068 Fluid Nodes, 7525 Solid Nodes

252367 Total Elements, 197174 Fluid Elements, 55193 Solid Elements

\*\*\*\*\* ANALYSIS STARTED \*\*\*\*\*

Mesh independence: **Pressure: 95.94% Velocity: 98.93% Temperature: 100.00%**



Como podemos observar, hubo un aumento gradual tanto de número de nodos como de elementos con cada iteración. Este aumento de nodos y elementos no es uniforme, como se comentó anteriormente, la malla se hace más finas en regiones de alto gradiente, como podemos observar en la Figura 51 la cual presenta un refinamiento de malla en las zonas de contacto inicial del fluido con el sólido:

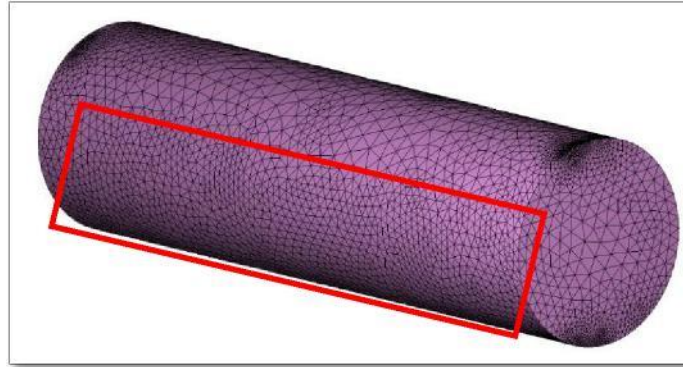


Figura 51 - Zonas de refinamiento de mallado por malla adaptativa

La resultante de este aumento de nodos y elementos, así como el refinamiento de malla en regiones específicas nos da como resultado los siguientes porcentajes de independencia:

Presión: **95.94%** Velocidad: **98.93%** Temperatura: **100.00%**

Si seccionamos la geometría y realizamos un sumario de datos podemos comparar la variación de los parámetros de presión, velocidad (x) y temperatura en cada escenario de mallado, siendo el primer escenario el mallado final continuando con los tres ciclos de adaptación:

Result Quantity	Design 1 Scenário 1	Design 1 Scenário T - Mesh 1	Design 1 Scenário T - Mesh 2	Design 1 Scenário T - Mesh 3	Reference Units
<b>Plane 2</b>					
Pressure	4.17453	3.71264	4.38201	4.31848	N/A Pa
Temperature	45.4001	45.4001	45.4	45.4001	N/A Celsius
Vx-Velocity	37.0343	33.0501	36.0604	36.9776	N/A m/s

Figura 52 - Sumario de datos

A continuación, se presentan los porcentajes de error entre los mallados:

Mesh	Vx- Velocity		% Error	Mesh	Pressure		% Error
Mesh 3 vs Final	37,0343	36,9776	0,1533	Mesh 3 vs Final	4,3185	4,1745	3,4483
Mesh 3 vs 2	36,9776	36,0604	2,5435	Mesh 3 vs 2	4,3138	4,3820	1,5566
Mesh 2 vs 1	36,0604	33,0501	9,1083	Mesh 2 vs 1	4,3820	3,7126	18,0295

Podemos confirmar con este sumario que la diferencia de presión entre los ciclos tres y final es menor que la diferencia entre los ciclos uno y dos, siendo el mismo resultado para la velocidad en dirección x mientras que la temperatura se mantiene constante, esto indica que los parámetros van cambiando menos con cada refinamiento alineándose al objetivo de una malla independiente para la solución.



En el método analítico se obtuvo que la transferencia de calor desde el flujo hacia el sólido tiene un valor de:

$$\dot{Q}_{conv} = -137,77 \text{ W}$$

Por lo cual, con el método numérico pretendemos obtener este valor promedio para calcular un porcentaje de error entre nuestro método analítico y método numérico.

Toda solución genera un reporte con una enorme cantidad de resultados, pero en nuestro caso es solamente de nuestro interés la transferencia de calor entre el fluido y el sólido, para esto podemos consultar el sumario de los resultados de la simulación y referirnos al balance de energía el cual se presenta a continuación:

```

*** Fluid Energy Balance Information:
MdotIn x Cp x (TOut - Tin) = -9.0778e-10 Watts
(Numerical) Energy Out - Energy In = 137.89 Watts
Heat Transfer from Wall To Fluid = 137.89 Watts
Heat Transfer Due to Sources In Fluid = 0 Watts

*** Solid Energy Balance Information:
Heat Transfer from Exterior To Solid = 0 Watts
Heat Transfer Due to Sources In Solid = 0 Watts
Heat Transfer From Fluid To Solid = -137.89 Watts
    
```

Figura 53 - Balance de energía de la solución

Comparando resultados entre método analítico y numérico obtenemos:

W Método Numérico	W Método Analítico	% Error
-137.77	-137.89	0,0870

Como se mencionó anteriormente, este ejercicio analítico de simplificación nos ha permitido observar las causas, naturaleza y efectos de nuestro fenómeno mediante expresiones matemáticas, las cuales nos permiten comprender el comportamiento de los medios, así como la traducción a un lenguaje de simulación por CFD. Pero, en la realidad, el problema es más complicado; debido a varios factores como la forma en que el fluido fluye, las áreas de contacto, la geometría de la pierna, la geometría del vehículo y, sobre todo, que las variables no son uniformes ni constantes en el medio.

Por lo tanto, a continuación, se realizará una simulación numérica con una geometría que represente el modelo y piloto real con el objetivo de simular las condiciones obtenidas en nuestras pruebas experimentales pudiendo determinar el comportamiento de la transferencia de energía hacia el cuerpo del piloto de forma completa.

## 11.5 PRE PROCESAMIENTO

---

En esta sección se describe la definición de la geometría CAD y las herramientas utilizadas para el modelado del modelo de prueba utilizado en las pruebas experimentales, posterior a esta definición, se describe la simplificación del modelo en términos de ensamble y un procesamiento para identificar características geométricas que pudieran afectar el mallado y su corrección.

### 11.5.1 DEFINICIÓN DE GEOMETRÍA

---

Para el modelado CAD tanto de superficies como sólidos se utilizó el software Autodesk® Fusion 360®, esto debido a que algunas geometrías del vehículo como el sistema de carenado son superficies irregulares complejas que por su geometría no es posible modelarlas con exactitud mediante operaciones de revolución o extrusión. Mientras que elementos mecánicos como el motor, suspensión y dirección son geometrías que pueden ser obtenidas mediante las herramientas primitivas. Otro factor para tomar en cuenta es que, al modelar por superficies, estas son creadas mediante vértices y líneas que conectan estos vértices los cuales crean una malla, al exportar estos sólidos por superficies al software CFD, este lo reconoce como una malla la cual presenta deformaciones que no pueden ser reparadas con algún método conocido lo cual afecta la calidad de malla como puede observarse en la Figura 54 y 55.

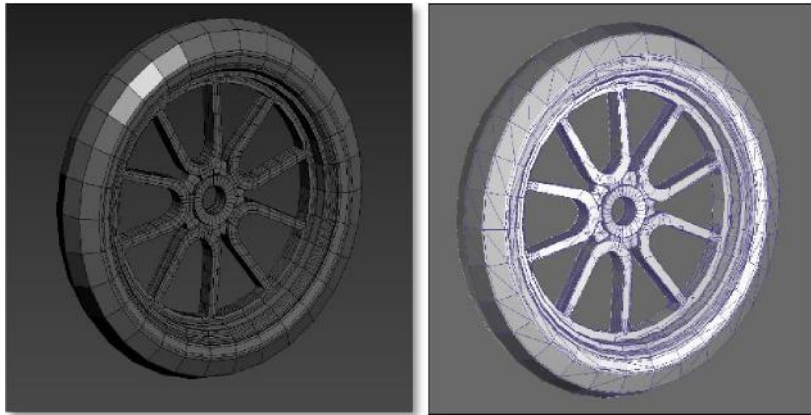


Figura 54 – Deformación de vértices y líneas de conexión al exportar un modelo por superficies a un formato compatible

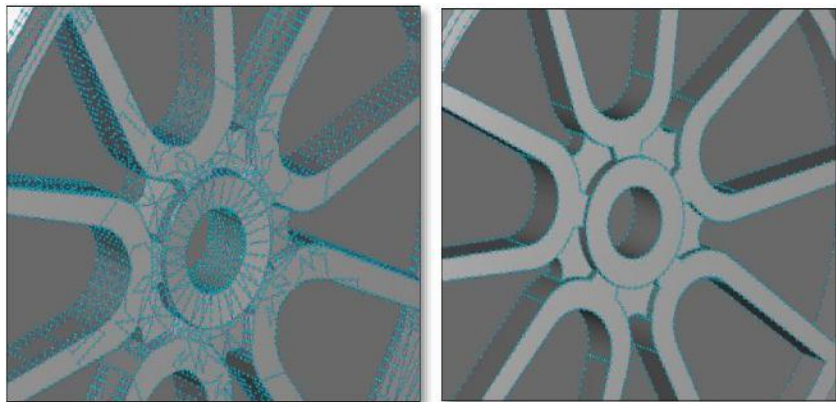


Figura 55 - Comparativa de distribución de nodos de un modelo por superficies contra un modelo por sólidos

Para el modelado de componentes mecánicos se utilizaron imágenes de referencia de la motocicleta a escala real sin el sistema de carenado a manera de plano de referencia, sobre las cuales se trazaron las geometrías internas del vehículo (Figura 56)



Figura 56 - Sólidos modelados sobre imagen de referencia

Como se comentó en la primera parte de este capítulo, el sistema de carenado está compuesto de geometrías irregulares las cuales favorecen la aerodinámica del vehículo, por lo cual no puede ser modeladas por operaciones primitivas (extrusión, revolución, etc.), por lo cual, en este caso, el sistema de carenado tiene que ser modelado por medio de superficies para poder simular en la mayor medida de lo posible la geometría.

Es importante tener un alto grado de similitud con el modelo físico, en estos componentes, ya que estos representan una parte del flujo a estudiar, pues redirigen el flujo a través del vehículo y son en parte resultante del calentamiento del piloto, por lo cual la herramienta de simplificación en este caso no se utilizará.

El modelado del sistema de carenados se realiza por medio de las herramientas “Form” (menú de herramientas Form de Autodesk® Fusion 360® (Figura 57) el cual contiene herramientas para la creación y manipulación de superficies de cuerpos llamados “T-Splines Bodies”

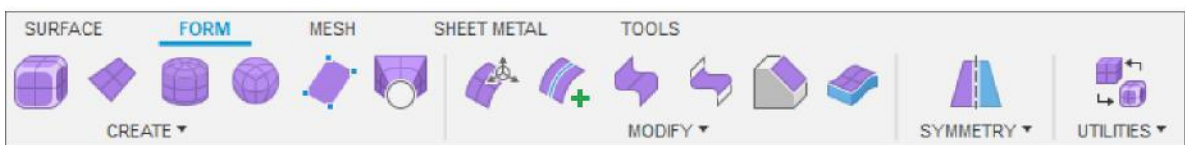


Figura 57 - Menú de herramientas Form Autodesk® Fusion 360®

Con la creación de superficies y la manipulación de sus vértices y bordes (Figura 58) es posible crear superficies complejas como el carenado de la motocicleta que requerimos modelar, teniendo en cuenta tres buenas prácticas principales:

- Todas las superficies, de preferencia, deben de estar compuestas por cuatro lados para evitar discontinuidades en la geometría.
- Menos vértices y bordes crean geometrías más limpias, por lo cual solo tenemos que utilizar el número de vértices y bordes necesarios para generar la forma de nuestra geometría.
- Evitar unir más de o menos de cuatro superficies en una intersección.

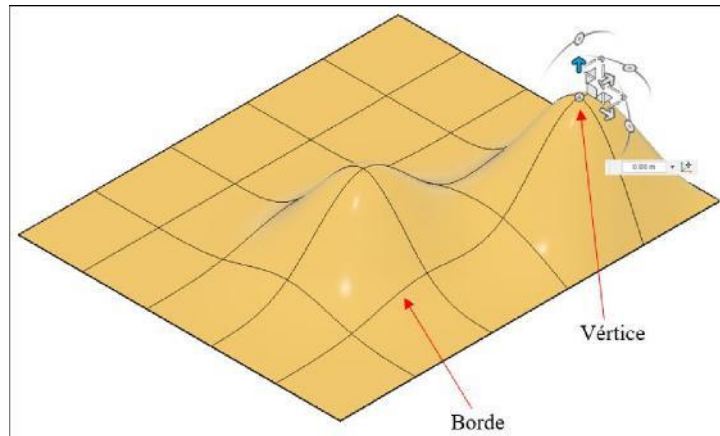


Figura 58 - Manipulación de bordes y vértices

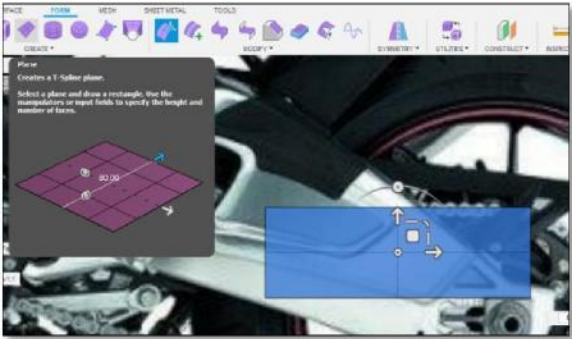
Para el modelado se utilizó, al igual que los componentes mecánicos, un sistema de imágenes de referencia (Figura 59) con medidas reales del modelo físico para la realización de los sketches conceptuales para el trazado de líneas base de los cuerpos t-splines.



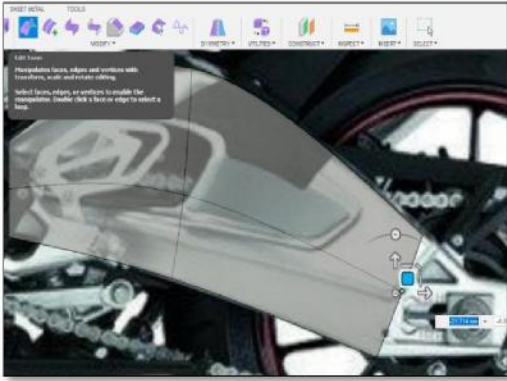
Figura 59 - Sistema de imágenes de referencia para trazado de curvas base



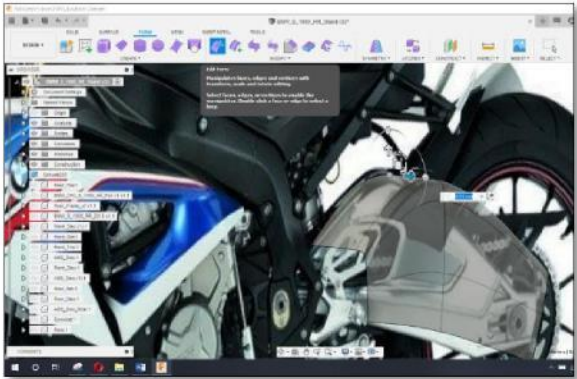
Para la creación de cuerpos t-splines (tomando en cuenta las practicas anteriormente mencionadas para las superficies), después de ciertas pruebas, se determinó que la mejor forma (Figura 60) de crear una geometría para nuestro vehículo es la siguiente:



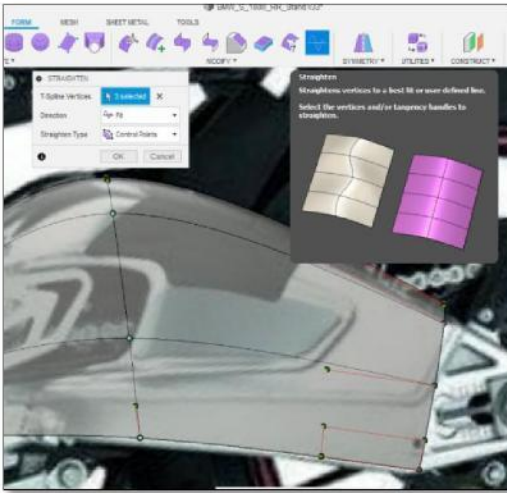
**Creación de un plano t-spline base**



**Ajuste en vectores X, Y de vértices sobre líneas base**



**Ajuste en vector Z de vértices sobre líneas base**



**Para el ajuste de trazados y radios se utilizan las herramientas "Straighten" y "Bevel Edge"**

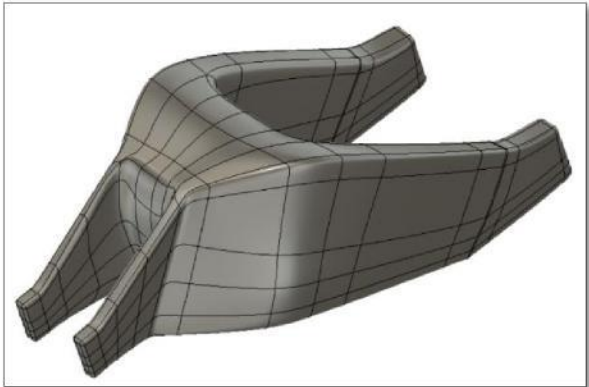


Figura 60 - Desarrollo de cuerpos T-Splines

Tras desarrollar de todos los componentes bajo las prácticas antes descritas se obtiene el sistema de carenado y chasis (Figura 61).



Figura 61 - Modelado por comando "Form" de sistema de carenado y chasis

Es relevante mencionar que derivado de las pruebas experimentales que se realizaron, es importante en el modelado de la geometría los elementos generadores de flujo y los elementos que lo direccionan, por lo que tenemos que poner especial atención en representar esta geometría de la forma más simplificada, pero sin modificar su función, en nuestro caso, el ventilador del radiador, así como los carenados que direccionan el flujo.

Los elementos en los que colocamos especial atención son la carcasa de entrada del radiador y la carcasa de sostén del ventilador al radiador. La primera con la función de direccionar el aire de entrada al radiador no permitiendo que fluya por los costados y la segunda la absorción de aire hacia el ventilador. Para evitar que el flujo de aire caliente fluya entre los componentes del motor y el tanque de gasolina, existen deflectores que re direccionan el aire a los costados y la parte inferior del vehículo como podemos ver en la siguiente figura:

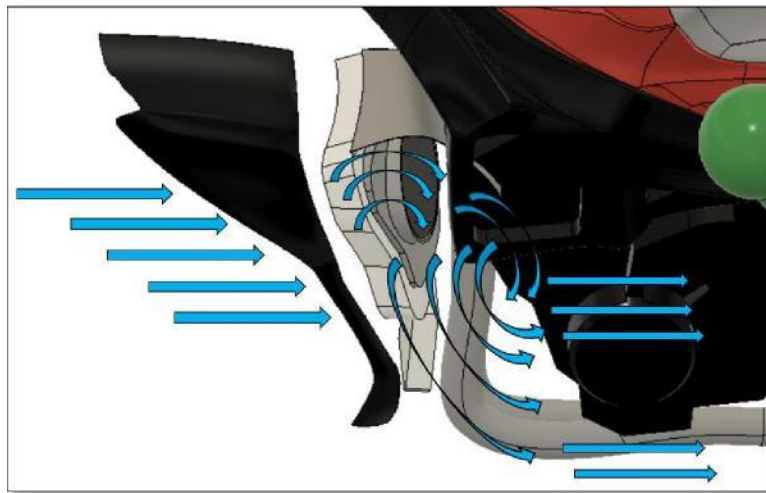


Figura 62 - Flechas en azul mostrando el direccionamiento del flujo por las carcasas

En el caso de requerir simulación del calentamiento solar de un objeto, nuestro modelo debe de ser contenido dentro de un volumen que represente el medio ambiente bajo el cual el fenómeno se desarrolla; dentro de las prácticas de modelado de CFD Autodesk [22] se menciona lo siguiente:

*El propósito de ambas regiones (medio ambiente y suelo) es de simular apropiadamente los efectos de la transferencia de calor (por radiación) reflejada y emitida entre los objetos y sus alrededores. Estos dos elementos en un modelo solar permiten una simulación adecuada del flujo solar indirecto hacia y desde el suelo y la pérdida y / o ganancia de energía radiativa hacia el cielo.*

Acorde a los lineamientos de modelado de CFD Autodesk, el suelo debe ser aproximadamente 1 metro de espesor, el espesor de la zona 20 veces el ancho y largo del objeto de estudio y por último la altura del volumen de control debe ser por lo menos 10 veces el objeto de estudio, no siendo crítica la forma del volumen de control pudiendo ser preferentemente un hemisferio o cubo.

