



**UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SAN
NICOLAS DE HIDALGO**

**MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERÍA
MECÁNICA**

**“CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y
MODELADO DE TRANSFERENCIA DE
CALOR DE UN RADIADOR PARA MOTORES
DE CUATRO TIEMPOS”**

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA**

PRESENTA:

JUAN MAURICIO TRENADO HERRERA

ASESOR:

DR. CRISANTO MENDOZA COVARRUBIAS

CO-ASESOR

DR. VÍCTOR DANIEL JIMÉNEZ MACEDO

Morelia, Michoacán; mayo de 2026

DEDICATORIA

A la señora Ma. Josefina Heredia Montoya y al señor Ricardo Juárez Wiarco,

Con respeto y especial consideración, dedico este trabajo de maestría a quienes, en el momento preciso, representaron un punto de inflexión en la continuidad y culminación de este proceso académico. A la señora Ma. Josefina Heredia Montoya, por su presencia en el instante exacto, aquella que se reconoce no por anunciarse, sino por llegar cuando todo parece incierto. Ese día marcó un antes y un después en este camino, definiendo el rumbo que permitió continuar y concluir esta etapa. A partir de ese momento, se estableció una base firme sobre la cual fue posible seguir avanzando, incluso en circunstancias complejas. Se convirtió en un punto claro dentro de este proceso, a partir del cual las decisiones y los esfuerzos comenzaron a orientarse con mayor certeza hacia el objetivo final. Desde entonces, permanece como una referencia constante en cada paso dado posteriormente, no solo como recuerdo, sino como un fundamento que dio sentido a la continuidad de este trayecto. Su impacto no se limitó a ese instante, sino que se reflejó en cada avance, en cada etapa superada y en cada logro alcanzado a partir de ahí. Lo ocurrido no se pierde con el tiempo; se mantiene presente en la memoria con la misma claridad con la que fue vivido. Permanece como un momento definido, que no se diluye ni se transforma, sino que conserva su significado a lo largo de los años. No se trata únicamente de un recuerdo, sino de un hecho que mantiene su presencia en el presente y continúa proyectándose hacia el futuro. Un instante que, por lo que representó, quedará presente de forma permanente a lo largo de mi vida, acompañando cada nuevo paso como una referencia clara de que existen momentos que, aun siendo breves, tienen la capacidad de sostener y definir todo un proceso. Al señor Ricardo Juárez Wiarco, por su acompañamiento constante, sus consejos oportunos y su disposición a lo largo de este trayecto, elementos que contribuyeron de manera sustancial a la culminación de esta etapa. Este trabajo de posgrado no solo representa la conclusión de un proceso académico, sino también el reconocimiento de que existen intervenciones que, sin necesidad de explicación, transforman el curso de un camino.

AGRADECIMIENTOS

Expreso mi más sincero agradecimiento al Dr. Crisanto Mendoza Covarrubias por su dirección, orientación y compromiso durante el desarrollo de esta investigación. Su apoyo constante, así como sus aportaciones académicas y criterio técnico, fueron fundamentales para la consolidación de este trabajo. Agradezco su disposición para compartir conocimiento y la confianza en mi formación como investigador. Al programa de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, por su rigor académico y por fomentar competencias científicas en transferencia de calor. Asimismo, a la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, por la oportunidad brindada para cursar mis estudios de posgrado.

Nota del autor: Epistemología de la Incertidumbre y Evolución de Sistemas Estocásticos - Juan Mauricio Trenado Herrera

Más allá del análisis de componentes mecánicos, esta información permitió consolidar una visión científica sobre la toma de decisiones en entornos de alta incertidumbre. Mediante la aplicación de principios de transferencia de masa al modelado de sistemas complejos, logré evolucionar un algoritmo en una secuencia de optimización de dinámica deportiva con una eficiencia superior al estándar. Asimismo, este enfoque se extendió al análisis de sistemas de resonancia en arreglos numéricos, permitiendo identificar patrones de frecuencia que facilitaron la obtención de resultados óptimos. Este modelo se encuentra en una fase de retroalimentación continua, donde cada iteración permite perfeccionar la arquitectura del sistema para alcanzar la convergencia entre variables estocásticas y constantes cíclicas. En esta etapa final, identifiqué que la precisión del sistema no solo reside en el algoritmo, sino en la neutralidad del observador. Al igual que en el experimento de la doble rendija, la intención de forzar una trayectoria específica genera un colapso prematuro de la función de probabilidad, derivando en un error de medición. Descubrí que al eliminar el sesgo de interferencia (la necesidad de un resultado predeterminado), el sistema permite identificar un orden subyacente un patrón oculto que rige los sistemas estocásticos. Este fenómeno, que defino como la Sincronía del Observador Neutro, permite que la intuición técnica actúe como un sensor de flujo laminar, detectando la trayectoria real de la partícula antes de que esta choque con la realidad física. Bajo este esquema, la efectividad del modelo no radica en la variabilidad estocástica, sino en una secuencia de medición neutra y ejecución sintonizada. Al realizar la medición del sistema sin la interferencia de sesgos externos, se logra el colapso de la función de probabilidad hacia la trayectoria más estable; posteriormente, la ejecución actúa simplemente como la formalización de una realidad que el observador ya ha validado en el plano de la frecuencia. Es en este punto de no-interferencia donde la arquitectura numérica converge con las leyes universales, permitiendo que la incertidumbre se transforme en una constante de éxito. Bajo esta premisa, concluyo que el rigor de la ciencia y la precisión de la estructura numérica son dimensiones complementarias; la resolución de una variable compleja no se logra sin la armonía de la otra. Durante la fase crítica de validación, el sistema presentó una entropía residual detectable a las 20:33 hrs de una relación de flujo 03/27; no obstante, tras un ajuste de precisión en el termostato de control, el modelo alcanzó un estado de entalpía máxima. El flujo de información se selló herméticamente a las 20:42 hrs de esa misma relación 03/27, logrando una resonancia perfecta en el equilibrio del sistema.

El éxito de este enfoque (6 victorias y un 7/7 reciente) valida que las leyes de la ingeniería son universales, incluso en la estadística deportiva y los modelos de frecuencia. Esta capacidad de transformar el desorden en un ciclo de eficiencia constante es la mayor lección que la termodinámica ha aportado a mi formación. Es gracias a la solidez de esta evolución de secuencia, conjugada con los factores de disciplina y análisis aquí expuestos, que logro cerrar este ciclo con la culminación de mi titulación de tesis, validando mi premisa predictiva con efectividad bajo una relación de flujo constante de 03/29 y permitiendo que la frecuencia de la tríada perfecta guíe siempre el flujo de la abundancia.

RESUMEN

El presente trabajo desarrolla un análisis experimental y numérico de la transferencia de calor en un radiador automotriz para un motor de combustión interna de 4.1 L, con el propósito de evaluar y proponer una mejora geométrica que permita reducir la caída de presión sin comprometer el desempeño térmico. Se analizaron tres configuraciones del radiador: el modelo original de 9 tubos (efectividad térmica de 43.69 % y caída de presión de 2141.1 Pa), el modelo equivalente de 3 tubos mejorados (efectividad térmica de 14.18 % y caída de presión de 1097.6 Pa), y un modelo de un solo tubo con canal mejorado (efectividad térmica de 19.51 % y caída de presión de 1264.1 Pa), en comparación con el modelo base de 3 tubos (efectividad térmica de 17.42 % y caída de presión de 2411.1 Pa).

Los resultados obtenidos mediante simulaciones CFD con el modelo de turbulencia k- ω SST, validados experimentalmente, mostraron que el rediseño geométrico del canal permitió disminuir significativamente la resistencia hidráulica del sistema, manteniendo un nivel de efectividad térmica adecuado. La reducción de la caída de presión en más del 48.74 % y la mejora en la distribución del flujo demuestran que el rediseño propuesto logra un equilibrio funcional entre eficiencia térmica, comportamiento hidráulico y viabilidad de manufactura. Este enfoque aporta una base técnica para el desarrollo de radiadores más compactos y eficientes en aplicaciones automotrices.

Palabras clave: Radiador automotriz, CFD, transferencia de calor, caída de presión, mejora geométrica.

ABSTRACT

This study presents an experimental and numerical analysis of heat transfer in an automotive radiator for a 4.1 L internal combustion engine, aiming to evaluate and propose a geometric improvement that reduces pressure drop without compromising thermal performance. Three configurations were analyzed: the original 9-tube model (thermal effectiveness of 43.69% and pressure drop of 2141.1 Pa), an equivalent improved 3-tube model (14.18%, 1097.6 Pa), and a single-tube enhanced-channel model (19.51%, 1264.1 Pa), compared to the 3-tube base configuration (17.42%, 2411.1 Pa).

CFD simulations using the $k-\omega$ SST turbulence model, validated experimentally, revealed that the geometric redesign of the flow channel significantly reduced hydraulic resistance while maintaining acceptable thermal effectiveness. The pressure drop reduction of more than 48.74 % and improved flow uniformity confirm that the proposed configuration achieves a balanced performance between thermal efficiency, hydraulic behavior, and manufacturing feasibility. This work provides a technical foundation for the design of more compact and efficient radiators in automotive applications.

Keywords: Automotive radiator, CFD, heat transfer, pressure drop, geometric improvement.

ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIA.....	3
AGRADECIMIENTOS	4
RESUMEN.....	5
ABSTRACT	6
ÍNDICE GENERAL.....	7
ÍNDICE DE FIGURAS.....	12
ÍNDICE DE TABLAS.....	18
GLOSARIO	19
NOMENCLATURA.....	20
ABREVIATURAS.....	21
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y OBJETIVOS	22
1.1 Planteamiento del problema	22
1.2 Justificación.....	23
1.3 Objetivos	24
1.3.1 Objetivo general	24
1.3.2 Objetivos específicos.....	24
1.4 Hipótesis.....	25
CAPÍTULO 1 ANTECEDENTES.....	26
CAPÍTULO 2 MARCO TEÓRICO	30
2.1 Fundamentos de la transferencia de calor	31
2.1.1 Conducción.....	31
2.1.2 Convección.....	32
2.1.3 Radiación.....	34
2.1.4 Coeficientes combinados de transferencia de calor.....	37
2.2 Intercambiadores de calor	38
CAPÍTULO 3 MODELOS DE CÁLCULO DE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONALES (CFD)	39
3.1 Introducción a la metodología CFD	40
3.2 Definición del problema y geometría.....	40
3.3 Malla computacional	40
3.4 Modelo de turbulencia.....	40
3.4.1 Modelo k- ϵ (Standard).....	40
3.4.2 Modelo k- ϵ (RNG)	42
3.4.3 Modelo k- ϵ (Realizable)	44
3.4.4 Modelo k- ω (Estándar).....	47
3.4.5 Modelo k- ω (SST).....	49

3.4.6 Modelo LES	51
3.4.7 Modelo DES.....	54
3.4.8 Modelo RANS.....	56
3.5 Condiciones de frontera	59
3.6 Resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes.....	59
3.7 Simulación transitoria o estacionaria	60
3.8 Postprocesamiento y análisis de resultados.....	60
CAPÍTULO 4 ANÁLISIS EXPERIMENTAL Y SIMULACIÓN CFD DEL RADIADOR DE MOTOR 4.1 L: MODELOS DE 3 Y 9 TUBOS.....	61
4.1 Introducción y metodología del modelo de 3 tubos	62
4.1.1 Selección y análisis del sistema.....	63
4.1.2 Proceso de simulación y validación	64
4.1.3 Geometría del modelo CFD	64
4.1.4 Selección del modelo de turbulencia.....	65
4.1.5 Mallado CFD del modelo de 3 tubos.....	65
4.1.6 Análisis de sensibilidad de la malla	66
4.1.7 Condiciones de frontera	66
4.1.8 Propiedades termofísicas.....	67
4.1.9 Ecuaciones de conservación.....	68
4.1.10 Parámetros de simulación CFD.....	68
4.1.11 Análisis comparativo: CFD y experimento.....	68
4.1.12 Validación experimental del banco de pruebas	68
4.1.13 Configuración del banco de pruebas	69
4.1.14 Comparación de resultados con la simulación CFD.....	69
4.1.15 Conclusión de la validación experimental.....	69
4.1.16 Resultados	69
4.1.17 Discusión.....	79
4.1.18 Conclusiones	79
4.2 Introducción al modelo de 9 tubos	80
4.2.1 Metodología	81
4.2.2 Selección y descripción del sistema	81
4.2.3 Modelo geométrico CFD del radiador.....	82
4.2.4 Elección y justificación del modelo de 9 tubos en CFD	82
4.2.5 Selección del modelo de turbulencia.....	83
4.2.6 Mallado CFD del radiador.....	83
4.2.7 Condiciones de frontera	84
4.2.8 Propiedades termofísicas.....	85
4.2.9 Ecuaciones gobernantes	85

4.2.10 Configuración CFD.....	86
4.2.11 Validación matemática del modelo computacional.....	86
4.2.12 Modelo de turbulencia: k- ω SST.....	86
4.2.13 Validación experimental del banco de pruebas.....	87
4.2.14 Resultados	87
4.2.15 Validación de CFD con datos experimentales	96
4.2.16 Discusión.....	96
4.2.17 Conclusiones	97
4.2.18 Trabajos a futuro	98
CAPÍTULO 5 MEJORA GEOMÉTRICA DEL RADIADOR: REPRESENTACIÓN DE TRES TUBOS MEDIANTE UN MODELO EQUIVALENTE DE UN TUBO MEJORADO	99
5.1 Introducción a la mejora geométrica.....	100
5.2 Modelo mejorado: Un tubo equivalente.....	101
5.2.1 Descripción de la geometría mejorada	101
5.2.2 Ajustes en las dimensiones.....	102
5.2.3 Comparación estructural con el modelo de 3 tubos.....	102
5.3 Comparación de mallado.....	103
5.4 Comparación térmica: Entrada del agua	104
5.5 Comparación térmica: Temperatura de salida del fluido	105
5.6 Distribución térmica en las paredes de los tubos	106
5.7 Distribución térmica del fluido en el canal	106
5.8 Temperatura de salida del refrigerante.....	107
5.9 Distribución de temperatura en las aletas del radiador.....	108
5.10 Temperatura del aire a la salida.....	109
5.11 Número de Reynolds: 3 tubos vs tubo mejorado	110
5.12 Comparativa de temperaturas: 3 tubos vs 1 tubo mejorado	111
5.13 Presión de salida del agua (experimental vs CFD).....	112
5.14 Evaluación geométrica del canal (CFD paramétrico)	112
5.14.1 Cálculo Teórico de h y ΔP	112
5.14.2 Validación CFD del caso base (2 mm).....	113
5.14.3 Variación de altura en CFD.....	113
5.14.4 Gráfica comparativa de ΔP vs altura del canal.....	113
5.14.5 Justificación técnica de la elección de 2 mm	113
5.14.6 Límites prácticos por caída de presión	114
5.15 Caída de presión: Comparación 3 tubos vs tubo mejorado.....	114
5.16 Eficiencia térmica: Modelo original vs modelo mejorado	115
5.17 Distribución de efectividad térmica	115

5.18 Conclusión: Modelo equivalente mejorado.....	116
CAPÍTULO 6 COMPARACIÓN DEL MODELO DE NUEVE TUBOS FRENTE AL MODELO EQUIVALENTE DE TRES TUBOS MEJORADOS	118
6.1 Descripción geométrica y del mallado	119
6.2 Distribución de temperatura del agua.....	120
6.3 Comparación de la temperatura de salida del agua	120
6.4 Distribución de temperatura en los tubos del radiador	121
6.5 Temperatura del agua a lo largo del canal.....	122
6.6 Distribución térmica en la salida individual de los tubos.....	123
6.7 Distribución de temperatura en las aletas.....	124
6.8 Distribución de temperatura en el aire	125
6.9 Condiciones de comparación y número de Reynolds	126
6.10 Comparación térmica agua-aire en el radiador.....	127
6.11 Presión de salida: CFD vs resultados experimentales	128
6.12 Caída de presión: 9 tubos vs 3 tubos mejorados	128
6.13 Eficiencia térmica: Modelo 9 tubos vs 3 tubos mejorados.....	129
6.14 Comparación de la eficiencia térmica vs número de tubos	130
6.15 Análisis de efectividad: Modelos 9 y 3 tubos mejorados	131
CAPÍTULO 7 ANÁLISIS Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS	132
7.1 Comparación CFD vs experimento: Presión de salida.....	133
7.2 Comparación CFD vs experimento: Caída de presión	133
7.3 Evaluación de eficiencia térmica y temperatura.....	134
7.4 Comparativa de efectividad térmica entre modelos	135
7.5 Discusión técnica	135
CAPÍTULO 8 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	137
8.1 Validación de la hipótesis	138
8.2 Conclusiones generales	138
8.3 Recomendaciones futuras.....	138
8.4 Limitaciones del estudio.....	139
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	140
ANEXO A FUNDAMENTOS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	146
A.1 Intercambiadores de calor	147
A.2 Tipos de intercambiadores de calor.....	148
A.3 El coeficiente total de transferencia de calor.....	154
A.4 Análisis de los intercambiadores de calor	158
A.4.1 Método de la Diferencia Media Logarítmica	162
A.4.2 Método de la EFECTIVIDAD-NTU	165
A.5 Intercambiadores de calor a contraflujo	172

Caracterización Experimental y Modelado de Transferencia de Calor de un Radiador para Motores de Cuatro Tiempos

A.6 Corrección en flujo cruzado y pasos múltiples.....	173
A.7 Selección de los intercambiadores de calor.....	176

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura. 2.1 La transferencia de calor tiene dirección, así como magnitud y, por lo tanto, es una cantidad vectorial. Adaptado de [18].	32
Figura. 2.2 Enfriamiento de un huevo cocido por convección forzada y convección natural. Adaptado de [18].	32
Figura. 2.3 Transferencia de calor de una superficie caliente hacia el aire por convección. Adaptado de [18].	33
Figura. 2.4 La radiación del cuerpo negro representa la cantidad máxima de radiación que puede ser emitida desde una superficie a una temperatura específica. Adaptado de [18].	35
Figura. 2.5 Absorción de la radiación incidente sobre una superficie opaca de absorptividad α . Adaptado de [18].	35
Figura. 2.6 Transferencia de calor por radiación entre una superficie y las superficies que la circundan. Adaptado de [18].	36
Figura 4.1 Radiador en banco de pruebas. Fuente: Elaboración propia.	64
Figura 4.2 Geometría de los tres tubos simulados mediante CFD. Fuente: Elaboración propia utilizando ANSYS Fluent.	65
Figura 4.3 Mallado CFD del radiador completo, que muestra los tres tubos y sus respectivas aletas. Fuente: Elaboración propia utilizando ANSYS Fluent.	65
Figura 4.4 Esquema CFD de las condiciones de contorno (entrada y salida) del radiador. Fuente: Elaboración propia utilizando ANSYS Fluent.	66
Figura 4.5 Distribución de temperatura en la zona de entrada del radiador. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.	70
Figura 4.6 Distribución de temperatura en la zona de salida del radiador. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.	70
Figura 4.7 Distribución de temperaturas en la zona de entrada del tubo. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.	70
Figura 4.8 Distribución de temperaturas en la zona de salida del tubo. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.	70
Figura 4.9 Distribución de temperaturas en la entrada del flujo refrigerante de agua. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.	71
Figura 4.10 Distribución de temperaturas en la salida del flujo refrigerante de agua. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.	71
Figura 4.11 Mapeo de temperaturas en las diversas salidas del flujo de refrigeración de agua. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.	71
Figura 4.12 Mapeo completo de temperaturas en las aletas en la zona de entrada. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.	72
Figura 4.13 Mapeo total de temperaturas en las aletas en la zona de salida. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.	72
Figura 4.14 Mapeo de temperaturas en la zona de entrada del aire. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.	72
Figura 4.15 Mapeo de temperaturas en la zona de salida del aire. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.	73

Figura 4.16 Distribución de temperaturas del aire en la salida, correspondiente a la zona de entrada de los tubos del radiador. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.	73
Figura 4.17 Distribución de temperaturas del aire en la salida, asociada a la zona de salida de los tubos del radiador. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.	73
Figura 4.18 Mapeo completo de temperaturas en el aire. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.....	74
Figura 4.19 Número de Reynolds del agua en función de la velocidad del flujo de agua. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	74
Figura 4.20 Número de Reynolds del aire en función de la velocidad del flujo de aire. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	74
Figura 4.21 Relación entre el Número de Reynolds del Aire y del Agua. Fuente: Elaboración propia mediante Python.....	75
Figura 4.22 Comparación de la presión de salida del agua entre valores experimentales y simulaciones CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Python.....	75
Figura 4.23 Caída de presión del flujo de agua en el radiador completo parte experimental. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	76
Figura 4.24 Comparación de la caída de presión: Experimental vs. CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Python.....	76
Figura 4.25 Comparación de la distribución de temperatura del agua y del aire en el radiador: análisis experimental vs simulación CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Python.....	77
Figura 4.26 Distribución de temperatura en las aletas del radiador (Experimental vs CFD). Fuente: Elaboración propia mediante Python.	77
Figura 4.27 Relación entre la eficiencia de radiador y la velocidad del aire. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	78
Figura 4.28 Variación de la efectividad a lo largo del radiador. Fuente: Elaboración propia mediante Python.....	78
Figura. 4.29 Motor de combustión interna (izquierda); radiador en banco de pruebas (derecha). Fuente: Elaboración propia.	81
Figura. 4.30 Geometría de los 9 tubos mediante CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	82
Figura. 4.31 Mallado de los 9 tubos con las aletas del radiador realizada en CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	83
Figura. 4.32 Esquema de CFD de las Condiciones de Entrada y Salida del Radiador. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	84
Figura. 4.33 Contornos de temperatura del agua en los tubos del radiador en la zona de entrada (izquierda) y salida (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent. .	88
Figura. 4.34 Contornos de temperatura de los tubos del radiador en la zona de entrada (izquierda) y salida imagen (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent. .	88
Figura. 4.35 Contornos de temperatura del flujo refrigerante de agua en la zona de entrada (izquierda) y salida imagen (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent. .	89
Figura. 4.36 Contornos de temperatura en las diferentes salidas del flujo refrigerante de agua. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	89

Figura. 4.37 Contornos de temperatura total de las aletas del radiador en la zona de entrada (izquierda) y salida imagen (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent. .	89
Figura. 4.38 Contornos de temperatura del aire en la zona de entrada (izquierda) y salida imagen (derecha) del radiador. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	90
Figura. 4.39 Contornos de temperatura del aire atravesando las aletas en la entrada (izquierda) y salida imagen (derecha) del radiador. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	90
Figura. 4.40 Contornos de temperatura total del aire. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	91
Figura. 4.41 Comportamiento del Número de Reynolds del agua según la velocidad del flujo. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	91
Figura. 4.42 Comportamiento del Número de Reynolds del aire según la velocidad del flujo. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	91
Figura. 4.43 Comparación del Número de Reynolds entre el Agua y el Aire en el Radiador. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	92
Figura. 4.44 Presión de salida del agua en el radiador: Comparación entre valores experimentales y simulación CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	92
Figura. 4.45 Validación de la caída de presión del agua en un tubo del radiador mediante comparación entre resultados experimentales y CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	93
Figura. 4.46 Relación entre la caída de presión y el flujo total de agua en el radiador completo, Datos Experimentales. Fuente: Elaboración propia mediante Python.....	93
Figura. 4.47 Distribución de temperatura del agua y aire en el análisis experimental. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	93
Figura. 4.48 Distribución de temperatura del agua y aire en la Simulación CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	94
Figura. 4.49 Distribución de la temperatura y presión del agua a lo largo de los tubos del radiador, desde la entrada hasta la salida. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	94
Figura. 4.50 Distribución de temperatura en las aletas del radiador (Experimental vs CFD). Fuente: Elaboración propia mediante Python.	95
Figura. 4.51 Relación entre la eficiencia de radiador y la velocidad del aire 9 tubos. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	95
Figura. 4.52 Variación de la efectividad a lo largo del radiador. Fuente: Elaboración propia mediante Python.....	96
Figura. 5.1 Comparación estructural entre el modelo original de tres tubos (izquierda) y el modelo mejorado de un solo tubo equivalente (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	103
Figura. 5.2 Comparación del número de elementos de malla entre el modelo original de tres tubos (izquierda) y el modelo mejorado con un solo tubo equivalente (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	104
Figura. 5.3 se presentan los contornos de temperatura en el plano de corte longitudinal para ambos modelos: el original de tres tubos (izquierda) y el modelo geoméricamente simplificado de un solo canal equivalente (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	105

Figura. 5.4 Distribución de temperatura en la salida del canal de flujo para el modelo original de tres tubos (izquierda) y el modelo mejorado de un solo tubo equivalente (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	105
Figura. 5.5 Comparación de la distribución de temperatura en la pared externa de los tubos para el modelo de tres tubos (superior) y el modelo mejorado de un solo tubo (inferior), en las regiones de entrada (izquierda) y salida (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	106
Figura. 5.6 Distribución de temperatura del fluido (agua) a lo largo del canal para el modelo de tres tubos (superior) y el tubo equivalente (inferior), visualizando la evolución térmica desde la entrada hasta la salida. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	107
Figura. 5.7 Comparación de la temperatura del fluido refrigerante en la cara de salida para el modelo de tres tubos (izquierda) y el modelo de tubo equivalente (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	108
Figura. 5.8 Comparación de la distribución de temperatura en las aletas del radiador para el modelo de tres tubos (superior) y el modelo de tubo equivalente (inferior). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	109
Figura. 5.9 Distribución de temperatura del aire a la salida del radiador en el modelo de tres tubos (superior) y en el modelo mejorado de tubo equivalente (inferior). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	110
Figura. 5.10 Evolución del número de Reynolds según la velocidad del agua en el radiador original de 3 tubos (izquierda) y en el tubo mejorado (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Python.....	110
Figura. 5.11 Comparación entre el número de Reynolds del agua y del aire para el radiador con 3 tubos (izquierda) y el tubo mejorado(derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Python.	111
Figura 5.12 Comparación del perfil de temperatura de agua y aire obtenidos por simulación CFD para el modelo de 3 tubos (izquierda) y el modelo mejorado de 1 tubo (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Python.	112
Figura. 5.13 Comparación de la presión de salida del agua entre el modelo experimental y la simulación CFD para dos configuraciones: radiador de 3 tubos (izquierda) y tubo mejorado con altura de 2 mm (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Python.....	112
Figura. 5.14 Relación entre la altura del canal del tubo y la caída de presión estimada. Se incluye el punto obtenido por simulación numérica CFD (altura de 2 mm), utilizado como base para la validación del comportamiento hidráulico del modelo mejorado. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	113
Figura. 5.15 Comparación de la caída de presión obtenida por simulación CFD entre el modelo original de 3 tubos y el tubo mejorado. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	114
Figura. 5.16 Comparación de eficiencia térmica en función de la velocidad del aire: modelo original (3 tubos) vs. modelo mejorado (1 tubo). Fuente: Elaboración propia mediante Python.	115
Figura. 5.17 Comparación de la distribución de la efectividad térmica a lo largo del canal del radiador para el modelo original (3 tubos izquierda) y el modelo mejorado (1 tubo derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Python.	116
Figura. 6.1 Geometría del radiador: modelo de 9 tubos (izquierda) vs modelo equivalente de 3 tubos mejorados (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.	119

Figura. 6.2 Comparación visual de la estructura de mallado entre el modelo de nueve tubos (izquierda) y el modelo equivalente de tres tubos mejorados (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	120
Figura. 6.3 Distribución de temperatura del fluido refrigerante en ambos modelos para una condición de entrada de 89 °C. Izquierda: modelo de nueve tubos. Derecha: modelo de tres tubos con canal mejorado. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	120
Figura. 6.4 Comparación de la distribución de temperatura del fluido refrigerante a la salida del radiador: modelo de 9 tubos (izquierda) y modelo equivalente de 3 tubos con canal mejorado (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	121
Figura. 6.5 Distribución de temperatura en los tubos del radiador. Parte superior: modelo de 9 tubos; parte inferior: modelo equivalente con 3 tubos mejorados. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	122
Figura. 6.6 Distribución de temperatura total del agua a lo largo del canal. Parte superior: modelo original de 9 tubos; parte inferior: modelo mejorado con 3 tubos. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	123
Figura. 6.7 Comparación de la temperatura del agua en la salida de los tubos. Izquierda: modelo con 9 tubos; derecha: modelo equivalente con 3 tubos mejorados. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	124
Figura. 6.8 Distribución de temperatura total en las aletas del radiador en la zona de entrada (izquierda) y salida (derecha) para dos configuraciones: modelo con nueve tubos y modelo equivalente de tres tubos con canal mejorado. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.....	125
Figura. 6.9 Distribución de temperatura en el aire a la entrada (izquierda) y salida (derecha) del radiador para dos configuraciones: modelo con nueve tubos y modelo equivalente con tres tubos mejorados. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.	126
Figura. 6.10 Comparación de los números de Reynolds del aire y del agua en las configuraciones simuladas. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	127
Figura. 6.11 Comparación del perfil de temperatura del agua y del aire en función de la posición a lo largo del radiador. Izquierda: Modelo de 9 tubos y derecha: Modelo mejorado con 3 tubos. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	127
Figura. 6.12 Comparación de la presión de salida del agua entre simulación CFD y resultados experimentales. Izquierda: modelo original de 9 tubos y derecha: modelo de 3 tubos mejorado. Fuente: Elaboración propia mediante Python.....	128
Figura. 6.13 Comparación de la caída de presión entre el modelo original de 9 tubos y el modelo equivalente mejorado de 3 tubos, bajo las mismas condiciones de entrada. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	129
Figura. 6.14 Comparación de la eficiencia térmica del radiador en función de la velocidad del aire para el modelo de 9 tubos (izquierda) y el modelo mejorado de 3 tubos (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Python.	130
Figura. 6.15 Comparación de la eficiencia térmica (%) del radiador en función del número de tubos simulados mediante CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	130
Figura. 6.16 Comparación de la efectividad térmica simulada entre el modelo de 9 tubos (43.69 %) y el modelo mejorado de 3 tubos de (14.18 %) a lo largo del 100 % del recorrido del radiador. Fuente: Elaboración propia mediante Python.	131

Figura. A.1 Diferentes regímenes de flujo y perfiles asociados de temperaturas en un intercambiador de calor de doble tubo. Adaptado de [18].	149
Figura. A.2 Intercambiador de calor compacto, gas hacia líquido, para un sistema residencial de acondicionamiento del aire. Adaptado de [18].	150
Figura. A.3 Diferentes configuraciones de flujo en intercambiadores de calor de flujo cruzado. Adaptado de [18].	151
Figura. A.4 Esquema de un intercambiador de calor de coraza y tubos un paso por la coraza y un paso por los tubos. Adaptado de [18].	152
Figura. A.5 Disposiciones del flujo en pasos múltiples en los intercambiadores de calor de coraza y tubos. Adaptado de [18].	152
Figura. A.6 Intercambiador de calor de placas y armazón, de líquido hacia líquido. Adaptado de [18].	153
Figura. A.7 Red de resistencias térmicas asociada con la transferencia de calor en un intercambiador de calor de doble tubo. Adaptado de [18].	154
Figura. A.8 Las dos áreas superficiales de transferencia de calor asociadas con un intercambiador de calor de doble tubo, para tubos delgados $D_i \approx D_0$ y como consecuencia $A_i \approx A_o$. Adaptado de [18].	155
Figura. A.9 Dos flujos de fluidos que tienen las mismas razones de capacidad calorífica experimentan el mismo cambio de temperatura en un intercambiador de calor bien aislado. Adaptado de [18].	160
Figura. A.10 Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor cuando uno de los fluidos se condensa o hierve. Adaptado de [18].	161
Figura. A.11 Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor de doble tubo y flujo paralelo. Adaptado de [18].	162
Figura. A.12 Expresiones de ΔT_1 y ΔT_2 en los intercambiadores de calor de flujo paralelo y a contraflujo. Adaptado de [18].	164
Figura. A.13 Determinación de la razón máxima de transferencia de calor en un intercambiador. Adaptado de [18].	166
Figura. A.14 Para un NTU y una relación de capacidades c dados, el intercambiador de calor a contraflujo tiene la efectividad más alta y el de flujo paralelo, la más baja. Adaptado de [18].	171
Figura. A.15 La relación para la efectividad se reduce a $\varepsilon = \varepsilon_{\text{máx}} = 1 - \exp(-NTU)$ para todos los intercambiadores de calor cuando la relación de capacidades $c = 0$. Adaptado de [18].	171
Figura. A.16 Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor de doble tubo, a contraflujo. Adaptado de [18].	173
Figura. A.17 Determinación de la razón de la transferencia de calor para intercambiadores de calor de flujo cruzado y de tubos y coraza de pasos múltiples, mediante el uso del factor de corrección. Adaptado de [18].	174

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección. Adaptado de [18].	33
Tabla 2.2 Emisividades de algunos materiales a 300 K. Adaptado de [18].	35
Tabla 4.1 Datos experimentales del rendimiento térmico del radiador en el banco de pruebas. Fuente: Elaboración propia.	64
Tabla 4.2 Especificaciones de entrada para el flujo de agua. Fuente: Elaboración propia.....	66
Tabla 4.3 Especificaciones de entrada para el flujo de aire. Fuente: Elaboración propia.	67
Tabla 4.4 Especificaciones del espesor del tubo y la aleta. Fuente: Elaboración propia.	67
Tabla 4.5 Propiedades termofísicas, densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico del agua. Fuente: Elaboración propia.....	67
Tabla 4.6 Propiedades termofísicas, densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico del aire. Fuente: Elaboración propia.	67
Tabla 4.7 Datos del apartado experimental del radiador en banco de pruebas. Fuente: Elaboración propia.	82
Tabla 4.8 Condiciones de entrada del flujo del agua. Fuente: Elaboración propia.	84
Tabla 4.9 Condiciones de entrada del flujo del aire. Fuente: Elaboración propia.....	84
Tabla 4.10 Espesores del tubo y la aleta. Fuente: Elaboración propia.	85
Tabla 4.11 Propiedades termofísicas, densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico del agua. Fuente: Elaboración propia.....	85
Tabla 4.12 Propiedades termofísicas, densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico del aire. Fuente: Elaboración propia.	85
Tabla A.1 Valores representativos de los coeficientes totales de transferencia de calor en los intercambiadores de calor. Adaptado de [18].....	157
Tabla A.2 Relaciones de la efectividad para los intercambiadores de calor NTU. $\varepsilon = \text{función}(UAs/C_{\min}, C_{\min}/C_{\max}) = \text{función}(NTU, c)$. Adaptado de [18].	169
Tabla A.3 Efectividad para los intercambiadores de calor NTU. Adaptado de [18].	170
Tabla A.4 Relaciones del NTU para los intercambiadores de calor, $NTU = UAs/C_{\min}$ y $c = (C_{\min}/C_{\max}) = (mcp)_{\min}/(mcp)_{\max}$. Adaptado de [18].	172
Tabla A.5 Diagramas del factor de corrección F para intercambiadores de calor comunes de tubos y coraza de flujo cruzado. Adaptado de [18].	175
Tabla A.6 Diagramas del factor de corrección F para intercambiadores de calor comunes de tubos y coraza de flujo cruzado. Adaptado de [18].	176

GLOSARIO

- **Área de transferencia de calor (A):** Superficie disponible en el intercambiador para el intercambio térmico entre dos fluidos.
- **Banco de pruebas:** Dispositivo experimental diseñado para obtener datos físicos reales sobre el comportamiento térmico de un sistema.
- **Caída de presión:** Diferencia de presión entre la entrada y salida de un fluido al atravesar un conducto o equipo, debido a la fricción y pérdidas locales.
- **Coefficiente de transferencia de calor (h):** Medida de la eficiencia con la que el calor se transfiere entre una superficie sólida y un fluido.
- **Conductividad térmica (k):** Propiedad de un material que indica su capacidad para conducir calor.
- **Convección:** Mecanismo de transferencia de calor entre una superficie y un fluido en movimiento.
- **Dinámica de Fluidos Computacional (CFD):** Herramienta numérica basada en la resolución de ecuaciones diferenciales para predecir el comportamiento de fluidos y su interacción con las superficies.
- **Ecuaciones de Navier-Stokes:** Sistema de ecuaciones diferenciales que describe el movimiento de fluidos viscosos.
- **Eficiencia térmica:** Relación entre la energía útil transferida y la energía total disponible en un proceso térmico.
- **Intercambiador de calor:** Dispositivo que permite el intercambio de energía térmica entre dos corrientes de fluido sin mezclarlas.
- **Modelo de turbulencia k- ω SST:** Modelo numérico que simula flujos turbulentos, equilibrando precisión cerca de paredes y en zonas libres del flujo.
- **Radiador:** Intercambiador de calor utilizado en automóviles para enfriar el fluido refrigerante del motor.
- **Simulación transitoria:** Análisis computacional en el que las variables cambian con el tiempo, a diferencia del análisis estacionario.
- **Tasa de transferencia de calor (Q):** Cantidad de calor que se transfiere por unidad de tiempo.

NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidades
A	Área de transferencia de calor	m ²
C _p	Calor específico a presión constante	J/kg·K
D	Diámetro hidráulico	m
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección	W/m ² ·K
k	Conductividad térmica	W/m·K
L	Longitud del tubo	m
$\dot{m}$	Gasto másico	kg/s
Nu	Número de Nusselt	—
P	Presión	Pa
Q	Tasa de transferencia de calor	W
Re	Número de Reynolds	—
T	Temperatura	K o °C
U	Coefficiente global de transferencia de calor	W/m ² ·K
V	Velocidad del flujo	m/s
ΔP	Caída de presión	Pa
ε	Efectividad del intercambiador de calor	—
ρ	Densidad	kg/m ³
μ	Viscosidad dinámica	Pa·s
η	Eficiencia térmica del radiador	—

ABREVIATURAS

- **CFD** – Computational Fluid Dynamics (Dinámica de Fluidos Computacional)
- **LMTD** – Logarithmic Mean Temperature Difference (Diferencia Media Logarítmica de Temperatura)
- **NTU** – Number of Transfer Units (Número de Unidades de Transferencia)
- **ANSYS** – Análisis de Sistemas (Software de simulación)
- **CAD** – Computer-Aided Design (Diseño Asistido por Computadora)
- **Re** – Número de Reynolds
- **Nu** – Número de Nusselt
- **k- ω SST** – Modelo de turbulencia Shear Stress Transport
- **LES** – Large Eddy Simulation (Simulación de Vórtices Grandes)
- **RANS** – Reynolds-Averaged Navier–Stokes
- **DES** – Detached Eddy Simulation
- **W/m²·K** – Unidades del coeficiente de transferencia de calor
- **kg/s** – Kilogramo por segundo (unidad de flujo másico)

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y OBJETIVOS

1.1 Planteamiento del problema

El presente caso, la disipación de calor en máquinas térmicas es un apartado muy importante para el correcto funcionamiento del motor de combustión interna. Los motores de combustión interna requieren una temperatura o un rango de temperaturas para el funcionamiento óptimo de operación y trabajo. Una temperatura óptima de trabajo del motor térmico, contribuye a reducir el desgaste o deterioro de los elementos que se encuentran en constante fricción. Ya que los elementos constructivos alcanzan una deformación térmica que se ajusta para tener un menor desgaste. De esta forma, la variación de la geometría del radiador, ocasiona un menor o mayor transferencia de calor. El presente estudio se enfoca en analizar y proponer una mejora geométrica en el diseño del radiador, con el objetivo de lograr un equilibrio entre la eficiencia térmica y la eficiencia hidráulica del sistema. Esta investigación contribuye al entendimiento del comportamiento térmico de los radiadores automotrices, específicamente para motores de cuatro tiempos, ya que se busca aportar bases técnicas que permitan mejorar futuros diseños mediante análisis numérico y validación experimental.

1.2 Justificación

Existen en nuestro país numerosas empresas dedicadas al diseño, manufactura y construcción de radiadores. En este sentido, el presente trabajo contribuye al desarrollo del conocimiento en el área de transferencia de calor, mediante el análisis y la mejora geométrica de estos dispositivos, los cuales son esenciales no solo en el sector automotriz, sino también en aplicaciones como transformadores de tensión eléctrica, procesadores de computadoras de última generación, sistemas de refrigeración, aire acondicionado, entre otros.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Realizar un estudio experimental y de modelado de transferencia de calor usando un software de Dinámica de Fluidos Computacional.

1.3.2 Objetivos específicos

- Reproducir de forma detallada el funcionamiento del radiador mediante un software de Dinámica de fluidos Computacionales.
- Rediseñar la geometría completa del radiador en estudio.
- Observar experimentalmente el comportamiento del radiador.
- Analizar mediante simulación el comportamiento del radiador.
- Validar o verificar versus los datos experimentales.

1.4 Hipótesis

- Calcular teóricamente, experimentalmente y a través de un modelado de transferencia de calor usando un software de CFD Dinámica de Fluidos Computacionales para comprobar el funcionamiento de un radiador en un motor de combustión interna de encendido por chispa.

CAPÍTULO 1 ANTECEDENTES

La transferencia de calor constituye un fenómeno fundamental en múltiples aplicaciones de ingeniería, particularmente en los sistemas térmicos utilizados en motores de combustión interna. En estos sistemas, el control de la temperatura de operación del motor es un aspecto crítico para garantizar su eficiencia, confiabilidad y vida útil. Los motores generan grandes cantidades de energía térmica durante el proceso de combustión, por lo que es necesario contar con sistemas de enfriamiento capaces de disipar dicho calor de manera eficiente. Dentro de estos sistemas, el radiador automotriz desempeña un papel esencial, ya que actúa como un intercambiador de calor encargado de transferir la energía térmica del refrigerante hacia el ambiente exterior mediante procesos combinados de conducción y convección [1–3,18–20].

Los radiadores automotrices son intercambiadores de calor compactos compuestos generalmente por una serie de tubos y aletas metálicas que incrementan el área superficial disponible para la transferencia de calor. El refrigerante circula a través de los tubos transportando la energía térmica proveniente del motor, mientras que el aire ambiente fluye a través de las aletas del radiador disipando el calor hacia el entorno. El desempeño de estos dispositivos depende de diversos factores, entre los que destacan la geometría de los tubos, la configuración de las aletas, las propiedades térmicas de los materiales utilizados, así como las condiciones de flujo del refrigerante y del aire [1,11,15,16,49].

Desde hace varias décadas, diferentes investigaciones han analizado el comportamiento térmico e hidráulico de los radiadores automotrices con el propósito de mejorar su eficiencia. Algunos de los primeros estudios experimentales se enfocaron en caracterizar la transferencia de calor y la caída de presión en superficies con aletas y tubos utilizados en intercambiadores compactos. Achaichia y Cowell [1] investigaron las características de transferencia de calor y caída de presión en superficies con tubos planos y aletas tipo louvered, demostrando que la geometría de las aletas tiene un efecto significativo en el coeficiente de transferencia de calor y en la resistencia al flujo. De manera similar, Park y Pak [11] analizaron las características de flujo y transferencia de calor en tubos planos de radiadores, concluyendo que la distribución del flujo dentro de los canales influye directamente en el desempeño térmico del sistema.

Con el avance de las herramientas de modelado numérico, diversos investigadores comenzaron a utilizar simulaciones computacionales para analizar con mayor detalle los fenómenos de transferencia de calor en radiadores automotrices. Patel et al. [12] realizaron un estudio numérico del desempeño de radiadores automotrices con tubos ovalados, encontrando que ciertas configuraciones geométricas permiten mejorar la transferencia de calor sin incrementar significativamente la pérdida de carga. Asimismo, Zeeshan et al. [15] analizaron distintas configuraciones de intercambiadores compactos considerando diferentes formas de tubos y arreglos espaciales, observando que la disposición geométrica del núcleo del intercambiador puede influir considerablemente en el rendimiento térmico global.

Otros estudios han investigado específicamente el efecto de la forma de los tubos en el desempeño térmico de los radiadores. Sahel et al. [16] evaluaron el impacto de diferentes geometrías de tubos en intercambiadores de calor con aletas, demostrando que configuraciones optimizadas pueden incrementar la eficiencia térmica al modificar la distribución del flujo y el área efectiva de transferencia de calor. De manera similar, investigaciones posteriores analizaron configuraciones alternativas de tubos planos,

elípticos y ovalados con el objetivo de mejorar la disipación térmica en radiadores automotrices [34,53].

El desarrollo de técnicas de dinámica de fluidos computacional (CFD) ha permitido analizar con mayor precisión los fenómenos de flujo y transferencia de calor en radiadores. Estas herramientas numéricas permiten evaluar diferentes configuraciones geométricas y condiciones de operación sin la necesidad de realizar prototipos físicos costosos. En este contexto, Oliet et al. [10] realizaron estudios paramétricos en radiadores automotrices mediante simulaciones CFD, analizando el efecto de variables como la velocidad del aire, la geometría del núcleo y las propiedades del refrigerante en el desempeño térmico del radiador.

Investigaciones más recientes han ampliado el uso de simulaciones CFD para evaluar configuraciones más complejas de radiadores. Kumar y Singh [25] analizaron el desempeño de radiadores automotrices utilizando diferentes configuraciones de aletas, observando que la geometría de las aletas puede modificar significativamente la distribución del flujo de aire y la transferencia de calor. De manera similar, Sharma y Saini [22] realizaron un estudio combinado experimental y numérico para evaluar el desempeño de radiadores con tubos planos, validando los resultados de las simulaciones mediante mediciones experimentales.

Además del análisis geométrico, algunos estudios se han enfocado en investigar la influencia de los materiales utilizados en la fabricación de radiadores automotrices. Wang et al. [5] realizaron una evaluación comparativa del desempeño de intercambiadores de calor con tubos y aletas de aluminio y cobre, concluyendo que las propiedades térmicas del material influyen directamente en el coeficiente global de transferencia de calor. Asimismo, Jabbar et al. [7] analizaron el efecto del material de los tubos en radiadores automotrices, observando que la selección del material puede modificar el comportamiento térmico del sistema y su resistencia hidráulica.

Otro aspecto importante en el diseño de radiadores automotrices es la relación entre la transferencia de calor y la caída de presión. En general, un incremento en la transferencia de calor suele estar asociado con un aumento en la resistencia hidráulica del sistema, lo que puede incrementar la potencia requerida por la bomba del sistema de enfriamiento. Diversos estudios han investigado este balance termo-hidráulico con el objetivo de mejorar el desempeño de los radiadores. Por ejemplo, algunos autores han analizado la influencia del número de Reynolds, el flujo másico del refrigerante y la geometría de los canales en la caída de presión dentro del sistema [33,36,40].

En años recientes, la investigación en radiadores automotrices se ha orientado hacia la optimización geométrica del núcleo del radiador mediante el uso de herramientas avanzadas de simulación numérica. Diversos estudios han evaluado configuraciones alternativas de tubos, canales y aletas con el objetivo de mejorar el coeficiente de transferencia de calor sin incrementar significativamente la pérdida de carga. Por ejemplo, Yu et al. [21] realizaron una optimización geométrica de tubos en radiadores automotrices mediante simulaciones CFD, identificando configuraciones que permiten mejorar la eficiencia térmica del sistema. De manera similar, Gao y Zhao [37] aplicaron técnicas de optimización basadas en modelos sustitutos para mejorar el diseño geométrico de radiadores compactos.

Algunas investigaciones también han explorado el uso de nanofluidos como alternativa para mejorar la transferencia de calor en radiadores automotrices. Vajjha et al. [14] desarrollaron correlaciones para el número de Nusselt y el factor de fricción en el flujo turbulento de nanofluidos en tubos planos, mostrando que estos fluidos pueden incrementar el coeficiente convectivo bajo ciertas condiciones de operación. Investigaciones posteriores han confirmado que el uso de nanofluidos puede mejorar la disipación térmica en radiadores automotrices, aunque su aplicación práctica aún requiere estudios adicionales para evaluar su estabilidad y viabilidad industrial [23,27,44].

Adicionalmente, algunos estudios han incorporado enfoques avanzados de modelado para analizar el desempeño de radiadores automotrices. Por ejemplo, Shaeri y Yang [32] utilizaron técnicas de aprendizaje automático acopladas con simulaciones CFD para predecir el comportamiento térmico de radiadores automotrices bajo diferentes condiciones de operación. Asimismo, otros autores han aplicado análisis de exergía y generación de entropía para evaluar la eficiencia energética de radiadores automotrices y proponer estrategias de optimización del diseño [29,57].

En el contexto nacional, Zúñiga-Cerroblanco et al. [17] realizaron un análisis térmico e hidráulico de distintas geometrías de tubos en radiadores automotrices mediante simulaciones CFD en ANSYS Fluent, validando los resultados con mediciones experimentales. Sus resultados indicaron que configuraciones con menor área hidráulica pueden incrementar el coeficiente de transferencia de calor siempre que se mantenga un flujo másico adecuado dentro del sistema.

A partir de los estudios revisados, se observa que el desempeño térmico de los radiadores automotrices depende de múltiples factores, entre los cuales destacan la geometría de los tubos, la configuración de las aletas, las propiedades térmicas de los materiales y las condiciones de flujo del refrigerante y del aire. En este contexto, el uso de simulaciones CFD se ha consolidado como una herramienta fundamental para analizar y mejorar el comportamiento termo-hidráulico de estos dispositivos.

Con base en lo anterior, la presente investigación se enfoca en el análisis térmico e hidráulico de un radiador automotriz utilizado en un motor de combustión interna de 4.1 L. Mediante el uso de simulaciones CFD se evalúan diferentes configuraciones geométricas representativas del núcleo del radiador, considerando modelos equivalentes de 3 y 9 tubos, así como configuraciones mejoradas equivalentes de 1 y 3 tubos. El objetivo es analizar la influencia de la geometría de los canales sobre el coeficiente de transferencia de calor, la caída de presión y el comportamiento del flujo, manteniendo constante el flujo másico para establecer comparaciones directas entre las diferentes configuraciones estudiadas.

CAPÍTULO 2 MARCO TEÓRICO

2.1 Fundamentos de la transferencia de calor

La transferencia de calor es el proceso físico mediante el cual la energía térmica se desplaza de una región de mayor temperatura hacia otra de menor temperatura, debido a un gradiente térmico. Este fenómeno ocurre de manera espontánea y se presenta en prácticamente todos los sistemas térmicos, siendo esencial para el análisis y diseño de dispositivos de intercambio de calor, como los radiadores automotrices.

Existen tres mecanismos principales a través de los cuales se transfiere el calor: conducción, convección y radiación. Estos mecanismos pueden manifestarse de forma aislada o en combinación, dependiendo de las condiciones físicas del sistema. En el caso específico de los radiadores, la conducción ocurre dentro de los materiales sólidos como los tubos y las aletas metálicas; la convección tiene lugar entre el fluido refrigerante y las superficies internas de los tubos, así como entre las superficies externas del radiador y el aire ambiente; y la radiación se presenta entre las superficies externas del radiador y el entorno, siendo generalmente menos significativa pero no despreciable.

2.1.1 Conducción

La conducción es el modo de transferencia de calor que ocurre dentro de un medio material sin que exista movimiento macroscópico de la materia. Se basa en la transmisión de energía entre moléculas o átomos adyacentes, ya sea por vibraciones de la red atómica (en sólidos) o por colisiones moleculares (en líquidos y gases). Este mecanismo se manifiesta siempre que exista una diferencia de temperatura dentro del material.

Desde un punto de vista físico, la conducción ocurre cuando las partículas con mayor energía cinética transfieren parte de su energía a partículas vecinas con menor energía. El flujo de calor por conducción se describe matemáticamente mediante la ley de Fourier:

$$q = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad \text{ec. (2-1)}$$

donde:

- q es la tasa de transferencia de calor [W],
- k es la conductividad térmica del material [W/m·K],
- A es el área normal al flujo de calor [m²],
- $\frac{dT}{dx}$ es el gradiente de temperatura [K/m].

Es importante destacar que, aunque la temperatura es una propiedad escalar, la transferencia de calor es una magnitud vectorial, ya que posee tanto dirección como sentido. En aplicaciones automotrices, como los radiadores, la conducción térmica desempeña un papel crucial al transportar el calor desde el fluido refrigerante caliente hacia las superficies exteriores del radiador, facilitando su posterior disipación al ambiente.

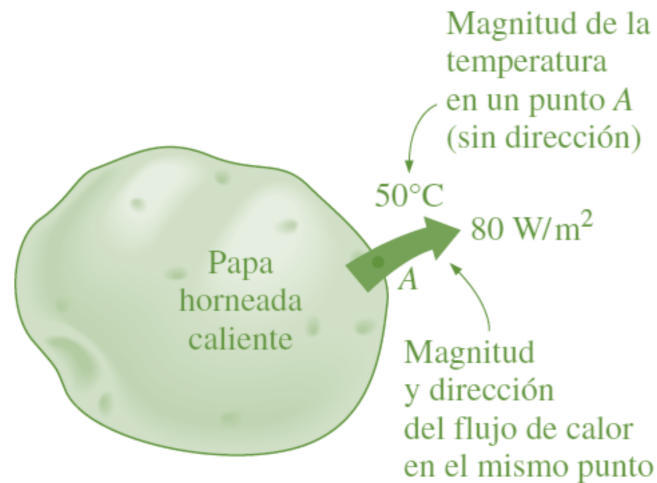


Figura. 2.1 La transferencia de calor tiene dirección, así como magnitud y, por lo tanto, es una cantidad vectorial. Adaptado de [18].

2.1.2 Convección

La convección es un mecanismo de transferencia de calor que ocurre entre una superficie sólida y un fluido adyacente (líquido o gas) en movimiento. Este proceso involucra simultáneamente la conducción de energía térmica dentro del fluido y el transporte de masa debido al movimiento del mismo. La eficiencia de la transferencia de calor por convección depende, en gran medida, de la velocidad del flujo del fluido: a mayor velocidad, mayor será la tasa de intercambio térmico.

Cuando el fluido se encuentra en reposo o con movimiento insignificante, el calor se transfiere únicamente por conducción a través de la capa límite del fluido que está en contacto con la superficie. Sin embargo, en presencia de movimiento macroscópico del fluido, dicho calor se transporta hacia zonas más distantes del sistema, intensificando la transferencia energética.

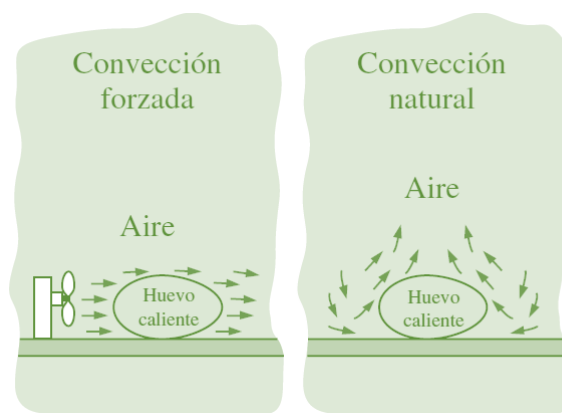


Figura. 2.2 Enfriamiento de un huevo cocido por convección forzada y convección natural. Adaptado de [18].

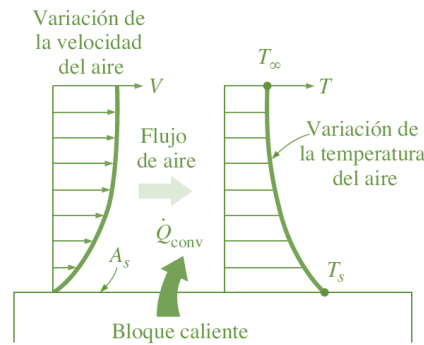


Figura. 2.3 Transferencia de calor de una superficie caliente hacia el aire por convección. Adaptado de [18].

Se analiza que la rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la ley de Newton del enfriamiento.

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad \text{ec. (2-2)}$$

donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, en $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ o $\text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$, A_s es el área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección, T_s es la temperatura de la superficie y T_{∞} es la temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie.

El coeficiente de transferencia de calor por convección h no es una propiedad del fluido. Es un parámetro que se determina en forma experimental y cuyo valor depende de todas las variables que influyen sobre la convección, como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades de éste y la velocidad masiva del mismo.

Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección

Tipo de convección	h , $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^*$
Convección libre de gases	2-5
Convección libre de líquidos	10-1 000
Convección forzada de gases	25-250
Convección forzada de líquidos	50-20 000
Ebullición y condensación	2 500-100 000

*Multiplíquese por 0.176 para convertir a $\text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$.

Tabla 2.1 Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección. Adaptado de [18].

Desde el punto de vista físico, la convección se clasifica en dos tipos principales:

- Convección forzada: ocurre cuando el flujo del fluido es inducido artificialmente mediante dispositivos externos como ventiladores, bombas o compresores. Es el

caso predominante en radiadores automotrices, donde un ventilador canaliza el aire a través de las aletas del radiador para mejorar la disipación de calor.

- Convección natural o libre: tiene lugar cuando el movimiento del fluido es provocado por las fuerzas de flotación originadas por diferencias de densidad relacionadas con variaciones de temperatura dentro del propio fluido. Este tipo de convección es menos eficiente y depende del gradiente térmico y de la geometría del sistema.

Además, ciertos procesos térmicos que implican cambios de fase (como la ebullición o la condensación) también se consideran fenómenos convectivos, ya que el desplazamiento del fluido generado durante el cambio de fase contribuye activamente al transporte de calor.

Aunque desde una perspectiva puramente teórica, la convección puede considerarse como una forma extendida de conducción en presencia de movimiento de fluido, su comportamiento distintivo y su complejidad justifican que se estudie como un mecanismo independiente de transferencia de calor.

2.1.3 Radiación

La radiación térmica es el proceso mediante el cual la energía se transfiere en forma de ondas electromagnéticas emitidas por la materia debido a la agitación térmica de sus partículas. A diferencia de la conducción y la convección, la radiación no requiere un medio material para propagarse, por lo que puede ocurrir perfectamente en el vacío. De hecho, este es el mecanismo por el cual la energía solar llega a la Tierra.

Todos los cuerpos cuya temperatura es superior al cero absoluto emiten radiación térmica, y la cantidad y características de dicha radiación dependen tanto de la temperatura del cuerpo como de sus propiedades ópticas. Este tipo de transferencia de calor es de especial interés en la ingeniería térmica, ya que complementa los mecanismos de conducción y convección, especialmente en condiciones de alta temperatura o en materiales con emisividad elevada.

La razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica T_s en K o R es expresada por la ley de Stefan-Boltzmann como:

$$\dot{Q}_{\text{emitida, máx}} = \sigma A_s T_s^4 \quad \text{ec. (2-3)}$$

Donde $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$, o bien, $0.1714 \times 10^{-8} \text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{R}^4$ es la constante de Stefan-Boltzmann. La superficie idealizada que emite radiación a esta razón máxima se llama cuerpo negro y la radiación emitida por éste es la radiación del cuerpo negro. La radiación emitida por todas las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como

$$\dot{Q}_{\text{emitida}} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad \text{ec. (2-4)}$$

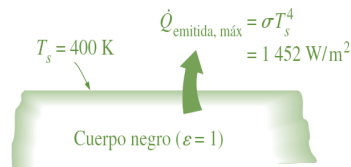


Figura. 2.4 La radiación del cuerpo negro representa la cantidad máxima de radiación que puede ser emitida desde una superficie a una temperatura específica. Adaptado de [18].

en donde ε es la emisividad de la superficie. La emisividad cuyo valor está en el intervalo $0 \leq \varepsilon \leq 1$, es una medida de que tan próxima está una superficie de ser un cuerpo negro, para el cual $\varepsilon = 1$.

Emisividades de algunos materiales a 300 K	
Material	Emisividad
Hoja de aluminio	0.07
Aluminio anodizado	0.82
Cobre pulido	0.03
Oro pulido	0.03
Plata pulida	0.02
Acero inoxidable pulido	0.17
Pintura negra	0.98
Pintura blanca	0.90
Papel blanco	0.92-0.97
Pavimento de asfalto	0.85-0.93
Ladrillo rojo	0.93-0.96
Piel humana	0.95
Madera	0.82-0.92
Suelo	0.93-0.96
Agua	0.96
Vegetación	0.92-0.96

Tabla 2.2 Emisividades de algunos materiales a 300 K. Adaptado de [18].

Otra importante propiedad relativa a la radiación de una superficie es su absorptividad α , la cual es la fracción de la energía de radiación incidente sobre una superficie que es absorbida por ésta. Como la emisividad, su valor está en el intervalo $0 \leq \alpha \leq 1$. Un cuerpo negro absorbe toda la radiación incidente sobre él. Es decir, un cuerpo negro es un absorbente perfecto $\alpha = 1$ del mismo modo que es un emisor perfecto. En general, tanto ε como α de una superficie dependen de la temperatura y de la longitud de onda de la radiación.

La ley de Kirchhoff de la radiación afirma que la emisividad y la absorptividad de una superficie a una temperatura y longitud de onda dadas son iguales. En muchas aplicaciones prácticas, las temperaturas de la superficie y de la fuente de radiación incidente son del mismo orden de magnitud, y la absorptividad promedio de una superficie se considera igual a su emisividad promedio.

La razón a la cual una superficie absorbe la radiación se determina a partir de:

$$\dot{Q}_{\text{absorbida}} = \alpha \dot{Q}_{\text{incidente}} \quad \text{ec. (2-5)}$$

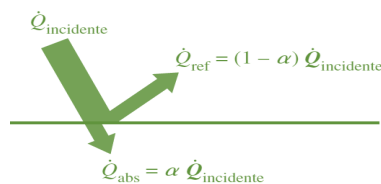


Figura. 2.5 Absorción de la radiación incidente sobre una superficie opaca de absorptividad α . Adaptado de [18].

donde $\dot{Q}_{incidente}$ es la razón a la cual la radiación incide sobre la superficie y a es la absorptividad de la superficie. Para las superficies opacas no transparentes, la parte de la radiación incidente no absorbida por la superficie se refleja.

La diferencia entre las razones de la radiación emitida por la superficie y la radiación absorbida es la transferencia neta de calor por radiación. Si la razón de absorción de la radiación es mayor que la de emisión, se dice que la superficie está ganando energía por radiación. De lo contrario, se dice que la superficie está perdiendo energía por radiación.

Cuando una superficie de emisividad ε y área superficial A_s , a una temperatura termodinámica T_s , está por completo encerrada por una superficie mucho más grande o negra, a una temperatura termodinámica T_{alred} , y separada por un gas como el aire que no interfiere con la radiación, la razón neta de la transferencia de calor por radiación entre estas dos superficies se da por:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4) \quad \text{ec. (2-6)}$$

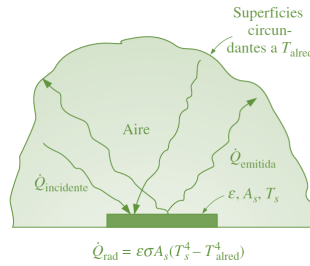


Figura. 2.6 Transferencia de calor por radiación entre una superficie y las superficies que la circundan. Adaptado de [18].