Tomando en cuenta las dimensiones de nuestro objeto:

- Largo: 2,05 m
- Alto: 1,45 m
- Ancho: 0,7 m

Las dimensiones de nuestro volumen de control, siguiendo los lineamientos, serán las siguientes:

Figura 63 - Vista desde arriba de dimensiones de suelo

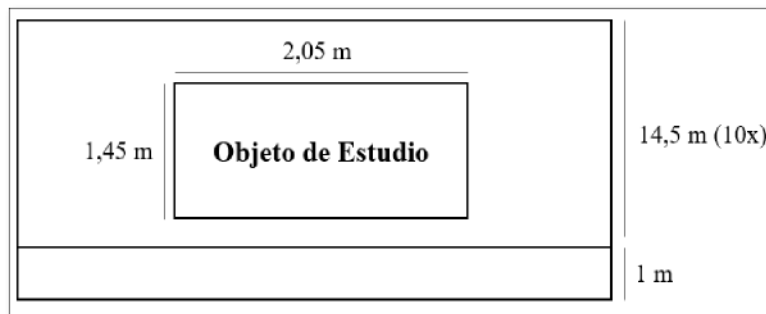
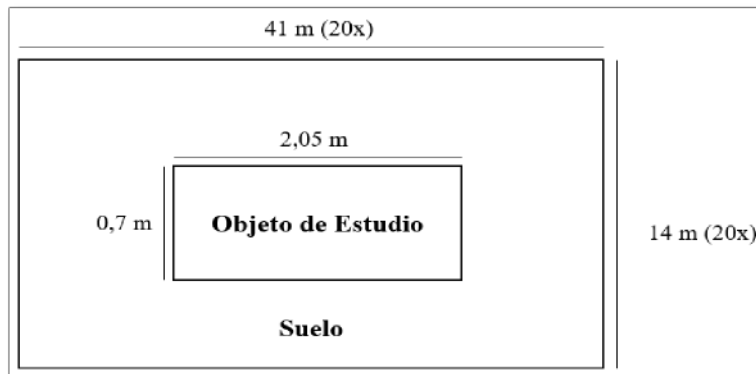


Figura 64 - Vista lateral dimensionamiento de suelo y volumen de control



En nuestro caso hemos dividido el metro de suelo en dos partes: 0.2 m de pavimento y 0.8 m de tierra:



Figura 65 - División del suelo en caso de estudio

## 11.5.2 PRE PROCESAMIENTO DE MODELO CAD

---

Es importante mencionar que, para una simulación, existen buenas prácticas en el modelado que nos permiten realizar una simulación de una forma más efectiva. Teniendo en cuenta que una motocicleta está compuesta por miles de piezas, lo importante en el CAD es el modelado de la geometría del flujo y la optimización del modelo para la simulación, tomando en cuenta lo que la guía [23] de Autodesk® CFD nos dice previo al modelado:

- Un vehículo contiene gaps, interferencias, métodos de sujeción y características muy pequeñas; todo este conjunto es necesario para su funcionamiento, pero pueden agregar complejidad innecesaria a la simulación.
- Para ahorrar tiempo y recursos de computación, es aconsejable eliminar en la mayoría de lo posible, todas estas características que por su tamaño o funcionalidad afectarían muy poco el resultado de la simulación.
- En nuestro caso, tenemos un ensamble de tamaño considerable, tenemos que considerar analizar únicamente porciones críticas del diseño, lo cual nos ayudará a acelerar el proceso de análisis.

Los lineamientos para tomar en cuenta durante el modelado:

- Eliminar gaps y agujeros para métodos de sujeción.
- Eliminar métodos de sujeción como tornillos, remaches, etc. Que no impactan en el flujo o la transferencia de calor.
- Reducir el número de piezas en el ensamble al máximo, centrándose en los componentes vitales.
- Eliminar características como radios, avellanados y piezas muy pequeñas.

Para la simplificación de la primera parte del modelo, utilizaremos la herramienta de Autodesk® Fusion 360® llamada “Simplify” la cual nos permite identificar y modificar las características que pueden presentar un gasto de recursos en la simulación, Figura 66.

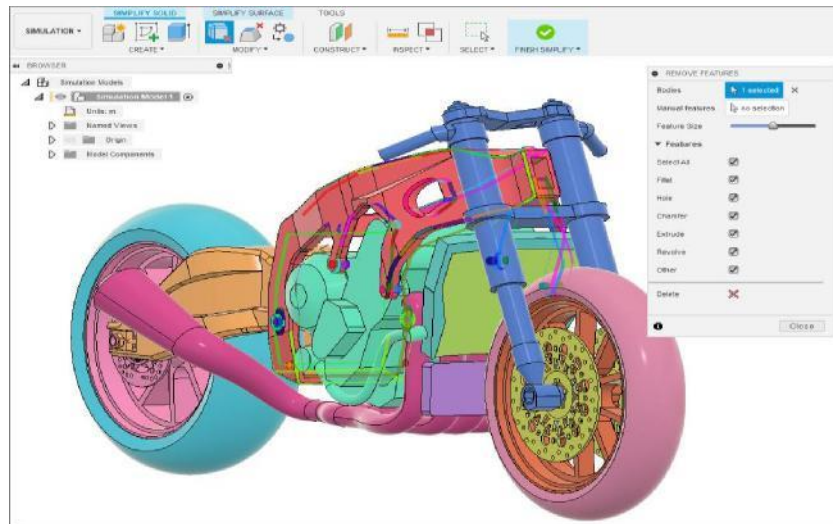


Figura 66 - Herramienta "Simplify" de Autodesk® Fusion 360®

En nuestro caso la herramienta evaluará las siguientes características para posteriormente eliminarlas: Radios, agujeros, avellanados, así como revoluciones y extrusiones de tamaños pequeños, en la Figura 67 podemos ver una comparativa entre un modelo nativo y un modelo con el proceso de simplificación:

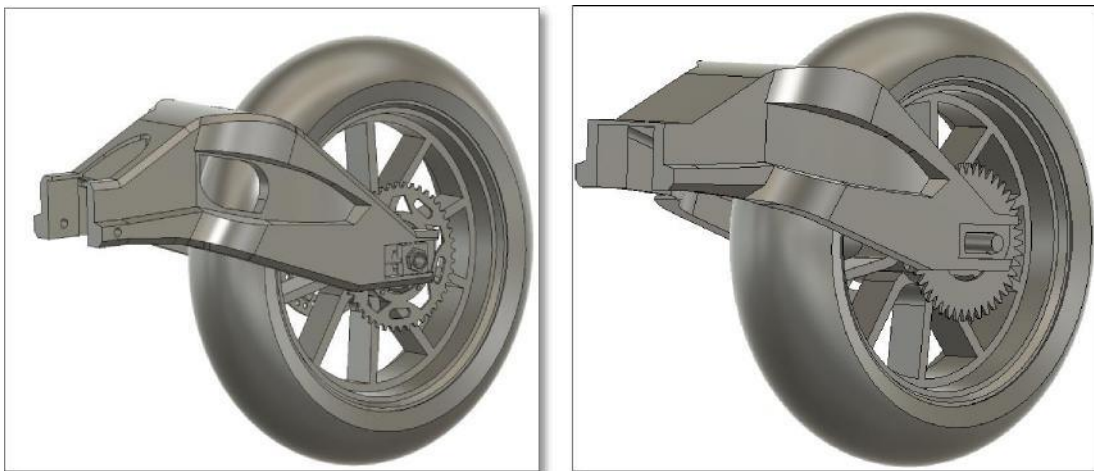


Figura 67 - Comparativa entre modelado nativo y modelo con el proceso de simplificación

Una vez concluida nuestra etapa de simplificación, todos los componentes de la primera etapa de modelado pasarán por una evaluación, mediante una herramienta llamada "Model Assessment Toolkit" por sus siglas en inglés "MAT" dentro del software Autodesk® CFD 2019®, tomando en cuenta lo que la guía [24] de Autodesk® CFD nos dice sobre la evaluación: *El éxito de los procesos de importación y mallado de modelos dentro de CFD depende en gran medida de la naturaleza de su modelo CAD. Antes de importar el modelo, use el Kit de herramientas de evaluación de modelos (MAT) para evaluar su modelo para seis tipos diferentes de problemas de geometría. Itere entre su sistema CAD y el MAT hasta que su modelo esté listo para usarse en CFD.*

El MAT proporciona herramientas para ayudar a obtener los volúmenes de fluido óptimos antes de pasar a la simulación. El uso de las herramientas, junto con su juicio de ingeniería y el conocimiento de su aplicación, pueden ayudar a que sus simulaciones sean más efectivas y eficientes. Tome el MAT para una prueba de manejo con uno de sus modelos. Itere con las diferentes herramientas y configuraciones para ver cómo el MAT puede agregar eficiencia a su flujo de trabajo de simulación.

El MAT cuenta con seis herramientas de evaluación (Figura 68) que permiten identificar características en la geometría que pueden afectar la optimización de nuestro modelo, tanto para piezas separadas como ensambles:

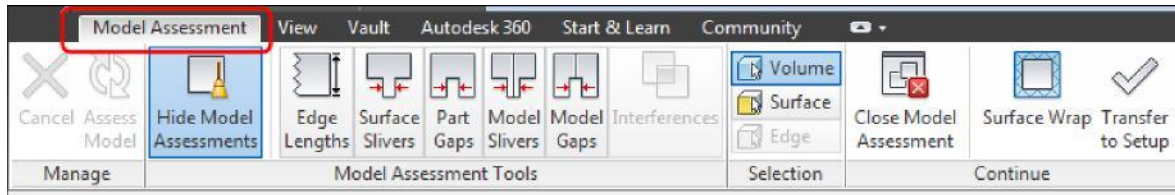


Figura 68 - Barra de herramienta de MAT

A continuación, se adjunta una breve descripción de las herramientas del MAT [24]:

**Edge Lengths:** Los bordes de piezas pequeñas requieren una siembra de malla fina que puede aumentar significativamente el recuento de malla pudiendo también introducir un comportamiento local discontinuo en las escalas de longitud de malla que impacta negativamente en la precisión de la solución.

**Surface Slivers:** Al igual que los bordes cortos, las superficies pequeñas en las piezas también pueden provocar problemas de escala de longitud de malla.

**Part Gaps:** Al igual que los bordes cortos y las superficies pequeñas, los pequeños espacios entre las superficies de una pieza pueden provocar problemas de escala de longitud de malla.

**Model Slivers:** Las piezas de ensamblaje pueden interactuar de tal manera que se creen superficies con relaciones de aspecto grandes, también conocidas como superficies de astillas (model slivers). Las superficies de astilla requieren una siembra de malla fina que puede aumentar significativamente el recuento de malla, así como también pueden introducir un comportamiento local discontinuo en las escalas de longitud de malla que impacta negativamente en la precisión de la solución.

**Part Gaps:** Similar a las superficies de astillas, los pequeños espacios entre las partes del ensamblaje también pueden causar problemas de escala de longitud de malla.

**Interferences:** Si se producen interferencias, debido a partes de interfaz, pueden ocurrir resultados inesperados al transferir su modelo a CFD. Puede terminar con partes sólidas o fluidas adicionales en su modelo de simulación debido a las operaciones booleanas involucradas. Estas partes pueden afectar sus operaciones de configuración y mallado, lo que puede conducir a ineficiencias de proceso, errores de mallado e inexactitudes de modelado.

A continuación, se presenta un ejemplo de evaluación e iterado para modificar características que la herramienta de evaluación MAT encuentre.

Para el rin trasero, encontramos bordes pequeños los cuales iteramos con la herramienta de modelado para modificarlos y obtener una geometría óptima para la simulación, teniendo en cuenta que estos elementos no participan en la transferencia de calor de estudio:

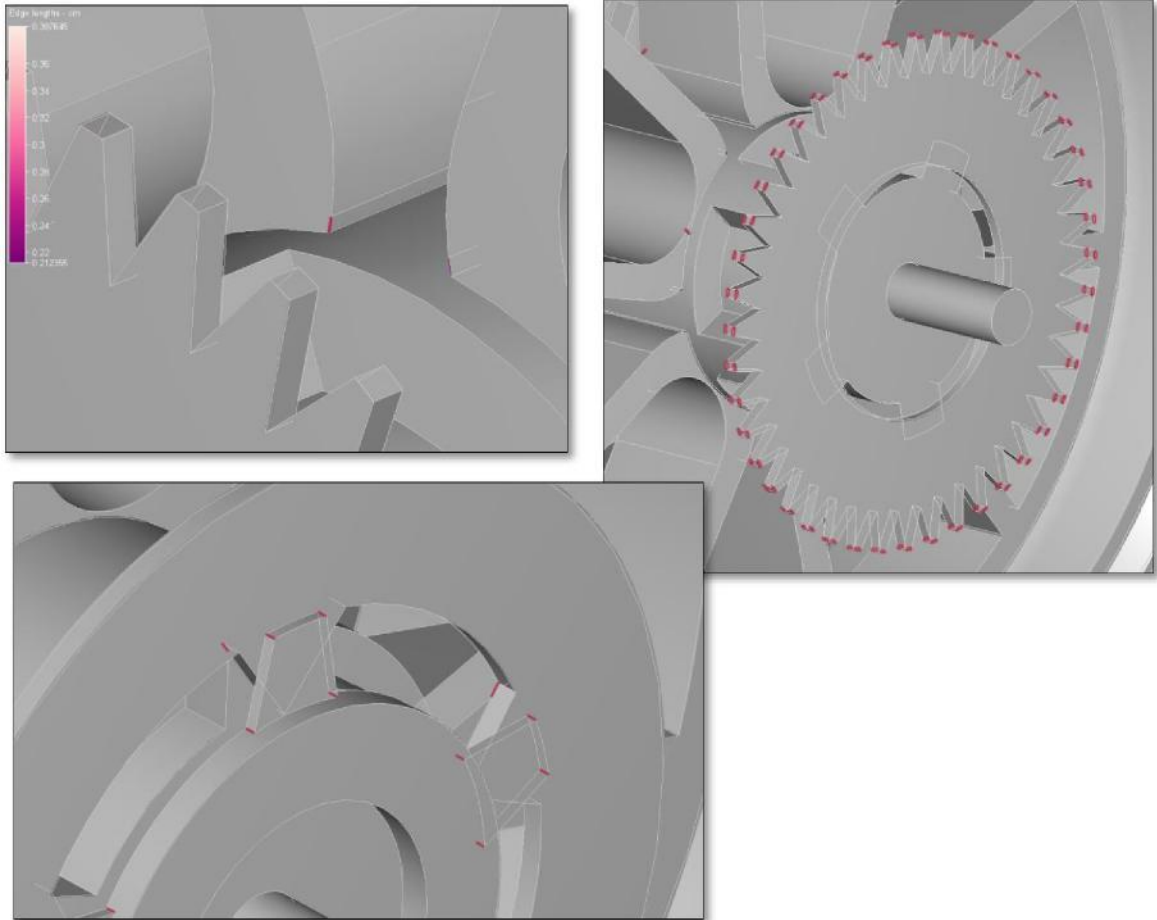


Figura 69 - Evaluación de bordes pequeños en geometría

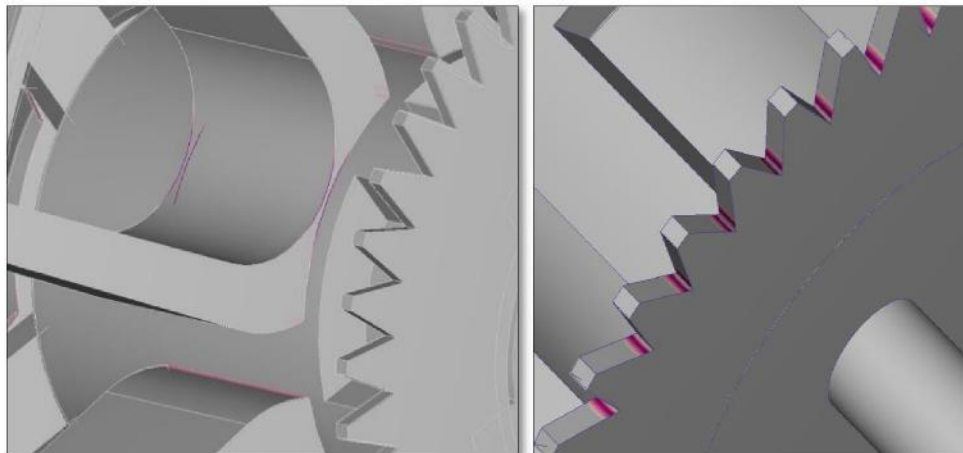


Figura 70 - Evaluación de superficies de astilla (surface slivers), espacios entre superficies y superficies de astilla

Después de iterar la geometría en el software CAD y modificar las características encontradas con la herramienta MAT, evaluamos de nuevo la nueva versión de la geometría, donde no se encuentran características que pueden afectar nuestro mallado y precisión en la solución:

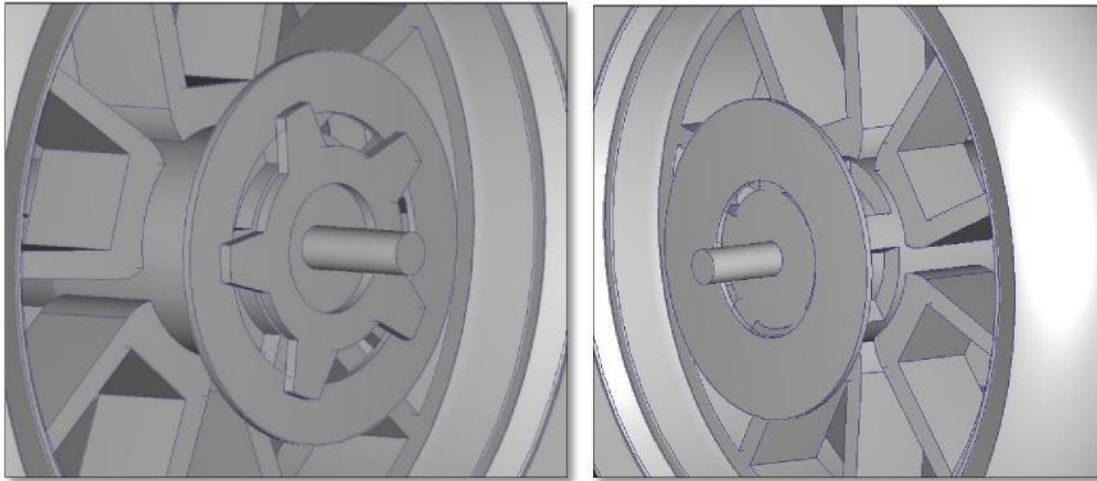


Figura 71 - Geometría obtenida después de la evaluación con la herramienta MAT

Es importante mencionar, que la iteración derivada del uso de la evaluación por la herramienta MAT está sujeta a un juicio de ingeniería y el conocimiento de la aplicación de los componentes, en nuestro caso, estos componentes son modificables debido a que no interactúan en la transferencia de calor de estudio tales como llantas, suspensión y chasis. Por lo cual son aptos para ser modificados en pro de un mallado más eficiente y una simulación más efectiva, ahorrando recursos de computación y tiempo de simulado.

En cuanto al pre procesamiento del sistema de carenados, el cual influye en la dirección que el flujo de aire fluye, no podemos buscar la simplificación ya que estaríamos modificando una de las características principales de estudio que podrían afectar los resultados de la simulación. Más, sin embargo, el sistema de carenado al ser derivados de cuerpos t-spline presenta varios bordes intermedios (Figura 72) los cuales podemos buscar simplificar para mejorar la distribución de nodos como se mostró en la Figura 55.

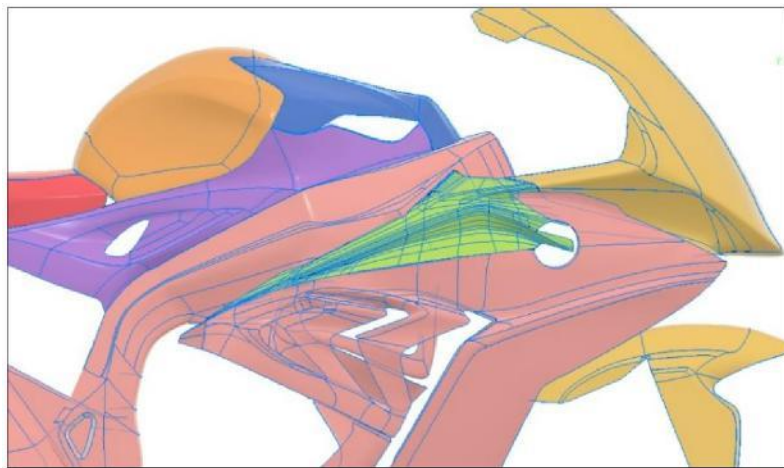


Figura 72 - Bordes intermedios en cuerpos t-spline



Para este tipo de edición, requerimos de una herramienta con mayor capacidad que las que Autodesk nos ofrece, por lo cual utilizaremos el software CADfix 11. El cual es un software enfocado en la traducción, reparación y simplificación de modelos 3D. Teniendo como principal ventaja la capacidad de importar modelos y poder reparar, con una variedad de herramientas, las características necesarias sin necesidad de estar iterando desde nuestro software CAD, teniendo la capacidad de exportar a cualquier formato necesario.

El proceso de funcionamiento de CADfix 11 es el descrito en la Figura 73, contando con tres niveles de uso (Figura 74)

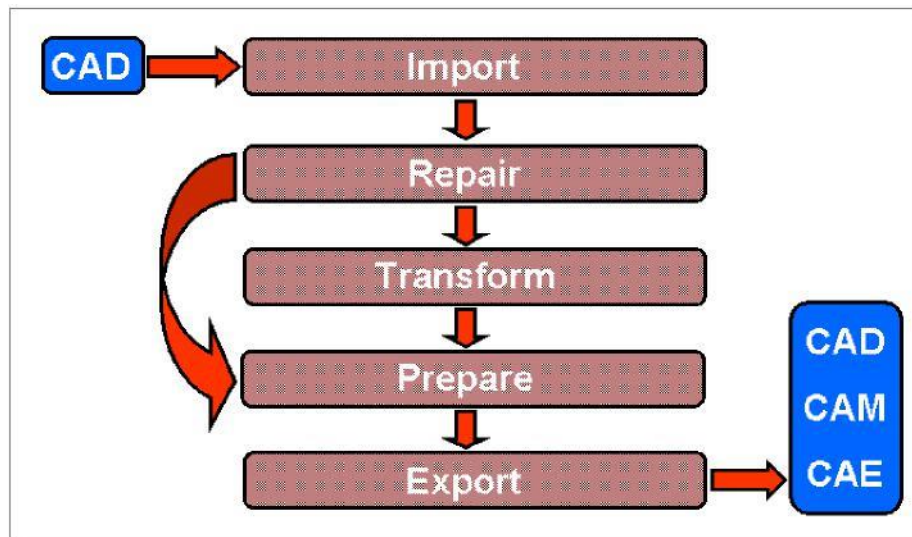


Figura 73 - Proceso de procesamiento de CADfix 11 [32]

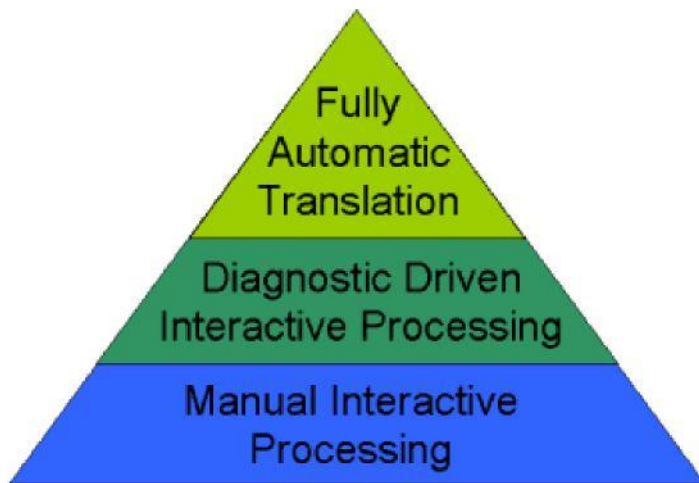


Figura 74 - Modos de uso [32]

**Full Automatic Translation:** modo de procesamiento con parámetros establecidos por default por el software con un mínimo de input por parte del usuario.