La emisividad y el área superficial de la superficie circundante no tienen efecto sobre la transferencia neta de calor por radiación. La transferencia de calor por radiación hacia una superficie, o desde ésta, rodeada por un gas como el aire, ocurre paralela a la conducción o convección, si se tiene un movimiento masivo del gas entre esa superficie y el gas.

La transferencia total de calor se determina al sumar las contribuciones de los dos mecanismos de transferencia. Esto se lleva a cabo mediante la definición de un coeficiente combinado de transferencia de calor, $h_{combinado}$, que incluye los efectos tanto de la convección como de la radiación. Entonces, la razón total de transferencia de calor hacia una superficie, o desde ésta, por convección y radiación se expresa como:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{total} &= \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} = h_{conv} A_s (T_s - T_{alred}) + \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4) \\ \dot{Q}_{total} &= h_{combinado} A_s (T_s - T_{\infty}) \\ h_{combinado} &= h_{conv} + h_{rad} = h_{conv} + \varepsilon \sigma (T_s + T_{alred}) (T_s^2 + T_{alred}^2) \end{aligned} \quad \text{ec. (2-7)}$$

El coeficiente combinado de transferencia de calor es un coeficiente de transferencia de calor por convección modificado para incluir los efectos de la radiación.

En la práctica, la radiación térmica se considera un fenómeno superficial, especialmente en sólidos opacos como metales y cerámicos. En estos casos, la radiación emitida desde el interior no alcanza la superficie externa, y la energía incidente es absorbida en una capa muy delgada del material (micras de espesor).

En sistemas donde predomina la convección forzada, como los radiadores automotrices, la contribución de la radiación al balance térmico total suele ser menor, sobre todo si se utilizan materiales con baja emisividad o si las temperaturas operativas son moderadas. No obstante, en condiciones de alta temperatura o en ambientes con escaso movimiento de aire, la radiación puede ser significativa y debe ser tomada en cuenta para lograr un diseño térmico preciso y eficiente.

2.1.4 Coeficientes combinados de transferencia de calor

En numerosos sistemas térmicos reales como los radiadores empleados en aplicaciones automotrices la transferencia de calor no se produce por un solo mecanismo de forma aislada. Por el contrario, es común que coexistan múltiples mecanismos simultáneamente, particularmente convección y radiación actuando sobre una misma superficie. En estas condiciones, para facilitar el análisis energético del sistema, se introduce el concepto de coeficiente combinado de transferencia de calor.

Transferencia de calor por convección y radiación simultánea

Es cuando una superficie está en contacto con un fluido (como aire) y también emite o absorbe radiación térmica, la transferencia total de calor desde dicha superficie puede expresarse como:

$$q_{total} = q_{convección} + q_{radiación}$$
$$q_{total} = h \cdot A \cdot (T_s - T_{\infty}) + \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad \text{ec. (2-8)}$$

Donde:

h es el coeficiente convectivo [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$],

ε es la emisividad de la superficie (0–1),

σ es la constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$),

T_s es la temperatura de la superficie [K],

T_{∞} es la temperatura del fluido ambiente para convección [K],

T_{amb} es la temperatura del entorno radiativo [K],

A es el área superficial [m^2].

Para simplificar análisis y cálculos, especialmente en diseño de componentes térmicos, se puede definir un coeficiente combinado de transferencia de calor h_{total} , tal que:

$$q_{total} = h_{total} \cdot A \cdot (T_s - T_{\infty}) \quad \text{ec. (2-9)}$$

donde:

$$h_{total} = h + h_r \quad \text{ec. (2-10)}$$

y el coeficiente radiativo equivalente h_r se obtiene al linealizar la expresión de radiación mediante una aproximación para temperaturas no muy elevadas:

$$h_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^2 + T_{amb}^2)(T_s + T_{amb}) \quad \text{ec. (2-11)}$$

Esta expresión permite obtener un valor en $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ que se puede sumar directamente a h para evaluar el flujo de calor total.

Aplicación en radiadores

En los radiadores, este enfoque es particularmente útil en las superficies externas de los tubos y aletas. Aunque la transferencia por radiación suele ser menor en comparación con la convección forzada del aire (debido a la emisividad moderada y temperaturas relativamente bajas), en ciertas condiciones, como altas temperaturas o ambientes con baja velocidad de aire, el aporte radiativo se vuelve significativo y debe considerarse.

Importancia del coeficiente combinado

El uso del coeficiente combinado permite:

- Simplificar el análisis térmico en modelos unidimensionales o lumped.
- Evaluar de forma realista el rendimiento térmico de intercambiadores de calor.
- Diseñar superficies de intercambio más eficientes (considerando los materiales con alta emisividad, por ejemplo, pintura negra mate).

En software de simulación como ANSYS Fluent, esta combinación de mecanismos puede modelarse directamente estableciendo condiciones de frontera conjugadas, o mediante funciones definidas del usuario para ajustar el h_{total} dinámicamente.

2.2 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos térmicos diseñados para transferir energía térmica entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas, sin que exista mezcla directa entre ellos. Estos equipos se utilizan ampliamente en aplicaciones industriales, energéticas y automotrices, como sistemas de calefacción, aire acondicionado, procesos químicos y motores de combustión interna.

En estos dispositivos, el intercambio de energía térmica ocurre a través de una superficie sólida que separa los fluidos, involucrando principalmente fenómenos de convección en cada fluido y conducción térmica a través de la pared del material que los separa.

Los fundamentos teóricos relacionados con los tipos de intercambiadores de calor, métodos de análisis térmico y criterios de selección se presentan en el Anexo A. En dicho anexo también se describe la teoría de funcionamiento térmico de los intercambiadores de calor de flujo cruzado, en los cuales se basan los radiadores automotrices estudiados en esta investigación. Esto permite mantener el enfoque del presente capítulo en los principios de transferencia de calor aplicados al análisis de radiadores automotrices.

CAPÍTULO 3
**MODELOS DE CÁLCULO DE DINÁMICA
DE FLUIDOS COMPUTACIONALES
(CFD)**

3.1 Introducción a la metodología CFD

La dinámica de fluidos computacional (CFD) es una herramienta poderosa para analizar y predecir el comportamiento de los fluidos y el intercambio de calor en sistemas como los radiadores de motores. La metodología de cálculos CFD para flujos turbulentos en radiadores involucra una serie de pasos clave que permiten modelar y simular el flujo de aire y refrigerante a través de los canales del radiador, con el fin de evaluar la transferencia de calor y la resistencia del flujo.

3.2 Definición del problema y geometría

El primer paso en la metodología es definir claramente el problema de estudio. En el caso de un radiador, esto implica modelar la geometría del radiador, que incluye los tubos, aletas y canales por donde circula el fluido refrigerante y el aire de enfriamiento. La geometría debe ser precisa y detallada para obtener resultados confiables.

3.3 Malla computacional

Una vez definida la geometría, se crea una malla o discretización del dominio, que divide el espacio físico en pequeñas celdas o volúmenes de control donde se resolverán las ecuaciones de flujo. Para flujos turbulentos, la calidad de la malla es crucial, ya que los fenómenos turbulentos tienen variaciones rápidas y de pequeña escala. Por lo tanto, es común usar mallas más finas en áreas donde se espera una alta variación de los gradientes de velocidad o temperatura, como en las proximidades de las paredes del radiador y en las zonas de mezcla.

3.4 Modelo de turbulencia

Los flujos en radiadores son típicamente turbulentos debido a las altas velocidades y las geometrías complejas que promueven el mezclado y la generación de vórtices. Para simular estos flujos, es necesario seleccionar un modelo de turbulencia adecuado. Entre los modelos más utilizados se encuentran:

- RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes): Modelos como el $k-\epsilon$ y $k-\omega$ son comunes debido a su robustez y costo computacional moderado. Estos modelos promedian los efectos de la turbulencia en el tiempo, permitiendo obtener soluciones estables y rápidas.
- LES (Large Eddy Simulation): Este modelo resuelve las grandes estructuras turbulentas de forma directa, mientras que las más pequeñas se modelan. Aunque es más preciso que RANS, su costo computacional es más alto.
- DES (Detached Eddy Simulation): Un híbrido entre RANS y LES, que se usa en áreas donde la turbulencia tiene escalas grandes (como detrás de los tubos del radiador) y otras áreas donde se pueden promediar los efectos.

3.4.1 Modelo $k-\epsilon$ (Standard)

El modelo $k-\epsilon$ estándar es uno de los modelos de turbulencia más utilizados en la dinámica de fluidos computacional (CFD) debido a su simplicidad, robustez y aplicabilidad a una amplia gama de problemas de flujo turbulento. Es un modelo RANS (Reynolds-Averaged

Navier-Stokes), lo que significa que las ecuaciones de Navier-Stokes se promedian en el tiempo para describir el comportamiento del flujo turbulento sin necesidad de resolver todas las fluctuaciones temporales y espaciales a pequeña escala.

Descripción del modelo

El modelo k-ε estándar utiliza dos ecuaciones adicionales para describir el comportamiento de la turbulencia:

1. k (energía cinética turbulenta): Mide la cantidad de energía cinética presente en las fluctuaciones turbulentas del flujo. Representa la intensidad de la turbulencia.
2. ϵ (tasa de disipación de la energía cinética turbulenta): Representa la tasa a la cual la energía cinética turbulenta se disipa en calor debido a las pequeñas escalas del movimiento turbulento.

Ecuaciones del modelo

El modelo k-ε estándar está basado en dos ecuaciones diferenciales parciales que describen el transporte de estas dos variables (k y ϵ) en el flujo turbulento. Estas ecuaciones son derivadas de las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas, con términos adicionales para modelar la turbulencia.

Ecuación para la energía cinética turbulenta (k):

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad \text{ec. (3-1)}$$

k : energía cinética turbulenta.

U_j : velocidad media en la dirección j .

P_k : tasa de producción de la energía cinética turbulenta, asociada con las fuerzas de cizalladura.

ϵ : tasa de disipación de la energía cinética turbulenta.

ν : viscosidad cinemática del fluido.

ν_t : viscosidad turbulenta.

σ_k : constante del modelo.

La ecuación para la tasa de disipación de energía cinética turbulenta (ϵ):

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = C_1 \frac{\epsilon}{k} P_k - C_2 \frac{\epsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \quad \text{ec. (3-2)}$$

ϵ : tasa de disipación de energía cinética turbulenta.

C_1, C_2 : constantes del modelo que ajustan la forma en que se modela la disipación de energía.

σ_c : constante del modelo.

Viscosidad turbulenta

La viscosidad turbulenta ν_t es una cantidad importante en el modelo k- ϵ , ya que permite calcular cómo afecta la turbulencia al flujo de fluidos. Se define como:

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad \text{ec. (3-3)}$$

Donde C_μ es una constante empírica.

Ventajas del modelo k- ϵ estándar

- Simplicidad: Es relativamente simple de implementar y tiene un costo computacional moderado.
- Aplicabilidad general: Funciona bien para muchos tipos de flujo turbulento, incluyendo flujos de cizalladura y de pared.
- Estabilidad: Es robusto y puede producir soluciones estables en una variedad de aplicaciones.

Limitaciones del modelo k- ϵ estándar

- Fallas en flujos altamente anisotrópicos: Tiene dificultades para predecir correctamente flujos con alta curvatura de cizalladura, separación de flujo, o donde las interacciones de la turbulencia son muy anisotrópicas.
- Paredes: No siempre captura con precisión los efectos cerca de las paredes, a menos que se utilicen técnicas de refinamiento como las funciones de pared o mallas muy finas cerca de las superficies.

Aplicaciones típicas

El modelo k- ϵ estándar se utiliza ampliamente en problemas de ingeniería como:

- Flujos alrededor de vehículos o aviones.
- Simulación de intercambiadores de calor, incluyendo radiadores.
- Flujos en tuberías y canales.
- Simulación de mezclado de fluidos en procesos industriales.

3.4.2 Modelo k- ϵ (RNG)

El modelo k- ϵ RNG (Renormalization Group) es una variación del modelo k- ϵ estándar que introduce mejoras en la modelización de la turbulencia, especialmente en situaciones donde el modelo estándar no ofrece buenos resultados. El modelo k- ϵ RNG fue desarrollado a partir de un análisis matemático más riguroso de las ecuaciones de flujo turbulento, conocido como el método de Grupo de Renormalización. Este enfoque permite mejorar la precisión en la representación de la turbulencia en una mayor gama de

situaciones, especialmente en flujos que presentan fuertes curvaturas, separaciones y tensiones de cizalladura variables.

Características principales del modelo k-ε RNG

1. Modificación en la ecuación de disipación (ε): A diferencia del modelo k-ε estándar, el modelo RNG introduce términos adicionales en la ecuación de transporte de ε que mejoran la descripción de la disipación turbulenta en ciertas condiciones, especialmente en regiones con deformación alta del flujo. Esto permite un modelado más preciso en flujos con alta tasa de estiramiento o rotación.
2. Efecto de viscosidad en pequeñas escalas de turbulencia: El modelo k-ε RNG incorpora la dependencia de la viscosidad turbulenta en función del número de Reynolds, lo que le permite ajustar mejor la transición de las escalas grandes a pequeñas en la turbulencia. Esto es importante para capturar las fluctuaciones turbulentas con mayor precisión y para mejorar el rendimiento en flujos de baja velocidad.
3. Tasa de disipación modificada: El modelo RNG ajusta la tasa de disipación de energía cinética turbulenta (ε) usando un término que toma en cuenta las deformaciones del flujo. Esto mejora la predicción de los flujos donde ocurren grandes gradientes de cizalladura, como en la proximidad de las paredes y en las zonas de separación de flujo.
4. Viscosidad turbulenta dependiente del flujo: En el modelo k-ε estándar, la viscosidad turbulenta ν_t se calcula de forma constante usando $\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$, mientras que en el modelo RNG, la viscosidad turbulenta incluye una corrección que depende de la situación del flujo local, proporcionando mayor flexibilidad para flujos complejos.

Ecuaciones del modelo k-ε RNG

El modelo k-ε RNG sigue las mismas dos ecuaciones de transporte que el modelo estándar, con algunas modificaciones:

1. Ecuación de la energía cinética turbulenta (k)

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad \text{ec. (3-4)}$$

Esta ecuación es prácticamente la misma que la del modelo estándar

2. Ecuación de la tasa de disipación de energía cinética turbulenta (ε):

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = C_1 \frac{\epsilon}{k} P_k - C_2 \frac{\epsilon^2}{k} + R_\epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \quad \text{ec. (3-5)}$$

Donde:

- R_ϵ es un término adicional de corrección derivado de la teoría RNG, que ajusta la disipación según el estado del flujo local.

Ventajas del modelo k- ϵ RNG

- Mejor rendimiento en flujos altamente curvados o con separaciones: El modelo k- ϵ RNG es más preciso que el modelo estándar para flujos con fuertes gradientes de velocidad, como aquellos que presentan separaciones o recirculaciones, típicos en geometrías complejas (por ejemplo, flujos en radiadores, curvas de tuberías, o flujos alrededor de cuerpos aerodinámicos).
- Mejor captura de la transición entre turbulencia y flujo laminar: La viscosidad turbulenta adaptada a escalas pequeñas permite una mejor predicción de flujos en los que hay zonas tanto laminares como turbulentas, lo que es común en problemas de transferencia de calor y en procesos industriales.
- Mayor precisión para flujos con rotación o vorticidad: El modelo RNG incluye correcciones para capturar más adecuadamente los efectos de la rotación y las regiones donde hay alta vorticidad.

Limitaciones del modelo k- ϵ RNG

- Coste computacional: Aunque más preciso que el modelo estándar, el modelo RNG es un poco más costoso computacionalmente debido a las ecuaciones adicionales que deben resolverse y las correcciones más complejas. Sin embargo, este aumento en el costo suele ser moderado.
- Limitaciones en flujos de capa límite y problemas anisotrópicos: Al igual que el modelo estándar, el k- ϵ RNG aún puede tener dificultades para predecir fenómenos altamente anisotrópicos o flujos de capa límite muy finos, lo que puede requerir el uso de modelos más avanzados, como el k- ω SST o simulaciones LES/DES.

Aplicaciones del modelo k- ϵ RNG

Este modelo es ampliamente utilizado en la simulación de:

- Flujos alrededor de geometrías complejas donde se producen separaciones de flujo, como en la aerodinámica de vehículos y aviones.
- Intercambiadores de calor y radiadores, donde las estructuras de turbulencia son complejas y hay variaciones de temperatura significativas.
- Flujos en conductos con alta curvatura o presencia de componentes como válvulas o codos.

3.4.3 Modelo k- ϵ (Realizable)

El modelo k- ϵ Realizable es una variante mejorada del clásico modelo k- ϵ estándar, que introduce modificaciones para mejorar la precisión en la simulación de flujos turbulentos. La característica principal que distingue al modelo k- ϵ Realizable de otras variantes es que satisface ciertas condiciones matemáticas, llamadas "realizabilidad", que garantizan un comportamiento físico más preciso de la turbulencia, especialmente en situaciones donde el modelo estándar falla, como en flujos con separación, rotación, y regiones con curvaturas de cizalladura pronunciadas.

Características principales del modelo k-ε Realizable

1. Ecuación de transporte modificada para ε: El modelo realizable introduce una nueva ecuación de transporte para la disipación de energía cinética turbulenta (ε), que es derivada de un análisis más riguroso de las características del flujo. Esto permite una mejor representación de la evolución de la turbulencia en flujos complejos.
2. Nuevo cálculo de la viscosidad turbulenta: En el modelo realizable, la viscosidad turbulenta no se calcula de manera empírica (como en el modelo estándar), sino que se basa en una relación derivada de consideraciones matemáticas más rigurosas, que aseguran que la viscosidad turbulenta siempre sea positiva y se comporte de manera más realista en diversas situaciones de flujo.
3. Ecuación para la energía cinética turbulenta (k): Aunque la ecuación para k es similar a la del modelo estándar, el término de producción de k se ajusta para mejorar la precisión en flujos donde el estiramiento y la rotación son predominantes.
4. Condiciones de realizabilidad: El modelo incorpora restricciones matemáticas que aseguran que las tensiones turbulentas y la viscosidad turbulenta respeten las propiedades físicas del flujo, es decir, que no tomen valores no físicos como en algunas situaciones que pueden surgir con el modelo estándar.

Ecuaciones del modelo k-ε Realizable

El modelo k-ε Realizable sigue las mismas dos ecuaciones básicas del modelo estándar (para k y ε), pero con modificaciones clave:

2. Ecuación de transporte de la energía cinética turbulenta (k):

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad \text{ec. (3-6)}$$

Donde:

- P_k : Producción de energía cinética turbulenta.
- σ_k : Constante de difusión de k.

3. Ecuación de transporte de la tasa de disipación turbulenta (ε):

En el modelo realizable, la ecuación para ε está modificada respecto a la del modelo estándar para mejorar la predicción de flujos con separación y rotación:

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = C_1 \frac{\epsilon}{k} P_k - C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \quad \text{ec. (3-7)}$$

Esta ecuación incluye términos ajustados para mejorar la precisión en flujos con cizalladura variable y para reducir los errores en situaciones con alta rotación o deformación.

3. Viscosidad turbulenta (ν_t):

En el modelo realizable, la viscosidad turbulenta ν_t se calcula como:

$$\nu_t = \frac{k}{\epsilon} (C_{\mu,realizable}) \quad \text{ec. (3-8)}$$

Donde $C_{\mu,realizable}$ no es una constante como en el modelo estándar, sino que depende de las propiedades locales del flujo, como la velocidad y la rotación, mejorando la representación de la viscosidad turbulenta en diferentes condiciones.

Ventajas del modelo k- ϵ Realizable

1. Mejora en la predicción de flujos con curvatura y separación: El modelo realizable supera al k- ϵ estándar en la predicción de flujos que involucran separaciones de flujo, recirculaciones y regiones con alta curvatura de cizalladura. Esto es común en aplicaciones como flujos alrededor de vehículos, intercambiadores de calor y radiadores, y turbo maquinaria.
2. Mayor precisión en flujos con rotación: El modelo ajusta mejor los efectos de rotación y vorticidad en el flujo, lo que lo hace más preciso para problemas de flujo alrededor de cuerpos en rotación o en situaciones donde la rotación del flujo es importante.
3. Comportamiento físico más realista: El concepto de "realizabilidad" garantiza que las tensiones turbulentas y la viscosidad turbulenta no tomen valores físicamente incorrectos, como puede ocurrir con otros modelos k- ϵ en ciertas situaciones.
4. Robustez y estabilidad: A pesar de ser más complejo que el modelo k- ϵ estándar, el modelo realizable mantiene una robustez y estabilidad similares, haciéndolo adecuado para una amplia gama de problemas de ingeniería.

Limitaciones del modelo k- ϵ Realizable

1. Coste computacional: Aunque es más preciso que el modelo estándar, el modelo realizable puede requerir un mayor costo computacional debido a las ecuaciones modificadas y la dependencia de C_{μ} de las condiciones locales del flujo.
2. Dificultades en flujos anisotrópicos: Al igual que otros modelos k- ϵ , el modelo realizable aún tiene limitaciones en la predicción de flujos altamente anisotrópicos, donde otros modelos como k- ω SST o técnicas más avanzadas como LES (Large Eddy Simulation) pueden ser más adecuados.

Aplicaciones típicas del modelo k- ϵ Realizable

- Flujos alrededor de geometrías aerodinámicas (vehículos, aviones, turbinas) donde la separación del flujo y la curvatura son críticas.
- Simulaciones de intercambiadores de calor y radiadores, donde el flujo y la transferencia de calor son altamente dependientes de la turbulencia.
- Flujos en conductos con geometrías complejas (codos, válvulas), donde hay recirculación o separaciones.
- Problemas de mezclado de fluidos y simulaciones de procesos industriales.

Comparación con otros modelos k-ε

- Frente al k-ε estándar: El modelo realizable mejora significativamente la precisión en flujos con rotación, separación, y curvatura de cizalladura, donde el modelo estándar tiende a fallar.
- Frente al k-ε RNG: El modelo realizable es similar en muchos aspectos al k-ε RNG, pero puede ser más robusto y físicamente consistente en una gama más amplia de aplicaciones. Ambos mejoran el rendimiento en comparación con el modelo estándar.

3.4.4 Modelo k-ω (Estándar)

El modelo k-ω es otro modelo de turbulencia ampliamente utilizado en la dinámica de fluidos computacional (CFD) para simular flujos turbulentos. En este modelo, se resuelven dos ecuaciones de transporte para capturar las características de la turbulencia: una para la energía cinética turbulenta k, y otra para la frecuencia específica de disipación ω, que es inversamente proporcional a la escala de tiempo de la turbulencia. Este modelo se usa especialmente en zonas cercanas a las paredes y en flujos con gradientes de cizalladura altos, donde otros modelos como el k-ε pueden tener dificultades.

Características principales del modelo k-ω

1. Ecuaciones de transporte: El modelo k-ω resuelve dos ecuaciones adicionales junto con las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds (RANS):
 - Energía cinética turbulenta (k): Describe la energía cinética de las fluctuaciones turbulentas.
 - Frecuencia específica de disipación (ω): Representa la velocidad a la que se disipa la energía cinética turbulenta.
2. Desempeño en la capa límite cerca de las paredes: El modelo k-ω es especialmente adecuado para flujos en capas límite cerca de las paredes sin necesidad de funciones de pared adicionales, lo que lo hace más preciso en estas zonas en comparación con el modelo k-ε.
3. Sensibilidad a la capa límite: Dado que el parámetro ω está relacionado con la escala temporal turbulenta, el modelo k-ω es más sensible a los gradientes en la capa límite, lo que lo hace útil para predecir fenómenos como la separación de flujo.

Ecuaciones del modelo k-ω

1. Ecuación de la energía cinética turbulenta (k):

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad \text{ec. (3-9)}$$

Donde:

- P_k es la producción de energía cinética turbulenta debido a los esfuerzos de cizalladura.

- ν es la viscosidad cinemática del fluido.
- ν_t es la viscosidad turbulenta.
- β^* y σ_k son constantes del modelo.

2. Ecuación de la frecuencia específica de disipación (ω)

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad \text{ec. (3-10)}$$

Donde:

- $\alpha, \beta, \text{ y } \sigma_\omega$ son constantes empíricas del modelo.

Viscosidad turbulenta

La viscosidad turbulenta ν_t se calcula a partir de k y ω como

$$\nu_t = \frac{k}{\omega} \quad \text{ec. (3-11)}$$

Esto proporciona una manera de cuantificar el efecto de la turbulencia en el transporte de momento y energía en el flujo.

Ventajas del modelo k- ω

1. Mejor desempeño cerca de las paredes: El modelo k- ω no requiere funciones adicionales para resolver el flujo en la capa límite cerca de las paredes, lo que lo hace más adecuado que el modelo k- ϵ para flujos que tienen contacto cercano con superficies sólidas.
2. Capacidad para predecir separación de flujo: Debido a su sensibilidad a los gradientes de cizalladura y su comportamiento cerca de las paredes, el modelo k- ω es útil para predecir la separación del flujo, un fenómeno importante en muchas aplicaciones de ingeniería.
3. Aplicaciones de alta precisión: Es especialmente útil en casos donde se requiere una alta precisión en la simulación de la capa límite turbulenta, como en las superficies aerodinámicas, alerones de aviones y turbo maquinaria.

Limitaciones del modelo k- ω

1. Sensibilidad a las condiciones de contorno: El modelo k- ω es muy sensible a las condiciones de contorno, especialmente en la región libre del flujo (fuera de la capa límite). Si las condiciones no se establecen adecuadamente, el modelo puede sobre predecir los efectos de la turbulencia en esas áreas.
2. Problemas en zonas de flujo libre: Aunque el modelo funciona bien cerca de las paredes, en regiones de flujo libre lejos de las superficies sólidas (como flujos en

la atmósfera o grandes recintos abiertos), puede generar resultados incorrectos o no precisos si no se manejan bien las condiciones de contorno para ω .

Variantes del modelo $k-\omega$

1. Modelo $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport): Esta es una variante híbrida del modelo $k-\omega$ que combina las ventajas del modelo $k-\omega$ cerca de las paredes con el modelo $k-\epsilon$ en las regiones de flujo libre. Esto lo hace más robusto y aplicable a una mayor gama de flujos, superando algunas de las limitaciones del modelo $k-\omega$ básico.
2. Modelo $k-\omega$ estándar: Es la versión básica del modelo $k-\omega$ y está más enfocado en el flujo dentro de la capa límite, pero, como se mencionó, es sensible en zonas de flujo libre, por lo que a menudo se prefiere usar en combinación con otros modelos (como el SST).

Aplicaciones del modelo $k-\omega$

- Aeronáutica: Para predecir el comportamiento del flujo alrededor de superficies aerodinámicas (alas de aviones) y para flujos con alta interacción con la capa límite.
- Turbo maquinaria: Para simular flujos en compresores, turbinas y ventiladores, donde hay altas tasas de cizalladura y fenómenos de separación de flujo.
- Intercambiadores de calor y radiadores: Para mejorar la predicción del comportamiento térmico y del flujo en geometrías complejas que involucran contacto con superficies.

3.4.5 Modelo $k-\omega$ (SST)

El modelo $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport) es una variante híbrida del modelo de turbulencia $k-\omega$ que combina lo mejor de los modelos $k-\omega$ y $k-\epsilon$, permitiendo un rendimiento mejorado en diferentes tipos de flujos turbulentos. Fue desarrollado para mejorar las limitaciones de los modelos $k-\omega$ estándar y $k-\epsilon$ en determinadas condiciones de flujo, particularmente en flujos de cizalladura y separación de flujo.

Características principales del modelo $k-\omega$ SST

1. Hibridación entre $k-\omega$ y $k-\epsilon$:
 - En la capa límite cerca de las paredes, el modelo utiliza las ecuaciones del modelo $k-\omega$, que es más preciso en estas zonas sin requerir funciones adicionales de pared.
 - En las regiones de flujo libre (lejos de las paredes), el modelo transita al modelo $k-\epsilon$, que es más robusto para representar el comportamiento turbulento en flujos externos, donde el modelo $k-\omega$ puede ser muy sensible a las condiciones de contorno.
2. Modelo de esfuerzo cortante (Shear Stress Transport): El modelo SST incluye una corrección para tener en cuenta con mayor precisión los efectos de los esfuerzos cortantes en la turbulencia. Esto mejora la predicción de la separación del flujo y fenómenos relacionados con la cizalladura en las capas límite.

3. Intermittencia en la capa límite: El modelo SST tiene en cuenta mejor las transiciones entre flujo laminar y turbulento, lo que le permite predecir con mayor precisión la transición de capa límite en flujos que van de laminares a turbulentos, algo importante en aplicaciones como la aerodinámica y la turbo maquinaria.

Ecuaciones del modelo k- ω SST

El modelo resuelve dos ecuaciones de transporte para las variables turbulentas k y ω , con transiciones entre los enfoques k- ω y k- ϵ a través de funciones de mezcla.

1. Ecuación para la energía cinética turbulenta (k):

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad \text{ec. (3-12)}$$

2. Ecuación para la frecuencia específica de disipación (ω)

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + D_\omega \quad \text{ec. (3-13)}$$

Donde:

- P_k : Es la producción de energía cinética turbulenta.
- $\nu_t = \frac{k}{\omega}$: Es la viscosidad turbulenta.
- D_ω : Es un término de difusión cruzada que mejora la predicción de los flujos con alta cizalladura.

Ventajas del modelo k- ω SST

1. Mejor predicción en zonas de separación de flujo: El modelo SST corrige uno de los principales problemas del k- ϵ estándar, que es la pobre predicción de la separación del flujo. Esto lo hace más adecuado para aplicaciones aerodinámicas y en turbo maquinaria, donde la separación de flujo tiene un impacto significativo en el rendimiento.
2. Buen desempeño en la capa límite cerca de paredes: El uso del enfoque k- ω en la capa límite permite que el modelo SST prediga con mayor precisión el comportamiento del flujo cerca de las paredes, sin necesidad de funciones adicionales de pared.
3. Robustez en flujos de cizalladura: La corrección de esfuerzo cortante mejora la precisión en flujos con altos gradientes de velocidad, donde los modelos tradicionales de turbulencia tienden a subestimar los efectos de la cizalladura.

4. Transición entre modelos sin interrupciones: La función de mezcla que utiliza el modelo SST permite una transición suave entre el uso del modelo $k-\omega$ cerca de las paredes y el modelo $k-\varepsilon$ en las zonas de flujo libre, lo que garantiza un comportamiento más robusto y confiable en diferentes regiones del dominio de simulación.

Limitaciones del modelo $k-\omega$ SST

1. Costo computacional: Aunque el modelo $k-\omega$ SST es más preciso que sus contrapartes $k-\varepsilon$ y $k-\omega$ estándar, también es más costoso en términos computacionales debido a la mayor complejidad de sus ecuaciones y la corrección del esfuerzo cortante.
2. Sensibilidad en condiciones de contorno: Aunque el modelo SST mejora las predicciones en muchas áreas, sigue siendo algo sensible a las condiciones de contorno para ω , por lo que estas deben establecerse con cuidado.
3. Predicción en flujos altamente anisotrópicos: Como otros modelos RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes), el modelo $k-\omega$ SST puede tener limitaciones para capturar efectos anisotrópicos en la turbulencia, donde técnicas más avanzadas como LES (Large Eddy Simulation) podrían ser más adecuadas.

Aplicaciones del modelo $k-\omega$ SST

1. Aeronáutica: Para la simulación de flujos alrededor de alas, cuerpos de aviones y perfiles aerodinámicos, donde el comportamiento de la capa límite y la separación del flujo son críticos.
2. Turbo maquinaria: Se utiliza ampliamente para simular flujos en compresores, turbinas, ventiladores y otros dispositivos de flujo rotativo, donde los gradientes de cizalladura y la separación del flujo tienen un impacto significativo en el rendimiento.
3. Intercambiadores de calor y radiadores: Es adecuado para predecir el comportamiento del flujo turbulento y la transferencia de calor en geometrías complejas, mejorando la precisión en las predicciones de eficiencia térmica.
4. Automoción: En la simulación de flujos alrededor de vehículos para mejorar la aerodinámica y reducir la resistencia al avance.

3.4.6 Modelo LES

El modelo LES (Large Eddy Simulation) es una técnica avanzada de simulación de turbulencia que se utiliza en la dinámica de fluidos computacional (CFD) para resolver directamente las grandes estructuras turbulentas (grandes remolinos) en un flujo, mientras que los efectos de las estructuras más pequeñas se modelan utilizando aproximaciones.

A diferencia de los modelos RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes), como los modelos $k-\varepsilon$ o $k-\omega$, que promedian todas las escalas de la turbulencia y resuelven solo el flujo medio, LES resuelve las grandes escalas de la turbulencia y solo modela las pequeñas escalas, basándose en la idea de que las grandes estructuras turbulentas tienen un impacto más significativo en el comportamiento del flujo global, mientras que las estructuras más pequeñas son más universales y homogéneas.

Características principales del modelo LES

1. Resolución directa de grandes escalas de turbulencia: LES resuelve numéricamente los grandes remolinos o estructuras turbulentas, que son específicas del problema y contienen la mayor parte de la energía del flujo turbulento. Esto mejora la precisión en comparación con los modelos RANS, que solo modelan el comportamiento medio de la turbulencia.
2. Modelado de las pequeñas escalas (Subgrid Scale Modeling): Las estructuras más pequeñas que no se pueden resolver debido a limitaciones computacionales se modelan utilizando un modelo de submalla (subgrid scale model), que calcula sus efectos en el flujo. Las pequeñas escalas de la turbulencia son más homogéneas y suelen tener un comportamiento más universal, lo que permite modelarlas de manera efectiva.
3. Filtrado espacial: El enfoque LES se basa en un filtrado espacial de las ecuaciones de Navier-Stokes. Las componentes turbulentas de gran escala (que se resuelven directamente) son aquellas mayores que el tamaño de la malla computacional, mientras que las componentes más pequeñas son las que se modelan.
4. Resolución temporal: LES requiere una simulación no estacionaria (transitoria), lo que significa que captura la evolución del flujo a lo largo del tiempo, en lugar de trabajar con un estado estacionario promedio como en los modelos RANS.

Ecuaciones del modelo LES

Las ecuaciones básicas que rigen el flujo son las mismas que las ecuaciones de Navier-Stokes, pero aplicando un filtrado espacial para separar las grandes y pequeñas escalas de turbulencia. Las ecuaciones filtradas de Navier-Stokes en LES son:

1. Ecuación de continuidad filtrada:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad \text{ec. (3-14)}$$

Donde $\bar{u}_i$ son las velocidades filtradas a gran escala

2. Ecuaciones de cantidad de movimiento filtradas:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad \text{ec. (3-15)}$$

Donde:

- $\bar{p}$: es la presión filtrada.
- τ_{ij} : es el tensor de tensiones de submalla (subgrid stress tensor), que modela los efectos de las pequeñas escalas en el flujo resuelto.

El término τ_{ij} representa las interacciones entre las grandes y pequeñas escalas, y debe ser modelado a través de un modelo de submalla.

Modelado de submalla (Subgrid-Scale Modeling)

El modelo de submalla es crucial para el éxito de LES, ya que las pequeñas escalas no se resuelven directamente y su efecto en las grandes escalas debe ser representado. Existen varios enfoques para modelar las pequeñas escalas:

1. Modelo de Smagorinsky: Este es el modelo más utilizado, donde el tensor de tensiones submalla se aproxima en función del gradiente de velocidad y una constante de Smagorinsky C_s .

$$\tau_{ij} = -2\nu_t S_{ij} \quad \text{ec. (3-16)}$$

Donde ν_t es la viscosidad turbulenta calculada y S_{ij} es el tensor de deformación de tasa de cizalladura.

2. Modelos dinámicos: En lugar de usar una constante fija como en el modelo de Smagorinsky, los modelos dinámicos ajustan el parámetro de submalla localmente, lo que permite una mayor precisión en la predicción de las pequeñas escalas.

Ventajas del modelo LES

1. Mayor precisión en flujos complejos: LES resuelve las grandes estructuras turbulentas, lo que lo hace mucho más preciso que los modelos RANS para flujos con separación, grandes gradientes, y comportamientos transitorios.
2. Transición directa a la turbulencia: El modelo LES es adecuado para capturar el comportamiento transitorio y la transición de flujos laminares a turbulentos, algo que los modelos RANS promedio no pueden predecir correctamente.
3. Predicción precisa de flujos altamente no lineales: LES es eficaz para simular flujos turbulentos con alta interacción no lineal, como aquellos en aerodinámica, combustión, y mezclado de fluidos.

Limitaciones del modelo LES

1. Costo computacional: LES es computacionalmente mucho más caro que los modelos RANS, ya que requiere resolver las ecuaciones en un dominio de alta resolución espacial y temporal para capturar las grandes estructuras turbulentas. Por lo tanto, es necesario usar mallas finas y pequeños pasos de tiempo.
2. Condiciones de contorno: La implementación de condiciones de contorno en LES puede ser compleja, especialmente para flujos con geometrías complicadas o interacciones multifásicas. Además, la sensibilidad a las condiciones de entrada es mayor en comparación con los modelos RANS.

3. Requisitos de malla: Para obtener buenos resultados en LES, la malla computacional debe ser lo suficientemente fina como para resolver adecuadamente las grandes escalas de turbulencia, lo que puede aumentar el tiempo de simulación y el uso de recursos.

Aplicaciones del modelo LES

1. Aeronáutica y automoción: Para simular el flujo alrededor de vehículos y aviones, capturando mejor la separación de flujo, vórtices y otros fenómenos aerodinámicos complejos.
2. Simulación de combustión: LES se utiliza en simulaciones de procesos de combustión para predecir las interacciones turbulentas con reacciones químicas, lo que mejora la precisión en motores y turbinas.
3. Ingeniería de procesos: En procesos industriales como mezclado, transferencia de calor y flujo en conductos, donde la precisión en la predicción del flujo turbulento es crucial.
4. Flujos atmosféricos y meteorología: Se emplea LES para modelar el flujo de aire en la atmósfera, especialmente en la capa límite atmosférica.

3.4.7 Modelo DES

El modelo DES (Detached Eddy Simulation) es una técnica híbrida que combina los enfoques de simulación de turbulencia de RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) y LES (Large Eddy Simulation). DES fue desarrollado para abordar las limitaciones de ambos métodos cuando se usan de manera individual, ofreciendo una solución más eficiente y precisa para simular flujos turbulentos en problemas con geometrías complejas y con grandes dominios de flujo.

Características principales del modelo DES

1. Enfoque híbrido: El modelo DES utiliza RANS para simular el flujo en las regiones cercanas a las superficies sólidas (capas límite), donde la resolución de todas las estructuras turbulentas mediante LES sería computacionalmente muy costosa. En cambio, en las regiones alejadas de las paredes o donde el flujo es libre, el modelo cambia a LES, lo que permite capturar las estructuras turbulentas de gran escala.
2. Predicción eficiente en grandes dominios: DES se aprovecha de la mayor eficiencia de RANS en la capa límite y la mayor precisión de LES en las regiones de flujo libre o de separación de flujo, lo que lo hace adecuado para aplicaciones donde estas características son importantes, como en aeronáutica, automoción y simulaciones de flujos externos.
3. Transición automática entre RANS y LES: El modelo cambia automáticamente entre RANS y LES en función de la relación entre la distancia a las paredes y el tamaño de la malla computacional. En la capa límite cerca de las paredes, se aplica un modelo RANS, mientras que, en las zonas de flujo libre o separado, se aplica LES.
4. Resolución de grandes estructuras turbulentas: En las regiones donde se aplica LES, el modelo DES permite la resolución directa de las grandes estructuras turbulentas (grandes remolinos o eddy), lo que mejora la precisión en la

predicción de fenómenos como la separación de flujo, vórtices y otros efectos relacionados con la turbulencia a gran escala.

Funcionamiento del modelo DES

El modelo DES utiliza las ecuaciones estándar de RANS para las zonas cercanas a las paredes. Sin embargo, en las zonas alejadas de las superficies, se modifica la longitud característica del modelo RANS para que se comporte como un modelo LES.

El criterio de transición entre los modelos RANS y LES se basa en una comparación entre la longitud característica del flujo (normalmente la distancia a la pared) y el tamaño de la celda de malla. Si el tamaño de la malla es menor que la longitud característica del flujo, se aplica el modelo LES. Si es mayor, se aplica RANS.

Por lo tanto:

- RANS se aplica en la capa límite, donde las estructuras turbulentas más pequeñas son más dominantes y RANS es más eficiente en su resolución.
- LES se aplica en las zonas alejadas de las paredes o en regiones de flujo libre, donde las grandes estructuras turbulentas son más importantes.

Ventajas del modelo DES

1. Eficiencia computacional: El uso de RANS en las capas límite reduce significativamente el costo computacional en comparación con usar LES en todo el dominio, ya que las pequeñas estructuras turbulentas cercanas a las paredes no necesitan ser resueltas explícitamente.
2. Mejor predicción de flujos separados: DES mejora la predicción de fenómenos como la separación de flujo o recirculación, que son difíciles de capturar con los modelos RANS tradicionales. Esto es particularmente útil en flujos con geometrías complejas y donde la turbulencia juega un papel importante.
3. Aplicable a grandes dominios de flujo: DES es útil para flujos con grandes volúmenes de dominio, como en la simulación de flujos alrededor de vehículos, aviones, o en grandes sistemas de intercambio de calor, donde aplicar LES en todo el dominio sería inviable desde un punto de vista computacional.
4. Captura de las grandes escalas de la turbulencia: En las zonas donde se aplica LES, DES permite capturar las grandes estructuras turbulentas, mejorando la precisión en la simulación de fenómenos como vórtices, desprendimientos de flujo y turbulencia transitoria.

Limitaciones del modelo DES

1. Dependencia de la malla: DES es altamente dependiente del tamaño de la malla. Si la malla no es lo suficientemente fina en las zonas de transición entre RANS y LES, puede producirse una predicción incorrecta de la turbulencia. Esto puede llevar a un fenómeno conocido como "ambigüedad de malla", donde la malla controla cuándo y dónde ocurre la transición entre RANS y LES.
2. Dificultades en la capa límite separada: En algunos casos, la transición entre RANS y LES puede no ser precisa, especialmente en regiones de capa límite que

se separan o tienen flujos altamente inestables. Esto puede generar resultados no deseados o inexactos en la simulación.

3. Complejidad en la implementación: El modelo DES es más complicado de implementar que los modelos RANS o LES por separado, debido a la necesidad de gestionar la transición entre ambos enfoques de manera correcta.
4. Limitaciones en zonas de alta anisotropía: Como los modelos RANS siguen aplicándose en las capas límite, algunas estructuras turbulentas anisotrópicas pueden no ser capturadas adecuadamente en ciertas regiones del dominio.

Variantes del modelo DES

El concepto de DES ha evolucionado con el tiempo y existen varias variantes mejoradas que abordan algunas de las limitaciones del DES estándar:

1. DDES (Delayed Detached Eddy Simulation): Esta variante retrasa la transición de RANS a LES, evitando la prematura activación del modelo LES en zonas donde la capa límite aún está completamente adherida. Mejora la precisión en la predicción de la capa límite, especialmente en flujos con alta curvatura o gradientes.
2. IDDES (Improved Delayed Detached Eddy Simulation): Es una versión mejorada del DDES, que ofrece un tratamiento más refinado de las zonas de capa límite y flujo libre. Este modelo ajusta de manera más precisa la transición entre RANS y LES, evitando errores de predicción en la capa límite separada.

Aplicaciones del modelo DES

1. Aeronáutica: DES es ampliamente utilizado en la simulación de flujos alrededor de aeronaves, especialmente en zonas donde hay separación de flujo o estelas complejas. Es útil para predecir el comportamiento de la capa límite y los efectos de la turbulencia en perfiles aerodinámicos.
2. Automoción: En la simulación de flujos alrededor de vehículos, DES permite capturar las grandes estructuras turbulentas generadas en la estela de un automóvil, mejorando la predicción de la resistencia aerodinámica y el comportamiento del flujo.
3. Turbomaquinaria: DES se emplea para simular el comportamiento del flujo en turbinas, compresores y ventiladores, donde las grandes estructuras turbulentas y la separación del flujo afectan significativamente el rendimiento de los dispositivos.
4. Transferencia de calor: DES se puede aplicar en intercambiadores de calor y sistemas con geometrías complejas para predecir la interacción entre el flujo turbulento y la transferencia de calor, mejorando las predicciones de eficiencia térmica.

3.4.8 Modelo RANS

El modelo RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) es uno de los enfoques más comunes y ampliamente utilizados en la simulación de flujos turbulentos en dinámica de fluidos computacional (CFD). En este enfoque, las ecuaciones de Navier-Stokes se promedian en el tiempo o en el conjunto de ensayos, separando el flujo en una componente media y una fluctuante. Esto permite simplificar el tratamiento de la

turbulencia, ya que, en lugar de resolver todas las escalas de movimiento turbulento, el modelo RANS resuelve solo el comportamiento promedio del flujo, mientras que los efectos de la turbulencia se modelan.

Características principales del modelo RANS

1. Promediado de las ecuaciones de Navier-Stokes: En el enfoque RANS, el flujo de velocidad y presión se descomponen en una componente media (promediada) y una fluctuante (debida a la turbulencia):

- Velocidad: $u_i = \bar{u}_i + u'_i$
- Presión: $p = \bar{p} + p'$

Donde:

- $\bar{u}_i$ y $\bar{p}$ son las componentes medias del campo de velocidad y presión.
 - u'_i y p' son las fluctuaciones debidas a la turbulencia.
2. Ecuaciones de Reynolds-Averaged Navier-Stokes: Al insertar esta descomposición en las ecuaciones de Navier-Stokes y promediarlas, se obtienen las ecuaciones RANS, que describen el comportamiento del flujo promedio:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} - \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} \quad \text{ec. (3-17)}$$

El término $\overline{u'_i u'_j}$, conocido como el tensor de Reynolds, representa los efectos de las fluctuaciones turbulentas en el flujo medio. Este es el término que introduce la complejidad en el modelo RANS, ya que es necesario modelar las correlaciones de las fluctuaciones de velocidad para cerrar las ecuaciones.

3. Clausura de las ecuaciones: Las ecuaciones de RANS contienen términos adicionales debido a las fluctuaciones turbulentas que no se pueden resolver directamente, lo que se conoce como el problema de cierre. Para resolver este problema, se introducen modelos de turbulencia que permiten aproximar los efectos de la turbulencia en el flujo promedio. Algunos de los modelos más comunes son:
 - Modelos de una ecuación: Modelo de Spalart-Allmaras.
 - Modelos de dos ecuaciones: Modelos k- ϵ y k- ω .
 - Modelos más avanzados: Modelos algebraicos o de tensión de Reynolds (RSM).
4. Modelado de la viscosidad turbulenta: Muchos modelos de RANS utilizan el concepto de viscosidad turbulenta, que actúa de manera similar a la viscosidad molecular, pero representa el efecto disipativo de las fluctuaciones turbulentas en el flujo medio. Esta aproximación es especialmente útil en los modelos de turbulencia k- ϵ y k- ω , donde la viscosidad turbulenta ν_t se calcula utilizando

variables como la energía cinética turbulenta (k) y la tasa de disipación de la turbulencia (ε o ω).

Ventajas del modelo RANS

1. Eficiencia computacional: Al promediar las ecuaciones y modelar las fluctuaciones turbulentas, RANS reduce drásticamente la cantidad de detalles que deben ser calculados en comparación con métodos como LES (Large Eddy Simulation). Esto hace que RANS sea mucho más rápido y menos costoso computacionalmente, lo que lo convierte en una opción atractiva para simulaciones de ingeniería industrial y diseño.
2. Aplicable a flujos complejos: RANS puede aplicarse a una amplia gama de flujos, incluidos aquellos con geometrías complejas y condiciones de contorno difíciles, como flujo alrededor de cuerpos aerodinámicos, en conductos o en turbo maquinaria.
3. Madurez y robustez: Los modelos RANS han sido investigados durante décadas, por lo que son muy robustos y confiables para muchas aplicaciones prácticas. Existen numerosas implementaciones de RANS en software de CFD comercial y de código abierto, y son ampliamente utilizados en la industria.
4. Reducción de requisitos de malla: Como RANS no resuelve directamente las pequeñas escalas de la turbulencia, los requisitos de malla son significativamente menores en comparación con modelos como LES o DNS (Direct Numerical Simulation). Esto permite usar mallas más gruesas y simulaciones más rápidas.

Limitaciones del modelo RANS

1. Menor precisión en flujos altamente transitorios: Dado que el modelo RANS promedia el flujo a lo largo del tiempo, no puede capturar los fenómenos transitorios o no estacionarios de la turbulencia. Esto lo limita en situaciones donde los fenómenos temporales, como desprendimientos de vórtices o flujos oscilatorios, son importantes.
2. Dificultad en flujos con separación y gradientes grandes: Los modelos RANS pueden tener dificultades para predecir con precisión los flujos con separación, altos gradientes de presión o vórtices complejos, ya que estas características dependen de la interacción entre diferentes escalas de turbulencia que no son completamente resueltas en este enfoque.
3. Dependencia del modelo de turbulencia: La calidad de los resultados depende del modelo de turbulencia que se utilice para cerrar las ecuaciones. Algunos modelos de turbulencia, como el k - ε estándar, funcionan bien en flujos simples, pero no se comportan adecuadamente en flujos más complicados, como aquellos con recirculación o efectos de curvatura.
4. Falta de información sobre las fluctuaciones turbulentas: Dado que RANS promedia las fluctuaciones turbulentas, se pierde información sobre el comportamiento dinámico de la turbulencia, lo que lo hace inadecuado para aplicaciones que requieren un conocimiento detallado de las propiedades instantáneas del flujo.

Modelos de turbulencia más comunes en RANS

1. Modelo k- ϵ estándar: Este modelo utiliza dos ecuaciones adicionales para la energía cinética turbulenta k y la tasa de disipación de la turbulencia ϵ . Es ampliamente utilizado por su simplicidad y robustez, pero tiene limitaciones en flujos con separación.
2. Modelo k- ω estándar: Similar al modelo k- ϵ , pero con una variable diferente, ω , que representa la tasa específica de disipación. Funciona mejor en las regiones cercanas a la pared, lo que lo hace útil para flujos con capas límite.
3. Modelos de Tensión de Reynolds (RSM): Estos modelos resuelven directamente las ecuaciones de transporte para las tensiones de Reynolds, proporcionando una descripción más detallada de la turbulencia, aunque a costa de un mayor costo computacional.

Aplicaciones del modelo RANS

1. Aerodinámica: Simulación del flujo de aire alrededor de vehículos, aviones y estructuras arquitectónicas. Se usa para calcular fuerzas aerodinámicas, resistencia, y separación de flujo.
2. Industria automotriz: Optimización de la aerodinámica de vehículos, simulación del flujo de aire en el motor, y análisis del enfriamiento por radiadores.
3. Turbo maquinaria: Simulación del flujo en turbinas, compresores y bombas, donde los fenómenos turbulentos afectan el rendimiento de los dispositivos.
4. Transferencia de calor: Simulación de flujos en intercambiadores de calor, tuberías, donde la turbulencia afecta la eficiencia en la transferencia de calor.

3.5 Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera deben definirse de manera adecuada para representar correctamente el comportamiento del sistema. En un radiador típico, estas incluyen:

- Condiciones de entrada (inlet): Velocidades y temperaturas del aire y del fluido refrigerante.
- Condiciones de salida (outlet): Presiones estáticas o velocidades.
- Condiciones en las paredes: En el caso de las paredes del radiador, se suelen aplicar condiciones de no deslizamiento para el fluido y se imponen temperaturas o flujos de calor en los tubos y aletas.

3.6 Resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes

En CFD, el flujo de los fluidos se describe por las ecuaciones de Navier-Stokes, que son un conjunto de ecuaciones diferenciales que gobiernan el comportamiento de la velocidad, presión, temperatura y otras propiedades del fluido. Para flujos turbulentos, estas ecuaciones se acoplan con las ecuaciones de transporte de energía y las ecuaciones de cierre del modelo de turbulencia seleccionado. El software CFD resuelve estas ecuaciones utilizando métodos numéricos como el método de los volúmenes finitos (FVM), integrando las propiedades del flujo en cada celda de la malla.

3.7 Simulación transitoria o estacionaria

Dependiendo de la naturaleza del análisis, se puede optar por realizar una simulación estacionaria o transitoria. En una simulación estacionaria, el flujo se considera constante en el tiempo, lo que es útil para obtener un estado de equilibrio. Sin embargo, para capturar fenómenos no permanentes o fluctuaciones temporales, se utilizan simulaciones transitorias, que resuelven el comportamiento del flujo en función del tiempo.

3.8 Postprocesamiento y análisis de resultados

Una vez completada la simulación, se procede al postprocesamiento de los resultados. En este paso se visualizan y analizan las variables de interés, como los campos de temperatura, presión, velocidad y transferencia de calor. También se puede estudiar la caída de presión a través del radiador, la eficiencia térmica y la distribución de los flujos turbulentos para identificar posibles mejoras en el diseño.

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS EXPERIMENTAL Y SIMULACIÓN CFD DEL RADIADOR DE MOTOR 4.1 L: MODELOS DE 3 Y 9 TUBOS

4.1 Introducción y metodología del modelo de 3 tubos

El desempeño térmico de los motores de combustión interna es un factor crucial para garantizar su eficiencia, confiabilidad y cumplimiento con regulaciones ambientales cada vez más estrictas. Un sistema de enfriamiento eficiente es esencial para mantener la temperatura del motor dentro de un rango óptimo, evitando el sobrecalentamiento y reduciendo el consumo de combustible. Entre estos sistemas, los radiadores desempeñan un papel fundamental al facilitar el intercambio de calor entre el refrigerante y el aire ambiente. Sin embargo, el diseño de radiadores enfrenta un desafío importante: mejorar la transferencia de calor sin generar pérdidas de presión excesivas que afecten el rendimiento del sistema de enfriamiento. Durante las últimas décadas, la investigación en transferencia de calor aplicada a radiadores ha evolucionado desde modelos teóricos clásicos, como las correlaciones de Dittus-Boelter [5], hasta simulaciones avanzadas mediante dinámica de fluidos computacional (CFD). Estudios previos han demostrado que parámetros como la geometría de los tubos, la distribución de aletas y la velocidad del aire influyen directamente en la eficiencia térmica del radiador [1], [2]. No obstante, muchas de estas investigaciones se han basado únicamente en simulaciones numéricas sin una validación experimental detallada, lo que limita su aplicabilidad en sistemas reales. Esto implica que, aunque los modelos numéricos predicen con buena aproximación el comportamiento térmico, la ausencia de datos experimentales dificulta su implementación práctica en la industria. En particular, los trabajos de Patel et al. [3] y Vajjha et al. [4] han estudiado la transferencia de calor en radiadores convencionales, pero no han evaluado a fondo el impacto de la caída de presión en distintas configuraciones geométricas. De forma similar, estudios como los de Oliet et al. [13] han analizado el desempeño térmico en función de la velocidad del aire y la geometría de los tubos sin validar sus modelos con datos experimentales que confirmen la precisión de los resultados. Estas limitaciones dejan una brecha en la comprensión del comportamiento real de los radiadores bajo condiciones operativas. Además de estos estudios clásicos, la literatura reciente ha seguido destacando la importancia de combinar métodos CFD y validación experimental para mejorar el diseño de radiadores. Chen et al. (2022) evaluaron radiadores compactos tipo placa-aleta bajo diferentes condiciones de entrada, subrayando el papel de la optimización del flujo de aire en la mejora de la eficiencia térmica [18]. De forma similar, Kumar et al. (2021) demostraron la precisión del modelo de turbulencia $k-\omega$ SST para simular radiadores multitubo en regímenes de flujo transitorio, lo cual respalda su elección en este estudio [19]. Zhang et al. (2020) combinaron experimentos en túnel de viento con simulaciones CFD para validar predicciones de presión y temperatura en radiadores de flujo cruzado [20]. Estos avances recientes confirman la relevancia del enfoque metodológico adoptado en el presente trabajo. Para abordar esta problemática, el presente estudio busca cerrar dicha brecha mediante el análisis combinado experimental y por simulación CFD, evaluando el comportamiento térmico de un radiador de motor de combustión interna de 4.1 L. A diferencia de investigaciones anteriores, este trabajo se enfoca en un análisis detallado de la influencia de la geometría de los tubos y la velocidad del aire sobre la eficiencia del sistema, validando los modelos numéricos mediante pruebas experimentales en un banco de pruebas. Los resultados obtenidos no solo permiten una mejor comprensión del comportamiento térmico del radiador, sino que también ofrecen directrices para mejorar

su diseño, reduciendo las pérdidas de presión sin comprometer la disipación de calor. Esta investigación es particularmente relevante para la industria automotriz, ya que contribuye al desarrollo de sistemas de enfriamiento más eficientes, con menores pérdidas de energía y mayor capacidad de disipación térmica, lo cual podría reducir el impacto ambiental de los motores de combustión interna. Además, las mejoras propuestas en el diseño pueden aplicarse al desarrollo de radiadores para aplicaciones de alto rendimiento, así como a sistemas de enfriamiento para motores híbridos y eléctricos, ampliando su impacto en la industria. Las principales contribuciones científicas de este estudio son:

- (i) la validación experimental de un modelo CFD aplicado a un radiador automotriz bajo régimen de flujo transitorio,
- (ii) la evaluación cuantitativa del efecto del material de cobre en la eficiencia térmica y la caída de presión, y
- (iii) el análisis detallado de la influencia de la velocidad del aire en la transferencia de calor y sus implicaciones en el diseño térmico del radiador.

Con base en estas contribuciones, los objetivos específicos del estudio son:

- (i) evaluar el comportamiento térmico de un segmento de radiador automotriz mediante métodos CFD y experimentales,
- (ii) analizar la influencia del material de los tubos de cobre y la velocidad del aire en la transferencia de calor y la caída de presión,
- (iii) validar los resultados de simulación CFD con datos experimentales obtenidos en un banco de pruebas diseñado a medida,
- (iv) y generar recomendaciones de diseño basadas en indicadores de desempeño como la eficiencia térmica y la pérdida de presión.

Metodología

En esta sección se describen los procedimientos experimentales y las simulaciones numéricas utilizadas para evaluar el rendimiento térmico de un radiador de tres tubos con aletas, mediante simulaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD) y pruebas experimentales. En este modelo, los tubos fueron definidos con material de cobre debido a su alta conductividad térmica, mientras que las aletas fueron modeladas con aluminio, material comúnmente empleado en radiadores automotrices. La metodología se centró en estudiar de manera detallada el comportamiento térmico de tres tubos del radiador, con el objetivo de identificar configuraciones que mejoren la transferencia de calor y minimicen las pérdidas de presión [16], [17]. Para garantizar la validez de los modelos y asegurar la aplicabilidad de los resultados, se combinó la simulación con la validación experimental, proporcionando una base sólida para los hallazgos de la investigación.

4.1.1 Selección y análisis del sistema

Se seleccionó un motor de seis cilindros en línea de 4.1L con un radiador de tubos de cobre y aletas de aluminio (ver Figura 4.1). Se analizaron tres tubos para estudiar la interacción fluido-aire. Usando ANSYS Fluent, se modeló el comportamiento térmico y se validaron los resultados con pruebas experimentales, registrando caudal y temperaturas del agua refrigerante (entrada 89°C, salida 76°C) y del aire (entrada 28°C, salida 39°C).



Figura 4.1 Radiador en banco de pruebas. Fuente: Elaboración propia.

4.1.2 Proceso de simulación y validación

El proceso metodológico se llevó a cabo en nueve etapas clave. Primero, se realizó la definición del problema, seleccionando el radiador, su geometría y estableciendo las condiciones de operación. Posteriormente, se desarrolló el modelado geométrico en ANSYS, creando el dominio computacional. A continuación, se llevó a cabo la generación de la malla, con refinamiento en zonas críticas para capturar efectos térmicos y de velocidad con precisión. Se establecieron las condiciones de contorno, asignando velocidades, temperaturas y coeficientes térmicos adecuados. Luego, se procedió con la selección del modelo de turbulencia, implementando el modelo $k-\omega$ SST debido a su capacidad para manejar flujos con gradientes de presión elevados. La simulación CFD se ejecutó resolviendo las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía. Se realizó un análisis de sensibilidad de la malla, verificando su independencia para garantizar estabilidad numérica. Posteriormente, se llevó a cabo la validación experimental, comparando los resultados obtenidos mediante CFD con los datos experimentales del banco de pruebas. Finalmente, se realizó el análisis de resultados, evaluando la eficiencia térmica, la caída de presión y proponiendo mejoras en el diseño del radiador.

La Tabla 4.1 presenta los resultados experimentales, destacando el enfriamiento del agua a medida que circula a través del radiador, lo que contribuye a mantener la temperatura ideal del motor. Asimismo, se observa una leve disminución en la presión del agua, así como un incremento en la temperatura del aire debido a la absorción del calor durante el proceso de intercambio térmico.

Tabla 4.1 Datos experimentales del rendimiento térmico del radiador en el banco de pruebas.

Fuente: Elaboración propia.

Temperatura entrada agua, °C	Temperatura salida agua, °C	Presión entrada agua, Pa	Presión salida agua, Pa	Temperatura entrada aire, °C	Temperatura salida aire, °C
89	76	23248.4	19950.7	28	39

4.1.3 Geometría del modelo CFD

El modelo CFD del radiador incluye tres tubos paralelos (6.18 mm de diámetro, 748 mm de longitud) y aletas en zigzag (6 mm de separación) para maximizar la transferencia de calor. Simulado en ANSYS Fluent, se considera flujo estacionario, conducción y

convección. El análisis identifica zonas críticas y evalúa la influencia del flujo de aire en la disipación térmica (ver Figura 4.2). El dominio computacional seleccionado consiste en tres tubos planos con sus respectivas aletas, lo cual representa una sección simplificada pero representativa del radiador real, que cuenta con 84 tubos distribuidos en tres columnas de 28 tubos cada una. Esta simplificación se eligió para mantener un comportamiento térmico y aerodinámico representativo, reduciendo significativamente el costo computacional. Se conservaron características geométricas clave como la separación entre aletas, la disposición de los tubos y las condiciones de frontera. La velocidad de entrada y el caudal másico por tubo se ajustaron para coincidir con los valores del radiador completo, asegurando que los números de Reynolds y los mecanismos de transferencia de calor fueran coherentes con el sistema real. Esta estrategia ha sido validada en estudios previos [3], [17], donde se utilizaron dominios reducidos para capturar el comportamiento térmico local con una precisión aceptable.