**Diagnostic Driven Interactive Processing:** El usuario es guiado a través de los problemas encontrados en el modelo aportando opciones de corrección.

**Manual Interactive Processing:** Acceso a todas las herramientas de CADfix donde la solución propuesta por el software no es la necesaria.

En nuestro caso utilizaremos el modo manual (Manual Interactive Processing) para enfocarnos en el tratamiento de bordes intermedios en los sólidos derivados de cuerpos t-splines.

La herramienta por utilizar será “Join Group of Faces” la cual nos permite unir varias superficies (Figura 77) bajo la siguiente configuración (Figura 75):

Excluimos y rechazamos caras de tres lados, así como multi-cara debido a que la distribución de nodos en el mallado se comporta mejor en sólidos compuestos por caras de cuatro lados.

Colocamos una tolerancia ajustada en el ángulo diedro el cual nos controla la máxima desviación angular entre la tangencia de los vectores a lo largo del borde común entre dos superficies.

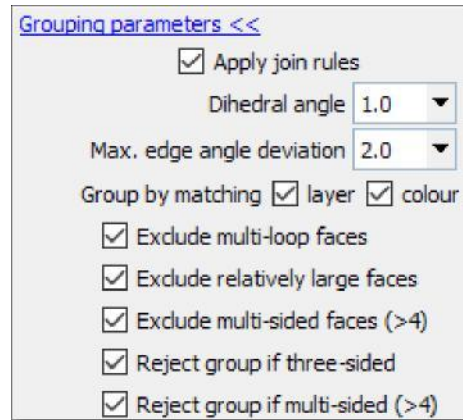


Figura 75 - Configuración

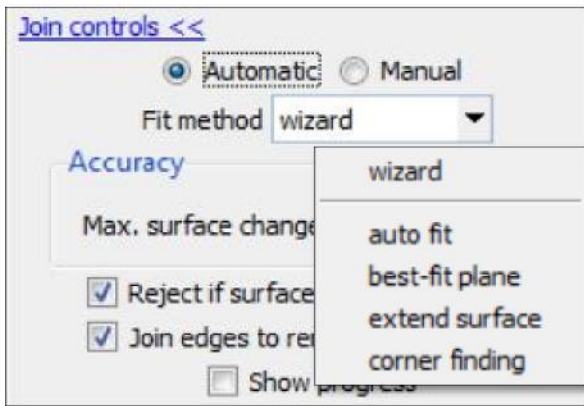


Figura 76 - Configuración

En el método de ajuste hemos elegido la opción *Wizard* ya que esto permite al software probar los cuatro métodos debajo para escoger el que mejores resultados obtenga o tenga éxito de todos, una pequeña descripción de los modos de ajuste:

**Auto Fit:** el software trata de encontrar la mejor orientación de la nueva superficie examinando la forma del grupo de caras a unir.

**Best Fit Plane:** el método asume que las caras son planares y toma los puntos más altos para generar una superficie:

**Extended Surface:** Determina la cara más larga y trata de extender su forma para cubrir el resto del grupo de superficies a unir.

**Corner Finding:** Encuentra las aristas y a partir de estas genera una superficie.

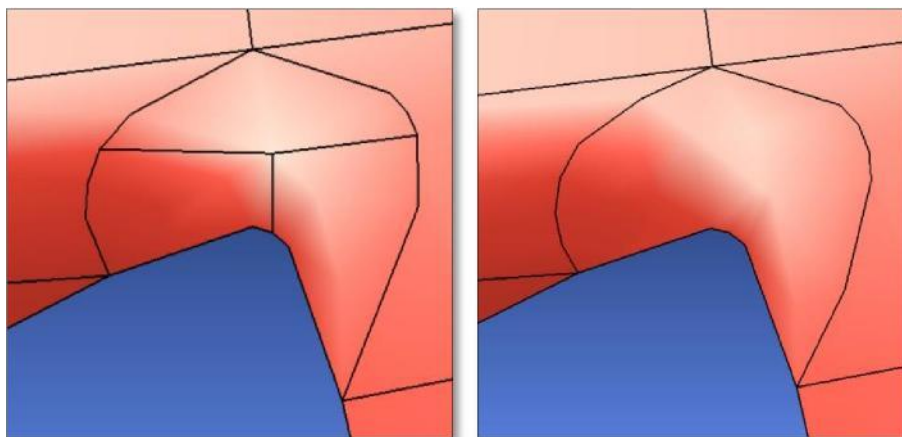


Figura 77 - Unión de superficies



Se modelan mediante operaciones primitivas la forma del piloto, esto debido a que el objeto de estudio en nuestra simulación son los efectos en el piloto; se hicieron dos modelos de piloto (Figura 78), un piloto en modo carrera y otro piloto en modo ralentí, utilizaremos el piloto para modo ralentí pues queremos obtener las temperaturas en el piloto cuando el vehículo se encuentra parado.

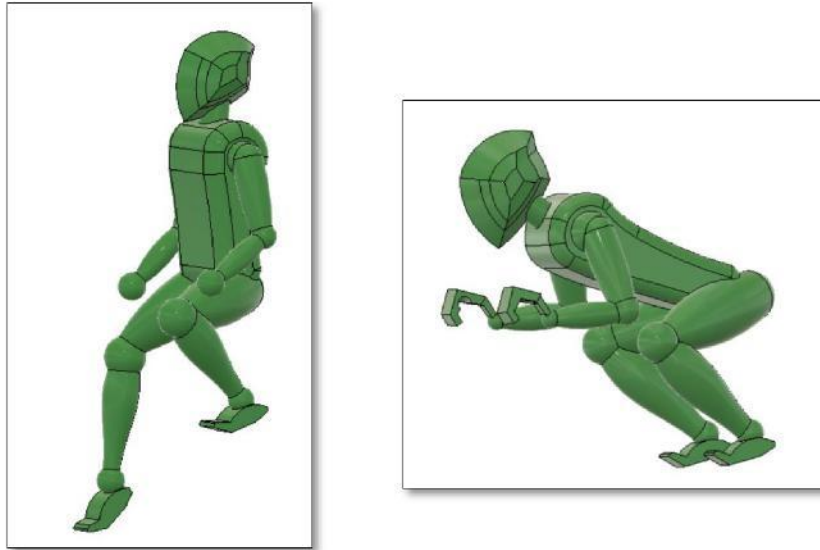


Figura 78 - Modelo de piloto

Como resultado obtenemos un modelo CAD a escala que simula el modelo físico utilizado en las pruebas experimentales (Figura 79):



Figura 79 - Modelo CAD finalizado

### 11.5.3 ESTRATEGIA DE MODELADO PARA SIMULACIÓN

Aun cuando se ha modelado en su totalidad el modelo físico (estableciendo un filtro para gaps y agujeros para métodos de sujeción como tornillos, remaches y características como radios, avellanados y piezas muy pequeñas), existen aún elementos dentro de nuestro ensamble que no intervienen en el flujo o la transferencia de calor.

Resultado de las pruebas experimentales podemos concluir lo

siguiente: Los elementos generadores de calor en el vehículo son tres:

- Radiador y ventilador
- Motor
- Sistema de Escape

La prueba, al haber sido realizada en un espacio cerrado, no se tiene una corriente de aire, se determina mediante la prueba con el anemómetro que la generación de flujo proviene del ventilador, mientras que los elementos con los que contacta brindan la dirección del flujo, por lo cual los elementos que generan flujo, así como lo direccionan son los siguientes:

- Ventilador (generación de flujo)
- Direccionadores internos de flujo y sistema de carenado

Por lo cual concluimos que el resto de los componentes tales como llantas, rines, sistema de frenado y sistema de suspensión no intervienen en la transferencia de calor al no presentar una generación de calor o intervienen en la dirección del flujo. Por lo cual no serán incluidos en el modelo para la simulación, esto también nos ayudará en la etapa de mallado, como pudimos observar en simulaciones anteriores, el mallado adaptativo aumenta de forma considerable el número de elementos, por lo que entre menos componentes tenga el ensamble, menos serán el número de nodos a utilizar en el mallado con lo que resulta en un menor tiempo de procesamiento.



Figura 80 - Elementos que intervienen en la transferencia de calor y el flujo

Tomando en cuenta que las pruebas experimentales fueron realizadas sobre el lado izquierdo del vehículo debido a que el ventilador se encuentra ubicado en ese sector y este afecta en específico a la pierna izquierda, seccionaremos nuestra geometría para extraer el área involucrada con el fin de reducir los componentes y poder utilizar el número de elementos en el mallado de forma más eficiente para el refinamiento de las áreas críticas del modelo.

De igual forma, al conocer la temperatura y velocidad de salida del flujo del ventilador, no es necesario los elementos anteriores al ventilador, pues en el software podemos simular la entrada de aire de la cual se alimentará el ventilador. Con lo descrito anterior podemos seccionar nuestro modelo asegurando que los elementos de estudio quedan dentro de la sección.



Figura 81 - Modelo seccionado para simulación

La sección del cuerpo nos ayudará a reducir en gran medida el número de elementos en la etapa del mallado. El número de elementos del modelo completo alcanzaba los 50 millones de elementos sin refinamiento de ningún tipo, tomando en cuenta que el proceso para el estudio de sensibilidad de malla puede aumentar considerablemente el número de elementos, la capacidad de computación que se tienen no son capaces de resolver tal simulación, más adelante en el capítulo dedicado al mallado mostraremos las cifras de elementos utilizados en el modelo seccionado y los detalles de la misma.

## 12. MARCO TEÓRICO AUTODESK CFD Y PRUEBAS PRELIMINARES

---

En este capítulo se describen las ecuaciones de continuidad, momento y energía bajo las cuales trabaja Autodesk CFD, se describen los dos modelos de turbulencia a utilizar y se presentan las ecuaciones de Energía Cinética Turbulenta y Disipación de Energía Turbulenta de ambos modelos y las pruebas preliminares realizadas para la elección del modelo de turbulencia.

### 12.1 ECUACIONES GOBERNANTES

---

Las ecuaciones gobernantes utilizadas por Autodesk para flujos y transferencia de calor son las ecuaciones de Navier-Stokes (ecuaciones de momento) y la ecuación de energía (Primera Ley de la Termodinámica).

**Ecuación de Continuidad** (ya derivada):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0$$

Donde  $\rho$  = densidad,  $t$  = tiempo y  $u, v, w$  = son los componentes de velocidad en  $x, y, z$ ; en nuestro caso al utilizar un fluido incompresible y estático, no tenemos variación en la densidad con el tiempo y tampoco la densidad es función de  $x, y, z$ ; siendo nuestro caso tridimensional, por lo cual la ecuación se simplifica a:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

**Ecuaciones de Navier-Stokes** (ya derivadas):

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= p g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) &= p g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) &= p g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \end{aligned}$$

**Ecuación de Energía** (para flujos incompresibles):

$$p C_p \frac{\partial T}{\partial t} + p C_p u \frac{\partial T}{\partial x} + p C_p v \frac{\partial T}{\partial y} + C_p w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ k \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ k \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ k \frac{\partial T}{\partial z} \right] + q_v$$

Para los flujos turbulentos, Autodesk establece lo siguiente [25]: Debido al número infinito de escalas de tiempo y longitud inherentes a los flujos turbulentos, la solución de estas ecuaciones requiere una gran cantidad de elementos finitos (del orden de  $10^6$  a  $10^8$ ) incluso para una geometría simple y un tiempo casi infinitesimalmente pequeño; para la mayoría de las aplicaciones prácticas, no es razonable modelar el flujo de esta manera.

Para evitar la necesidad de recursos informáticos tan inmensos, las ecuaciones gobernantes se promedian sobre las escalas presentes, habiendo varias opciones de tipos de escala disponibles para promediar, Autodesk® CFD resuelve las ecuaciones gobernantes tiempo-promedio. Las ecuaciones promediadas en el tiempo se obtienen asumiendo que las variables dependientes se pueden representar como una superposición de un valor medio y un valor fluctuante, donde la fluctuación es aproximadamente la media. Por ejemplo, el componente de velocidad x se puede escribir como:

$$u = U + u'$$

Donde U es la velocidad media y u' es la fluctuación con respecto a esa media. Esta representación se sustituye en las ecuaciones gobernantes y las ecuaciones mismas se promedian a lo largo del tiempo. Usando la notación de que las letras mayúsculas representan los valores medios y las letras minúsculas representan valores fluctuantes, excepto la temperatura, las ecuaciones gobernantes promediadas se pueden escribir como:

#### **Ecuación de Continuidad:**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0$$

#### **Ecuaciones de Navier-Stokes:**

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} + W \frac{\partial U}{\partial z} \right) &= \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( 2\mu \frac{\partial U}{\partial x} - \rho uu \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} - \rho uv \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} - \rho uw \right) \\ \rho \left( \frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} + W \frac{\partial V}{\partial z} \right) &= \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} - \rho uv \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left( 2\mu \frac{\partial V}{\partial y} - \rho vv \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y} - \rho vw \right) \\ \rho \left( \frac{\partial W}{\partial t} + U \frac{\partial W}{\partial x} + V \frac{\partial W}{\partial y} + W \frac{\partial W}{\partial z} \right) &= \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} - \rho uw \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y} - \rho vw \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( 2\mu \frac{\partial W}{\partial z} - \rho ww \right) \end{aligned}$$

### Ecuación de Energía:

$$pC_p \frac{\partial T}{\partial t} + pC_p u \frac{\partial T}{\partial x} + pC_p v \frac{\partial T}{\partial y} + C_p w \frac{\partial T}{\partial z} \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left[ k \frac{\partial T}{\partial x} - pC_p u T' \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ k \frac{\partial T}{\partial y} - pC_p v T' \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ k \frac{\partial T}{\partial z} - pC_p w T' \right] + q_v$$

Podemos observar que el proceso de promediado ha producido términos adicionales en las ecuaciones de momento y energía:  **$\rho u u, \rho u v, \rho u w, \rho v v, \rho v w, \rho w w, \rho C_p u T', \rho C_p v T', \rho C_p w T'$** ; estos términos son combinaciones de cantidades fluctuantes que resultan de promediar los términos de inercia o advección no lineal. Los términos adicionales en las ecuaciones de cantidad de movimiento se denominan términos de tensión de Reynolds.

Con la adición de estos términos adicionales, las ecuaciones anteriores ahora representan 5 ecuaciones con 14 incógnitas:  **$\rho u u, \rho u v, \rho u w, \rho v v, \rho v w, \rho w w, \rho C_p u T', \rho C_p v T', \rho C_p w T'$** ; Se pueden derivar ecuaciones adicionales para estos últimos 9 términos adicionales tomando momentos de las ecuaciones anteriores, sin embargo, el proceso de tomar momentos de estas ecuaciones introducirá aún más incógnitas; este problema de cierre puede continuar *ad infinitum*.

En algún momento, se debe tomar la decisión de dejar de crear ecuaciones (y por lo tanto nuevos términos) y encontrar una manera de "modelar" los términos adicionales; es decir, relacionar estos términos con las incógnitas anteriores. En el nivel cero de cierre, los términos de estrés de Reynolds están vinculados a los valores medios de las variables dependientes, U, V, W, T.

Un cierre de nivel cero que se utiliza ampliamente es la aproximación de Boussinesq, que define una viscosidad y una conductividad de remolinos como:

$$\mu_t = \frac{-\rho u u}{2 \frac{\partial U}{\partial x}} = \frac{-\rho u v}{\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x}} = \frac{-\rho v w}{\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y}} = \dots$$

$$k_t = \frac{pC_p u T'}{\frac{\partial T}{\partial x}} = \frac{pC_p v T'}{\frac{\partial T}{\partial y}} = \frac{pC_p w T'}{\frac{\partial T}{\partial z}} = \dots$$

Si sustituimos estas definiciones en las ecuaciones promediadas tenemos:

### Ecuación de Continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0$$

### Ecuaciones de Navier-Stokes:

$$\rho \left( \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} + W \frac{\partial U}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( 2(\mu + \mu_t) \frac{\partial U}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( (\mu + \mu_t) \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( (\mu + \mu_t) \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right)$$

$$\rho \left( \frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} + W \frac{\partial V}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left( (\mu + \mu_t) \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( 2(\mu + \mu_t) \frac{\partial V}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( (\mu + \mu_t) \frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y} \right)$$

$$\rho \left( \frac{\partial W}{\partial t} + U \frac{\partial W}{\partial x} + V \frac{\partial W}{\partial y} + W \frac{\partial W}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left( (\mu + \mu_t) \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( (\mu + \mu_t) \frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( 2(\mu + \mu_t) \frac{\partial W}{\partial z} \right)$$

### Ecuación de Energía:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p U \frac{\partial T}{\partial x} + \rho C_p V \frac{\partial T}{\partial y} + \rho C_p W \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ (k + k_t) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (k + k_t) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ (k + k_t) \frac{\partial T}{\partial z} \right] + q_v$$

Solo quedando por ser determinada la conductividad y viscosidad.

## 12.2 MODELOS DE TURBULENCIA

Dos modelos de turbulencia serán utilizados en las simulaciones preliminares:

- K-epsilon (RANS)
- K-omega SST (DES)

El modelo **RANS** (*Reynolds Average Navier-Stokes*) está establecido bajo la metodología lineal (*Linear Eddy Viscosity*), en el cual los estreses de Reynolds son modelados por una relación constitutiva lineal donde el flujo promedio es

$$-\rho(u_i u_j) = 2\mu_t S_{ij} - 2/3 \rho k \delta_{ij}$$



Donde:

$\mu_t$  = es la viscosidad turbulenta (*Eddy viscosity*)

$k = 1/2 ((u_1u_1) + (u_2u_2) + (u_3u_3))$  = energía cinética turbulenta promedio

$S_{ij} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$  = es la tasa de deformación media

La adición del término  $2/3 \rho k \delta_{ij}$  es requerida para efectos de algebra tensorial cuando se utiliza el método de modelos de turbulencia de dos ecuaciones (se explica más adelante).

El modelo **DES** (*Detached Eddy Simulation*), es conocido normalmente como la mezcla entre el modelo RANS/LES (Large Eddy Simulation), donde el modelo RANS es utilizado en la capa límite mientras que el modelo LES es utilizado donde predominan turbulencias de mayor escala, la ecuación de esta mezcla es la siguiente:

$$\tilde{d} = \min[d, C_{des}\Delta]$$

Donde  $C_{des}$  es una constante y  $\Delta$  es la dimensión más larga del malla; esta modificación es la que cambia el comportamiento del modelo dentro del medio, como se menciona anteriormente, es importante mencionar que el uso del modelo DES incrementa el uso de los recursos computacionales, por lo cual debe tomarse en cuenta previo a su uso.

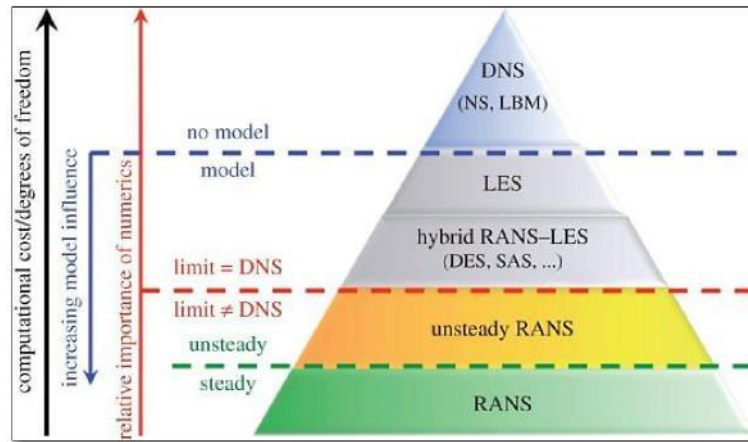


Figura 82 - Relación entre modelos de turbulencia [29]

## 12.3 FLUJOS TURBULENTOS

Ambos modelos de turbulencia mencionados en capítulo previo, utilizados por Autodesk® CFD, utilizan un modelo de dos ecuaciones para determinar las variables de viscosidad y conductividad mencionadas anteriormente. Las dos ecuaciones describen el transporte de la energía cinética turbulenta,  $K$  y la disipación de la energía turbulenta utilizando:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{K^2}{\varepsilon} \quad k_t = C_\mu \rho \frac{\mu_t C_p}{\sigma_t}$$

Donde  $\sigma_t$  es el número de Prandtl, que usualmente se toma con el valor de 1,0 y  $C_\mu$  es una constante empírica; las ecuaciones de transporte para K y  $\varepsilon$  son derivadas utilizando momentos de las ecuaciones de momento.

Para el modelo de turbulencia k-epsilon (que utilizaremos más adelante) estas se calculan:

**Ecuación TKE (Turbulent Kinetic Energy, Energía Cinética Turbulenta):**

$$\rho \left( \frac{\partial K}{\partial t} + U \frac{\partial K}{\partial x} + V \frac{\partial K}{\partial y} + W \frac{\partial K}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_K} \right) \frac{\partial K}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_K} \right) \frac{\partial K}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_K} \right) \frac{\partial K}{\partial z} \right] - \rho \varepsilon + \mu_t \left[ 2 \left( \frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial V}{\partial y} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial W}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y} \right)^2 \right]$$

**Ecuación TDE (Turbulent Energy Dissipation, Disipación de Energía Turbulenta):**

$$\rho \left( \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + V \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} + W \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right] - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{K} + C_1 \mu \frac{\varepsilon}{tK} \left[ 2 \left( \frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial V}{\partial y} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial W}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y} \right)^2 \right]$$

Donde  $\sigma_\varepsilon$  (1,3) y  $\sigma_K$  (1,0) son números turbulentos de Schmidt y C1 (1,44) y C2 (1,92) son constantes empíricas.

Para los modelos de turbulencia SST k-omega (que utilizaremos más adelante) estas se calculan:

**Ecuación TKE:**

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (v + \sigma_K v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

**Tasa de Disipación Específica:**

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (v + \sigma_K v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

Donde:

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta * \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega}} \right] \right\}^4 \right\}$$

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right)$$

## Viscosidad Turbulenta Cinemática:

$$v_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)}$$

Donde:

$$F_1 = \tanh \left[ \left[ \max \left( \frac{2\sqrt{k}}{\beta * \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right]$$
$$P_k = \min \left( \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10\beta * k\omega \right)$$

## 12.4 PRUEBAS PRELIMINARES Y CONFIGURACIÓN DE SOLUCIÓN

En esta sección se describen las pruebas preliminares que se realizaron con los modelos de turbulencia con el fin de determinar cuál es el modelo que se acerca a los resultados de las pruebas experimentales para posteriormente realizar un análisis más refinado, se detalla la configuración del software para estas pruebas y se presentan resultados preliminares.

### 12.4.1 DATOS PARA COMPARACIÓN Y REFERENCIA

Los datos experimentales que utilizaremos de comparación para nuestra simulación son los tomados en un momento en el tiempo durante la prueba, en este caso tomaremos el momento en el tiempo en el cual la temperatura del flujo del radiador llegó a su punto máximo.

Refiriéndonos a los datos obtenidos, recordemos que la temperatura máxima registrada a la salida del radiador fue 86.426 °C, tomando este resultado como referencia, el resto de los parámetros fue el siguiente (Temperatura ambiente = 26.45 °C):

Time	TE-03	TE-08	TE-10	TE-11	TE-12 -
	Aire de Salida de Ventilador de Radiador	Flujo de Aire de Contacto con Pierna	Superficie Exterior de Pierna 1	Superficie Exterior de Pierna 2	Superficie Exterior de Pierna 3
119:14:09	86,426	43,945	38,574	35,645	34,180

Tomando como referencia el estudio que predice la temperatura del aire alrededor de una motocicleta en modo ralenti [11] realizaremos pruebas de simulación con dos modelos de turbulencia distintos con el fin de replicar el estudio, confirmar los resultados y utilizar el modelo de turbulencia para pruebas finales:

- K-epsilon (RANS)
- K-omega SST (DES)

## 12.4.2 CONFIGURACIÓN DE MATERIALES

El primer material por asignar al volumen de control es el fluido (aire), el cual tendrá las propiedades a la temperatura ambiente registrada en las pruebas experimentales (Figura 33) de 26.45 °C [18]:

Density	1.1787 kg/m <sup>3</sup>
Viscosity	1.8512e-05 Pa-s
Conductivity	0.026077 W/m-K
Specific heat	1006.3 J/kg-K

Figura 83 - Propiedades del aire a 26.45°C

Para los materiales del vehículo utilizaremos los siguientes materiales:

- Sistema de salida de gases: Titanio (especificación del modelo físico)
- Chasis: Aluminio (fundido) genérico
- Tanque de Combustible: Aluminio genérico
- Plásticos: PBT-PC (especificación del modelo físico [26])
- Motor: Hierro genérico
- Piloto: Humano (material caracterizado de la librería de Autodesk CFD)



Figura 84 - Asignación de materiales a vehículo

Debido a que, en los resultados de las pruebas experimentales, confirmamos que el flujo extraído por el ventilador del radiador es el elemento principal en el aumento de temperatura en el medio, lo configuramos de la siguiente manera:

Para simular un momento axial en el interior de la geometría, Autodesk CFD presenta varias opciones: Ventilador Interno, ventilado externo y región rotativa; con el fin de simplificar el modelo y tomando en cuenta que lo que requerimos es mover un flujo de aire dentro de

nuestro volumen de control utilizaremos un ventilador interno, el cual será configurado acorde a las especificaciones del fabricante: SPAL 5.5" (140mm) 12V / 299 CFM / 2200 RPM  
 Succión

En la siguiente tabla se muestran los parámetros de funcionamiento, los cuales utilizaremos en la configuración del ventilador en el software:

Flujo de Aire CFM	Presión estática H <sub>2</sub> O pulgadas
299	0.0
279	1.0
258	2.0
227	3.0
164	4.0
129	5.0
102	6.0
74	7.0
0	8.2

El modelado del ventilador axial dentro de Autodesk tiene ciertos lineamientos, para nuestro caso definimos lo siguiente a base de pruebas de flujo de aire:

La primera etapa es modelar los sólidos que representan el ventilador, la carcasa que lo contiene y el eje del ventilador mientras que la segunda etapa es el modelado del flujo que pasa a través del ventilador el cual está presente entre el ventilador y la carcasa, así como el volumen de entrada. Este volumen de entrada nos permite controlar la toma de aire del ventilador, de otra forma el ventilador estaría succionando aire de todo nuestro volumen de control que ocasiona recirculaciones, de esta forma podemos simular una toma de aire a temperatura determinada simulando la extracción del radiador:

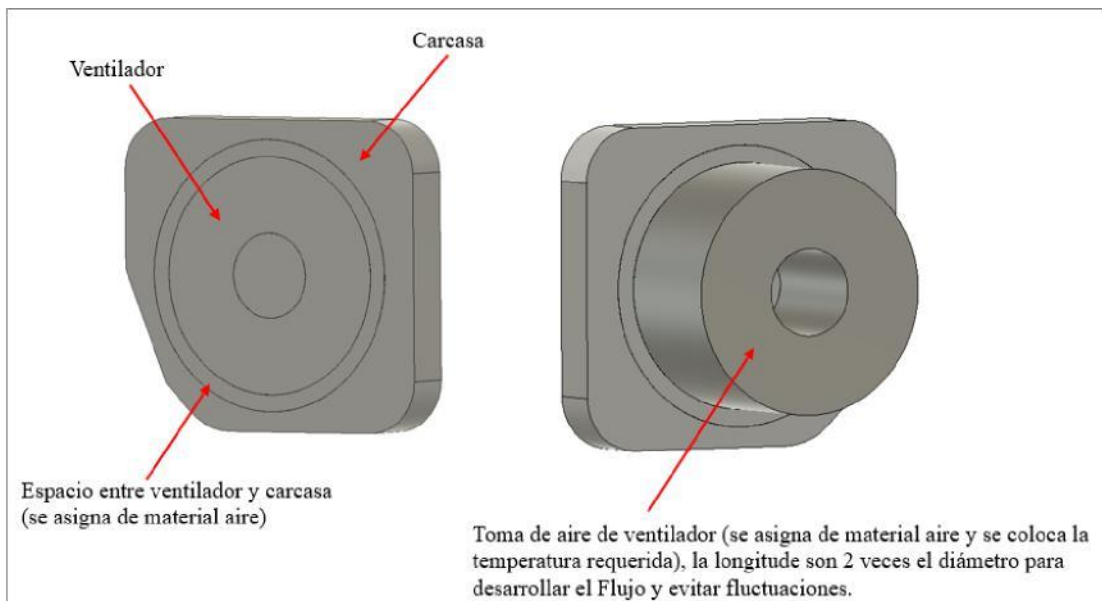


Figura 85 - Modelado del ventilador

Para el volumen de control, el cual es el espacio donde la solución es requerida, tenemos que tomar en cuenta que el objeto de estudio es la pierna del piloto y no el desarrollo del flujo y su mezcla con la temperatura ambiente en toda su extensión, no obstante, el flujo se toma en cuenta desde la salida del sistema de ventilación hasta el contacto con la superficie de la pierna del piloto. Tomando en cuenta lo anteriormente descrito, nuestro volumen de control se puede reducir de tamaño lo cual nos permite poder utilizar el número de elementos en el proceso de mallado conforme a los recursos de computación que tenemos de una forma más eficiente.

Tomando en cuenta las medidas de nuestra sección del modelo (Figura 86) manejaremos las siguientes relaciones para el tamaño del volumen de control (Figura 87):

- Alto: 4 veces alto de sección = 2 metros
- Ancho: 5 veces ancho de sección = 2 metros
- Largo: 5 veces largo de sección = 4 metros

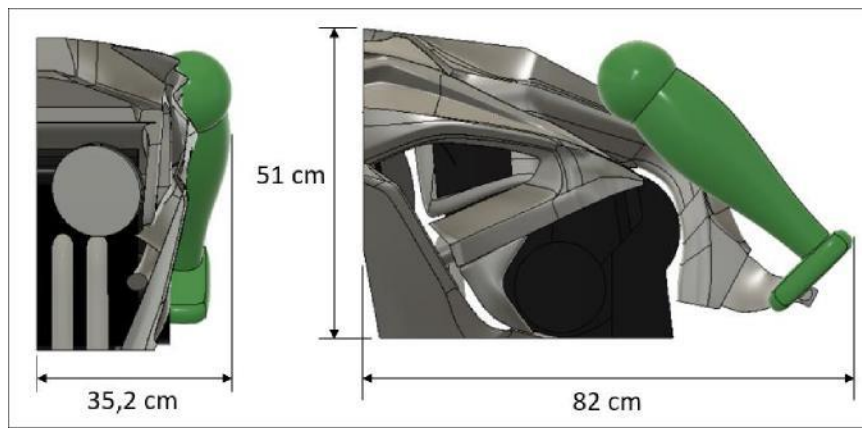


Figura 86 - Medidas de sección de modelo CAD

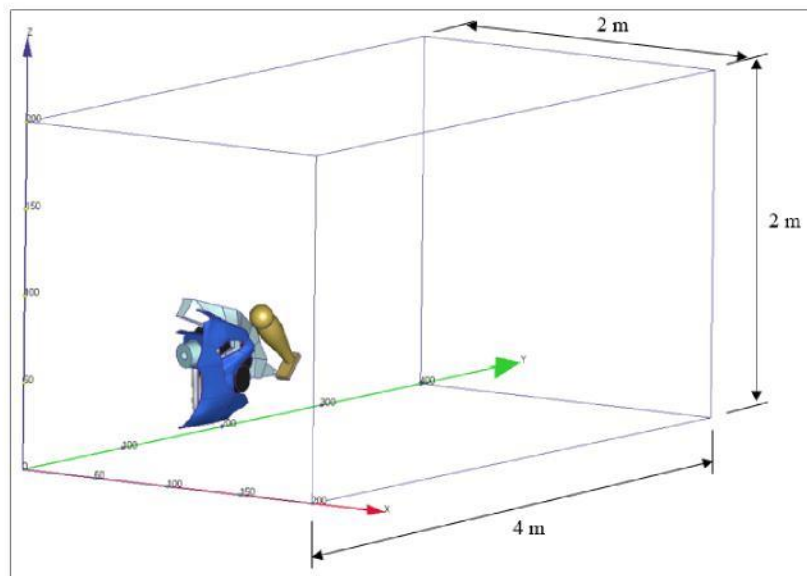


Figura 87 - Medidas de volumen de control



### 12.4.3 CONDICIONES DE FRONTERA

Las condiciones de frontera a utilizar en nuestra simulación son las siguientes:

- **Generación de Calor (Total Heat Generation):** el cuerpo humano tiene una tasa metabólica la cual genera energía, la unidad para la tasa metabólica es  $1 \text{ met} = 58.2 \text{ W/m}^2$ , desde la guía de Autodesk [27] se tienen valores para la tasa metabólica, la cual específica para alguien sentado en reposo es de  $60 \text{ W/m}^2$ , esta será aplicada al solido que representa la pierna del piloto.
- **Coefficiente de Convección (Film Coefficient):** Simula el efecto del medio ambiente que es externo al sólido aplicado, para el valor de este coeficiente utilizaremos el valor obtenido por nuestro método analítico  $h = 24.35 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$ , teniendo como temperatura de referencia la temperatura promedio  $T_{\text{prom}} = 29.23 \text{ °C}$ .
- **Presión (Pressure):** Esta condición se utiliza para las caras donde queremos simular entradas y salidas, recomendado por Autodesk del tipo estática/gage con un valor de 0 (a menos que se requiera simular una caída de presión), siendo gage la presión relativa y la elección por defecto del software.
- **Condición de deslizamiento/simetría (Slip/Symmetry):** Esta condición causa que el fluido fluya sobre la superficie, en nuestro caso la utilizamos para simular el suelo, así como la condición de simetría al haber seccionado nuestro modelo a la mitad.
- **Temperatura (Temperature):** Utilizada en el inlet del ventilador para especificar la temperatura que se registró en el fluido al salir del ventilador en las pruebas experimentales  $T_{\infty} = 86.4 \text{ °C}$ .
- **Unknown:** Esta condición se utiliza para simular que el límite del volumen de control está abierto, por lo cual el fluido atraviesa este límite.

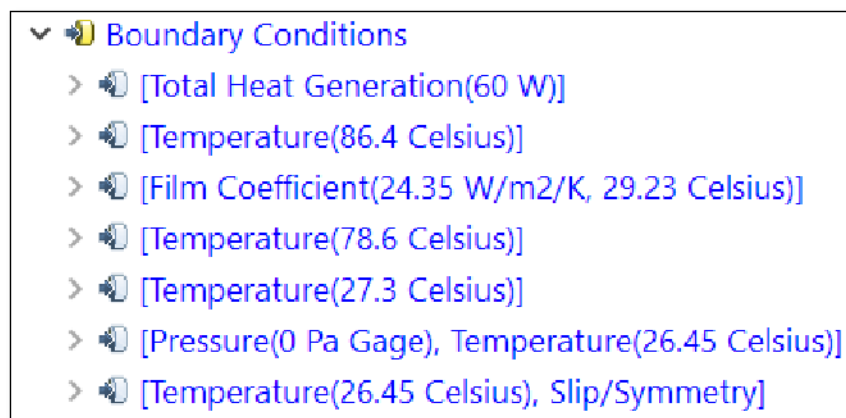


Figura 88 - Árbol de condiciones de frontera

## 12.4.4 CONFIGURACIÓN DE MALLADO

Como primer paso en el proceso de mallado se utilizó la herramienta de Autodesk CFD – Automatic Sizing, la cual evalúa la geometría de nuestro sólido y el volumen de control determinando el tamaño de malla y su distribución para cada superficie dentro del volumen de control, considerando las curvaturas, gradientes y la proximidad con geometrías adyacentes a la hora de asignar el tamaño y distribución de elementos, esto nos resulta en una distribución de malla más eficiente debido a que la malla es más fina donde es requerida y menos fina donde puede serlo, lo cual impacta directamente en los resultados obtenidos por la solución.



Figura 89 - Herramienta Autosize Meshing, menú de herramientas Autodesk CFD

Adicional al primer paso de mallado automático se realizaron algunos ajustes a los parámetros del mallado, los cuales se describen a continuación:

- Ajuste de tamaño de elemento:** Autodesk maneja una escala paramétrica (Figura 90) que se extiende entre un rango de 0.2 a 5 (por defecto se coloca en 1.0). Esto permite que el tamaño de malla sea reducido 1/5 o sea aumentado 5 veces el tamaño original, en nuestro caso escogimos para el primer malla una escala paramétrica de **1**, esto debido a que con los procesos de refinamiento que aplicaremos más adelante y con el proceso de sensibilidad de malla, el número de elementos incrementa de gran manera con cada iteración, por lo que si utilizamos una malla fina desde el inicio, tendremos una cantidad muy grande de elementos después de todos los procesos, lo que consume recursos de computación y alarga el tiempo de forma considerable de solución.



Figura 90 - Barra de ajuste de escala paramétrica

A continuación, se presentan la comparativa de número de elementos aproximado para los mallados iniciales que se utilizaron (el aumento en el modelo DES fue por el aumento de capas descrito más adelante):

Modelo de Turbulencia	Escala General	Escala Zona de Refinamiento	Número de Elementos
k-epsilon	1,0	0,8	6,546,016
SST k-omega DES	1,0	0,8	7,750,563

- **Capas (Wall Layers):** Esta herramienta agrega capas al largo de sólidos y paredes del volumen del control que contactan con un fluido, produciendo una distribución más suave lo cual es crítico en la predicción de temperatura y de flujo, siendo la principal función el adecuado mallado en los pequeños espacios, la altura de cada elemento dentro de estas capas es uniforme y está basada en la escala más pequeña especificada en la superficie que contacta.

Existen dos parámetros a modificar dentro de la configuración de capas:

**Numero de capas:** se especifica el número de capas que tendrán las superficies y paredes que contactan con fluidos, debido a que nuestro problema es de convección forzada requerimos de un número de capas en el mallado que permitan a la solución poder predecir de forma más exacta la temperatura y el flujo en las superficies.

**Graduación de capa:** controla la tasa de crecimiento de las capas, la graduación nos permite que la capa más cercana a la superficie sea de menor tamaño que las exteriores, permitiendo una sensibilidad mayor en el cálculo del flujo de calor del modelo de turbulencia que utilizaremos.

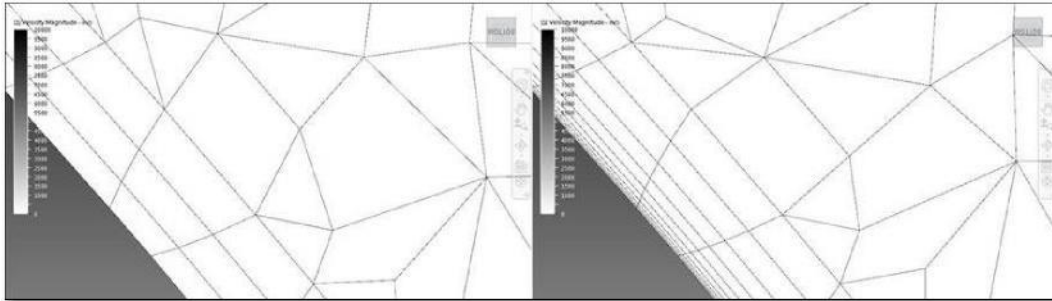


Figura 91 - Izquierda, configuración por defecto de Autodesk, derecha, refinamiento para simulación (10 capas, graduación 1.5)

El número de capas y la graduación depende del modelo de turbulencia que requerimos, en nuestro caso se realizaron pruebas con dos modelos de turbulencia por lo cual la relación de número de capas es la siguiente (valores por Autodesk, más adelante se explica la razón):

Modelo de Turbulencia	Número de Capas	Graduación
K-Epsilon	5	Auto
SST K-Omega DES	10	1,30

- **Zonas de refinamiento:** Debido a que en nuestra simulación existen regiones donde el flujo experimenta mayores gradientes es necesario refinar estas regiones con una malla más fina para tener una mayor exactitud en nuestros resultados; para esto tenemos la herramienta de áreas de refinamiento, en las cuales podemos modificar los parámetros de mallado sin modificar la configuración de malla del resto del volumen donde no es requerido un refinamiento de este tipo.

En nuestro caso utilizaremos una zona de refinamiento que encierre nuestra sección del modelo, en donde utilizaremos una escala de comienzo de **0,8**; este refinamiento viene acompañado de una configuración de tamaño uniforme, en la que todos los elementos tendrán el mismo tamaño (puede también configurarse para que la malla no sea uniforme, en nuestro caso la utilizaremos para obtener resultados más precisos dentro de nuestra zona de refinamiento).

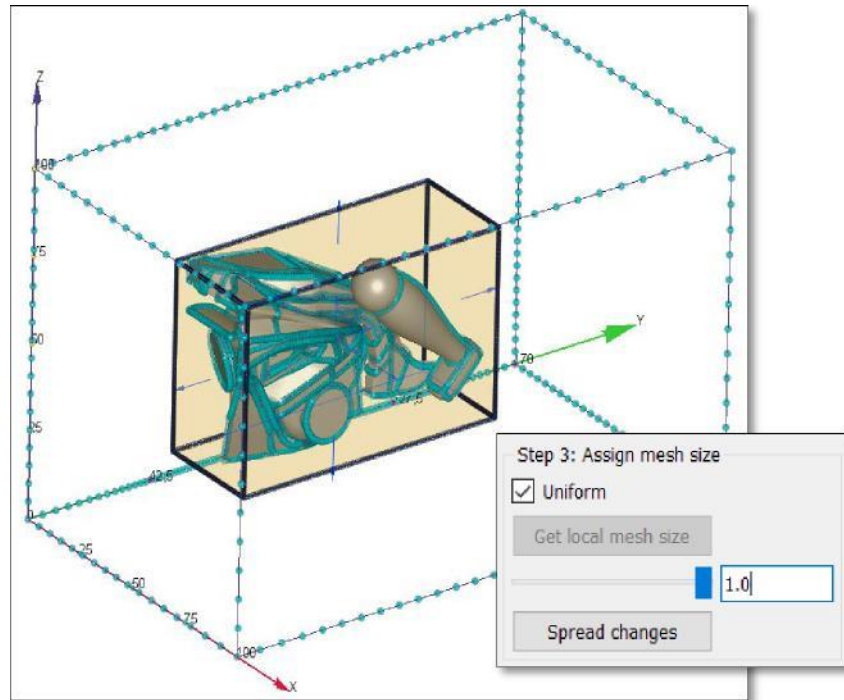


Figura 92 - Zona de refinamiento y configuración

- **Refinamiento Automático:** esta herramienta permite controlar el mallado en gaps y en sólidos de espesores pequeños (en nuestro caso los fairings exteriores y los gaps por los cuales el aire circula), mediante el análisis de la geometría, se identifican los gaps y los espesores refinando la malla a través de los parámetros establecidos en la configuración, los parámetros para este refinamiento se describen a continuación:
  - **Elementos de fluido en gaps:** Controla el número de elementos en un gap.
  - **Elementos en sólidos delgados:** Controla el número de elementos en los espesores de sólidos.