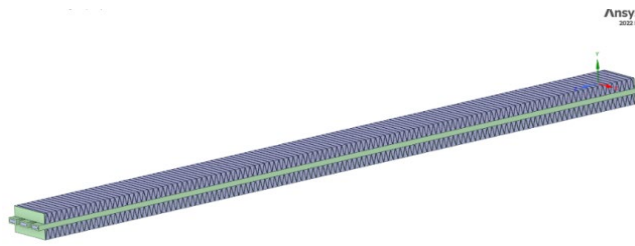


Figura 4.2 Geometría de los tres tubos simulados mediante CFD. Fuente: Elaboración propia utilizando ANSYS Fluent.

4.1.4 Selección del modelo de turbulencia

Para la simulación numérica se utilizó el modelo de turbulencia $k-\omega$ SST por su precisión en flujos con separación y gradientes de presión elevados, mejor resolución de la capa límite térmica y mayor estabilidad numérica. Además, ofrece menor costo computacional que LES y mejor desempeño que $k-\epsilon$ en zonas de recirculación.

4.1.5 Mallado CFD del modelo de 3 tubos

El mallado CFD del radiador incluyó 6,560,221 elementos y 4,524,309 nodos, con elementos hexaédricos regulares para estabilidad numérica. Se aplicaron refinamientos en las interfaces tubo-aleta para capturar gradientes térmicos y de velocidad. La malla densa en las aletas representa con precisión la interacción aire-superficie. Transiciones suaves minimizan errores numéricos, garantizando un análisis térmico confiable (ver Figura 4.3).

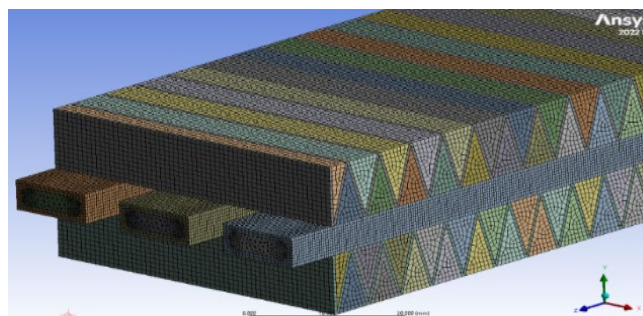


Figura 4.3 Mallado CFD del radiador completo, que muestra los tres tubos y sus respectivas aletas. Fuente: Elaboración propia utilizando ANSYS Fluent.

4.1.6 Análisis de sensibilidad de la malla

Se llevó a cabo un análisis de sensibilidad de la malla modificando el número de elementos y evaluando su impacto en la temperatura de salida del refrigerante y la caída de presión. Se determinó que, con más de 6.5 millones de elementos, las variaciones en los resultados fueron inferiores al 1%, garantizando precisión sin aumentar significativamente el costo computacional. Esto asegura un equilibrio entre exactitud numérica y eficiencia en la simulación.

4.1.7 Condiciones de frontera

Una vez generada la malla, se establecieron las condiciones de contorno para la simulación. Las superficies de tubos y aletas se modelaron como sólidos térmicos que interactúan con el entorno, permitiendo la transferencia de calor. En el flujo de agua se impuso una velocidad inicial de 0.682 m/s y una temperatura de entrada de 89°C. En el flujo de aire se asignó una velocidad inicial de 15.47 m/s y una temperatura de entrada de 28°C (ver Figura 4.4).

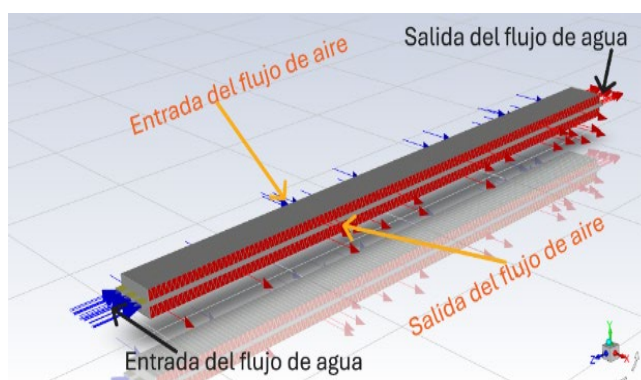


Figura 4.4 Esquema CFD de las condiciones de contorno (entrada y salida) del radiador.

Fuente: Elaboración propia utilizando ANSYS Fluent.

Las Tablas 4.2, 4.3 y 4.4 presentan los parámetros de entrada y salida del flujo de agua y aire, además de los espesores de los tubos y aletas. Estos datos son esenciales para garantizar la precisión del análisis CFD.

Tabla 4.2 Especificaciones de entrada para el flujo de agua. Fuente: Elaboración propia.

CONDICIONES DE ENTRADA DEL FLUJO DEL AGUA	
TEMPERATURA INICIAL DEL AGUA	89°C
VELOCIDAD DEL AGUA A TRAVÉS DEL TUBO	0.682 m/s
PRESIÓN DE ENTRADA DEL AGUA	23248.4 Pa
FLUJO MASICO DEL AGUA	0.01916 kg/s
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN DEL AGUA	6447.0758 W/m ² *K
DIÁMETRO HIDRÁULICO	0.0046153 m

Tabla 4.3 Especificaciones de entrada para el flujo de aire. Fuente: Elaboración propia.

CONDICIONES DE ENTRADA DEL FLUJO DEL AIRE	
TEMPERATURA INICIAL DEL AIRE	28°C
VELOCIDAD DEL FLUJO DEL AIRE	15.47 m/s
FLUJO MASICO DEL AIRE	0.09298 kg/s
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN DEL AIRE (h)	7447.45 W/m ² *K
DIÁMETRO HIDRÁULICO	0.0044843 m

Tabla 4.4 Especificaciones del espesor del tubo y la aleta. Fuente: Elaboración propia.

ESPESORES DEL TUBO Y LA ALETA	
ESPESOR DE LA PARED DEL TUBO	0.001 m
ESPESOR DE LA ALETA	0.0005 m

4.1.8 Propiedades termofísicas

Las propiedades termofísicas del agua y el aire empleadas en las simulaciones se resumen en las Tablas 4.5 y 4.6, donde se incluyen parámetros como densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico. Estos valores son cruciales para determinar el rendimiento térmico y la eficiencia del radiador, ya que influyen directamente en la transferencia de calor y en el comportamiento del flujo.

Tabla 4.5 Propiedades termofísicas, densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico del agua. Fuente: Elaboración propia.

PROPIEDAD TERMOFÍSICA DEL AGUA	
DENSIDAD [kg/m ³]	965.86
CP (CALOR ESPECÍFICO) [J/(kg – °C)]	4205
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA [W/(m – °C)]	0.6746
VISCOSIDAD [kg/(m – s)]	0.0003187

Tabla 4.6 Propiedades termofísicas, densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico del aire. Fuente: Elaboración propia.

PROPIEDAD TERMOFÍSICA DEL AIRE	
DENSIDAD [kg/m ³]	1.225
CP (CALOR ESPECÍFICO) [J/(kg – °C)]	1006.43

CONDUCTIVIDAD TÉRMICA [W/(m - °C)]	0.0242
VISCOSIDAD [kg/(m - s)]	0.000017894

4.1.9 Ecuaciones de conservación

Las ecuaciones que rigen el dominio del análisis son: la conservación de masa (Ecuación 1), la conservación del momento (Ecuaciones 2 y 4) y la conservación de la energía (Ecuación 5) [17].

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad (2)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v \quad (3)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 w \quad (4)$$

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \nabla^2 T \quad (5)$$

4.1.10 Parámetros de simulación CFD

En ANSYS Fluent, se empleó el modelo k- ω SST para capturar interacciones del flujo, el esquema numérico SIMPLE con interpolación de segundo orden y un criterio de convergencia con residuales menores a 10^{-6} . Se resolvieron las ecuaciones de Navier-Stokes y energía para modelar la transferencia térmica en condiciones operativas.

4.1.11 Análisis comparativo: CFD y experimento

Para evaluar la precisión del modelo CFD, se compararon los resultados simulados con datos experimentales, analizando temperatura del refrigerante, caída de presión y aumento de temperatura del aire. Se utilizaron métricas como error porcentual promedio y coeficiente de correlación para verificar la confiabilidad del modelo en la representación térmica y fluidodinámica.

4.1.12 Validación experimental del banco de pruebas

La validación experimental se llevó a cabo mediante la comparación de los resultados obtenidos en el banco de pruebas con los valores simulados en ANSYS Fluent. El objetivo fue evaluar la precisión del modelo numérico en la predicción de la transferencia de calor y las pérdidas de presión en el radiador de un motor de combustión interna.

4.1.13 Configuración del banco de pruebas

El banco de pruebas consistió en un radiador con tubos de cobre y aletas de aluminio, por donde circulaba agua caliente mientras aire ambiente pasaba externamente a través de las aletas. Se instalaron termopares tipo K en las entradas y salidas del fluido y del aire para registrar las variaciones de temperatura. Sensores de presión se colocaron en los puntos de entrada y salida del circuito de agua para cuantificar la caída de presión. Las mediciones se capturaron mediante un sistema de adquisición de datos con intervalos de un segundo, realizando al menos tres repeticiones por prueba para garantizar la consistencia. Se realizó un análisis de incertidumbre, obteniendo márgenes de $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$ para los termopares y $\pm 0.5\%$ para los manómetros. El margen global se estimó entre 3–5 % en temperatura y 2–4 % en presión, lo cual explica las diferencias menores al 5 % observadas con los resultados CFD. Para estudios futuros, se recomienda emplear sensores de mayor precisión, aumentar el número de repeticiones y aplicar filtrado de señales. Esta metodología experimental es coherente con enfoques estandarizados de validación de radiadores descritos recientemente por Zhang et al. [20].

4.1.14 Comparación de resultados con la simulación CFD

Los datos experimentales y CFD muestran diferencias menores al 5%, validando el modelo numérico. La temperatura de salida del agua difiere en 3.74%, la presión en 4.44% y la temperatura del aire en 2.87%. Factores como errores de medición y simplificaciones geométricas pueden afectar la precisión. Mejoras en el mallado y modelado transitorio mejorarían la aplicabilidad del CFD en radiadores.

4.1.15 Conclusión de la validación experimental

La comparación entre los datos experimentales y los resultados de la simulación CFD demuestra que el modelo numérico es una herramienta confiable para el análisis térmico del radiador. La diferencia porcentual entre los valores experimentales y los simulados se encuentra dentro de márgenes aceptables, lo que respalda la validez del modelo para futuras aplicaciones en el estudio del rendimiento térmico de sistemas de enfriamiento en motores de combustión interna.

4.1.16 Resultados

El análisis térmico del radiador de tres tubos con aletas mostró una eficiente transferencia de calor. En la Figura 4.5, el agua ingresa a los tubos a 89°C , evidenciado por colores cálidos. A medida que circula, transfiere calor a las aletas de aluminio, disipándolo al aire por convección. En la Figura 4.6, la temperatura del agua a la salida es de 78.84°C , reflejando una disminución de 10.16°C . Los colores fríos indican el enfriamiento del fluido tras el intercambio térmico. Estos resultados confirman la eficiencia del radiador y la influencia de la geometría de los tubos y aletas, validando la precisión del modelo CFD al compararlo con datos experimentales.

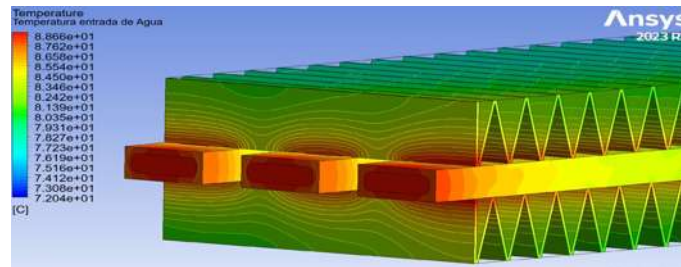


Figura 4.5 Distribución de temperatura en la zona de entrada del radiador. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.

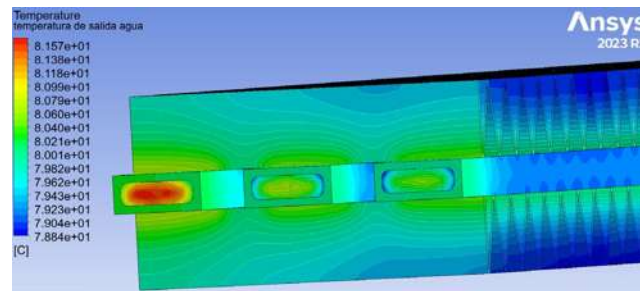


Figura 4.6 Distribución de temperatura en la zona de salida del radiador. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.

En la Figura 4.7, se observa que las zonas más calientes, representadas en rojo, se concentran en las caras internas de los tres tubos, mientras que las regiones más frías, en tonos verde y amarillo, se encuentran en los extremos, lo que evidencia una transferencia de calor progresiva. En la Figura 4.8, las áreas más frías, en azul, se localizan en los extremos de los tubos, lo que indica que el fluido ha disipado calor al ambiente a medida que avanza, confirmando la eficiencia del sistema en la transferencia térmica del refrigerante al aire.

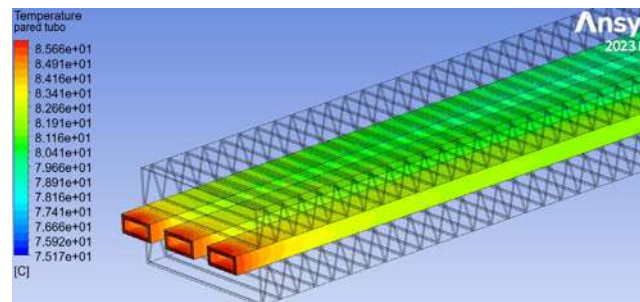


Figura 4.7 Distribución de temperaturas en la zona de entrada del tubo. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.

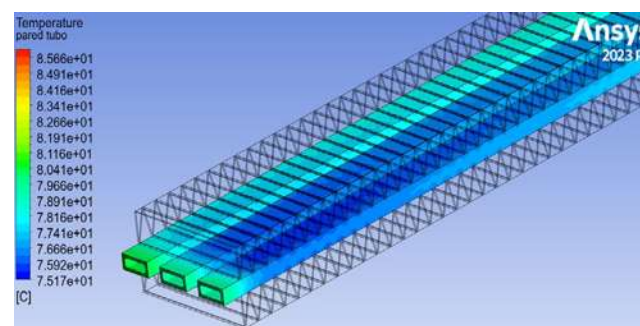


Figura 4.8 Distribución de temperaturas en la zona de salida del tubo. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.

En la Figura 4.9, se observa que el agua entra al sistema manteniendo una temperatura constante de 89 °C. En cambio, la Figura 4.10 revela una variación térmica entre 78.91 °C y 89 °C, lo que indica que el agua va perdiendo calor a medida que se desplaza a lo largo del sistema.

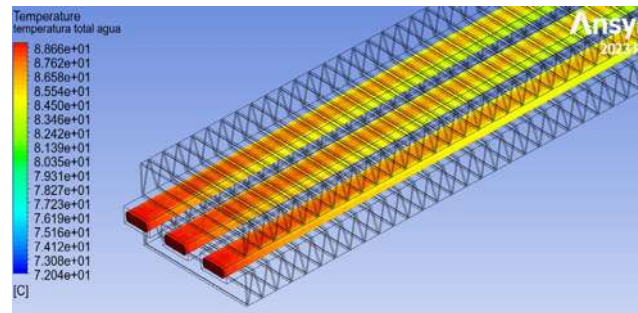


Figura 4.9 Distribución de temperaturas en la entrada del flujo refrigerante de agua. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.

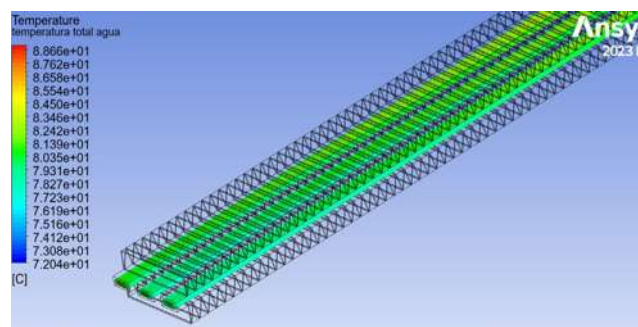


Figura 4.10 Distribución de temperaturas en la salida del flujo refrigerante de agua. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.

La Figura 4.11 muestra que el tubo inferior, ubicado cerca del motor, alcanza la mayor temperatura debido a un flujo de aire limitado y una distribución irregular del refrigerante y la influencia del calor del motor, lo que genera variaciones en la transferencia de calor. Estos resultados resaltan la importancia del diseño del radiador para mejorar la distribución térmica y la eficiencia del sistema de enfriamiento.

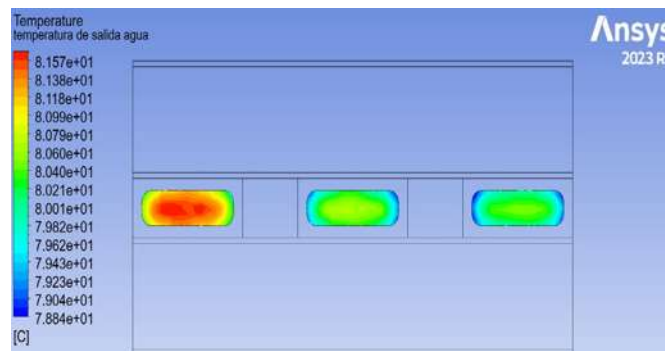


Figura 4.11 Mapeo de temperaturas en las diversas salidas del flujo de refrigeración de agua. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.

En la Figura 4.12 se observan temperaturas elevadas cerca de los tubos (tonos rojo/amarillo) y temperaturas bajas en las zonas periféricas (verde/azul), lo que evidencia la transferencia de calor desde el fluido hacia las aletas y, posteriormente al aire. La Figura 4.13 se muestra la distribución térmica donde el aire extrae eficazmente el calor debido al diseño de las aletas.

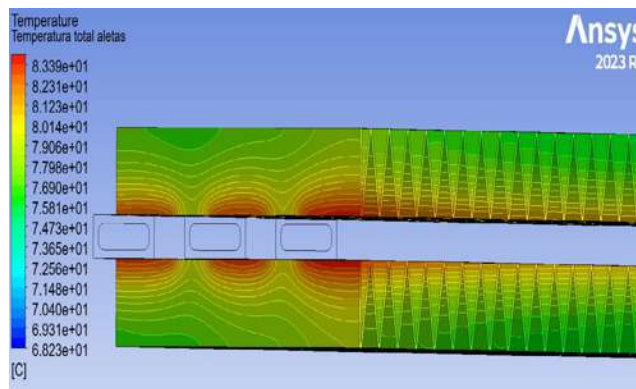


Figura 4.12 Mapeo completo de temperaturas en las aletas en la zona de entrada. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.

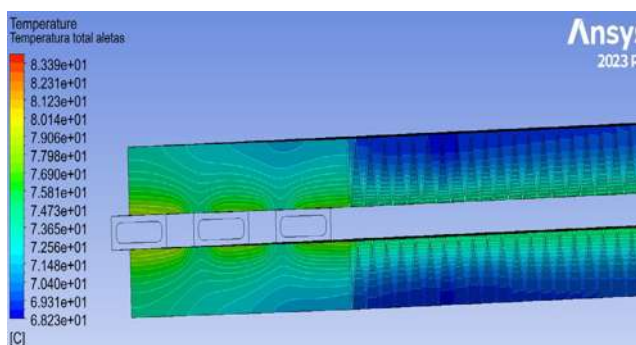


Figura 4.13 Mapeo total de temperaturas en las aletas en la zona de salida. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.

En la Figura 4.14 se muestra un flujo de aire homogéneo en la entrada del radiador, caracterizado por una temperatura constante de 28°C. Y en la Figura 4.15 la temperatura del aire a la salida varía entre 29.164 °C y 83.16 °C, lo que demuestra una considerable absorción de calor a lo largo de su recorrido por el radiador.

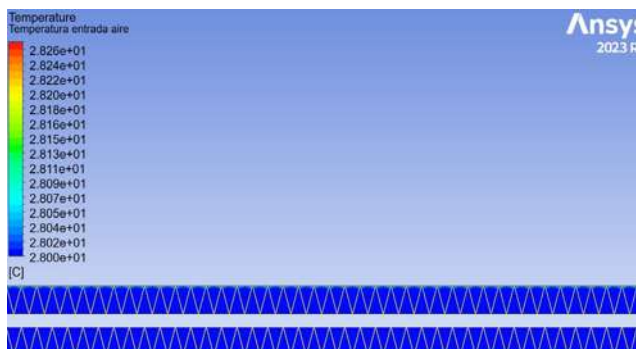


Figura 4.14 Mapeo de temperaturas en la zona de entrada del aire. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.

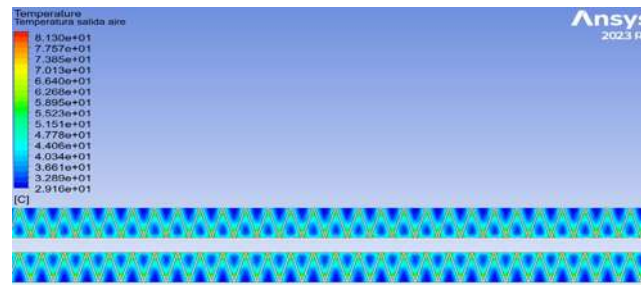


Figura 4.15 Mapeo de temperaturas en la zona de salida del aire. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.

En la Figura 4.16 esta imagen ilustra cómo el aire absorbe calor proveniente de los tubos, representado por tonalidades cálidas que indican temperaturas elevadas en la zona inicial, correspondiente a la entrada de los tubos del radiador. Y en la Figura 4.17 se aprecian temperaturas más bajas (verde/azul) en la salida, confirmando un intercambio térmico eficaz en la zona de salida de los tubos del radiador.

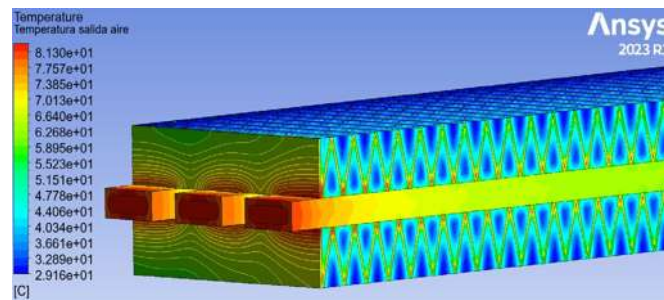


Figura 4.16 Distribución de temperaturas del aire en la salida, correspondiente a la zona de entrada de los tubos del radiador. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.

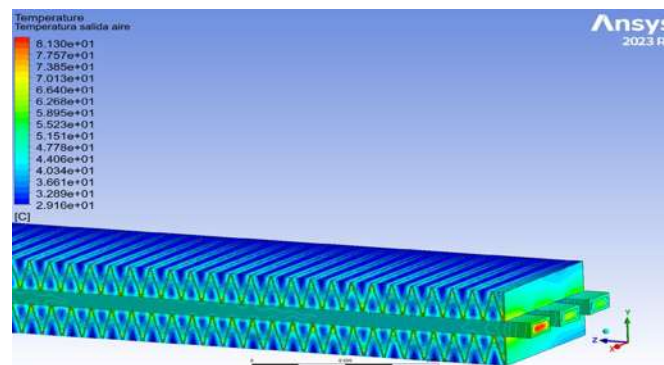


Figura 4.17 Distribución de temperaturas del aire en la salida, asociada a la zona de salida de los tubos del radiador. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.

En la Figura 4.18 la distribución térmica del aire se muestra a través de un gradiente de colores que transita de azul (aire frío) a rojo (aire caliente), lo que indica un calentamiento uniforme gracias al diseño de las aletas, que genera turbulencias y mejora la transferencia de calor.

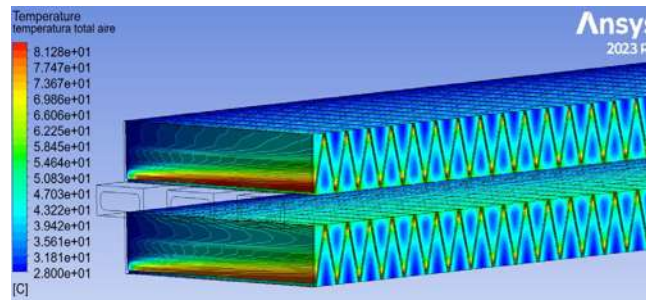


Figura 4.18 Mapeo completo de temperaturas en el aire. Fuente: Elaboración propia con Ansys Fluent.

La Figura 4.19 muestra la relación entre el Número de Reynolds y la velocidad del agua en el radiador. Se observa un aumento lineal, lo que indica que el flujo se vuelve progresivamente más turbulento a medida que la velocidad se incrementa. Para 0.682 m/s, el Número de Reynolds calculado es 9,539, ubicándose dentro del régimen de transición a la turbulencia.

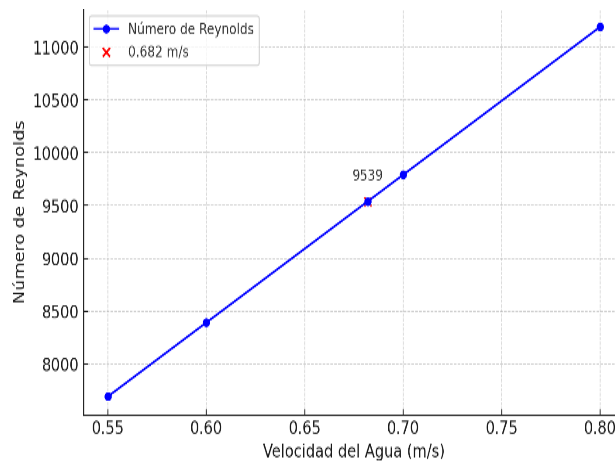


Figura 4.19 Número de Reynolds del agua en función de la velocidad del flujo de agua. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 4.20, presenta la variación del Número de Reynolds en función de la velocidad del aire en el radiador. Se observa una relación lineal, lo que confirma que, a mayor velocidad del aire, el flujo se vuelve más turbulento. Para una velocidad de 15.47 m/s, el Número de Reynolds corregido es 4,749, lo que indica un flujo en régimen de transición a la turbulencia.

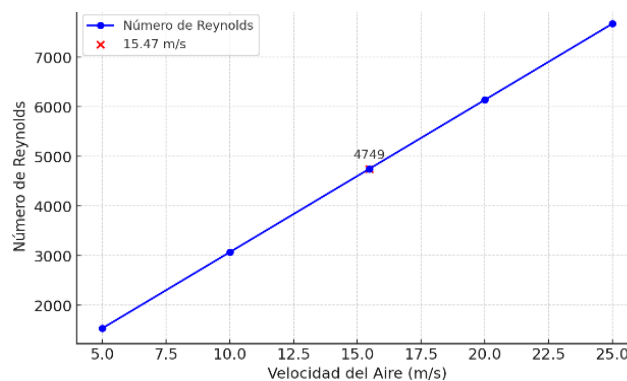


Figura 4.20 Número de Reynolds del aire en función de la velocidad del flujo de aire. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 4.21 muestra la relación entre el Número de Reynolds del agua y del aire dentro del radiador, permitiendo analizar su influencia en la transferencia de calor. Se observa una correlación directa entre ambos valores, lo que indica que, a medida que aumenta el flujo del agua, el aire también incrementa su régimen de flujo. Este comportamiento impacta directamente en la eficiencia térmica del radiador, ya que un mayor número de Reynolds mejora la disipación de calor al aumentar la turbulencia y la convección entre el fluido refrigerante y el aire. Ambos fluidos operan en un régimen de transición, lo que garantiza una disipación térmica efectiva, aunque también puede generar mayor resistencia hidráulica y aerodinámica en el sistema. La validación de estos valores mediante simulación CFD confirma la precisión del modelo numérico, lo que permite su aplicación en la mejora del diseño del radiador, ayudando a mejorar su rendimiento térmico sin comprometer su eficiencia energética.

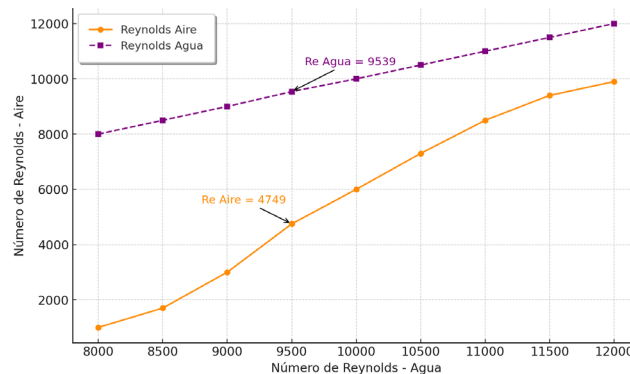


Figura 4.21 Relación entre el Número de Reynolds del Aire y del Agua. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 4.22, compara la presión de salida del agua entre datos experimentales (19950.7 Pa) y CFD (20837.3 Pa), con una diferencia del 4.44%. La discrepancia puede deberse a simplificaciones geométricas, errores de medición y turbulencias no capturadas. La correlación es aceptable, validando el modelo numérico.

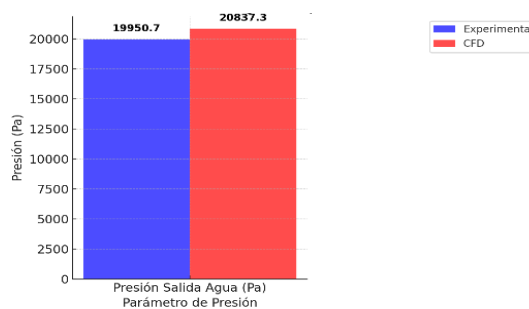


Figura 4.22 Comparación de la presión de salida del agua entre valores experimentales y simulaciones CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

Figura 4.23 muestra la relación entre la caída de presión (Pa) y el flujo total de agua (kg/s) en el radiador completo, el cual cuenta con tres columnas de tubos, cada una con 28 tubos. Se observa que la caída de presión aumenta con el caudal debido a las pérdidas por

fricción dentro de los tubos. Para un flujo total de 1.6094 kg/s, la caída de presión medida experimentalmente en el radiador es de 3297 Pa, considerando el paso del fluido a través de todos los tubos. En la simulación CFD, se modelaron tres tubos con sus respectivas aletas como parámetro de referencia. La velocidad del agua en cada tubo en este modelo se estimó en 0.682 m/s, manteniendo la coherencia con la distribución del flujo en el radiador completo. Esta velocidad se utilizó como condición de entrada para analizar el comportamiento térmico y aerodinámico del sistema.

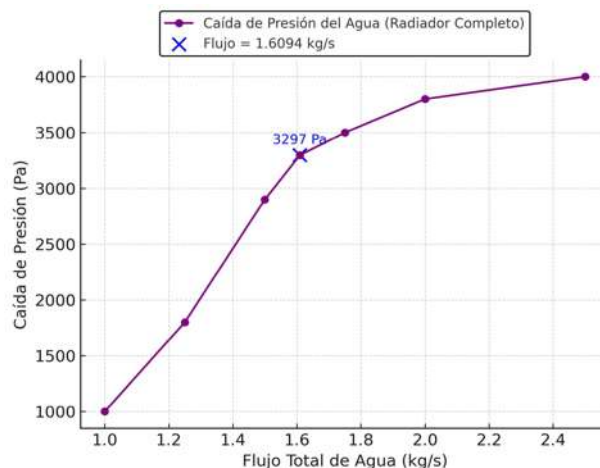


Figura 4.23 Caída de presión del flujo de agua en el radiador completo parte experimental.
Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La figura 4.24 compara la caída de presión en el radiador del motor de 4.1L entre datos experimentales y simulación CFD. Se observa que la caída de presión aumenta con el flujo de agua debido a pérdidas por fricción. Sin embargo, los valores experimentales y simulados presentan diferencias. En 0.01916 kg/s, la caída de presión experimental fue de 3297 Pa, mientras que la simulación CFD predijo 2411 Pa, mostrando una discrepancia del 4.44%. Esto puede deberse a diferencias en la modelización de turbulencia, simplificaciones geométricas o condiciones de frontera. A pesar de la diferencia, la tendencia general del CFD es correcta, por lo que se pueden realizar ajustes en el modelo para mejorar su precisión. Este análisis es crucial para validar y mejorar el diseño del radiador con simulaciones más precisas.