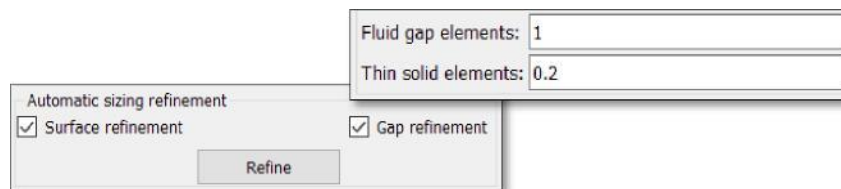


Figura 93 - Activación y configuración de refinamiento automático

## 12.4.5 CONFIGURACIÓN DE SOLUCIÓN

La primera ventana (Figura 94) nos muestra el tipo de solución que queremos realizar, en nuestro caso utilizaremos un estudio estático; para las iteraciones a correr elegiremos 1000 iteraciones, estas serán el mínimo de iteraciones que la solución realizará en caso de no encontrar la convergencia.

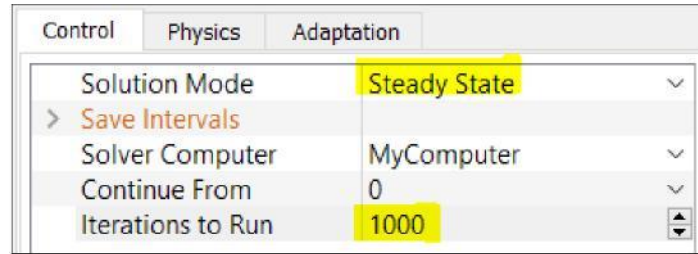


Figura 94 - Ventana principal de solución

Desde la pestaña de control de solución (Solution control), podemos acceder a la herramienta *Intelligent Solution Control* (Figura 94), la cual es encargada de ajustar los controles del progreso de la solución con el fin de obtener una convergencia, si la solución cambia de forma muy rápida de una iteración a otra el algoritmo automáticamente ralentiza el proceso para poder mantener una estabilidad, si la solución progresa de una forma muy lenta de una iteración a otra el algoritmo permite al cálculo evolucionar de una forma más rápida, lo que acorta el tiempo de la solución; dentro del *Intelligent Solution Control*, encontramos la herramienta *Automatic Convergence Assessment* (Figura 94) la cual determina cuando una solución converge y detiene la solución, mediante el análisis de cambios en el campo de la solución evaluando las fluctuaciones locales y globales de cada grado de libertad.

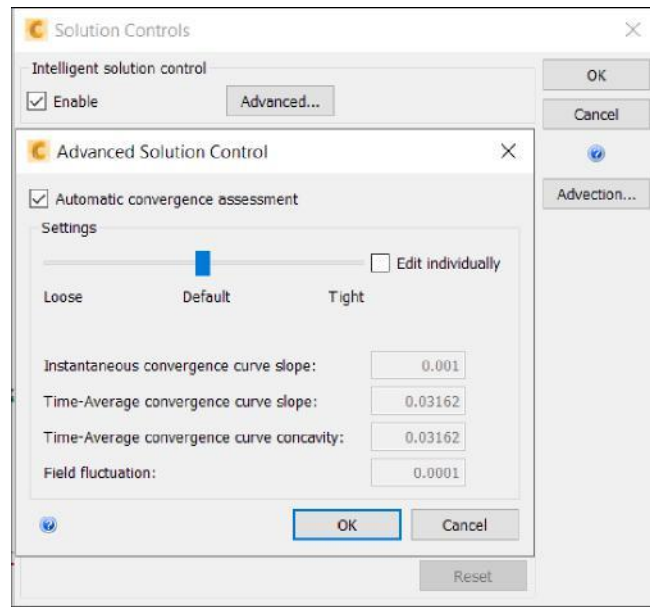


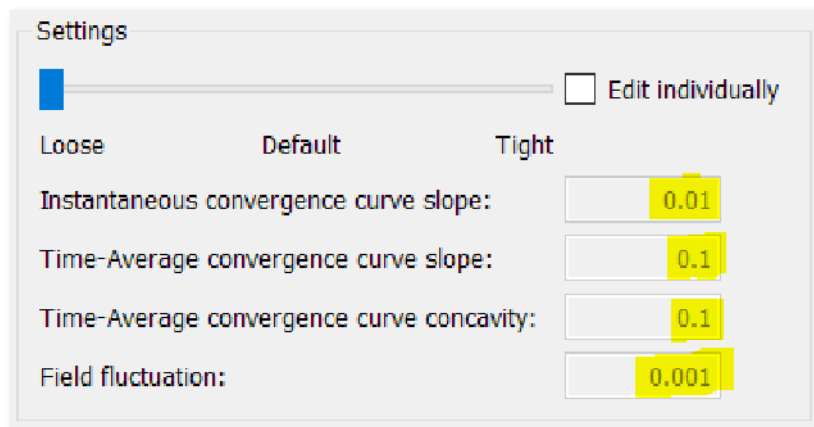
Figura 95 - Ventana de control de solución y parámetros de convergencia automática

Esta herramienta evalúa cuatro diferentes parámetros pudiendo ajustar el grado de exigencia de la herramienta de forma manual, el grado de exigencia del control dependerá de la criticidad del estudio, siendo la opción *tight* una opción solo utilizada para análisis críticos ya que invoca a un criterio de convergencia muy riguroso que puede extenderse a miles de iteraciones para geometrías complejas o bien no encontrar el nivel de convergencia requerido, para nuestro caso en estas pruebas preliminares utilizaremos el control *loose* el cual es utilizado para pruebas preliminares con el fin de visualizar tendencias y datos preliminares que nos permitan escoger un modelo de turbulencia donde podemos realizar pruebas finales.

A continuación, se describen los cuatro criterios de convergencia automática:

- *Instantaneous Convergence Slope*: se examinan los mínimos, máximos y promedios de todas las variables dependientes, cuando la pendiente máxima en todas las variables está por debajo del parámetro configurado la solución es detenida.
- *Time Averaged Convergence Slope*: se evalúa la pendiente de convergencia de varias iteraciones, considerando los mínimos, máximos y promedios de todas las variables dependientes.
- *Time Averaged Convergence Concavity*: Se evalúa la derivada de la pendiente de convergencia promediada en el tiempo máximo. Esta derivada es una medida de la concavidad o si la curva se aplana (la pendiente disminuye) o crece (la pendiente aumenta). Cuando la concavidad cae por debajo de un nivel predeterminado, la solución se detiene.
- *Field Variable Fluctuations*: Medida de la desviación estándar, cuando la fluctuación o desviación está por debajo del nivel establecido, la solución se detiene.

Los valores para cada criterio son establecidos por el nivel que seleccionamos en el umbral de criterio, para nuestra simulación son los siguientes:



The screenshot shows a 'Settings' dialog box with a slider at the top. Below the slider are three radio buttons labeled 'Loose', 'Default', and 'Tight'. To the right of these buttons is a checkbox labeled 'Edit individually'. Below the radio buttons are four input fields with their respective values highlighted in yellow:

Setting	Value
Instantaneous convergence curve slope:	0.01
Time-Average convergence curve slope:	0.1
Time-Average convergence curve concavity:	0.1
Field fluctuation:	0.001

Figura 96 - Valores de convergencia

El otro parámetro para configurar dentro del control se la solución es el esquema de advección, la cual es el transporte de una propiedad en el medio; existen cinco esquemas de advección en Autodesk (Figura 97), los cuales están calibrados para ciertos tipos de análisis, tomando los lineamientos de la guía de Autodesk se utilizará el ADV 5 (Modified Petrov-Galerkin) por las siguientes razones:

- ❖ Es una modificación del ADV2 siendo más estable y preciso en los resultados para las aplicaciones recomendadas del ADV2 – calibrado para ventilación, dominios de flujo externo, regiones rotativas - (requiere de mayor capacidad de computación).
- ❖ Para flujos incompresibles y análisis de flujos externos es recomendado por sobre el ADV3 (esquema que es recomendado correr como transitorio).
- ❖ Tiene una mayor estabilidad en flujos rotativos.
- ❖ Estabilidad en el balance de energía.
- ❖ Se recomienda en la biblioteca de Autodesk el ADV 5 para ventiladores.



Aun con las recomendaciones, se realizó una prueba preliminar con el esquema ADV3 derivado de nuestro método numérico, el cual está calibrado para análisis de nuestro tipo (flujo externo) para comparar resultados, pero los resultados no se acercaban a los resultados obtenidos por las pruebas experimentales y no llegó a la convergencia de forma automática (ni colocando el nivel en el umbral más relajado) ni manual, se tuvo que suspender la solución.



Figura 97 - Esquemas de advección en Autodesk

## 12.4.6 MODELOS DE TURBULENCIA

---

Realizaremos pruebas preliminares con bajo nivel de exigencia en cuanto a convergencia con dos modelos de turbulencia, para poder obtener datos preliminares que nos permitan visualizar la tendencia y poder elegir el modelo de turbulencia más aproximado a nuestros resultados experimentales.

- K-Epsilon (RANS)
- K-Omega SST (DES)

La descripción del funcionamiento y ecuaciones involucradas en el funcionamiento de estos modelos de turbulencia fueron descritas en el capítulo 12 Marco Teórico Autodesk CFD.

## 12.4.7 MÉTODO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

---

Como se mencionó en la sección 6.2 el mecanismo de transferencia de calor estudiado en esta investigación es la convección forzada debido a que el flujo es impulsado por un elemento externo, en este caso un ventilador; pero la presencia de un gradiente de temperatura presente en un fluido el cual está sujeto a un campo gravitacional da lugar al mecanismo de transferencia de calor por convección natural, por lo cual al estar presente una convección forzada, en algún punto del medio el aire se mezcla con el aire a temperatura ambiente por convección natural, la cual puede ser despreciable para convecciones forzadas con flujos a altas velocidades, pero en flujos que presentan velocidades bajas, puede llegar a ser considerable.

En nuestro caso, podemos caracterizar nuestro flujo de la forma transversal, debido a que el movimiento de flotación es perpendicular al movimiento forzado, el cual interviene en la mezcla del fluido (flujo caliente con flujo ambiente) mejorando la transferencia de calor.

Por lo cual, para simular la transferencia de calor mixta en el software realizaremos los siguientes pasos:

Se obtiene una simulación que converga (solución del fluido velocidad, presión) donde únicamente esté activado el fluido manteniendo las propiedades del aire de forma no variable.

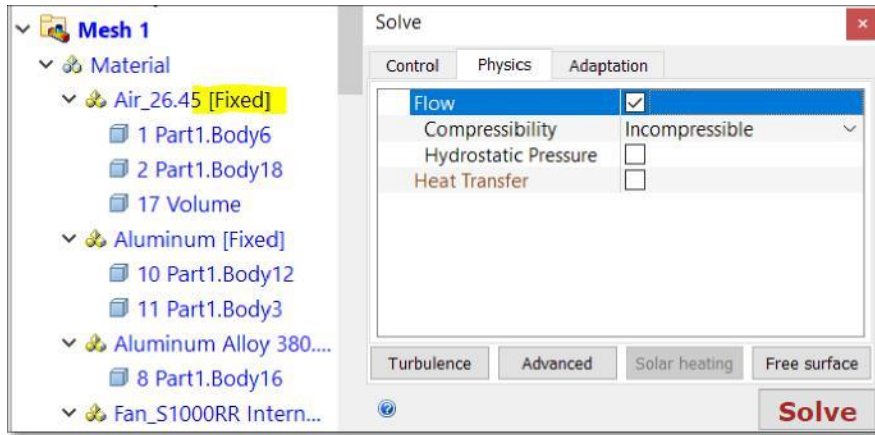


Figura 98 - Flujo activado y propiedades de fluido no variables

Desactivamos el flujo y activamos la transferencia de calor para resolver la ecuación de energía, no es necesario especificar un vector de gravedad para la convección forzada:

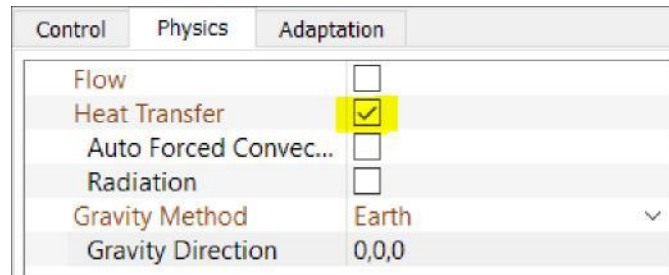


Figura 99 - Activación de convección forzada

Se activa el flujo y se especifica el vector de gravedad para simular la convección natural:

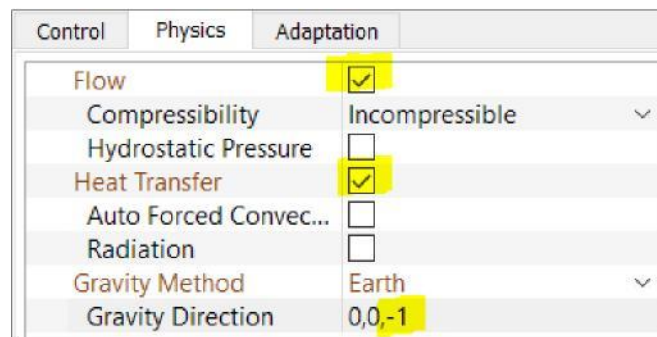


Figura 100 - Configuración de convección

## 12.4.8 RESULTADOS PRELIMINARES

Se realizaron pruebas preliminares con dos modelos de turbulencia diferentes, esto con el fin de observar tendencias en los resultados y poder elegir un modelo de turbulencia en el cual se puedan realizar las pruebas finales.

Recordando los resultados de comparación:

Time	TE-03	TE-08	TE-10	TE-11	TE-12 -
	Aire de Salida de Ventilador de Radiador	Flujo de Aire de Contacto con Pierna	Superficie Exterior de Pierna 1	Superficie Exterior de Pierna 2	Superficie Exterior de Pierna 3
L19:14:09	86,426	43,945	38,574	35,645	34,180

Colocamos tres puntos localizados en las posiciones donde se localizaron los sensores de temperatura:

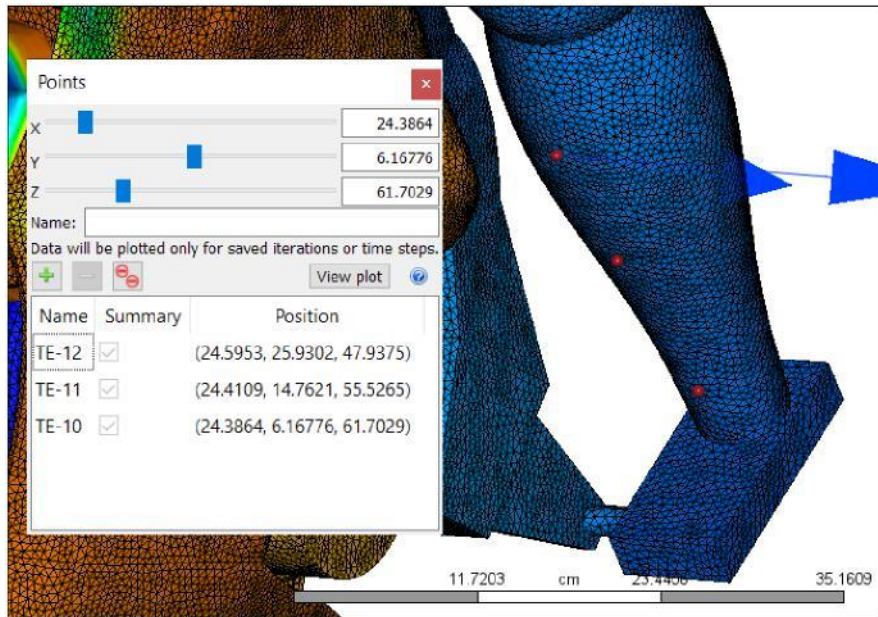


Figura 101 - Puntos representando sensores en prueba experimental

Realizando un sumario de las temperaturas en los tres puntos, obtenemos:

K-epsilon (RANS)

K-Omega SST (DES)

Result Quantity	Design 1 Mesh 1
<b>TE-12</b>	
Temperature	35.1663
<b>TE-11</b>	
Temperature	36.5193
<b>TE-10</b>	
Temperature	36.8793

Result Quantity	Design 1 Mesh 1
<b>TE-12</b>	
Temperature	34.8234
<b>TE-11</b>	
Temperature	36.1786
<b>TE-10</b>	
Temperature	36.5296

Figura 102 - Resultados para los distintos modelos de turbulencia

Calculando el porcentaje de error obtenemos que:

Modelo de Turbulencia	Sensor	Experimental	Numérico	% Error
K-epsilon	TE-10	38,574	36,879	4,596
	TE-11	35,645	36,519	2,393
	TE-12	34,180	35,166	2,804
			<b>% Promedio --&gt;</b>	<b>3,264</b>
K-Omega SST (DES)	TE-10	38,574	36,529	5,598
	TE-11	35,645	36,178	1,473
	TE-12	34,180	34,823	1,846
			<b>% Promedio --&gt;</b>	<b>2,973</b>

Con estos resultados podemos confirmar que el modelo K-Omega SST (DES), el cual fue también utilizado en el estudio anterior para la predicción de la temperatura del aire en una motocicleta en modo ralentí [11], es el que presenta menor porcentaje de error de forma preliminar. Aun así, se puede observar que el flujo requiere de mayor iteración, así como de un mallado refinado, debido a que podemos observar que el calor despedido por el vehículo en dirección  $x$  no está siendo mezclado con el aire a temperatura ambiente y se extiende a lo largo de todo el volumen de control en dirección  $x$  lo que no sucede con el resto de las direcciones  $y$  y  $z$ , comportamiento que se puede visualizar en la Figura 3.

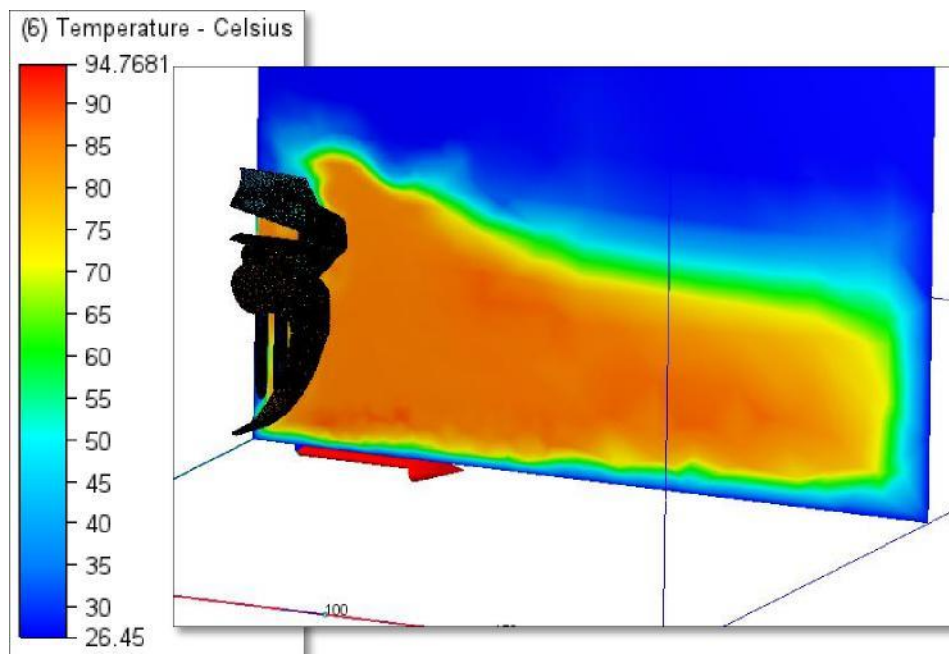


Figura 103 - Temperatura en dirección  $x$

Por lo cual, las pruebas con un mayor número de iteraciones y un mallado refinado serán realizadas sobre el modelo de turbulencia K-Omega SST (DES).

## 13. SIMULACIÓN K-OMEGA SST (DES)

En este capítulo se presenta la prueba realizada con el modelo de turbulencia k-omega SST, se describe su funcionamiento en términos de capa límite, la configuración de malla utilizada, se presenta un análisis de sensibilidad de malla apoyado por los resultados en la tasa de aspecto nodal y  $y^+$ . Se realiza una comparación entre los resultados experimentales contra los resultados obtenidos por la simulación y se finaliza con un análisis de confort térmico.