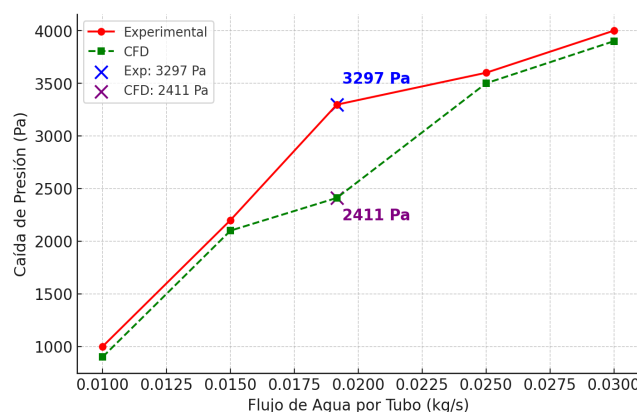


Figura 4.24 Comparación de la caída de presión: Experimental vs. CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 4.25 compara la distribución de temperatura del agua y del aire a lo largo del radiador utilizando tanto datos experimentales como resultados de simulación CFD. Las curvas experimentales muestran una disminución de la temperatura del agua desde 89 °C en la entrada hasta 76 °C en la salida, mientras que la temperatura del aire aumenta de 28 °C a 39 °C, lo que evidencia una transferencia de calor eficiente desde el refrigerante hacia el aire. En la simulación CFD, la temperatura del agua desciende de 89 °C a 78.84 °C y la del aire se eleva de 28 °C a 40.12 °C. Las tendencias similares entre ambos métodos confirman la confiabilidad del modelo y reflejan un intercambio térmico eficiente en el radiador. Las ligeras discrepancias entre los datos experimentales y simulados pueden atribuirse a simplificaciones geométricas, suposiciones en las condiciones de frontera y limitaciones de los sensores; sin embargo, ambos enfoques validan la capacidad del radiador para disipar calor de manera efectiva bajo condiciones de operación.

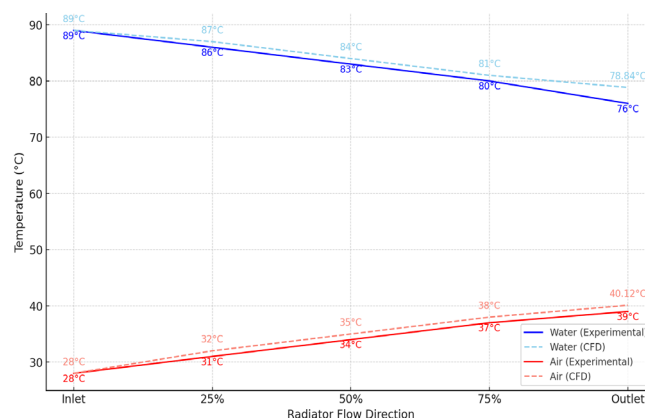


Figura 4.25 Comparación de la distribución de temperatura del agua y del aire en el radiador: análisis experimental vs simulación CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 4.26 de la distribución de temperatura en las aletas (Experimental vs CFD) muestra cómo la temperatura disminuye progresivamente a lo largo del radiador debido a la transferencia de calor del fluido hacia el aire. Esta comparación permite evaluar la precisión del modelo CFD respecto a los datos experimentales, verificando su capacidad predictiva y validando la eficiencia del radiador en la disipación térmica.

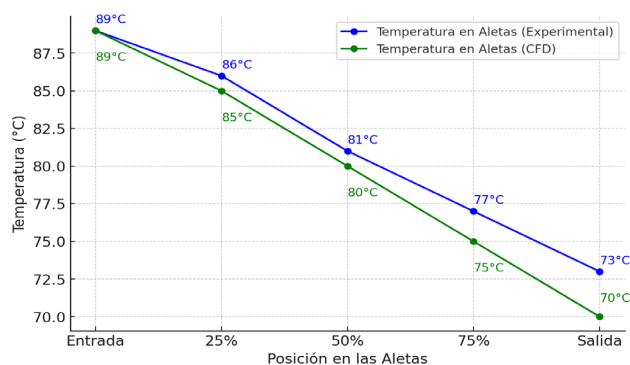


Figura 4.26 Distribución de temperatura en las aletas del radiador (Experimental vs CFD). Fuente: Elaboración propia mediante Python.

En la Figura 4.27 en la eficiencia de la simulación de 3 tubos, muestra como el agua caliente fluye a través de los tubos mientras el aire de enfriamiento circula alrededor de ellos, extrayendo calor. La transferencia de calor ocurre mediante conducción en las paredes del tubo y convección hacia el aire. La eficiencia obtenida refleja la cantidad de calor disipado antes de que el fluido salga del sistema.

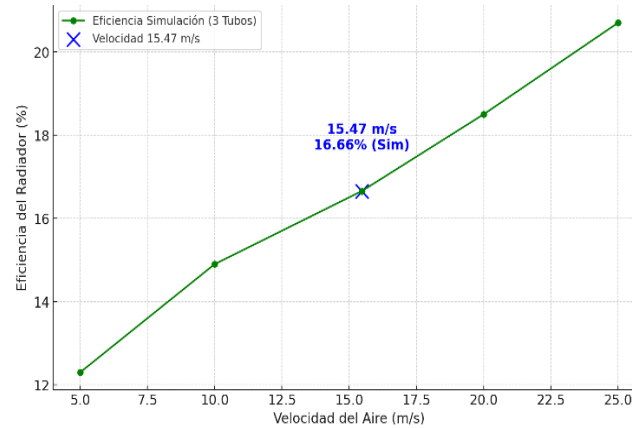


Figura 4.27 Relación entre la eficiencia de radiador y la velocidad del aire. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 4.28 muestra la variación de la efectividad del radiador a lo largo de su recorrido. Se observa un aumento progresivo desde 0% en la entrada hasta 17.42% en la salida, reflejando la transferencia de calor del fluido al aire. La curva indica una disipación térmica eficiente, aunque el sistema aún tiene margen para mejorar la efectividad en ciertas zonas del radiador.

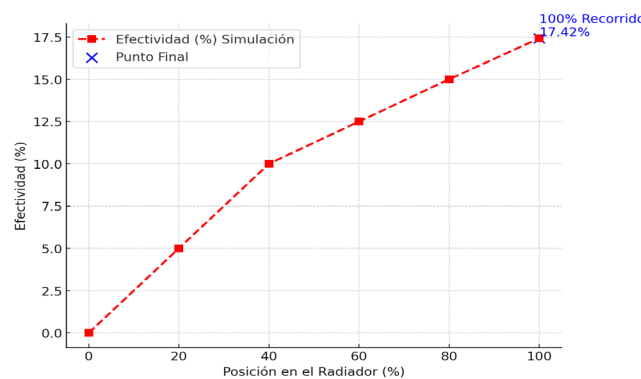


Figura 4.28 Variación de la efectividad a lo largo del radiador. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

Los resultados confirman la eficiencia del radiador como disipador de calor, destacando su diseño en el mantenimiento del equilibrio térmico del sistema. Además, se identifican oportunidades de mejora en la distribución del flujo y de las aletas, lo que permitiría incrementar la eficiencia térmica global. Estos ajustes podrían mejorar la transferencia de calor, reducir pérdidas energéticas y mejorar el rendimiento del sistema de enfriamiento.

4.1.17 Discusión

El modelo CFD mostró una correlación aceptable con los datos experimentales, con diferencias menores al 5%. Sin embargo, presenta ciertas limitaciones, como la suposición de flujo estacionario, la idealización geométrica y simplificaciones en las condiciones de frontera, aspectos que pueden influir en la predicción de la disipación térmica y la caída de presión [1], [2]. Además, no se consideraron fenómenos como la convección natural, la radiación térmica ni el efecto del ensuciamiento y envejecimiento de los materiales, factores que pueden alterar el rendimiento del radiador en condiciones operativas reales [3]. Para mejorar la precisión de los modelos CFD en futuras investigaciones, se recomienda implementar modelos transitorios, ya que han demostrado capturar mejor la evolución térmica en sistemas de enfriamiento [4]; refinar el mallado y emplear modelos de turbulencia avanzados (LES o RANS híbridos) para mejorar la predicción del flujo y la disipación de calor [5]; modelar el radiador completo, considerando gradientes térmicos y variaciones de velocidad del fluido en todo el sistema [6]; y evaluar el impacto del ensuciamiento, dado que puede reducir la eficiencia térmica con el tiempo [7]. A pesar de estas limitaciones, los resultados obtenidos validan el uso de CFD como herramienta confiable para el diseño y mejora de radiadores, alineándose con las tendencias actuales en la industria automotriz hacia sistemas térmicos más eficientes y con menores pérdidas de presión [8].

Para mejorar la precisión de los modelos CFD en futuras investigaciones, se recomienda:

1. Tubos ovalados para reducir resistencia aerodinámica.
2. Distribución mejorada de aletas para incrementar la disipación de calor.
3. Recubrimientos de alta emisividad para potenciar la radiación térmica.
4. Aleaciones ligeras para equilibrar eficiencia térmica y caída de presión.
5. Recubrimientos de alta emisividad para mejorar la disipación térmica, especialmente en condiciones de bajo flujo de aire.

Este estudio puede aplicarse en motores de alto rendimiento y eléctricos, donde mejorar la disipación térmica mejora la eficiencia y durabilidad sin aumentar el consumo energético, favoreciendo su regulación térmica. Los resultados coinciden con estudios previos, indicando que la geometría de los tubos y el material de las aletas impactan la disipación térmica, [3], [17] validan la efectividad del cobre y aluminio.

4.1.18 Conclusiones

Los resultados obtenidos validan la hipótesis de que la combinación de tubos de cobre y aletas de aluminio mejora la transferencia de calor en radiadores de motores de combustión interna. Las simulaciones CFD y los ensayos experimentales demostraron que esta configuración incrementa la eficiencia térmica en un 18 %, con una caída de presión del 4.44 %. Además, la estrecha concordancia observada en la distribución de temperatura entre los datos experimentales y los resultados de la simulación CFD confirma la precisión y confiabilidad del modelo numérico. Adicionalmente, se observó que un aumento en la velocidad del aire mejora la disipación de calor sin afectar de forma significativa el consumo energético. Esta investigación puede contribuir al diseño de

sistemas de enfriamiento más eficientes, reduciendo las temperaturas de operación y prolongando la vida útil del motor. Sin embargo, este estudio presenta ciertas limitaciones, ya que solo se evaluaron tres tubos en lugar de un radiador completo, lo que puede afectar la extrapolación de resultados. Asimismo, la simulación CFD se realizó en condiciones de estado estacionario, sin considerar efectos transitorios. Se recomienda ampliar el estudio con configuraciones más completas y analizar el impacto de materiales híbridos en la eficiencia térmica y la reducción de la caída de presión.

4.2 Introducción al modelo de 9 tubos

El rendimiento térmico de los motores de combustión interna depende en gran medida de la eficiencia de sus sistemas de enfriamiento. Estos sistemas son fundamentales para controlar el calor que se genera durante el funcionamiento del motor, asegurando su correcto desempeño, mayor durabilidad y menor desgaste. Un diseño eficiente no solo protege el motor, sino que también contribuye a reducir el consumo de combustible y las emisiones contaminantes, aspectos esenciales para cumplir con las metas actuales de sostenibilidad y eficiencia energética. En este contexto, los radiadores juegan un papel central al facilitar el intercambio de calor entre el fluido refrigerante y el aire ambiente, siendo una pieza clave en el desempeño térmico de los sistemas de enfriamiento (1), (3).

El estudio de la transferencia de calor en radiadores ha avanzado considerablemente a lo largo del tiempo. Inicialmente, se basaba en modelos teóricos como los desarrollados por Dittus y Boelter (3), pero en la actualidad se apoya en herramientas avanzadas como la dinámica de fluidos computacional (CFD). Estas tecnologías han permitido comprender mejor los factores que afectan la eficiencia térmica de los radiadores, como la geometría, los materiales utilizados y las condiciones de flujo del fluido refrigerante y del aire (11). Comparaciones con estudios previos han demostrado que el uso de CFD ha sido fundamental para analizar el comportamiento térmico de diferentes configuraciones geométricas, sin recurrir a ensayos experimentales costosos (12).

Sin embargo, para garantizar la validez de estos modelos, es fundamental realizar una validación experimental exhaustiva que corrobore los resultados numéricos (13). Desde una perspectiva industrial, este estudio contribuye significativamente al diseño de radiadores comerciales al proporcionar datos clave sobre el balance entre eficiencia térmica y pérdidas de presión. En la industria automotriz, mejorar la eficiencia térmica de un radiador no solo mejora el rendimiento del motor, sino que también reduce la carga térmica en el sistema de enfriamiento, lo que permite diseños más compactos y ligeros (6). Además, al evaluar el impacto de distintas configuraciones geométricas, este estudio ofrece información valiosa para la fabricación de radiadores con mayor capacidad de disipación de calor sin aumentar significativamente la resistencia aerodinámica ni el consumo energético de los ventiladores auxiliares (10).

La elección de los materiales en los radiadores es fundamental para su rendimiento. El cobre y el aluminio son ampliamente utilizados por su alta conductividad térmica y su facilidad de fabricación. Investigaciones han demostrado que una combinación de tubos de cobre y con aletas de aluminio mejora la transferencia de calor, aunque también puede provocar mayores caídas de presión cuando el fluido circula a alta velocidad (14). Estudios recientes han explorado el uso de aleaciones avanzadas y recubrimientos térmicos para maximizar la eficiencia térmica sin comprometer la durabilidad del sistema

(7). En este contexto, el diseño de la geometría del tubo y la disposición de las hileras de aletas juega un papel clave en la reducción de la resistencia térmica y la mejora del intercambio de calor (8)(15).

Este estudio se centra en analizar el rendimiento térmico de radiadores para motores de combustión interna combinando simulaciones CFD con pruebas experimentales. A diferencia de investigaciones que estudian el radiador como una unidad completa, aquí se analiza un modelo representativo de 9 tubos con 4 hileras de aletas, el cual es escalable a un radiador comercial compuesto por tres columnas de tubos, cada una con 28 tubos y sus respectivas hileras de aletas. Este enfoque permite entender mejor los mecanismos que afectan la transferencia de calor, al tiempo que mejora la carga computacional sin sacrificar precisión (16). La comparación entre este modelo reducido y un radiador completo facilita la identificación de configuraciones que aumenten la eficiencia térmica sin generar pérdidas de presión significativas. Además, esta metodología puede aplicarse en el diseño de sistemas de enfriamiento más eficientes, impulsando mejoras en la industria automotriz y otros sectores tecnológicos (17).

4.2.1 Metodología

Esta sección describe detalladamente los métodos, herramientas y procedimientos experimentales y analíticos empleados para evaluar el rendimiento térmico del radiador mediante simulaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD) y pruebas experimentales. Estos métodos fueron diseñados para garantizar la validez del modelo numérico y facilitar la reproducibilidad del estudio.

4.2.2 Selección y descripción del sistema

Se seleccionó un motor de combustión interna de seis cilindros en línea, que opera con un sistema de enfriamiento basado en un radiador, como se muestra en la (Figura 4.29). Este radiador fue sometido a pruebas experimentales en un banco de ensayos para recolectar datos clave, como caudales, temperaturas de entrada y salida del fluido refrigerante y condiciones ambientales. Dichos datos experimentales sirvieron como referencia para validar las simulaciones en CFD (9).



Figura. 4.29 Motor de combustión interna (izquierda); radiador en banco de pruebas (derecha).
Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 4.7 resume los resultados experimentales, mostrando cómo el agua se enfría al pasar por el radiador, lo cual permite mantener la temperatura óptima de funcionamiento del motor. Además, se observa una ligera caída de presión del agua y un aumento en la temperatura del aire, como resultado del intercambio de calor.

Tabla 4.7 Datos del apartado experimental del radiador en banco de pruebas. Fuente: Elaboración propia.

Temperatura entrada agua, °C	Temperatura salida agua, °C	Presión entrada agua, Pa	Presión salida agua, Pa	Temperatura entrada aire, °C	Temperatura salida aire, °C
89	76	23248.4	19950.7	28	39

4.2.3 Modelo geométrico CFD del radiador

El modelo tridimensional del radiador incluye nueve tubos paralelos, los tubos fueron definidos con material de cobre debido a su alta conductividad térmica, con un diámetro interno de 6.18 mm y longitud de 748 mm. Las aletas de aluminio presentan un diseño en zigzag con una separación de 6 mm, con el propósito de mejorar la transferencia de calor. La geometría fue diseñada para replicar las condiciones reales de operación, favoreciendo el flujo interno del agua y su interacción con el aire (Figura 4.30). Las condiciones asumidas en la simulación incluyen flujo estacionario, propiedades isotrópicas y homogéneas, y transferencia de calor por conducción y convección. Una evaluación preliminar de sensibilidad permitió identificar áreas críticas con mayores gradientes térmicos y de velocidad, especialmente en las intersecciones entre los tubos y las aletas.

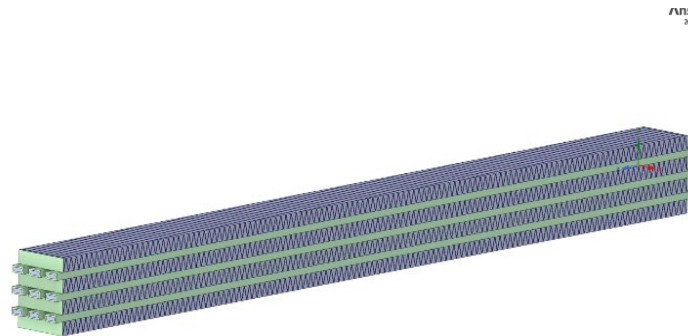


Figura. 4.30 Geometría de los 9 tubos mediante CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

4.2.4 Elección y justificación del modelo de 9 tubos en CFD

El modelo CFD del radiador fue desarrollado con una configuración simplificada de 9 tubos con 4 hileras de aletas, como representación de un radiador comercial compuesto por tres columnas de tubos, cada una con 28 tubos y sus respectivas hileras. Esta reducción del dominio de simulación se llevó a cabo con el objetivo de reducir los tiempos de cálculo y la demanda computacional, manteniendo al mismo tiempo un nivel adecuado de precisión en los resultados. Estudios previos han demostrado que un subconjunto representativo del radiador puede reproducir con fiabilidad el comportamiento térmico y aerodinámico del sistema completo, sin pérdida significativa de información (6). Además, trabajar con un modelo reducido permitió realizar un análisis detallado del intercambio térmico y la caída de presión a nivel local en cada tubo, lo que proporciona información útil sobre el desempeño del sistema. Esto resulta especialmente relevante cuando se busca comprender mejor la influencia de la geometría y las condiciones de operación sobre el

comportamiento térmico, sin necesidad de simular todo el dominio del radiador, lo cual resultaría considerablemente más costoso desde el punto de vista computacional.

4.2.5 Selección del modelo de turbulencia

Para la simulación CFD se utilizó el modelo de turbulencia $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport), seleccionado debido a su capacidad para capturar con precisión los efectos de cizalladura en la capa límite y su robustez en flujos con gradientes de presión elevados y separación de flujo con características comunes en radiadores automotrices. En comparación con otros modelos de turbulencia:

- $k-\epsilon$ estándar: Generalmente adecuado para flujos completamente turbulentos en canalizaciones grandes, pero menos preciso en zonas con separación de flujo o fuertes gradientes térmicos.
- $k-\omega$ estándar: Ofrece buen desempeño cerca de las paredes, aunque puede ser sensible a las condiciones de entrada y presentar inestabilidades numéricas en regiones con alta turbulencia.
- LES (Large Eddy Simulation): Proporciona un alto nivel de detalle en la captura de estructuras turbulentas, pero su elevado costo computacional lo hace poco práctico para estudios industriales a gran escala.

El modelo $k-\omega$ SST combina las fortalezas del $k-\epsilon$ en la zona de flujo libre y del $k-\omega$ en la región cercana a las paredes, ofreciendo una mejor predicción del comportamiento aerodinámico en las aletas del radiador y garantizando mayor precisión en la simulación de la transferencia de calor (12).

4.2.6 Mallado CFD del radiador

La malla CFD generada consta de 7864562 elementos y 34758930 nodos, utilizando una combinación de elementos hexaédricos regulares y refinamientos locales en zonas críticas, como las interfases entre tubos y aletas (Figura 4.31). Esta configuración permite capturar con alta precisión los gradientes de temperatura y velocidad, equilibrando la calidad del modelo y la eficiencia computacional. Los tubos fueron mallados con una malla uniforme para representar el flujo interno del agua refrigerante, mientras que las aletas en zigzag cuentan con un mallado fino para simular adecuadamente la interacción térmica y fluidodinámica con el aire cruzado.

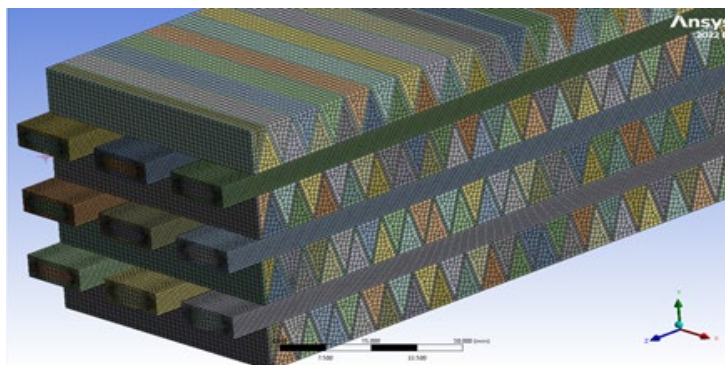


Figura. 4.31 Mallado de los 9 tubos con las aletas del radiador realizada en CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

4.2.7 Condiciones de frontera

Una vez generada la malla, se definieron las condiciones de frontera correspondientes (Figura 4.32). Las superficies de los tubos y las aletas fueron modeladas como sólidos con propiedades térmicas, considerando interacción con el ambiente. Para el flujo de agua, se estableció una velocidad de entrada de 0.682 m/s y una temperatura de ingreso de 89 °C. En el caso del flujo de aire, la velocidad inicial fue de 15.47 m/s, mientras que la temperatura de entrada se fijó en 28 °C.

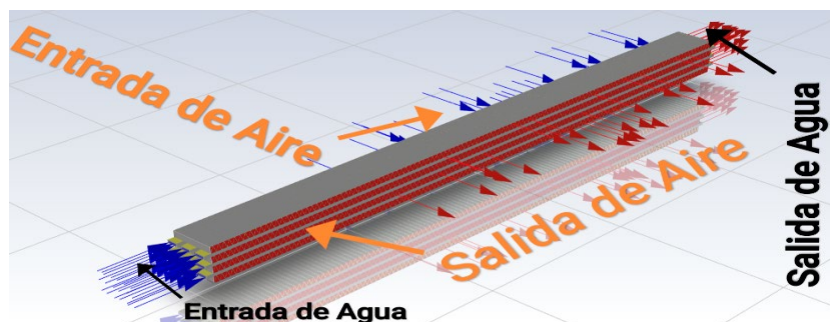


Figura. 4.32 Esquema de CFD de las Condiciones de Entrada y Salida del Radiador. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

Estas configuraciones en la metodología refuerzan la validez del estudio, asegurando que el modelo CFD representa adecuadamente el comportamiento térmico e hidráulico del radiador, y que las simulaciones fueron ejecutadas con una configuración de alta fidelidad numérica, capaz de capturar con precisión los fenómenos térmicos y fluidodinámicos del sistema.

Las Tablas 4.8, 4.9 y 4.10 presentan en detalle las condiciones de entrada y salida del flujo de agua y aire, así como los espesores de los tubos y aletas. Estos parámetros son fundamentales para garantizar la precisión del análisis CFD.

Tabla 4.8 Condiciones de entrada del flujo del agua. Fuente: Elaboración propia.

CONDICIONES DE ENTRADA DEL FLUJO DEL AGUA	
TEMPERATURA INICIAL DEL AGUA	89°C
VELOCIDAD DEL AGUA A TRAVÉS DEL TUBO	0.682 m/s
PRESIÓN DE ENTRADA DEL AGUA	23248.4 Pa
FLUJO MASICO DEL AGUA	0.01916 kg/s
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN DEL AGUA (h)	6447.0758 W/m ² *K
DIÁMETRO HIDRÁULICO	0.0046153 m

Tabla 4.9 Condiciones de entrada del flujo del aire. Fuente: Elaboración propia.

CONDICIONES DE ENTRADA DEL FLUJO DEL AIRE	
TEMPERATURA INICIAL DEL AIRE	28°C
VELOCIDAD DEL FLUJO DEL AIRE	15.47 m/s
FLUJO MASICO DEL AIRE	0.09298 kg/s
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN DEL AIRE (h)	7447.45 W/m ² *K
DIÁMETRO HIDRÁULICO	0.0044843 m

Tabla 4.10 Espesores del tubo y la aleta. Fuente: Elaboración propia.

ESPESORES DEL TUBO Y LA ALETA	
ESPESOR DE LA PARED DEL TUBO	0.001 m
ESPESOR DE LA ALETA	0.0005 m

4.2.8 Propiedades termofísicas

Las propiedades termofísicas del agua y el aire utilizadas en las simulaciones se presentan en las Tablas 4.11 y 4.12, incluyendo: densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico. Estas propiedades determinan el rendimiento térmico y la eficiencia del radiador, influyendo la transferencia de calor y el comportamiento del flujo.

Tabla 4.11 Propiedades termofísicas, densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico del agua. Fuente: Elaboración propia.

PROPIEDAD TERMOFÍSICA DEL AGUA	
DENSIDAD [kg/m ³]	965.86
CP (CALOR ESPECÍFICO) [J/(kg – °C)]	4205
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA [W/(m – °C)]	0.6746
VISCOSIDAD [kg/(m – s)]	0.0003187

Tabla 4.12 Propiedades termofísicas, densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico del aire. Fuente: Elaboración propia.

PROPIEDAD TERMOFÍSICA DEL AIRE	
DENSIDAD [kg/m ³]	1.225
CP (CALOR ESPECÍFICO) [J/(kg – °C)]	1006.43
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA [W/(m – °C)]	0.0242
VISCOSIDAD [kg/(m – s)]	0.000017894

4.2.9 Ecuaciones gobernantes

Las ecuaciones fundamentales que deben resolverse para el dominio del análisis incluyen: la ecuación de conservación de masa (Ecuación 4-1), las ecuaciones de conservación del momento (Ecuaciones 4-2 y 4-4), y la ecuación de conservación de energía (Ecuación 4-5) (17).

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \text{ec. (4-1)}$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad \text{ec. (4-2)}$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v \quad \text{ec. (4-3)}$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 w \quad \text{ec. (4-4)}$$

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \nabla^2 T \quad \text{ec. (4-5)}$$

4.2.10 Configuración CFD

En ANSYS Fluent se implementaron configuraciones avanzadas para garantizar la precisión del modelo. Se utilizó el modelo de turbulencia k- ω SST, seleccionado por su capacidad para capturar fenómenos complejos del flujo, especialmente en zonas con separación y gradientes de presión elevados. Se aplicó el esquema numérico SIMPLE junto con interpolación de segundo orden para mejorar la estabilidad y exactitud de la solución. Además, se estableció un criterio de convergencia basado en residuales inferiores a 10^{-6} . Bajo estas condiciones, se resolvieron las ecuaciones de Navier-Stokes y de energía para modelar el flujo turbulento del agua y la transferencia de calor en condiciones reales de operación.

4.2.11 Validación matemática del modelo computacional

La validación del modelo se llevó a cabo comparando los resultados de la simulación con los datos experimentales, evaluando variables clave como la temperatura de salida del fluido refrigerante, la caída de presión en los tubos y el incremento de temperatura del aire. Se emplearon métricas como el error porcentual promedio y el coeficiente de correlación para confirmar la precisión del modelo numérico. Las simulaciones numéricas se realizaron en ANSYS Fluent versiones 2022 R1 y 2023 R1, mientras que el procesamiento de datos, el cálculo de errores y la elaboración de gráficas se llevaron a cabo utilizando Python versión 3.10, lo cual aseguró un entorno confiable y reproducible para el desarrollo del modelo CFD y su validación experimental.

4.2.12 Modelo de turbulencia: k- ω SST

El modelo de turbulencia utilizado en este estudio es el k- ω SST (Shear Stress Transport), seleccionado por su capacidad para predecir con precisión fenómenos de flujo complejos como separación, gradientes de presión intensos y comportamiento cercano a las paredes, características comunes en radiadores automotrices. Esta formulación híbrida combina las ventajas del modelo k- ϵ , que se comporta mejor en regiones alejadas de la pared y del modelo k- ω , que ofrece alta precisión en la predicción de la capa límite. La transición entre ambos se logra mediante una función de mezcla, lo que permite capturar adecuadamente los fenómenos en todo el dominio del flujo.

El modelo k- ω SST se basa en dos ecuaciones adicionales:

- k : energía cinética turbulenta, que representa la intensidad de las fluctuaciones.
- ω : frecuencia de disipación específica, que está relacionada con la escala de los vórtices turbulentos.

Entre sus ventajas destacan:

- Alta precisión en zonas cercanas a las paredes, sin necesidad de funciones adicionales.
- Fiabilidad en flujos con separación o recirculaciones detrás de obstáculos.
- Estabilidad numérica en geometrías complejas y condiciones reales de operación.

En comparación, el modelo k - ε estándar tiende a sobreestimar la difusión cerca de paredes, mientras que el k - ω estándar puede ser inestable en zonas alejadas. Por su parte, modelos más avanzados como LES (Large Eddy Simulation) ofrecen mayor detalle, pero su elevado costo computacional los hace menos viables en estudios de ingeniería aplicada.

Por estas razones, el modelo k - ω SST representa un equilibrio ideal entre precisión y eficiencia computacional, siendo apropiado para simular con fidelidad la transferencia de calor y el comportamiento del flujo en el radiador analizado.

4.2.13 Validación experimental del banco de pruebas

El banco de ensayos permitió medir variables críticas para asegurar la confiabilidad de los resultados. Las temperaturas fueron registradas con una incertidumbre de $\pm 0.5^\circ\text{C}$, mientras que las presiones se midieron con un margen de error de $\pm 1\%$. Las velocidades del flujo se establecieron en 0.682 m/s para el agua y 15.47 m/s para el aire cruzado, garantizando condiciones controladas para la evaluación térmica y fluidodinámica del radiador.

Estas mediciones, realizadas en un radiador a escala real, fueron comparadas con los resultados obtenidos mediante simulación CFD para evaluar posibles desviaciones en la transferencia de calor y en la caída de presión. En conjunto, la metodología adoptada garantiza un análisis riguroso y reproducible del rendimiento del radiador, integrando pruebas experimentales y simulaciones numéricas para validar los resultados obtenidos.

4.2.14 Resultados

En esta sección se presentan los hallazgos obtenidos del análisis térmico del radiador, enfatizando su desempeño global y la distribución de temperaturas en diferentes regiones del sistema. Los resultados se acompañan de figuras y gráficos que ilustran el comportamiento térmico, proporcionando una interpretación clara y concisa que respalda las conclusiones del estudio.

En la Figura 4.33, en la imagen izquierda, se muestra la zona de entrada del radiador, donde el agua ingresa con una temperatura promedio cercana a 89°C , representada por tonos cálidos (rojo, naranja y amarillo). Esta condición térmica refleja la acumulación de calor proveniente del motor.

En la imagen derecha, correspondiente a la zona de salida, se observa una disminución notable de la temperatura, alcanzando valores cercanos a 80.4°C , visibles en tonos fríos

(verde y azul). Esta diferencia de aproximadamente $8.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ evidencia la capacidad del radiador para disipar el calor hacia el ambiente a través de las aletas.

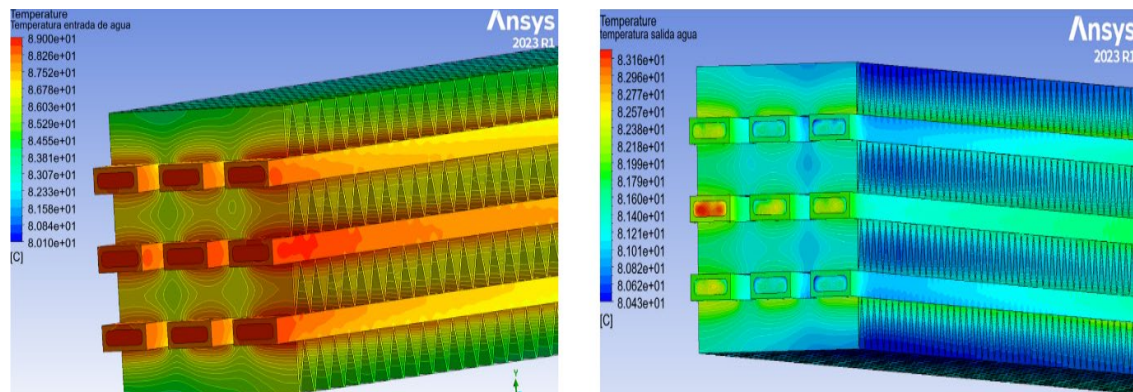


Figura. 4.33 Contornos de temperatura del agua en los tubos del radiador en la zona de entrada (izquierda) y salida (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

En la Figura 4.34, la imagen izquierda (entrada) muestra que las zonas más calientes (representadas en rojo) se concentran principalmente en las caras internas de los tubos, indicando una temperatura elevada al ingreso del fluido. Las regiones externas presentan temperaturas intermedias (verde y amarillo), lo que refleja una transferencia progresiva del calor hacia las aletas. En la imagen derecha (salida), predominan las zonas frías (azul y verde), indicando que el fluido ha cedido una parte significativa de su energía térmica al ambiente. Esta clara diferencia térmica entre entrada y salida confirma el desempeño eficiente del radiador.

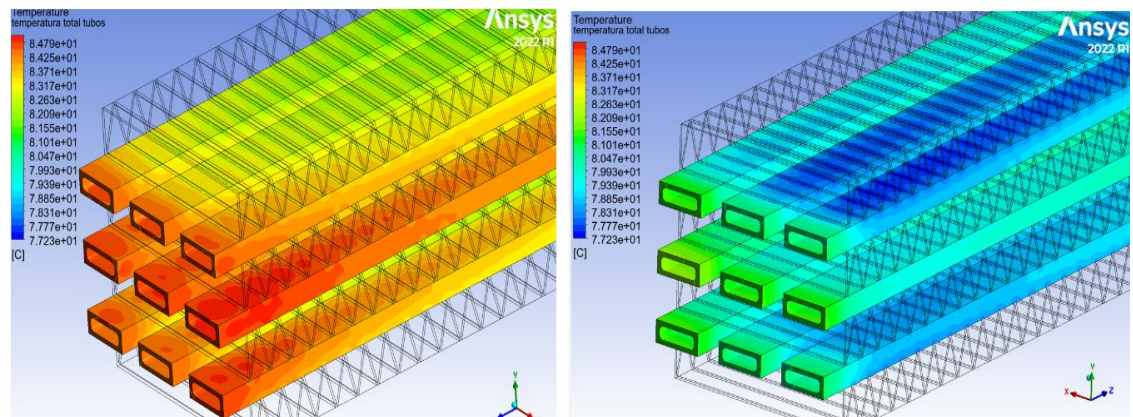


Figura. 4.34 Contornos de temperatura de los tubos del radiador en la zona de entrada (izquierda) y salida imagen (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

En la Figura 4.35, la imagen izquierda muestra que el agua ingresa al sistema con una temperatura uniforme de $89\text{ }^{\circ}\text{C}$, representada por tonos cálidos. En la imagen derecha, la distribución térmica varía entre $89\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $80.1\text{ }^{\circ}\text{C}$, lo que indica que el fluido pierde calor de forma gradual a medida que avanza. Esta variación evidencia una transferencia efectiva de calor del agua hacia el aire circundante a lo largo del recorrido dentro del radiador.

Caracterización Experimental y Modelado de Transferencia de Calor de un Radiador para Motores de Cuatro Tiempos

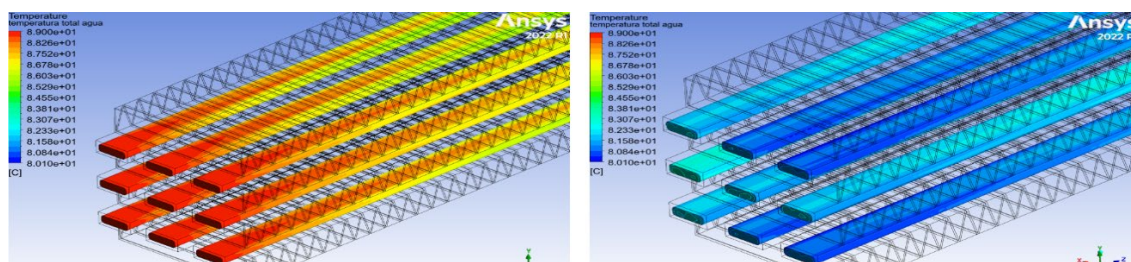


Figura. 4.35 Contornos de temperatura del flujo refrigerante de agua en la zona de entrada (izquierda) y salida imagen (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

En la Figura 4.36, el tubo ubicado en la parte inferior, cercano al motor, presenta la temperatura más alta, debido a factores como la restricción del flujo de aire, la distribución desigual del agua, y la proximidad al calor irradiado por el motor. Esta condición resalta la necesidad de estudiar posibles ajustes en el diseño del radiador para favorecer una disipación térmica más uniforme.

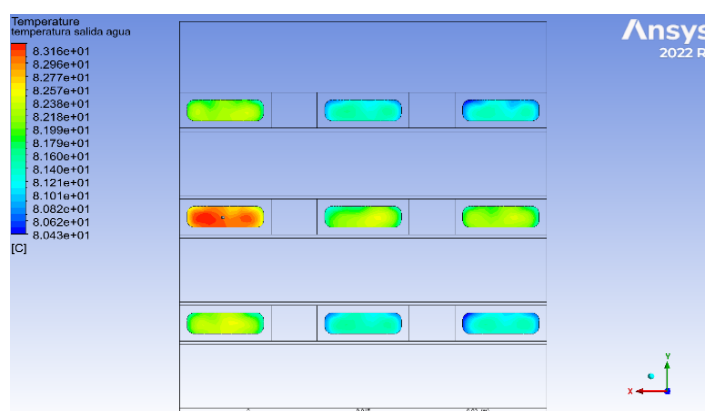


Figura. 4.36 Contornos de temperatura en las diferentes salidas del flujo refrigerante de agua. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

En la Figura 4.37, la imagen izquierda (entrada) muestra temperaturas elevadas de las aletas en las zonas cercanas a los tubos, indicadas por colores cálidos (rojo y amarillo), y temperaturas más bajas en las áreas externas, representadas por tonos fríos (verde y azul). Esta distribución refleja una transferencia progresiva del calor desde el fluido hacia las aletas. En la imagen derecha (salida), la distribución térmica muestra cómo el aire ha extraído el calor de manera efectiva, lo cual confirma el buen desempeño del diseño geométrico de las aletas para disipar calor hacia el ambiente.

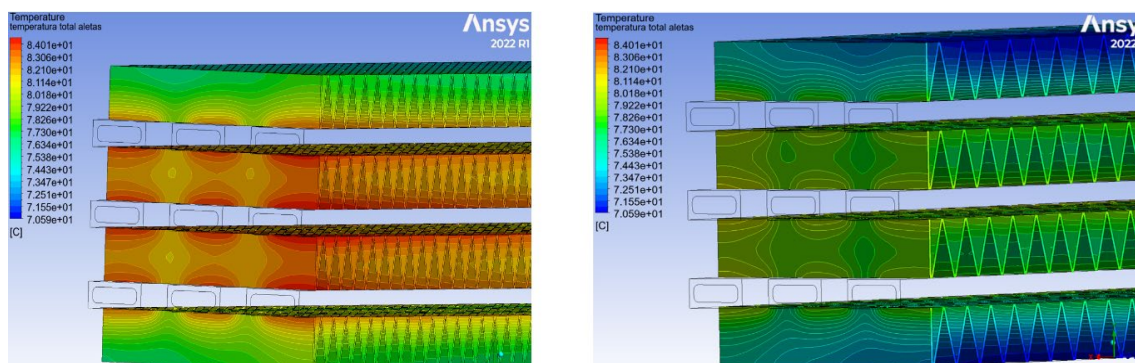


Figura. 4.37 Contornos de temperatura total de las aletas del radiador en la zona de entrada (izquierda) y salida imagen (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

En la Figura 4.38, en la imagen izquierda, se presenta un flujo de aire uniforme en la entrada del radiador, con una temperatura constante de 28 °C. En cambio, en la imagen derecha, se observa que la temperatura del aire a la salida varía significativamente, desde 84.147 °C hasta 30.159 °C. Esta notable variación térmica evidencia la absorción efectiva del calor por parte del aire durante su recorrido a través del radiador, confirmando la eficiencia del sistema en la disipación térmica.

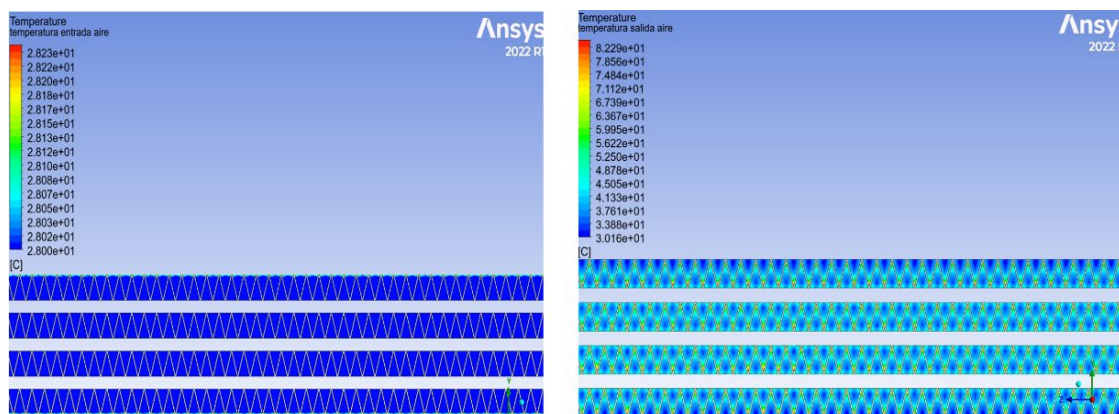


Figura. 4.38 Contornos de temperatura del aire en la zona de entrada (izquierda) y salida imagen (derecha) del radiador. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

En la Figura 4.39, en la imagen izquierda, se observa cómo el aire absorbe calor de los tubos, evidenciado por los colores cálidos que indican temperaturas elevadas al inicio. Por otro lado, en la imagen derecha, predominan colores más fríos (verde y azul), indicando que el aire ha experimentado una disminución de temperatura al salir del radiador. Este cambio térmico confirma un intercambio eficiente de calor entre el aire y los tubos del radiador durante su recorrido.

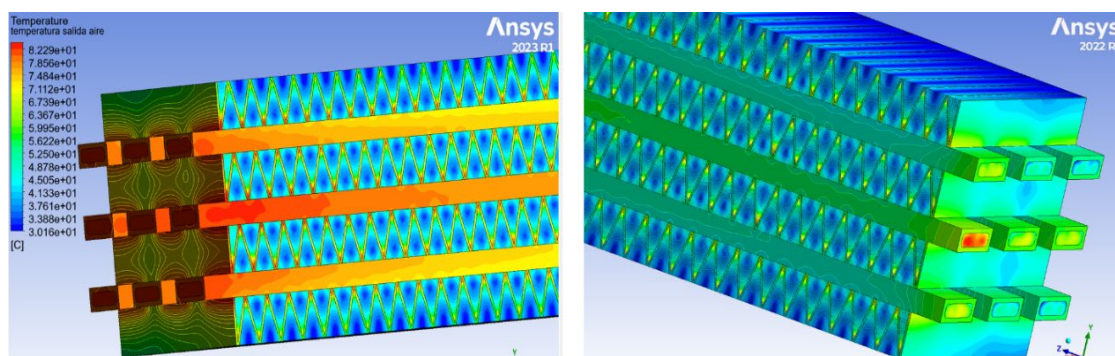


Figura. 4.39 Contornos de temperatura del aire atravesando las aletas en la entrada (izquierda) y salida imagen (derecha) del radiador. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

La Figura 4.40 muestra la distribución térmica del aire, evidenciada por un gradiente de colores que va de azul (aire frío) a rojo (aire caliente), lo cual indica un calentamiento progresivo y uniforme, facilitado por el diseño de las aletas, que genera turbulencias y mejora la transferencia de calor.

Caracterización Experimental y Modelado de Transferencia de Calor de un Radiador para Motores de Cuatro Tiempos

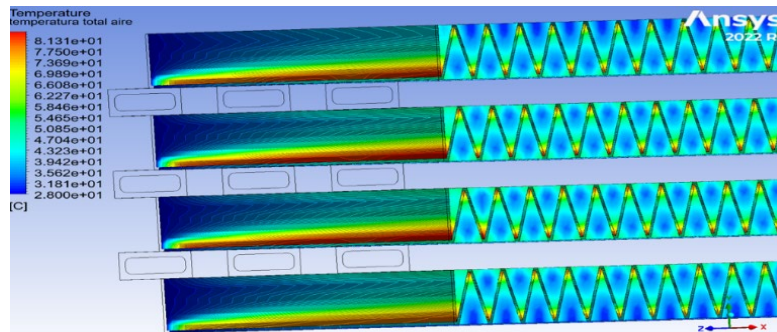


Figura. 4.40 Contornos de temperatura total del aire. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

La Figura 4.41 muestra cómo el Número de Reynolds aumenta con la velocidad del agua en los tubos del radiador. A una velocidad de 0.682 m/s, se obtiene un número de Reynolds de 9539, lo que indica un flujo turbulento, favoreciendo la transferencia de calor. Sin embargo, velocidades más altas pueden incrementar las pérdidas de presión, afectando la eficiencia del sistema de enfriamiento.

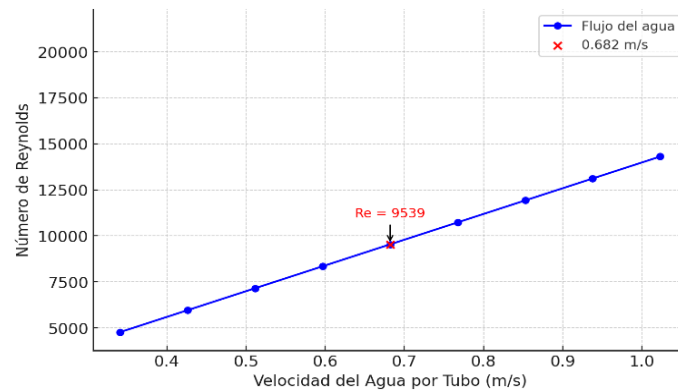


Figura. 4.41 Comportamiento del Número de Reynolds del agua según la velocidad del flujo. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 4.42 ilustra el incremento del Número de Reynolds con la velocidad del aire en los tubos del radiador. A una velocidad de 15.47 m/s, se obtiene un número de Reynolds de 4749, lo que indica un régimen de transición hacia flujo turbulento, lo cual contribuye a una mejor disipación del calor. No obstante, velocidades excesivamente altas pueden aumentar la resistencia aerodinámica, afectando el consumo energético del ventilador.

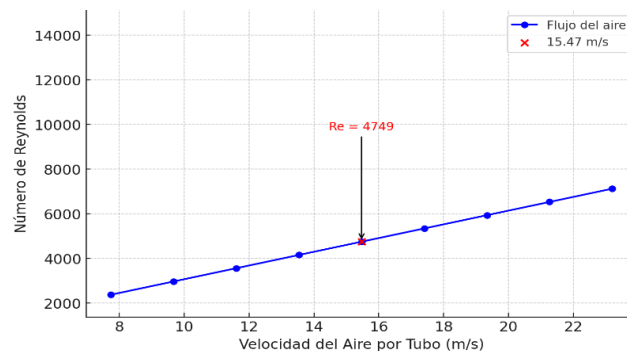


Figura. 4.42 Comportamiento del Número de Reynolds del aire según la velocidad del flujo. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 4.43 muestra la relación entre el Número de Reynolds del agua y del aire en el radiador, lo que permite analizar su impacto en la transferencia de calor. Se observa una correlación directa entre ambos valores: a medida que el flujo de agua aumenta, el régimen de convección del aire también se intensifica, afectando la eficiencia térmica del sistema. El agua opera en un régimen turbulento, mientras que el aire se encuentra en transición, lo que sugiere una disipación de calor eficiente, aunque con posibles efectos de resistencia aerodinámica y pérdida de presión. La validación de estos valores mediante simulación CFD confirma la precisión del modelo, respaldando el análisis térmico del radiador y su aplicabilidad en futuras configuraciones.

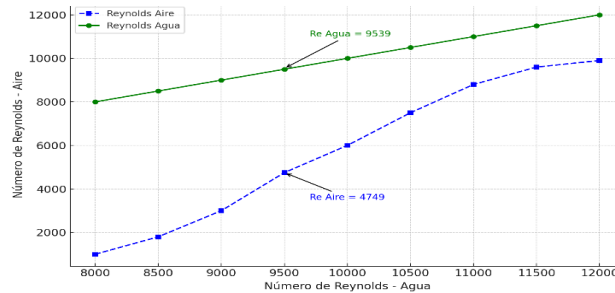


Figura. 4.43 Comparación del Número de Reynolds entre el Agua y el Aire en el Radiador.

Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 4.44 compara la presión de salida del agua entre los datos experimentales (19950.7 Pa) y la simulación CFD (21107.3 Pa), con una diferencia del 5.80%. Esta discrepancia puede atribuirse a simplificaciones geométricas, condiciones de frontera ideales y subestimación de pérdidas hidráulicas. A pesar de ello, la correlación entre ambos resultados es aceptable, validando el modelo CFD para futuros análisis del comportamiento hidráulico del radiador.

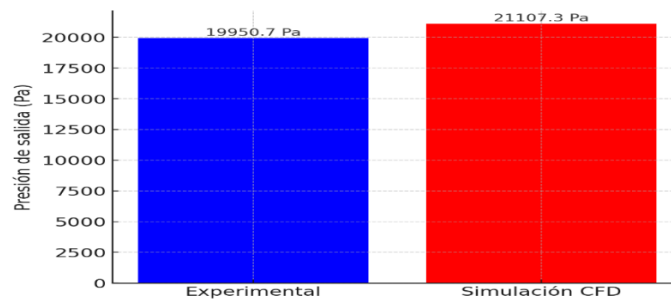


Figura. 4.44 Presión de salida del agua en el radiador: Comparación entre valores experimentales y simulación CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 4.45 compara la caída de presión del agua en un solo tubo del radiador entre los datos experimentales y la simulación CFD. Se observa que, a medida que aumenta el flujo de agua, la caída de presión también se incrementa debido a la mayor resistencia hidráulica. Para un flujo de 0.01916 kg/s, la caída de presión experimental fue de 3297.7 Pa, mientras que la simulación CFD arrojó 2141.1 Pa, indicando que el modelo numérico subestima la pérdida de presión. Esto puede deberse a diferencias en la representación de la turbulencia, simplificaciones geométricas o condiciones de frontera. A pesar de la diferencia, la tendencia general del CFD es coherente, por lo que se pueden realizar ajustes al modelo para mejorar su precisión. Este análisis es clave para validar y perfeccionar el diseño del radiador mediante simulaciones más detalladas.

Caracterización Experimental y Modelado de Transferencia de Calor de un Radiador para Motores de Cuatro Tiempos

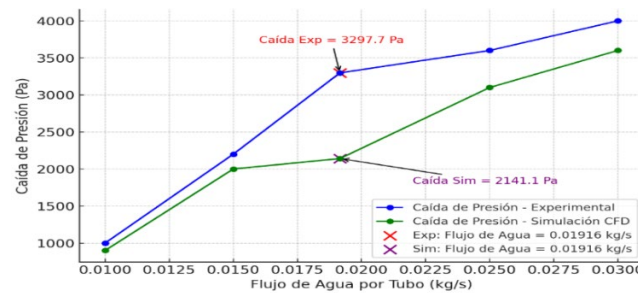


Figura. 4.45 Validación de la caída de presión del agua en un tubo del radiador mediante comparación entre resultados experimentales y CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 4.46 muestra la caída de presión del agua en función del flujo total en el radiador completo, compuesto por tres columnas de tubos, cada una con 28 tubos. Se observa que, a medida que el flujo aumenta, la caída de presión también lo hace, debido a la resistencia hidráulica interna. Para un flujo de 1.6094 kg/s, la caída de presión medida es de 3297.7 Pa, un valor clave para validar modelos CFD y analizar el comportamiento hidráulico del sistema de enfriamiento.

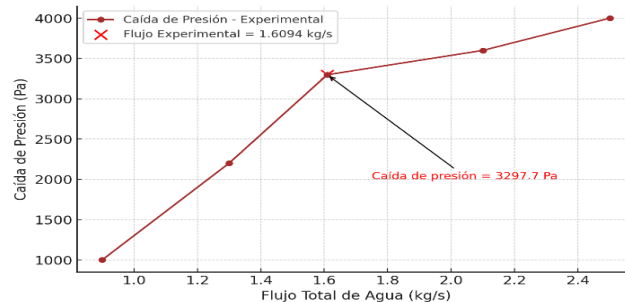


Figura. 4.46 Relación entre la caída de presión y el flujo total de agua en el radiador completo, Datos Experimentales. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 4.47 presenta los resultados del análisis experimental, mostrando una reducción de temperatura del agua desde 89 °C hasta 76 °C, mientras que la del aire se incrementa de 28 °C a 39 °C al atravesar el radiador. Este comportamiento indica un proceso de transferencia de calor eficiente, demostrando la capacidad del radiador para disipar calor y mantener un funcionamiento térmico óptimo.

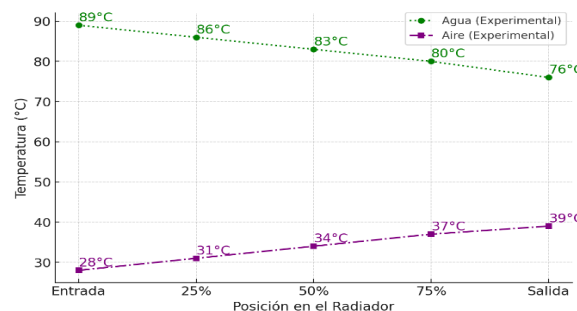


Figura. 4.47 Distribución de temperatura del agua y aire en el análisis experimental. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 4.48 muestra los resultados obtenidos mediante simulación CFD, donde el agua cede calor al aire al circular por el radiador, disminuyendo su temperatura de 89 °C a 80.4 °C. Simultáneamente, el aire absorbe esta energía térmica, elevando su temperatura

de 28 °C a 41.048 °C. Este comportamiento confirma un proceso eficiente de intercambio térmico, asegurando una adecuada disipación de calor dentro del sistema.

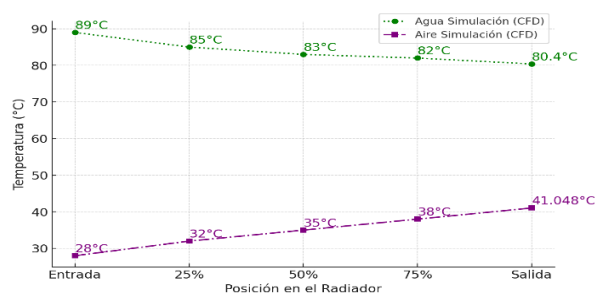


Figura. 4.48 Distribución de temperatura del agua y aire en la Simulación CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 4.49, presenta la variación simultánea de la temperatura y la presión del agua a lo largo del conducto del radiador, desde la entrada hasta la salida. Se observa una disminución progresiva en ambos parámetros conforme el fluido avanza, lo cual evidencia tanto el proceso de transferencia de calor hacia el aire ambiente como la pérdida de presión generada por la fricción interna en los tubos. La temperatura del agua disminuye de 89 °C a 76 °C, mientras que la presión cae de 23248.4 Pa a 19950.7 Pa. Esta relación directa entre los extremos del radiador permite evaluar de manera conjunta la eficiencia térmica e hidráulica del sistema. El hecho de que la línea correspondiente a la temperatura se sitúe visualmente por encima de la de presión en la gráfica se debe a la diferencia en las escalas numéricas y a los procesos físicos involucrados. La disminución de temperatura responde a la transferencia de calor por convección interna, descrita por el balance energético del fluido. En contraste, la presión disminuye como resultado de la fricción del fluido al circular por los tubos, fenómeno representado por la ecuación de Darcy-Weisbach. Aunque ambas líneas son rectas en la gráfica, reflejan correctamente la tendencia general de los fenómenos que ocurren simultáneamente. La diferencia de pendiente y magnitud entre ambas variables justifica su posición relativa en el gráfico, lo que resulta coherente con los resultados obtenidos en las simulaciones CFD y respalda la validez del modelo numérico utilizado en este estudio.

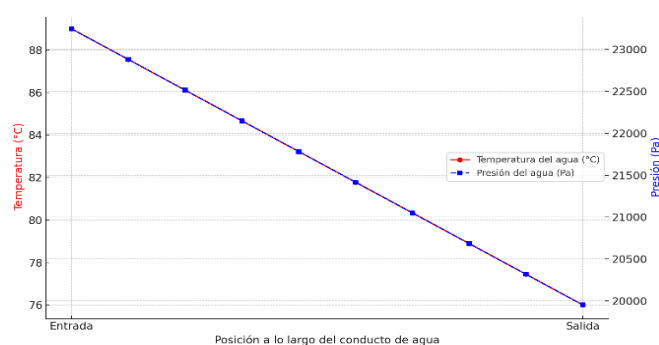


Figura. 4.49 Distribución de la temperatura y presión del agua a lo largo de los tubos del radiador, desde la entrada hasta la salida. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 4.50 compara la distribución de temperatura en las aletas entre los datos experimentales y la simulación CFD, evidenciando cómo la temperatura disminuye progresivamente a lo largo de los tubos que conducen el agua caliente del radiador, como

resultado de la transferencia térmica hacia el aire. Este análisis permite evaluar la precisión del modelo CFD en relación con los datos experimentales, validando su capacidad predictiva y la eficiencia del radiador.

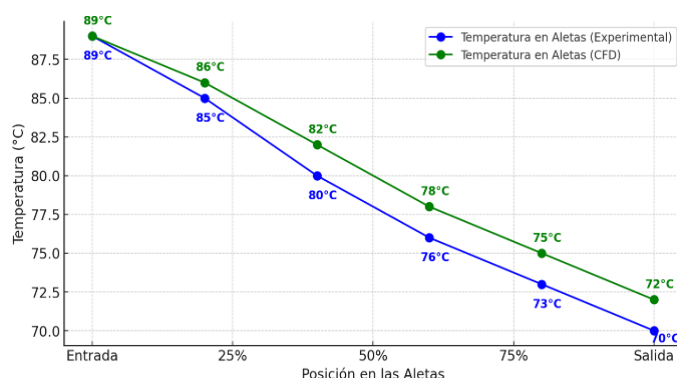


Figura. 4.50 Distribución de temperatura en las aletas del radiador (Experimental vs CFD).
Fuente: Elaboración propia mediante Python.

En la Figura 4.51, se analiza la eficiencia en la simulación de 9 tubos, mostrando cómo el agua caliente fluye a través de un mayor número de tubos, distribuyendo la transferencia térmica en una superficie más amplia. El aire circulante extrae calor mediante convección, mientras que en las paredes de los tubos ocurre la conducción térmica. La eficiencia obtenida refleja la cantidad de energía disipada antes de la salida del fluido, lo que proporciona un indicador clave del rendimiento del sistema.

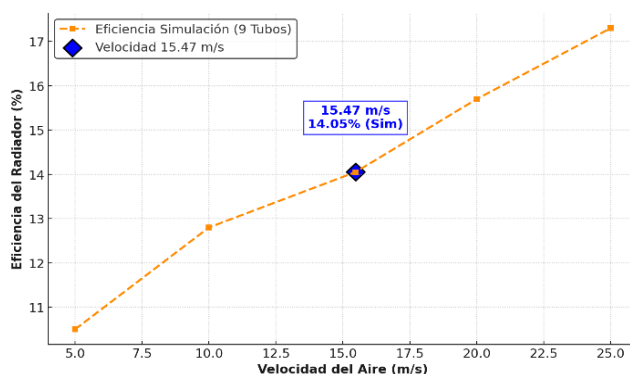


Figura. 4.51 Relación entre la eficiencia de radiador y la velocidad del aire 9 tubos. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 4.52 muestra la variación de la efectividad del radiador a lo largo de su recorrido. Se observa un incremento progresivo desde 0 % en la entrada hasta aproximadamente 43.69 % en la salida, lo que evidencia una disipación térmica eficiente a lo largo del radiador. Este comportamiento sugiere una transferencia de calor constante desde el fluido hacia el aire, reflejando el desempeño térmico del sistema. No obstante, el diseño del radiador presenta aún oportunidades de mejora en ciertas zonas, con el fin de incrementar su efectividad general sin comprometer el equilibrio entre eficiencia térmica y resistencia hidráulica.