### 13.1 CONFIGURACIÓN DE MALLADO

Al iniciar la etapa de malla la primera pregunta que nos hacemos es ¿Qué tan fina debe ser la malla? Un factor que influye en nuestro malla es la capa límite y sobre todo el uso o no de las funciones de pared (*wall functions*) en la capa límite que está dictado por el modelo de turbulencia. Los gradientes de velocidad, temperatura, etc. son de una magnitud mayor a medida que nos acercamos a la pared (superficie del cuerpo, en nuestro caso la pierna del piloto), por lo cual cerca de la pared se requiere de un malla más fino (capas) para poder capturar estos gradientes de forma precisa. Las funciones de pared permiten calcular la variación entre la pared y el centroide del elemento (malla) con una función no lineal, reduciendo por lo tanto el número de elementos (capas) en la capa límite, en la siguiente figura se muestra esta diferencia:

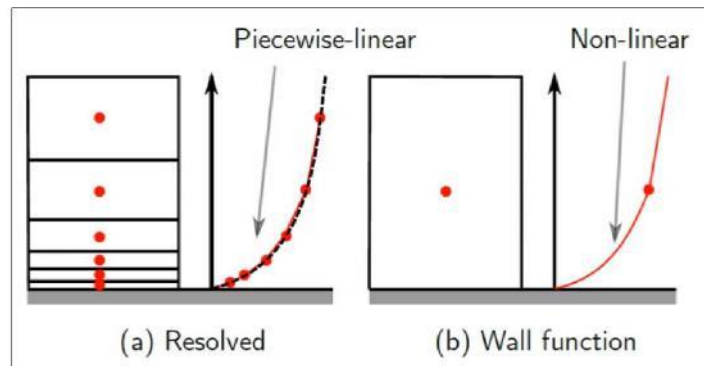


Figura 104 - Diferencia entre una función lineal y no lineal en la capa límite [30]

Mediante experimentos se determinó el comportamiento de la función no lineal (DNS) mostrando las variaciones cerca de la pared, donde se introducen los términos  $U^+ / y^+$  donde  $U^+$  representa la velocidad tangencial y  $y^+$  es la distancia entre la pared y el nodo adyacente a ella (en dirección normal a la pared), el cual es mostrado en la siguiente gráfica:

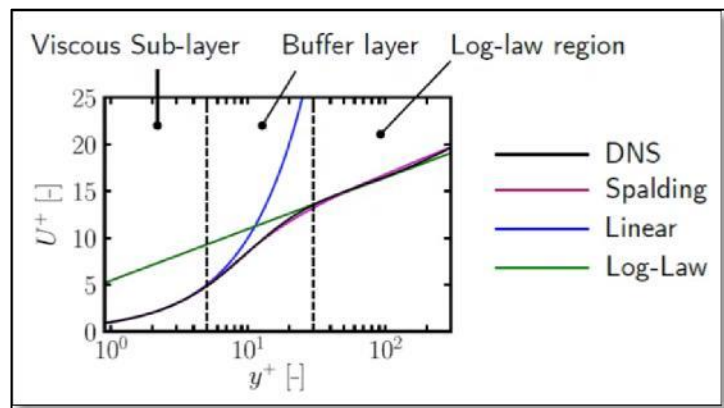


Figura 105 - Comportamiento de funciones [30]



Esta grafica nos muestra la división que existe dentro de la capa límite, así como el desarrollo de las funciones contra los resultados experimentales (DNS); podemos ver que la función lineal se desarrolla dentro de la capa viscosa donde el fluido es dominado por los efectos viscosos, mientras que la función logarítmica se desarrolla en la región más alejada (área logarítmica donde la turbulencia domina el fluido y el perfil de velocidad varía muy poco), siendo la división intermedia (buffer layer, donde se realiza la transición entre los efectos viscosos y la turbulencia) una región donde ninguna de las dos funciones sigue la tendencia del método experimental, es por esto que los valores de  $y^+$  suelen estar dentro del rango:  $30 < y^+ < 300$  para modelos no lineares y  $y^+ < 5$  para modelos lineares dejando fuera a la región intermedia por su inestabilidad.

Recordemos que el modelo K-omega SST es un modelo **lineal**, por lo que no hace uso de las funciones de pared, ante esto, el modelo requiere de varias capas como se mostró en la Figura 104, esta es la razón por la cual se agregaron 10 capas en las pruebas preliminares a la geometría, normalmente se recomiendan de 10 a 15 capas dentro de la capa límite.

Pero ¿cuál es la razón por la cual se utiliza un modelo lineal y no un modelo que nos permita utilizar las funciones de pared (k-epsilon) en nuestro caso? El modelo es únicamente valido en áreas donde la turbulencia está totalmente desarrollada, a números altos de Reynolds la capa límite es muy delgada por lo cual es muy complicado mallar la capa limite y los efectos de la turbulencia están muy cerca de la pared, por lo cual una función de pared nos puede ser de mucha ayuda en estos casos, pero a bajos números de Reynolds donde la capa límite tiene un mayor espesor donde existen gradientes que requieren de ser calculados para obtener una correcta aproximación un modelo lineal es lo conveniente (recordemos que en nuestro método analítico nuestro número de Reynolds fue bajo  $Re = 3.6627 \times 10^4$ ) teniendo como otro factor que las funciones de pared no predicen correctamente un perfil cuando existe separación de capa limite como podemos visualizarlo en la siguiente imagen:

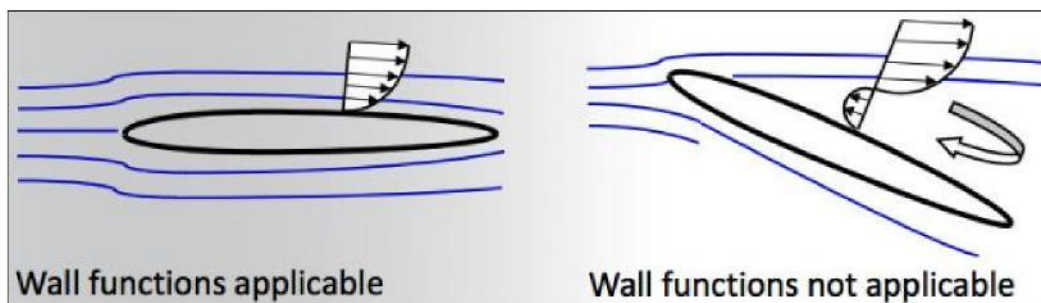


Figura 106 - Aplicabilidad de funciones de pared [31]

Por estas razones fue que el modelo DES mostró menor porcentaje de error en las aproximaciones térmicas contra los resultados experimentales.

Derivado de la Figura 105 y del modelo a utilizar, podemos observar que el valor de  $y^+$  debe de estar en el rango  $y^+ < 5$ , Autodesk recomienda un valor de  $y^+=1$ , lo que se confirma con la interpretación de la gráfica, pudiendo obtener el valor de  $y^+$  en toda capa límite de nuestra geometría desde el menú de resultados (Result Quantities) del software, el cual es un indicador de que nuestra simulación está prediciendo de forma acertada el perfil de velocidad.



Ahora bien, teniendo el valor de  $y^+$  tenemos que asegurarnos que, en nuestra simulación, este parámetro se encuentra dentro del rango deseado, por lo cual es buena práctica hacer un cálculo previo para tener una aproximación del tamaño de la primera capa de nuestra malla que asegure el valor de  $y^+$ .

Para darnos una idea de cuál es el tamaño de la primera capa de nuestra capa límite podemos realizar un cálculo analítico descrito a continuación:

$y^+$  se define como:

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y_p}{\mu}$$

Donde:

$y_p$  = Distancia de la pared al centroide del elemento (malla), figura 107.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$$

Pero nosotros desconocemos  $\tau_w$

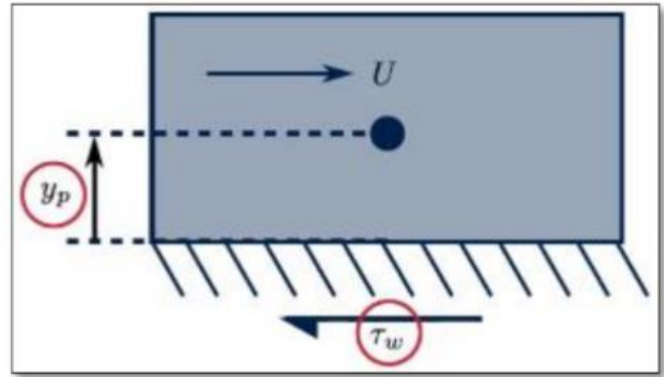


Figura 107 - Visualización de  $y_p$  y  $\tau_w$  [30]

Realizamos el cálculo del número de Reynolds, el cual hicimos previamente en nuestro método analítico:

$$Re = \frac{(6 \text{ m/s})(0,11 \text{ m})}{1,9521 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 3.6627 \times 10^4$$

Utilizamos un resultado empírico para calcular el coeficiente de fricción, el cual es la capa exterior del esfuerzo cortante (*skin friction coefficient*), mediante la aproximación de Schlichting:

$$c_f = [2 \log_{10}(3.6627 \times 10^4) - 6.5]^{-2.3}$$

$$c_f = 0.1083$$

Conociendo el coeficiente de fricción (*skin friction coefficient* -  $c_f$ ), podemos calcular el esfuerzo cortante (wall shear stress):

$$t_w = \left(\frac{1}{2} \rho U^2\right) c_f$$

$$t_w = \left(\frac{1}{2} (1.0412) (6.5)^2\right) 0.1083 = 2.83$$

Donde  $\rho$  representa la densidad y  $U$  la velocidad.

Ahora podemos calcular la velocidad (*friction velocity*):

$$u_{\tau} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$$

$$u_{\tau} = \sqrt{\frac{2.83}{1.0412}} = 1.51$$

Despejando  $y_p$  de la ecuación de  $y^+$  obtenemos:

$$y_p = \frac{y + \mu}{\rho u_{\tau}}$$

Recordando que Autodesk aconseja un valor de  $y^+ = 1$  para este modelo de turbulencia:

$$y_p = \frac{(1)(1.9512 \times 10^{-5})}{(1.0412)(1.51)} = 1.24 \times 10^{-5}$$

Recordemos que  $y_p$  representa el centroide del elemento (malla), pero en la mayoría de los softwares se requiere la altura del elemento, en la siguiente imagen podemos visualizar esta diferenciación:

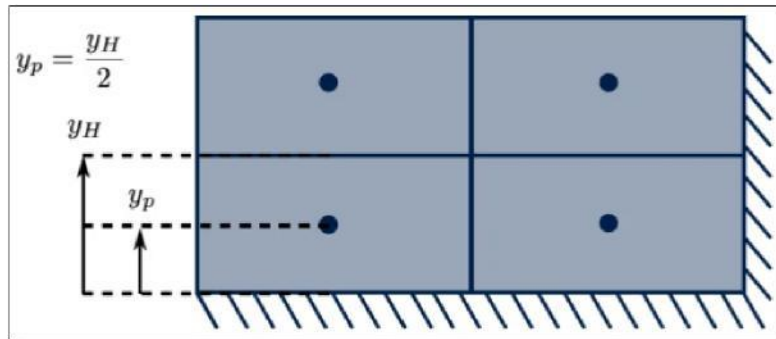


Figura 108 - Diferencia entre centroide de elemento y altura de elemento [30]

Por lo cual si multiplicamos por dos el valor de  $y_p$  obtenemos la altura del primer elemento de la capa límite:

$$(1.24 \times 10^{-5})(2) = 2.48 \times 10^{-5}$$

Esto nos indica el tamaño de la primera capa de la capa límite, podemos observar que es muy pequeño, lo que nos confirma el enunciado que los modelos SST requieren de un mayor iterado, mallado fino y mayor capacidad de cómputo para la solución y sobre todo que son sensibles al nivel de finura del mallado del modelo.

Autodesk no tiene un comando específico donde se pueda colocar dimensionalmente el tamaño de la primera capa, pero si una escala, por lo que tenemos que realizar un proceso iterativo de mallado para comprobar que nuestro parámetro  $y^+ < 1$  se está cumpliendo,

pudiendo obtener los valores de  $y^+$  de todo el volumen de control desde el software para realizar esta confirmación.

Es importante mencionar que los valores de  $y^+$  deben de ser cumplidos en las áreas de interés, en áreas fuera de interés no aporta valor alguno el cumplir este parámetro, al contrario, ocasiona un gasto de recursos innecesario.

El primer parámetro es configurar (Figura 109) el número de capas a colocar dentro de la capa límite, su factor (el cual es la escala resultante del cálculo de  $y_p$  y la graduación siendo el .25 un porcentaje de crecimiento de la capa anterior a la posterior, la opción *blending* es utilizada para crear una transición suave entre las capas y el resto del mallado.

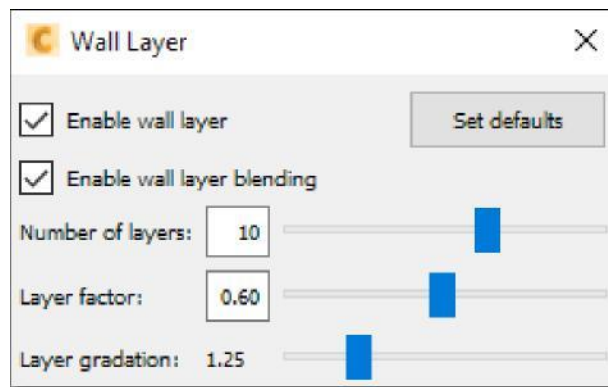


Figura 109 - Menú de configuración de capas

Comenzaremos con un mallado automático a escala 1 como inicio sobre el cual realizaremos refinamientos posteriores en busca del cumplimiento de  $y^+$ , la tasa de aspecto nodal (descrito más adelante), sensibilidad de malla y convergencia.

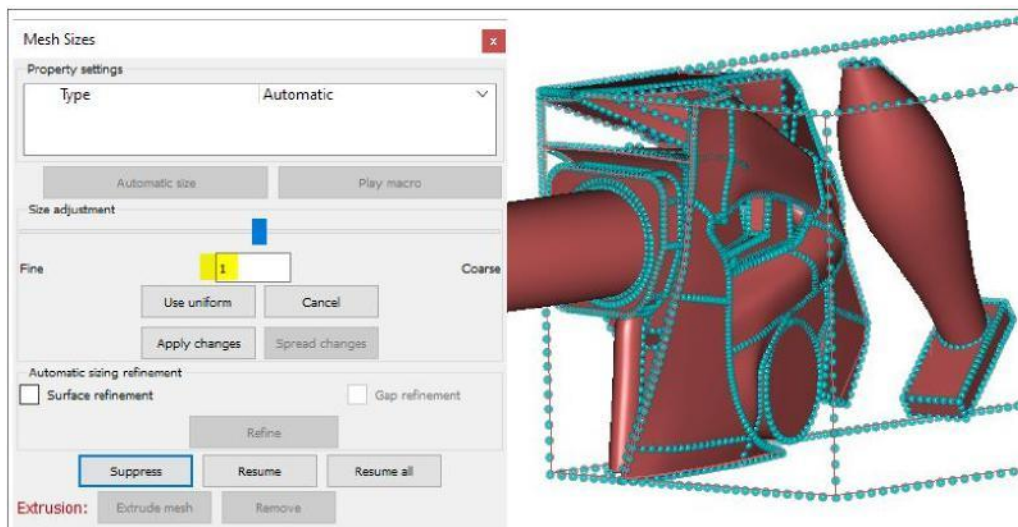


Figura 110 - Configuración de mallado automático

Colocamos una región de refinamiento que cubre el flujo de aire que proviene del radiador y la pierna del piloto, características que son de interés principal en la simulación, la zona de refinamiento es específica como tamaño uniforme y colocamos una escala más pequeña (0,9) que la escala general (1,0):

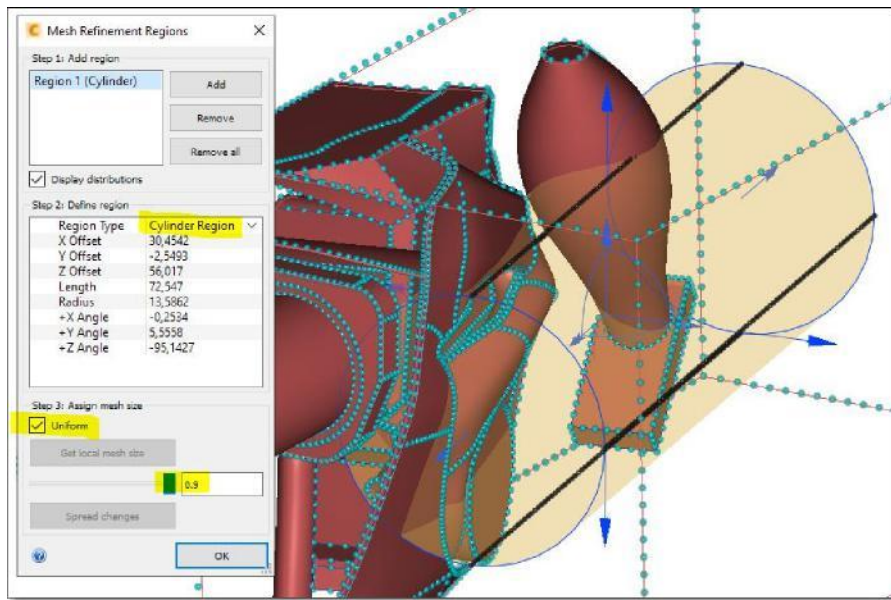


Figura 111 - Configuración de zona de refinamiento

El ventilador, así como el volumen que alimenta el ventilador lo configuraremos con un mallado uniforme, esto nos ayudará en la simulación del flujo y que llegue mejor desarrollado al ventilador, en caso contrario podríamos tener un flujo no desarrollado lo cual causaría variaciones y divergencia en los resultados:

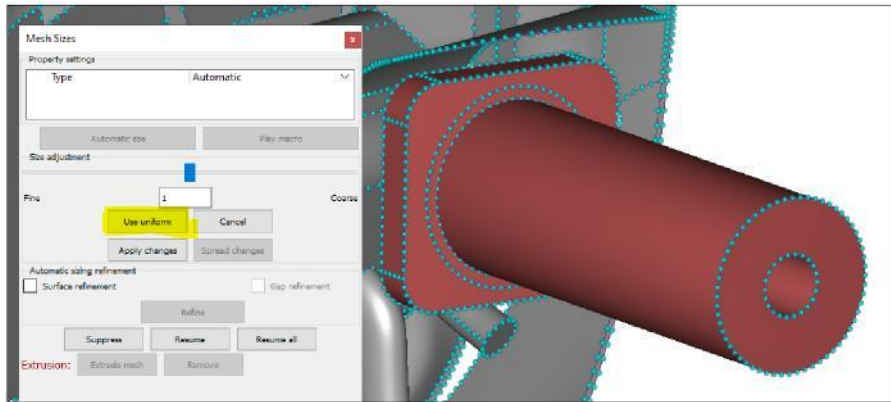


Figura 112 - Configuración de malla uniforme en ventilador y volumen de alimentación

Con estos parámetros obtenemos un mallado inicial con los siguientes datos:

Mallado	Escala General	Número de Capas	Escala Zona de Refinamiento	Número de Elementos
Prueba	1,0	10	0,9	2,288,239

## 13.2 CONFIGURACIÓN DE SOLUCIÓN

---

La configuración de la solución es la misma configuración que se utilizó en las pruebas preliminares con la diferencia que aumentamos el nivel de exigencia en cuanto a la convergencia:

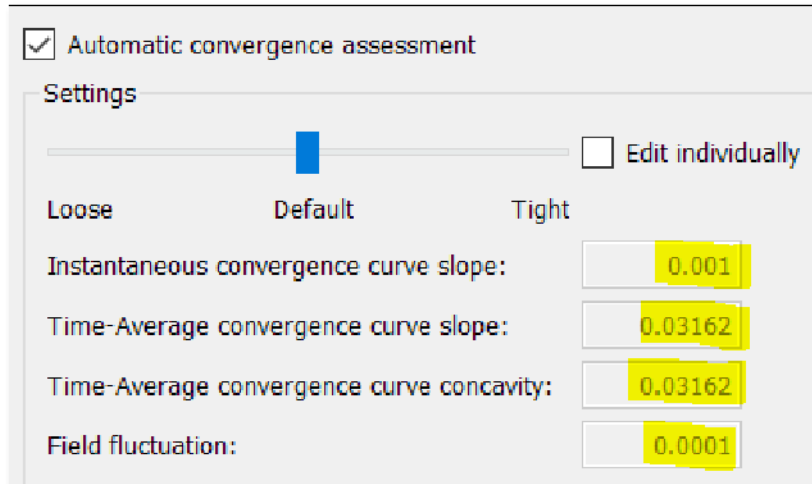


Figura 113 - Ajuste en exigencia de convergencia

## 13.3 MÉTODO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

---

El método de transferencia de calor a utilizar será el mismo utilizado en las pruebas preliminares, solución de flujo, solución de convección forzada y solución de convección natural.

## 13.4 RESULTADOS

---

Derivado del mallado inicial que realizamos, podemos obtener dos parámetros que nos permiten conocer el estado de la calidad de la malla, los cuales son  $y^+$  (que describimos anteriormente) y la tasa de aspecto nodal, este último es un indicador de cuan equilátero o deformado está cada elemento (autodesk utiliza elementos triedros en el mallado).

Recordemos que los valores ideales para nuestra simulación son los siguientes:

- $y^+ < 1$  (valor dado por el modelo de turbulencia utilizado SST k-omega DES).
- $100 \geq \text{NAR}$  (Nodal Aspect Ratio)  $< 200$  en áreas de interés,  $\text{NAR} < 2000$  general.

Estos valores debemos de buscar cumplirlos principalmente en nuestras áreas de interés pudiendo relajar estos valores en las áreas de no interés, el resultado del primero mallado en cuanto a estos dos parámetros son los siguientes:

En el parámetro  $y^+$  podemos observar (Figura 114) que en la pierna del piloto (área de interés) aún existen áreas con un valor  $y^+ > 1$  (colocamos .01 para que el software detecte todas las superficies  $\geq 1$ ), podemos transformar estas áreas que aún no cumplen con nuestro



parámetro en una superficie isométrica (Figura 115) para visualizar mejor la cantidad de superficies que incumplen el requerimiento.

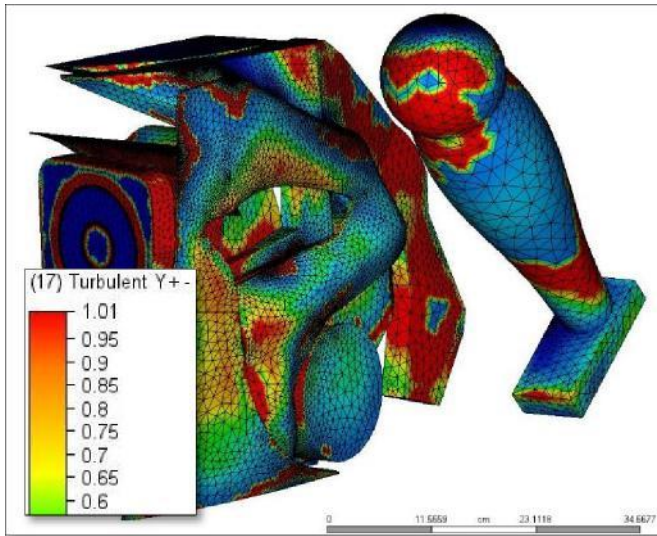


Figura 115 - Superficies con valores  $y+ > 1$

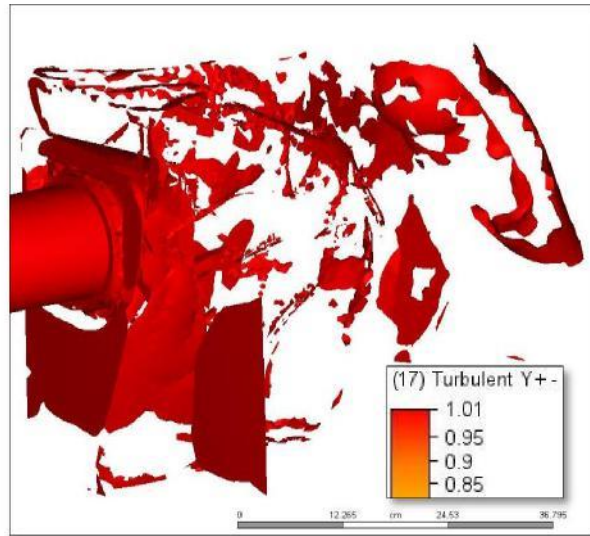


Figura 114 - Superficie isométrica representando  $y+ > 1$

En cuanto al aspecto nodal podemos observar que, aunque generalmente se cumple el umbral requerido (Figura 116), si seccionamos el cuerpo (Figura 117) podemos encontrar pequeños espacios que contienen una gran concentración de elementos y son elementos que no cumplen con el umbral, aunque anteriormente se comentó sobre las áreas de interés y esta no es una de ellas, nos afecta en que esos pequeños espacios están produciendo grandes cantidades de elementos que no son necesarios, lo que impacta en el tiempo de solución y capacidades de computación, lo que significa que es necesario que iteremos nuestro modelo CAD para cerrar esos espacios y poder utilizar nuestros elementos de malla de forma más eficiente.

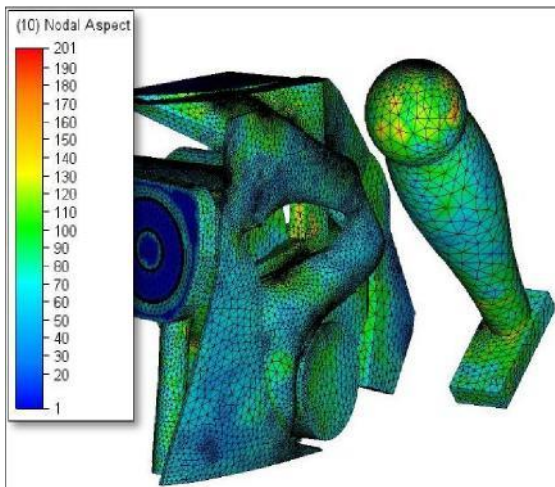


Figura 116 - Tasa de aspecto nodal general

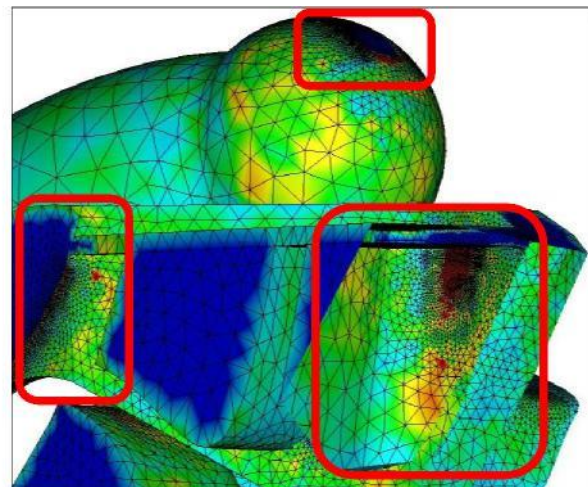


Figura 117 Concentración de elementos en gaps internos

Por lo cual, es necesario modificar nuestra geometría CAD y realizar un nuevo mallado que servirá como base para el estudio de sensibilidad de malla.



Con la geometría CAD modificada, se corre un nuevo mallado con la misma configuración del mallado anterior (zona de refinamiento, uniformidad), pero aplicando un refinamiento general de 0,9 para mejorar los parámetros de  $y^+$ , en el entendido de que la geometría se modificó para cerrar gaps (pues no son áreas críticas) el aspecto nodal mantendrá el umbral del mallado inicial.

Mallado	Escala General	Número de Capas	Escala Zona de Refinamiento	Número de Elementos
Prueba	1,0	10	0,9	2,288,239
1	0.9	10	0,9	2,869,988

Sobre este primer mallado se realizarán un par de iteraciones para comprobar que los valores que consideramos críticos dentro del medio no cambian con respecto a la modificación de los parámetros de mallado.

En total se realizaron cuatro iteraciones para la comprobación de la malla y el cumplimiento de los parámetros de aspecto nodal y  $y^+ < 1$ , adicional a esto se colocaron puntos de medición en las posiciones donde se colocaron los sensores en la pierna del piloto para comparar los resultados experimentales contra los resultados numéricos, estos resultados numéricos en los puntos de medición son los que se utilizarán en la sensibilidad de malla, a continuación, se presentan los resultados:

### 13.5 TASA DE ASPECTO NODAL / $Y^+$

En cuanto a la tasa de aspecto nodal podemos observar en la comparativa de imágenes (Figura 118) que se mantiene el umbral requerido (dentro de las áreas de interés, área de refinamiento en el mallado mencionada anteriormente, marcada en rojo en la imagen), es importante mencionar que, aunque en el primer mallado se puede ver un mejor aspecto nodal, esta malla no cumplía con el valor  $y^+ < 1$ .

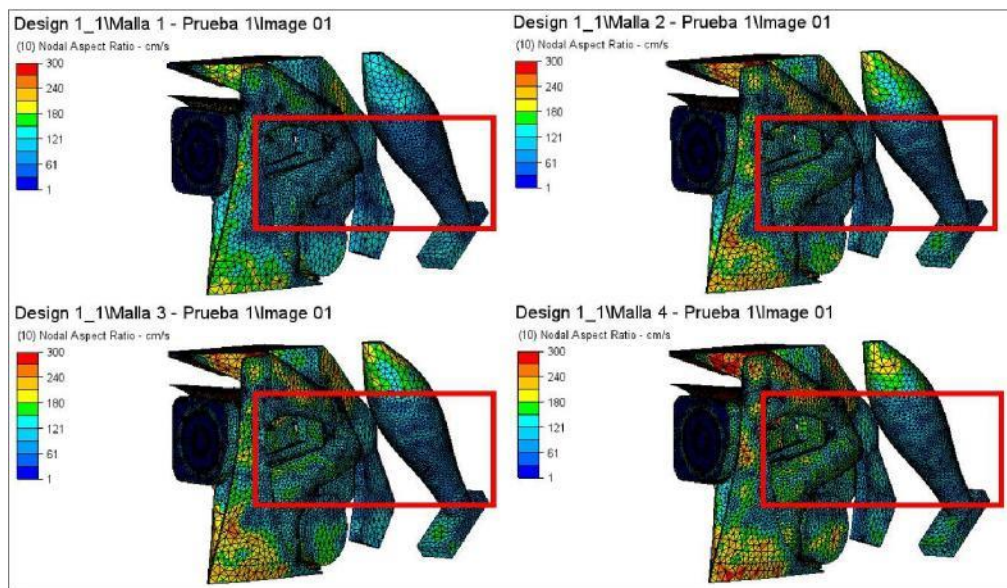


Figura 118 - Comparativa de aspecto nodal entre iteraciones de mallado

Aun cuando las imágenes muestran un aspecto nodal constante en las iteraciones de mallado, podemos observar (Figura 119) en el umbral de cada iteración una disminución considerable en el volumen de control entero, lo que confirma una mejora de aspecto nodal con el refinamiento de mallado:

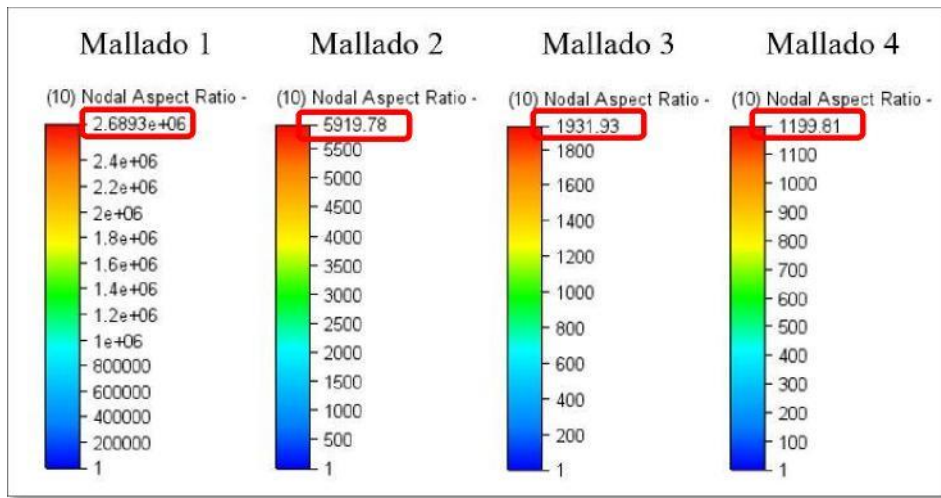


Figura 119 - Comparativa de umbral de aspecto nodal entre iteraciones de mallado

Por lo cual queda confirmado que nuestro mallado está dentro del parámetro  $100 \geq NAR \leq 200$  en áreas de interés,  $NAR \leq 2000$  general.

En cuanto al parámetro  $y^+ < 1$ , en la siguiente imagen podemos ver la notable mejoría en la pierna del piloto y las áreas alrededor, lo que asegura que nuestra solución se está resolviendo dentro de la sub capa viscosa como establece nuestro modelo de turbulencia:

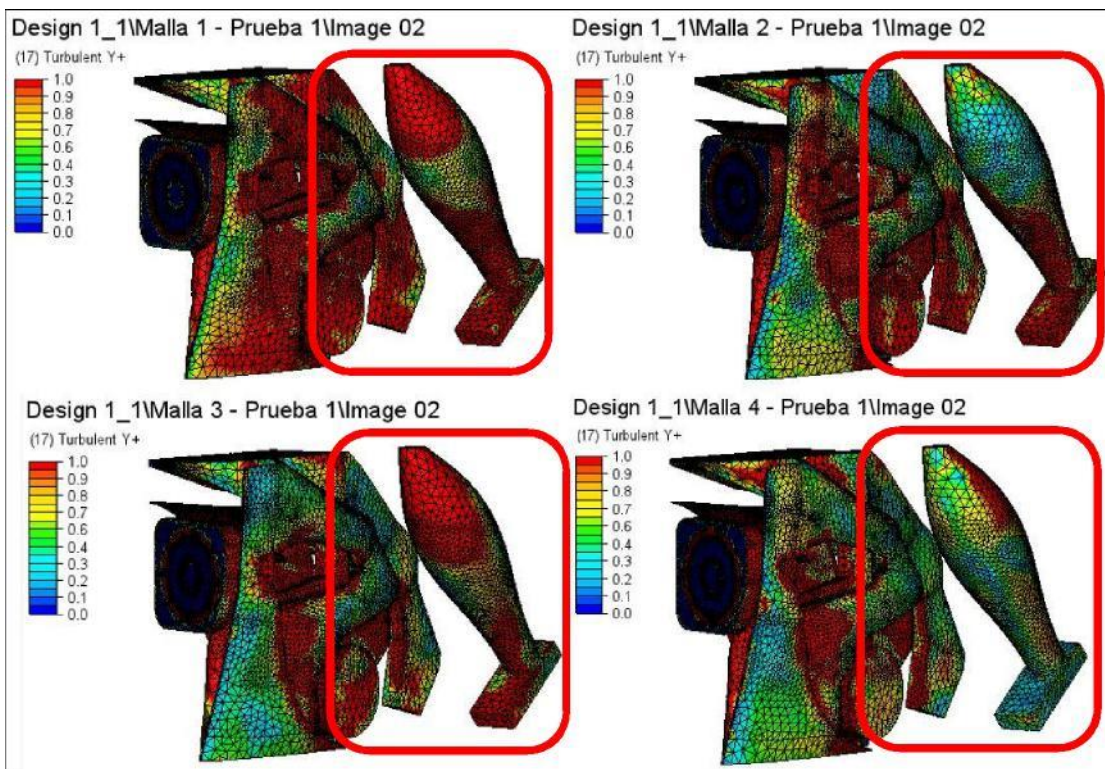


Figura 120 - Comparativa de  $y^+ < 1$  entre iteraciones de mallado

Al igual que comparamos el umbral en la tasa de aspecto nodal, podemos hacerlo en  $y^+$ :

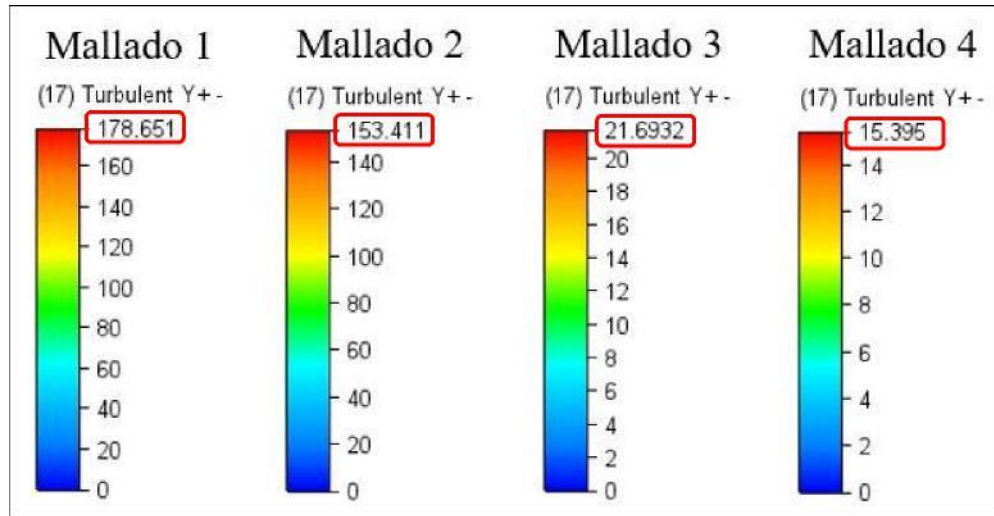


Figura 121 - Comparativa de umbral  $y^+$  de entre iteraciones de mallado

Recordemos que el parámetro  $y^+ < 1$  es para áreas de interés, pero es buena práctica mantener un buen umbral general para la convergencia de la solución, podemos observar una considerable disminución de  $y^+$  en el volumen de control entero.

Podemos confirmar mediante estas comparativas que el mallado se encuentra dentro del umbral aceptable de la tasa de aspecto nodal y las áreas de interés del volumen de control se encuentran dentro del umbral  $y^+ < 1$  mientras que el resto de geometría se encuentra  $y^+ \leq 15$ .

Como podemos observar en la siguiente imagen, aun cuando el nivel máximo es 15.39, podemos confirmar que la mayoría de la geometría está  $y^+ < 6$  en áreas de no interés.

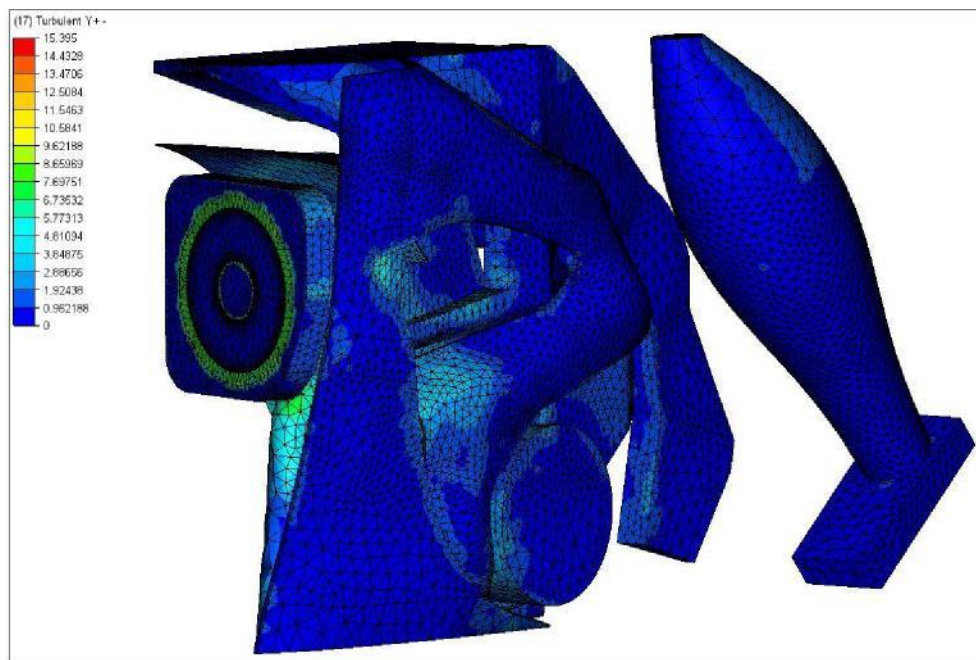


Figura 122 - Valores generales de  $y^+$



## 13.6 COMPARACIÓN DE RESULTADOS

Se colocan tres puntos de medición en las posiciones donde fueron colocados los sensores de temperatura en el piloto en las pruebas experimentales como se muestra en la siguiente imagen:

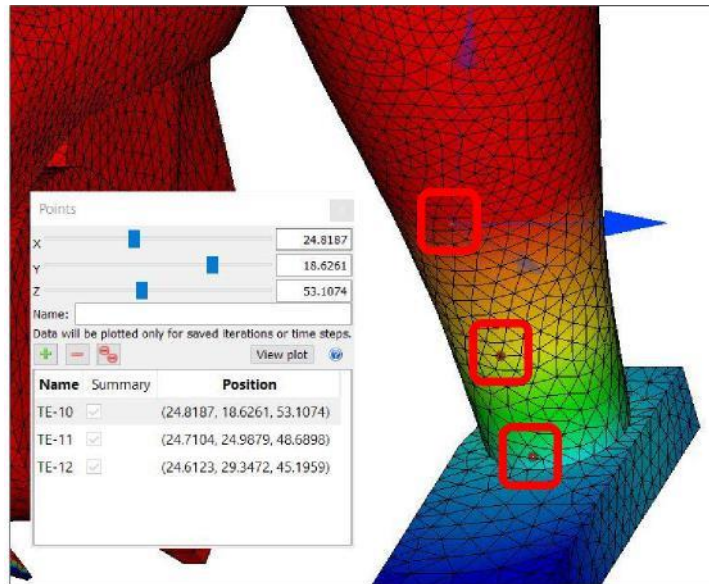


Figura 123 - Puntos de medición en simulación

A partir de estos puntos podemos obtener las temperaturas desarrolladas en la superficie, estos son los valores para cada iteración de mallado:

Result Quantity	Design 1_1 Malla 1 - Prueba 1	Design 1_1 Malla 2 - Prueba 1	Design 1_1 Malla 3 - Prueba 1	Design 1_1 Malla 4 - Prueba 1
<b>TE-12</b>				
Temperature	34.9108	33.5452	34.8968	33.9983
Turbulent Y+	2.15646	2.452	1.75828	0.49911
<b>TE-11</b>				
Temperature	36.5602	34.4315	35.108	34.6851
Turbulent Y+	1.66329	1.13916	0.871889	0.433122
<b>TE-10</b>				
Temperature	36.3908	34.9196	35.0295	35.3896
Turbulent Y+	1.00912	0.873391	0.556965	0.434014

Figura 124 - Comparativa de temperaturas entre iteraciones de mallado

Antes de comparar los resultados de temperatura, podemos observar los valores de  $y^+$  y su progresiva disminución hasta alcanzar el valor requerido  $y^+ < 1$ , siendo el mallado 4 el que cumple, en los puntos de medición, el valor requerido, lo cual indica que los valores obtenidos por el último mallado tienen un mayor grado de asertividad al estar resueltos dentro de la subcapa viscosa de la capa límite.

Si realizamos una comparativa entre los resultados obtenidos en el cuarto mallado y los resultados obtenidos de forma experimental en un determinado tiempo:

Sensor	Experimental	Numérico	% de Error
TE-10	38.574	35.389	9%
TE-11	35.156	34.685	1.36%
TE-12	34.180	33.998	0.54%

Colocado en una gráfica podemos observar que la predicción de la temperatura del piloto puede tener un error máximo de 3 °C en un punto:

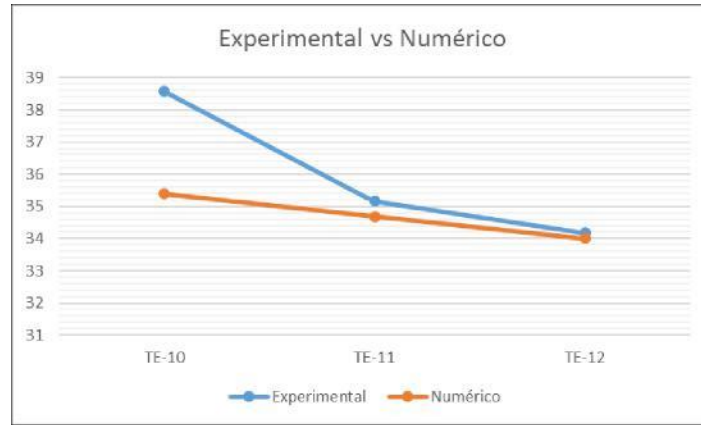


Figura 125 - Gráfico de comparación entre resultados experimentales y numéricos

Podemos observar también una mejora en la mezcla del aire a temperatura ambiente y aire proveniente del sistema de ventilación del radiador, la cual en las pruebas preliminares fue reportada como visualmente incorrecta:

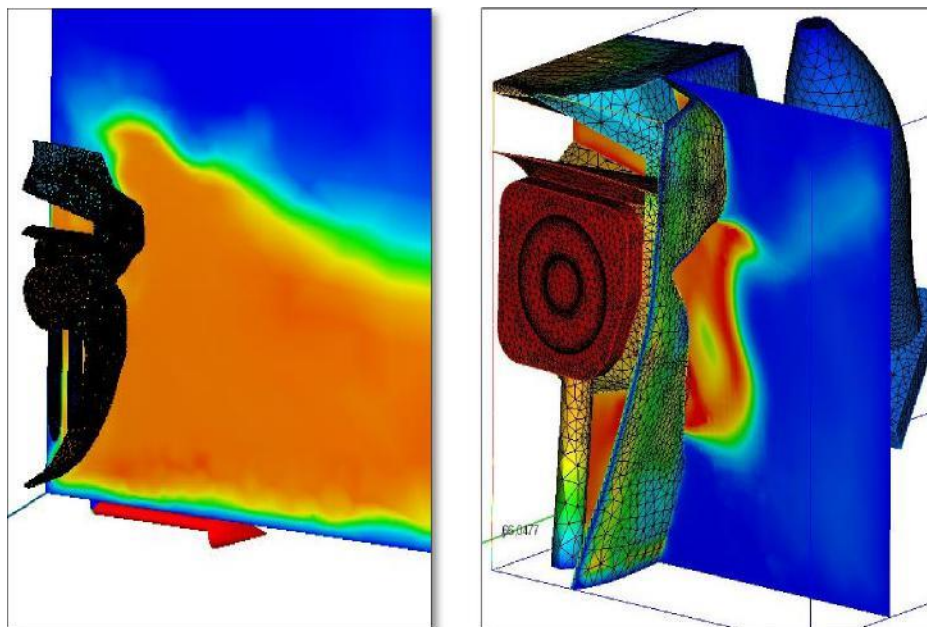


Figura 126 - Comparativa visual de flujo entre prueba preliminar y prueba final

## 13.7 SENSIBILIDAD DE MALLA

Retomando los valores obtenidos en la Figura 124, podemos calcular la variación entre las iteraciones de mallado para observar la tendencia:

Valores obtenidos en los puntos de medición en °C:

Sensor	Malla 1	Malla 2	Malla 3	Malla 4
TE-10	36.39	34.91	35.02	35.38
TE-11	36.56	34.43	35.1	34.68
TE-12	34.91	33.54	34.89	33.99

Calculo de porcentaje de error, donde vemos una tendencia a la disminución entre una iteración a otra:

Malla 1 vs 2	Malla 2 vs 3	Malla 3 vs 4
4.24	1.7	1.03
6.19	1.95	1.21
4.08	3.87	2.65

Es importante mencionar que el seguir refinando la malla hasta disminuir el porcentaje a valores cercanos a cero no siempre es lo más adecuado; el refinar la malla resulta en mayor número de elementos, mayor tiempo de procesamiento y mayor gasto de recursos, pudiendo tener como resultado una variación de décimas en los resultados finales que no tienen un valor significativo, esta es la razón por la cual se decidió solo realizar cuatro iteraciones de mallado pues se confirmó la tendencia a la disminución en los resultados.

Los datos de las iteraciones de mallado son los siguientes:

Mallado	Escala General	Número de Capas	Escala Zona de Refinamiento	Número de Elementos
Prueba	1,0	10	0,9	2,288,239
1	0,9	10	0,9	2,869,988
2	0,9	10	0,8	3,007,478
3	0,8	10	0,8	3,307,535
4	0,8	10	0,7	3,561,779

Podemos observar de los datos, que los refinamientos no fueron realizados de forma uniforme en todo el volumen de control, los refinamientos deben de ser aplicados en las áreas de interés y sobre todo valorar si es requerido un mallado uniforme o que puede variar en su tamaño dependiendo del área donde se encuentra el elemento.



## 13.8 CONFORT TÉRMICO

Podemos tomar como referencia la norma ASHRAE 55-2004 (Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy) para obtener el confort térmico del piloto el cual está definido como la condición del sujeto que expresa satisfacción con el medio ambiente térmico al cual está expuesto.

Los factores que intervienen en el confort térmico son los siguientes:

- **Tasa metabólica:** caracteriza la energía generada dentro del cuerpo debido a la actividad metabólica, siendo la unidad de medida el met, donde  $1 \text{ met} = 58.2 \text{ W/m}^2$ ; un met es aproximadamente la cantidad de energía producida por unidad de área de una persona de estatura promedio (el área superficial de una persona promedio es de  $1.8 \text{ m}^2$ ), siendo la tasa metabólica de una persona sentada (como el piloto de la motocicleta) de  $60 \text{ W/m}^2$ .
- **Ropa:** en nuestro caso la pierna del piloto esta sin prenda alguna por lo cual este factor ni aplica a nuestro estudio.
- **Humedad:** la humedad relativa en el aire en el espacio donde se encuentra la persona, de acuerdo al archivo meteorológico, el día de la prueba experimental había una humedad relativa promedio del 60%.

Acorde a la guía de Autodesk [28] en cuanto al confort térmico: el cálculo del confort térmico se realiza a través del balance de energía; los contribuyentes a la transferencia de calor son la radiación, convección y conducción balanceados contra el calor generado por el individuo, jugando también un factor importante la humedad y las prendas que el individuo porta, las cantidades resultantes de este balance son el PMV (Predicted Mean Vote) y el PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied).

El **PMV** es un umbral de valores que relacionan la sensación del individuo:

Valor	Sensación
-3	Frio
-2	Fresco
-1	Poco fresco
0	Neutral
1	Tibio
2	Poco caliente
3	Caliente

El **PPD** (Figura 127) es un índice que establece una predicción del porcentaje de personas que están insatisfechas con las condiciones térmicas:

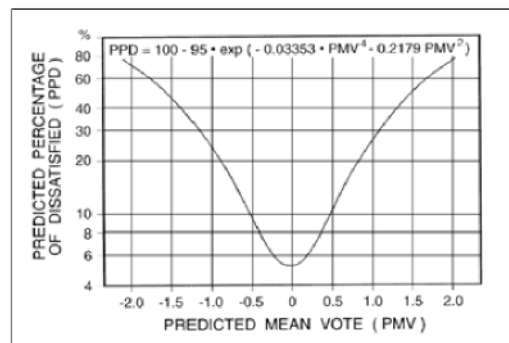


Figura 127 - Índice PPD

Derivado de las temperaturas obtenidas y realizando el ejercicio de confort térmico desde el software obtenemos:

Para el PMV la resultante es:

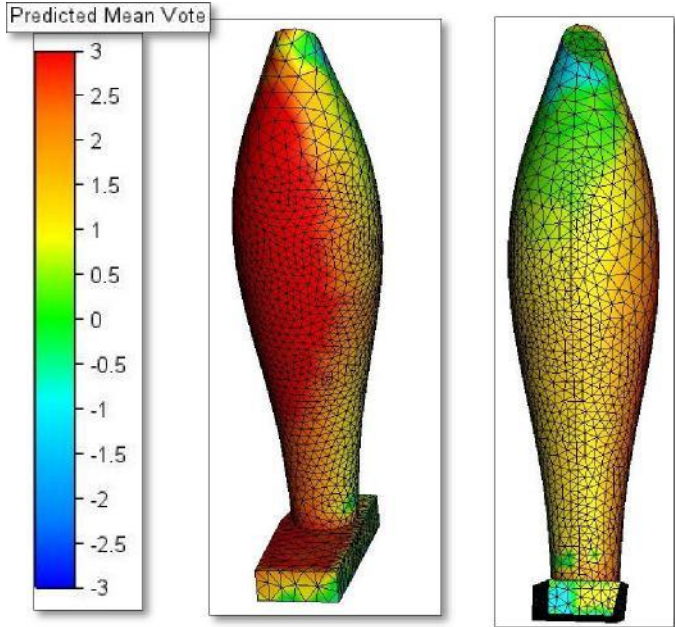


Figura 128 - PMV de la pierna del piloto vista desde el frente y detrás

Acorde al índice descrito anteriormente vemos que la parte frontal interna de la pierna del piloto se encuentra en nivel tres, lo que indica que la persona experimenta una sensación caliente, mientras que en el resto de la pierna experimenta sensaciones tibias hacia neutrales.

En cuanto al porcentaje de insatisfacción, podemos observar que la parte frontal presenta un porcentaje de insatisfacción muy alto, esto debido a que es la superficie de contacto con el aire caliente que proviene del sistema de ventilación del radiador:

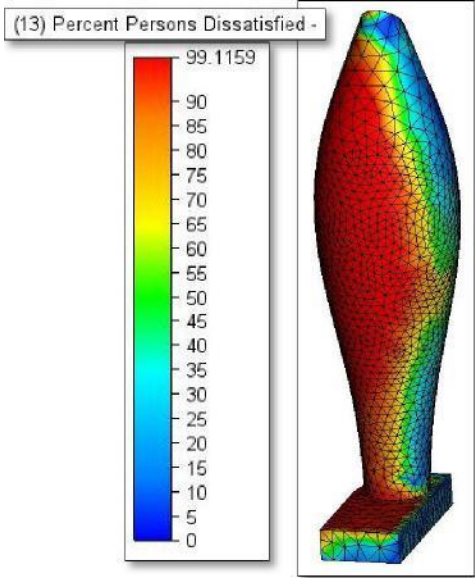


Figura 129 - Porcentaje de insatisfacción de la pierna del piloto

## 14. CONCLUSIONES

---

Las conclusiones derivadas de este estudio son las siguientes:

- Derivado de las pruebas experimentales, se confirma que la causa principal del aumento de temperatura en las piernas del piloto, es la exposición a el flujo resultante del sistema de ventilación del radiador (Figura 29), mientras el sistema de ventilación no está encendido la temperatura de la pierna del piloto se mantiene a temperatura ambiente.
- El método analítico, aun siendo una simplificación del fenómeno de estudio, arroja resultados de variables que pueden ser utilizadas en la configuración del método numérico, en nuestro caso utilizamos el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección el cual está dentro del rango usual utilizado para simulaciones.
- Es importante realizar una verificación del software por medio de la comparación de resultados teóricos y numéricos sobre un ejercicio, esto con el fin de calcular el error entre resultados para confirmar la exactitud de los resultados, al mismo tiempo que aprendemos a utilizar el software.
- La simplificación de la geometría permite un ahorro considerable en el número de elementos en el proceso del mallado, lo cual impacta directamente en el tiempo de solución, así como el gasto de recursos computacionales.
- El modelo DES predice con mayor exactitud las temperaturas desarrolladas en el medio y en el piloto de una motocicleta en modo ralentí, en espacio cerrado, con un error máximo de predicción de 3°C en la superficie de la pierna del piloto.
- El refinamiento de malla tiene una tendencia a reducir la variación entre valores obtenidos de la solución, por lo cual podemos deducir que los resultados no son afectados de forma significativa por la malla.
- El cumplimiento de la tasa de aspecto nodal  $100 \geq NAR \leq 200$  nos asegura que los elementos del mallado tienen una forma ideal y no son distorsionados lo que indica una buena calidad de malla.
- El cumplimiento del parámetro  $y^+ < 1$  es un indicador de que la solución está siendo resuelta dentro de la capa límite, por lo cual el modelo DES está siendo correctamente utilizado lo cual nos asegura asertividad en los resultados obtenidos.
- Derivado de un estudio de confort térmico, existen áreas de la pierna del piloto donde la sensación es de calor existiendo un porcentaje de 99% de insatisfacción en la parte delantera de la pierna del piloto, lo cual se asemeja a la experiencia del piloto.
- En cuanto al uso del modelo DES, podemos concluir que predice resultados precisos para número de Reynolds bajos por lo cual puede ser una opción a utilizar para fluidos con números de Reynolds bajos, tiene un buen comportamiento ante la separación de flujo en la capa limite y simula de forma precisa la convección mixta en un medio debido al cambio de comportamiento que tiene en la corriente libre (se comporta como  $k-\epsilon$ )

## **15. SOLUCIONES CONCEPTUALES**

---

Como se comentó en la sección anterior, derivado de las pruebas experimentales, se confirma que la causa principal del aumento de temperatura en las piernas del piloto, es la exposición a el flujo resultante del sistema de ventilación del radiador por lo cual se proponen las siguientes soluciones conceptuales para un desarrollo futuro:

- Re-diseño de los pasajes laterales del sistema de carenado; los paneles laterales que conforman el carenado direccionan el flujo del sistema de ventilación, si se re-diseñan estos paneles laterales de forma que direccionen el flujo fuera del área de las piernas o bien el flujo sea bloqueado en esta área la temperatura de las piernas del piloto se vería reducida al no estar expuestas al flujo directo del ventilador.
- Diseño de un accesorio adicional, un ducto flexible que mediante un adaptador que se sujete a los tornillos de sujeción del ventilador al radiador, direccionen el flujo en su totalidad a la parte baja y trasera de la motocicleta, un concepto similar a como los gases de salida son direccionados por el sistema de escape a la parte trasera de la motocicleta.
- Diseño de aletas adicionales que puedan ser sujetadas al diseño del carenado actual en las ventanas por donde fluye el flujo de calor el cual funcione como un bloqueo para evitar que las piernas sean expuestas al flujo de calor.
- Uso de materiales aislantes en las ventanas por donde fluye el flujo de calor, diseño de rejillas compuestas de material aislante que permitan reducir el volumen de flujo y al mismo tiempo se reduzca la temperatura de este flujo, con lo que las piernas del piloto estarían expuestas a un menor volumen de flujo a una temperatura más baja, concepto similar a la cinta aislante que se utiliza en los ductos de los sistemas de escape para evitar ocasionar quemaduras a las piernas del piloto.

## **16. TRABAJO A FUTURO**

---

El estudio se centró en los efectos de la convección forzada en un espacio cerrado, pero la operación normal de la maquina es en un espacio abierto por lo cual es requerido a futuro:

- Simulación de los efectos de la radiación solar en campo abierto para confirmar si esta contribuye a un aumento de temperatura adicional y si afecta a otras partes del cuerpo del piloto.
- Simulación de los efectos con el vehículo en movimiento, el flujo de aire al que se está expuesto con el vehículo en marcha puede contribuir a una transferencia mayor de calor.
- Pruebas experimentales en campo abierto para la verificación de las simulaciones anteriormente descritas, importante realizar un método analítico previo para identificar las necesidades de parámetros a medir.

## 17. REFERENCIAS

---

- [1] R. López, «[www.formulamoto.es](http://www.formulamoto.es),» 17 October 2019. [En línea]. Available: <https://www.formulamoto.es/industria-mercado/2019/10/17/paises-motos-venden-mundo/25544.html>.
- [2] N. Ribas, «Crónica Global,» 27 Mayo 2019. [En línea]. Available: [https://cronicaglobal.elespanol.com/deportes/motogp-negocio-200-millones-anuales\\_127877\\_102.html](https://cronicaglobal.elespanol.com/deportes/motogp-negocio-200-millones-anuales_127877_102.html).
- [3] MotoGP, «[www.boxrepsol.com](http://www.boxrepsol.com),» 02 Diciembre 2019. [En línea]. Available: <https://www.boxrepsol.com/es/motogp/cuanto-cuesta-una-motogp/>.
- [4] J. C. T. D. A. A. Richard H. Pletcher, de *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*, Hemisphere Publishing Corporation, 1984, pp. 3-5.
- [5] M. Uhlarik, «Motorcycle Aerodynamics,» *The Insider*, 04 05 2016.
- [6] P. McLaren, "[www.crash.net](http://www.crash.net)," 20 January 2019. [Online]. Available: <https://www.crash.net/motogp/feature/912115/1/massive-cfd-use-part-ducatti-aero-push>.
- [7] P. S. M. & S. P. Agarwal, «Heat transfer simulation by CFD from fins of an air cooled motorcycle engine under varying climatic conditions,» *Proceedings of the World Congress on Engineering*, pp. 6-8, 2011.
- [8] Z. S. T. L. V. B. Y. Memon, «Simulation and Experimental Evaluation of Air Cooling for Motorcycle Engine,» *Small Engine Technology Conference & Exposition*, p. 10, 2006.
- [9] W. Z. T. R. J. & I. N. I. WS, «Thermal Analysis on Motorcycle Disk Break Geometry,» de *AIP Conference Proceedings*, 2017.
- [10] S. S. S. S. P. M. Bhagwat Singh Shishodia, «Air flow, heat transfer and impact study of ventilated and non-ventilated full-face motorcycle helmet,» *International Journal of Crashworthiness*, vol. 23, n° 2, pp. 124-133, 2018.
- [11] H. T. Yuzo Fujita, «Prediction of Air Temperature Distribution around Rider on Idling Motorcycle by CFD Using DES Model,» SAE International, 2019.
- [12] M. d. Foro, «Motorcycle Forum,» 11 April 2014. [En línea]. Available: <https://www.motorcycleforum.com/threads/leg-burn.195234/>.

- [13] M. d. Foro, «Two Wheeled Texans,» 30 Abril 2009. [En línea]. Available: <https://www.twtex.com/forums/threads/how-to-keep-the-engine-heat-from-my-legs-on-hot-days-burning-up-here.39319/>.
- [14] M. d. Foro, «Indian Motorcycles,» 21 Agosto 2014. [En línea]. Available: <https://www.indianmotorcycles.net/threads/is-your-right-leg-or-thigh-on-fire.1106/>.
- [15] M. d. Foro, «Reddit,» 09 Noviembre 2013. [En línea]. Available: [https://www.reddit.com/r/motorcycles/comments/1r0g6a/hot\\_daytona/](https://www.reddit.com/r/motorcycles/comments/1r0g6a/hot_daytona/).
- [16] R. Evans, «Kawasaki and Siemens PLM Software Team Up,» *Automotive Testing Technology International*, 10 Octubre 2018.
- [17] Y. A. Cengel, «Transferencia de Calor y Masa,» de *Transferencia de Calor y Masa*, Mc Graw Hill, 2007, pp. 17,25,27.
- [18] M. H. T. Laboratory, «[www.mhtl.uwaterloo.ca](http://www.mhtl.uwaterloo.ca),» 1997. [En línea]. Available: <http://www.mhtl.uwaterloo.ca/old/onlinetools/airprop/airprop.html>.
- [19] Y. A. Cengel, «TRansferencia de Calor y Masa,» de *Un Enfoque Práctico*, Mc Graw Hill, 2007, p. 408.
- [20] W. M. H.K. Versteeg, «An Introduction to Computational Fluid Dynamics,» de *The Finite Volume Method*, Pearson Education Limited, 2007, pp. 2,3,4.
- [21] Autodesk, «<http://help.autodesk.com>,» [En línea]. Available: <http://help.autodesk.com/view/SCDSE/2019/ENU/?guid=GUID-CB2F0968-7149-4679-AC93-DD2D4070BD13>.
- [22] Autodesk, «[help.autodesk.com](http://help.autodesk.com),» [En línea]. Available: <http://help.autodesk.com/view/SCDSE/2019/ENU/?guid=GUID-A1E29079-1F56-4558-BDE5-CFA694BE51A3>.
- [23] Autodesk, «[help.autodesk.com](http://help.autodesk.com),» Autodesk, 2019. [En línea]. Available: <http://help.autodesk.com/view/SCDSE/2019/ENU/?guid=GUID-6758F06E-D52E-4191-B0FE-4A0A11EBC457>.
- [24] Autodesk, «[help.autodesk.com](http://help.autodesk.com),» Autodesk, [En línea]. Available: <http://help.autodesk.com/view/SCDSE/2019/ENU/?guid=GUID-13936C3E-D5D7-48E3-872B-987BA04ED692>.
- [25] Autodesk, «[help.autodesk.com](http://help.autodesk.com),» Autodesk, 2019. [En línea]. Available: <http://help.autodesk.com/view/SCDSE/2019/ENU/?guid=GUID-BBA4E008-8346-465B-9FD3-D193CF108AF0>.



- [26] AZoM, «[www.azom.com](http://www.azom.com),» 26 05 2003. [En línea]. Available: <https://www.azom.com/properties.aspx?ArticleID=1998>.
- [27] Autodesk, «[help.autodesk.com](http://help.autodesk.com),» Autodesk, [En línea]. Available: [help.autodesk.com/view/SCDSE/2019/ENU/?guid=GUID-72833CA6-BC34-4A1F-9600-115D2268CC05](http://help.autodesk.com/view/SCDSE/2019/ENU/?guid=GUID-72833CA6-BC34-4A1F-9600-115D2268CC05).
- [28] Autodesk, «[help.autodesk.com](http://help.autodesk.com),» [En línea]. Available: <http://help.autodesk.com/view/SCDSE/2019/ENU/?guid=GUID-3283C0AF-B483-4897-970B-16A663ACF14E>.
- [29] T. Avraham, «[allaboutcfd-tomersblog](http://allaboutcfd-tomersblog.com),» 23 June 2020. [En línea]. Available: <https://allaboutcfd-tomersblog.com/2020/06/23/understanding-the-detached-eddy-simulation-from-des-to-iddes/>.
- [30] F. M. 101, «[FluidMechanis101](http://FluidMechanis101.com),» 2018. [En línea]. Available: [www.fluidmechanics101.com](http://www.fluidmechanics101.com).
- [31] SIMSCALE, «[simscale](http://simscale.com),» May 2018. [En línea].
- [32] I. Global, «[www.iti-global.com](http://www.iti-global.com),» [En línea]. Available: [https://www.iti-global.com/uploadIMG/rfUploads/Support%20Docs/CADfix%20Docs/11/Whats\\_new\\_in\\_CADfix\\_11.pdf](https://www.iti-global.com/uploadIMG/rfUploads/Support%20Docs/CADfix%20Docs/11/Whats_new_in_CADfix_11.pdf).