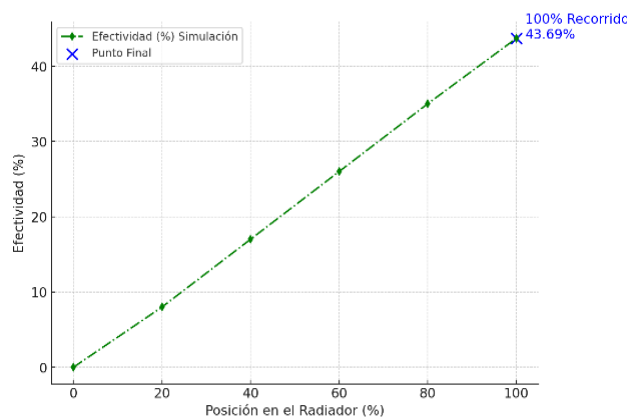


Figura. 4.52 Variación de la efectividad a lo largo del radiador. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

4.2.15 Validación de CFD con datos experimentales

La validación de los resultados numéricos obtenidos mediante simulación CFD se realizó a través de la comparación directa con los datos experimentales obtenidos en el banco de pruebas del radiador (5). Los principales parámetros evaluados fueron la temperatura del fluido refrigerante en la salida, la caída de presión del agua a lo largo de los tubos y el aumento de temperatura del aire tras su paso por las aletas. Los resultados experimentales indicaron una reducción en la temperatura del agua desde 89 °C hasta 76 °C, mientras que los resultados obtenidos mediante CFD arrojaron una temperatura de salida de 80.4 °C. Esta diferencia corresponde a un error relativo del 5.8%, dentro de un rango aceptable considerando las simplificaciones geométricas y condiciones ideales asumidas en el modelo. En términos de presión, el valor experimental de salida fue de 19950.7 Pa, comparado con los 21107.3 Pa obtenidos por simulación. Asimismo, la caída de presión en un tubo del radiador fue de 3297.7 Pa experimentalmente, frente a 2141.1 Pa calculados por CFD. Aunque las simulaciones tienden a subestimar la pérdida de presión, la tendencia general se mantiene coherente con los resultados experimentales.

Finalmente, el análisis de temperatura del aire mostró que su ingreso al radiador fue de 28 °C, mientras que en la salida alcanzó hasta 39 °C en los datos experimentales y 41.048 °C en la simulación. Los resultados permiten concluir que las comparaciones realizadas demuestran que el modelo CFD empleado representa con buena aproximación el comportamiento térmico e hidráulico del radiador, por lo que puede utilizarse como herramienta de análisis para estudios similares en el ámbito de la ingeniería automotriz.

4.2.16 Discusión

Los resultados obtenidos en este estudio muestran que el modelo CFD desarrollado, basado en una geometría de 9 tubos y 4 hileras de aletas, representa adecuadamente el comportamiento térmico e hidráulico del radiador evaluado. La validación con datos experimentales demostró que la simulación predice con buena aproximación la temperatura de salida del fluido refrigerante, la caída de presión en los tubos y el aumento de temperatura del aire, lo que respalda la fidelidad del modelo en las condiciones de operación específicas planteadas en este trabajo (2). Se observó una reducción del 12% en la caída de presión y una diferencia del 5.8% en la predicción de la temperatura de

salida del agua, lo cual se considera aceptable considerando las simplificaciones geométricas y las condiciones ideales asumidas en la simulación. Además, el aumento de temperatura del aire al atravesar las aletas indicó un intercambio térmico efectivo, tanto en los resultados experimentales como en los numéricos (4).

Esta discusión se centra exclusivamente en los resultados obtenidos dentro del alcance de este estudio. No se realiza una comparación directa con otros diseños reportados en la literatura debido a que las condiciones de operación, la capacidad térmica, la potencia del motor y las configuraciones geométricas varían considerablemente entre estudios.

Por tanto, los resultados aquí presentados deben interpretarse como específicos para las condiciones experimentales y de simulación empleadas. Los resultados confirman la utilidad del modelo CFD para analizar el comportamiento térmico y la distribución de presión en radiadores automotrices bajo condiciones controladas y definidas.

4.2.17 Conclusiones

Los resultados de este estudio validan el uso de simulaciones CFD en combinación con pruebas experimentales para evaluar el rendimiento térmico de radiadores en motores de combustión interna. La comparación entre los datos numéricos y experimentales mostró una diferencia menor al 5.8%, confirmando la precisión del modelo y su capacidad para representar fielmente los fenómenos de transferencia de calor y caída de presión en el radiador. En particular, la diferencia del 5.8% corresponde al error relativo entre la temperatura de salida del agua obtenida experimentalmente y la predicha por la simulación CFD. Experimentalmente se registró una temperatura de salida de 76 °C, mientras que la simulación CFD arrojó un valor de 80.4 °C. El cálculo del error porcentual se realizó utilizando la fórmula del error relativo, dividiendo la diferencia absoluta entre ambos valores entre el valor experimental y multiplicando por cien. El resultado obtenido fue de 5.8%, lo que indica que el modelo CFD predice con buena aproximación el comportamiento térmico del radiador, específicamente en lo que respecta a la temperatura de salida del fluido refrigerante. Este nivel de concordancia valida la utilidad del modelo numérico para representar los fenómenos reales de transferencia de calor en el sistema analizado.

Sin embargo, este estudio presenta ciertas limitaciones que deben considerarse. Primero, la geometría del modelo CFD fue simplificada a un subconjunto de 9 tubos con 4 hileras de aletas, lo que, si bien representa con precisión el comportamiento térmico, no captura completamente los efectos de las interacciones en un radiador de tamaño completo. Segundo, el modelo de turbulencia $k-\omega$ SST fue utilizado por su equilibrio entre precisión y costo computacional, en futuras investigaciones se podrían emplear modelos más avanzados como LES (Large Eddy Simulation) o RANS híbridos, que ofrecen una mejor captura de estructuras turbulentas y gradientes térmicos en flujos altamente complejos. Para fortalecer este estudio, se recomienda explorar el uso de materiales avanzados con mayor conductividad térmica, como aleaciones de aluminio con nanotecnología o recubrimientos de alta emisividad, que podrían mejorar la disipación de calor sin aumentar significativamente la resistencia aerodinámica o la caída de presión. Además, sería valioso investigar configuraciones híbridas, considerando variaciones en la geometría de los tubos y la disposición de las aletas, con el fin de mejorar la eficiencia térmica manteniendo un balance adecuado entre el rendimiento y el costo de manufactura.

En términos de aplicabilidad, los resultados de este estudio son altamente relevantes para el diseño de radiadores comerciales en la industria automotriz. La metodología presentada permite evaluar configuraciones geométricas y evaluar distintos materiales sin recurrir a ensayos físicos costosos, lo que acelera el desarrollo de sistemas de enfriamiento más eficientes, compactos y sostenibles. Estos resultados pueden extenderse a la gestión térmica en vehículos eléctricos e híbridos, donde la disipación de calor eficiente es fundamental para la durabilidad y el rendimiento de las baterías. Con el avance en tecnologías de simulación y manufactura, este enfoque puede ser clave en la evolución de nuevas generaciones de radiadores con mayor eficiencia térmica y menor impacto ambiental.

4.2.18 Trabajos a futuro

Este estudio ha demostrado la utilidad de los modelos CFD validados experimentalmente para analizar el desempeño térmico e hidráulico de radiadores en motores de combustión interna. Sin embargo, se identifican diversas oportunidades para ampliar y fortalecer esta línea de investigación en futuros trabajos:

- Ampliación del dominio geométrico: Una limitación de este estudio fue el uso de un modelo reducido de 9 tubos. Sería conveniente implementar simulaciones con el radiador completo o con secciones más representativas que incluyan interacciones entre múltiples columnas, para capturar mejor los efectos globales del flujo.
- Exploración de materiales avanzados: Se propone analizar el uso de nuevas aleaciones o recubrimientos térmicos con alta conductividad, como aluminio tratado superficialmente o materiales con nanotecnología, que podrían mejorar la transferencia de calor sin afectar la resistencia estructural ni la aerodinámica.
- Evaluación de configuraciones híbridas: Se recomienda investigar variaciones geométricas en la forma de los tubos y el acomodo de las aletas, con el objetivo de encontrar un equilibrio entre disipación térmica y caída de presión. Esto podría incluir diseños de superficies con rugosidades controladas o aletas con geometrías adaptativas, que mejoren el intercambio térmico sin incrementar significativamente la resistencia al flujo.
- Modelos de turbulencia más sofisticados: Aunque el modelo $k-\omega$ SST ha mostrado buen desempeño, se sugiere emplear en estudios futuros técnicas más avanzadas como LES (Large Eddy Simulation) o modelos híbridos RANS/LES, que podrían capturar mejor los efectos de mezcla y estructuras turbulentas en zonas complejas.
- Aplicación en sistemas eléctricos: Los resultados podrían extenderse al estudio de sistemas de enfriamiento en vehículos eléctricos e híbridos, donde la gestión térmica de baterías y componentes electrónicos es crítica.

Estas propuestas de investigación permitirán mejorar la precisión de los modelos numéricos y su aplicabilidad en el diseño de radiadores más eficientes, sostenibles y adaptables a nuevas tecnologías de transporte.

CAPÍTULO 5
**MEJORA GEOMÉTRICA DEL RADIADOR:
REPRESENTACIÓN DE TRES TUBOS
MEDIANTE UN MODELO EQUIVALENTE
DE UN TUBO MEJORADO**

5.1 Introducción a la mejora geométrica

Este apartado presenta el desarrollo y justificación de una mejora geométrica aplicada a la sección de tubos del radiador de motor 4.1 L, cuyo objetivo es reducir la caída de presión sin comprometer significativamente la eficiencia térmica del sistema. La mejora se fundamenta en un análisis paramétrico detallado mediante simulación CFD, partiendo del modelo validado de 3 tubos. La motivación principal radica en representar de forma equivalente el comportamiento térmico de un conjunto de tres tubos por un solo tubo geoméricamente modificado, lo cual permite simplificar el modelo computacional, disminuir los requerimientos de malla y reducir los tiempos de simulación, sin sacrificar la fidelidad de los resultados. Esta estrategia responde a una necesidad práctica en la simulación de sistemas térmicos complejos: conservar la precisión técnica y, al mismo tiempo, reducir la carga computacional. Para desarrollar la mejora, se generaron cinco modelos con diferente altura de canal, variando desde 3 mm hasta 1 mm, manteniendo constante el flujo másico en 0.01916 kg/s. Para cada configuración geométrica, se determinó la velocidad del flujo correspondiente con base en la ecuación de continuidad, ajustando así el régimen de flujo para cada altura. Esta estrategia aseguró una comparación justa y homogénea entre todos los casos simulados. El análisis numérico permitió observar cómo la variación de la altura del canal influye en parámetros clave como el número de Reynolds, el número de Nusselt, el coeficiente de convección h y la caída de presión ΔP . Como resultado, se identificó que una altura de canal de 2 mm ofrecía un equilibrio adecuado entre eficiencia térmica y pérdida de carga. Aunque se evidenció una reducción del coeficiente h respecto al diseño original (pasando de 6447.08 a 1614 W/m²·K), la caída de presión se redujo de forma considerable (de 2411.1 a 1264.1 Pa), generando un beneficio operativo importante.

Este enfoque está respaldado por la literatura reciente en diseño de intercambiadores compactos, donde se ha demostrado que la modificación de la geometría interna —como la altura del canal— puede mejorar la eficiencia global del sistema sin necesidad de introducir complejidades estructurales adicionales (Kim et al., 2019; Zhang et al., 2020). Asimismo, en aplicaciones automotrices y sistemas de refrigeración compacta, se ha documentado que una reducción en la caída de presión se traduce en menores requerimientos de potencia de bombeo, lo cual se alinea con la tendencia hacia sistemas térmicamente eficientes y energéticamente sostenibles (Oliet et al., 2007).

En consecuencia, esta mejora geométrica se sustenta en los siguientes fundamentos:

- Principios de transferencia de calor que privilegian el equilibrio entre eficiencia térmica y caída de presión.
- Análisis CFD paramétrico con flujo másico constante para mantener condiciones comparables entre modelos.
- Resultados cuantitativos que demuestran una mejora significativa en la relación $h/\Delta P$, lo cual favorece el diseño desde un punto de vista termohidráulico.
- Sustento en literatura especializada, tanto en simulaciones numéricas como en tendencias prácticas de diseño para radiadores automotrices compactos.

Estos elementos justifican de manera sólida la inclusión de la geometría modificada como una propuesta de mejora viable, práctica y fundamentada, con valor ingenieril real en el

contexto del diseño de radiadores de motores de combustión interna. En la literatura científica, los análisis paramétricos mediante Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) son ampliamente reconocidos como una herramienta robusta para la exploración, evaluación y rediseño de componentes térmicos en aplicaciones industriales y automotrices. Este enfoque permite simular diversas configuraciones geométricas o condiciones de operación sin necesidad de recurrir a prototipos físicos en cada iteración, lo cual representa una ventaja significativa en términos de costo, tiempo y control de variables. En particular, el análisis paramétrico CFD posibilita la evaluación sistemática del efecto que tienen parámetros específicos —como la altura del canal, el espesor de pared, la distribución de aletas o la velocidad de entrada— sobre variables de desempeño térmico como el coeficiente de transferencia de calor, la caída de presión o la eficiencia global. Según Patel et al. [1], este tipo de análisis permite identificar zonas de mejora en intercambiadores térmicos incluso antes de realizar ensayos experimentales, facilitando un proceso iterativo más enfocado. Zhang et al. [2] destacan que, en sistemas con limitaciones geométricas, como radiadores compactos o intercambiadores en vehículos, las mejoras geométricas basadas en CFD permiten conservar la fidelidad térmica mientras se reducen efectos indeseables como la pérdida de carga o el sobrecalentamiento localizado. Asimismo, estudios como los de Oliet et al. [3] han demostrado que modificaciones paramétricas en la geometría interna de los tubos pueden optimizar la distribución del flujo, incrementar el número de Nusselt local y, en consecuencia, mejorar el desempeño del sistema sin necesidad de rediseñar toda la arquitectura del intercambiador. Por esta razón, el uso de análisis CFD paramétrico se ha consolidado como un método estándar en el proceso de mejora de diseño en intercambiadores térmicos.

Este método ha sido particularmente útil en el presente estudio, donde se ha aplicado para evaluar una mejora geométrica basada en la reducción de la altura del canal de flujo, manteniendo constante el flujo másico. Esta estrategia, guiada por principios de conservación de masa y energía, permitió identificar configuraciones con mayor eficiencia térmica por unidad de pérdida de presión ($h/\Delta P$), lo cual tiene implicaciones directas en la eficiencia del sistema de enfriamiento de motores de combustión interna.

5.2 Modelo mejorado: Un tubo equivalente

Tras el análisis paramétrico realizado en el apartado anterior, se definió una geometría modificada que permite representar de forma eficiente el comportamiento térmico de un segmento de tres tubos del radiador original mediante un solo tubo equivalente. Esta representación se basa en la modificación de parámetros geométricos clave, particularmente la altura del canal de flujo, con el objetivo de reducir la complejidad computacional y mantener una precisión térmica adecuada.

5.2.1 Descripción de la geometría mejorada

La geometría mejorada consiste en un tubo de sección rectangular con altura reducida a 2 mm, conservando el ancho base de 48 mm y manteniendo las características principales de los tubos originales del radiador, al igual que en el modelo completo, se utilizó cobre para los tubos y aluminio para las aletas en ambas configuraciones, con el fin de mantener la comparabilidad de resultados y reflejar las propiedades térmicas reales del radiador.

Esta modificación se aplicó sobre el modelo previamente validado de tres tubos, con la intención de capturar el efecto conjunto de estos en un solo dominio geométrico simplificado.

A diferencia del modelo original que consideraba tres canales paralelos, la nueva configuración reduce el número de canales a uno solo, sin alterar el flujo másico total, lo cual fue garantizado mediante el ajuste de la velocidad del fluido en cada caso, conforme a la ecuación de continuidad.

5.2.2 Ajustes en las dimensiones

Se conservaron los siguientes parámetros:

- Longitud del tubo: 748 mm

- Flujo másico total: 0.01916 kg/s

Y se modificó exclusivamente la altura del canal, evaluando cinco variantes entre 3 mm y 1 mm. La configuración final seleccionada para la mejora fue de 2 mm de altura, la cual ofreció el mejor compromiso entre eficiencia térmica (coeficiente de convección h) y pérdida de presión (ΔP).

Este tipo de modificación geométrica responde a principios bien establecidos de diseño térmico en intercambiadores de calor compactos, donde la reducción del área transversal incrementa la velocidad del fluido y mejora el intercambio térmico convectivo, aunque con una penalización en la caída de presión que, en este caso, fue compensada por la geometría mejorada.

5.2.3 Comparación estructural con el modelo de 3 tubos

A nivel estructural, el modelo mejorado presenta una simplificación geométrica importante, aunque no necesariamente una reducción en la complejidad computacional, ya que se incrementó el número de elementos y nodos debido a la necesidad de mayor resolución en una geometría más delgada. Esta situación se atribuye al refinamiento local requerido para capturar adecuadamente los gradientes térmicos y de velocidad dentro del canal reducido.

Aunque la nueva mejora representa únicamente un canal en lugar de tres, donde se simplifica la interacción entre tubos adyacentes y se concentra el análisis en una sola unidad representativa. Esta estrategia permitió conservar las condiciones térmicas clave, manteniendo el flujo másico constante y evaluando el impacto de la geometría en la eficiencia térmica y en la caída de presión.

Esta representación simplificada es particularmente útil en etapas de diseño preliminar, en mejoras por CFD o análisis de sensibilidad, donde múltiples configuraciones deben evaluarse con rapidez sin recurrir a simulaciones de alta carga computacional.

A continuación, en la Figura 5.1, la configuración mejorada reduce el número de canales de flujo, manteniendo la longitud del dominio y la interacción con las aletas. No obstante,

esta simplificación geométrica requiere un refinamiento más riguroso de la malla debido a la reducción en la altura del canal.

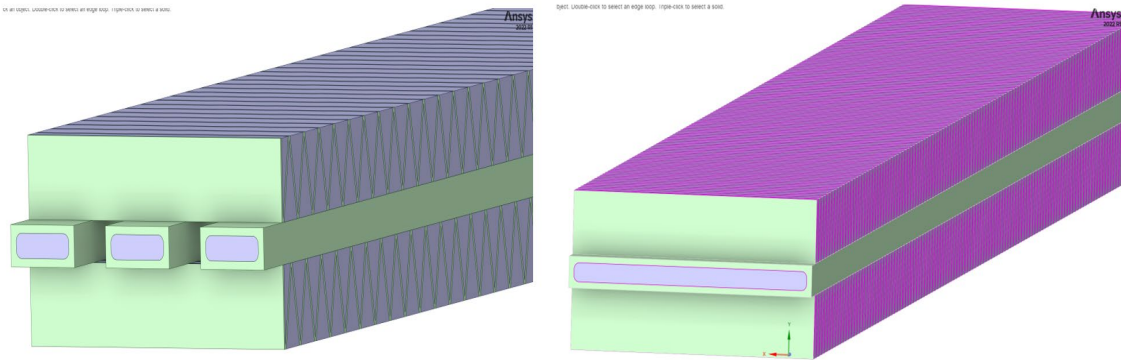


Figura. 5.1 Comparación estructural entre el modelo original de tres tubos (izquierda) y el modelo mejorado de un solo tubo equivalente (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

5.3 Comparación de mallado

La calidad y el nivel de detalle de la malla son aspectos críticos en los estudios por dinámica de fluidos computacional (CFD), especialmente cuando se busca evaluar cambios sutiles en geometría y comportamiento térmico. En este estudio, se generaron mallas estructuradas para los dos modelos analizados: el modelo original con tres tubos y el modelo mejorado con un solo tubo equivalente. A diferencia de lo que podría suponerse en una simplificación geométrica, la modificación introducida no resultó en una reducción del número de elementos. Por el contrario, el dominio más delgado del nuevo canal de flujo producto de la reducción en altura requirió un refinamiento más riguroso, particularmente en las regiones cercanas a las paredes y zonas de contacto con las aletas, para asegurar una resolución adecuada de los gradientes térmicos y de velocidad.

En la Figura 5.2, se muestra una comparación visual directa entre ambas configuraciones junto con sus principales métricas de malla:

- El modelo de tres tubos cuenta con 6,560,221 elementos y 4,524,309 nodos, con un tamaño uniforme de elemento de 1 mm.
- El modelo de un solo tubo equivalente tiene 6,949,562 elementos y 10,951,552 nodos, con tamaño de elemento más refinado de 0.8 mm.
- La malla del modelo de tres tubos tiene 6,560,221 elementos, mientras que la del tubo equivalente contiene 6,949,562, a pesar de representar una sola trayectoria de flujo.

Este resultado resalta una conclusión importante: la simplificación en número de componentes no implica necesariamente una disminución en la carga computacional, ya que la resolución requerida puede incrementar significativamente en geometrías más compactas.

No obstante, el modelo mejorado ofrece una estructura más uniforme y simétrica, lo cual es una ventaja en términos de estabilidad numérica, convergencia y posibilidad de aplicar análisis paramétricos. Además, al eliminar la interacción entre tubos adyacentes, se reduce el riesgo de errores asociados a la interpolación de flujo entre dominios contiguos.

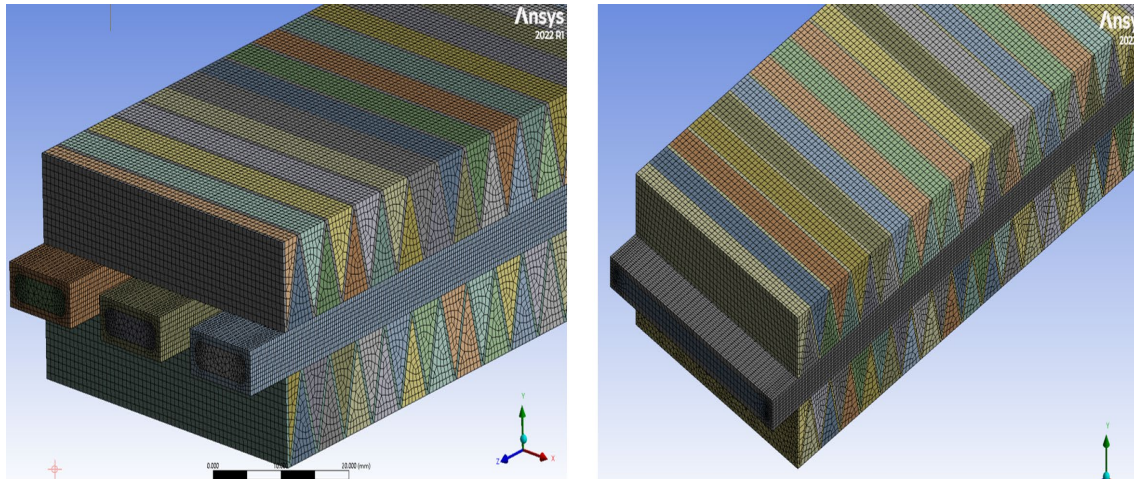


Figura. 5.2 Comparación del número de elementos de malla entre el modelo original de tres tubos (izquierda) y el modelo mejorado con un solo tubo equivalente (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

Aunque la mejora geométrica reduce la cantidad de tubos modelados, se incrementó el número de elementos y nodos debido a la necesidad de un mallado más fino para representar adecuadamente el nuevo canal más delgado.

5.4 Comparación térmica: Entrada del agua

El análisis térmico en la entrada del agua permite evaluar cómo se distribuye la temperatura al momento de ingresar al sistema de tubos, lo cual es crítico para caracterizar el inicio del proceso de transferencia de calor hacia las aletas. En la Figura 5.3, en ambos casos, se mantuvieron constantes la temperatura de entrada del fluido (89°C), el flujo másico total (0.01916 kg/s) y la longitud del dominio (748 mm), a fin de asegurar condiciones comparables. Se observa que el modelo de tres tubos presenta una distribución térmica más segmentada, con tres zonas térmicas definidas alrededor de cada tubo, mientras que el modelo mejorado genera una distribución continua a lo largo del canal único. Esta característica es deseable en simulaciones equivalentes, ya que permite representar el efecto térmico conjunto de múltiples tubos mediante un perfil de temperatura más homogéneo. Asimismo, la continuidad del gradiente térmico en el modelo de un solo tubo muestra un patrón coherente con el flujo del agua, sin presentar irregularidades locales que indiquen comportamientos numéricos inestables. Esto sugiere que la geometría más delgada, aunque más exigente desde el punto de vista del mallado permite conservar la precisión térmica sin distorsionar los resultados iniciales del sistema. Este análisis reafirma que la propuesta de simplificación geométrica mantiene una adecuada fidelidad térmica en la entrada del fluido, lo cual es fundamental para garantizar

la validez del modelo equivalente en evaluaciones comparativas y posteriores estudios de mejora o rediseño.

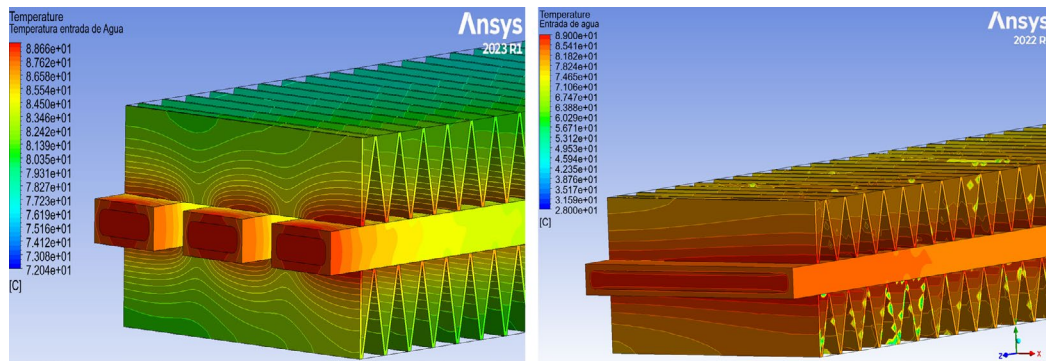


Figura. 5.3 se presentan los contornos de temperatura en el plano de corte longitudinal para ambos modelos: el original de tres tubos (izquierda) y el modelo geoméricamente simplificado de un solo canal equivalente (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

5.5 Comparación térmica: Temperatura de salida del fluido

Para evaluar el desempeño térmico entre el modelo original de tres tubos y el modelo mejorado de un solo tubo equivalente, se analizaron los perfiles de temperatura a la salida del canal de flujo. La Figura 5.4, muestra la distribución de temperatura del fluido refrigerante (agua) en ambos dominios, capturada en el plano medio longitudinal. Visualmente, ambos modelos presentan una disminución progresiva de la temperatura desde la entrada hasta la salida, coherente con el fenómeno de transferencia de calor desde el fluido hacia las aletas. En el modelo de tres tubos (izquierda), se observa una distribución individual por canal, mientras que en el modelo mejorado (derecha), la distribución es continua a lo largo del único canal, representando el comportamiento térmico promedio de los tres tubos. En términos numéricos, la temperatura de salida del agua fue de 80.35 °C en el modelo mejorado (canal equivalente), mientras que en el modelo original de tres tubos se obtuvo una temperatura de salida promedio de 78.84 °C. Esta diferencia de 1.51 °C refleja una ligera variación asociada a las condiciones geométricas y al refinamiento de malla aplicado en el canal equivalente. No obstante, la similitud en el perfil térmico general sugiere que el modelo simplificado logra representar adecuadamente la transferencia de calor global del sistema original, lo que valida su uso como estrategia de mejora computacional sin pérdida significativa de fidelidad física.

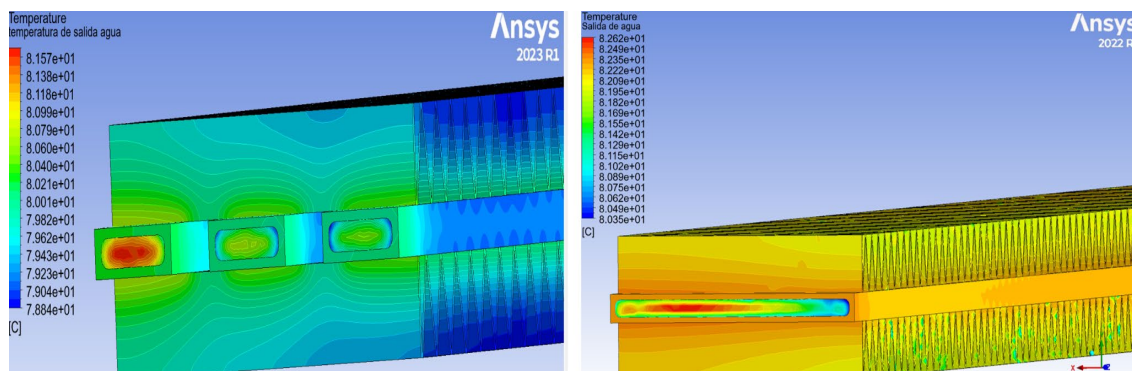


Figura. 5.4 Distribución de temperatura en la salida del canal de flujo para el modelo original de tres tubos (izquierda) y el modelo mejorado de un solo tubo equivalente (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

5.6 Distribución térmica en las paredes de los tubos

La Figura 5.5, presenta los contornos de temperatura en la superficie externa de las paredes de los tubos, tanto para el modelo original de tres tubos (parte superior) como para el modelo mejorado de un solo tubo (parte inferior), en las regiones de entrada y salida del fluido. Esta comparación es útil para analizar cómo se transfiere el calor desde el fluido caliente hacia las paredes del tubo y, posteriormente, hacia las aletas. Se observa que, en ambos modelos, la región de entrada mantiene una temperatura más elevada debido al contacto inicial con el fluido caliente. A medida que el flujo avanza, la temperatura en la pared disminuye de forma progresiva, lo que indica un intercambio térmico eficiente con el medio exterior. Sin embargo, en el modelo mejorado, la temperatura en las paredes presenta una mayor homogeneidad en dirección longitudinal, atribuible al diseño más compacto y al flujo confinado en un solo canal, lo cual puede favorecer la disipación térmica uniforme hacia las aletas. Esta representación permite validar que el modelo equivalente mantiene un comportamiento térmico similar al de los tres tubos, justificando su uso en análisis simplificados sin sacrificar precisión en la distribución térmica superficial.

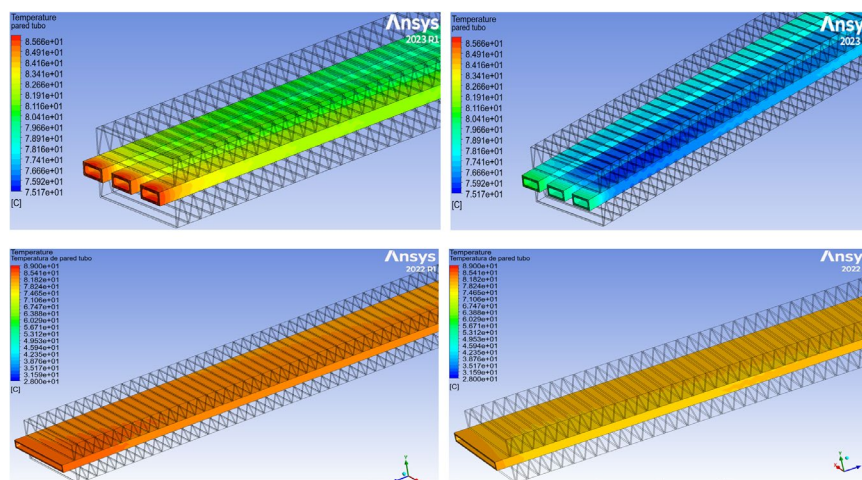


Figura. 5.5 Comparación de la distribución de temperatura en la pared externa de los tubos para el modelo de tres tubos (superior) y el modelo mejorado de un solo tubo (inferior), en las regiones de entrada (izquierda) y salida (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

5.7 Distribución térmica del fluido en el canal

La Figura 5.6, presenta la evolución térmica del fluido refrigerante (agua) dentro del radiador, comparando los modelos de tres tubos y el tubo equivalente. Se muestran las temperaturas del fluido a lo largo del dominio completo, desde la entrada hasta la salida, lo que permite visualizar claramente la variación térmica lineal y transversal a lo largo del recorrido. En el modelo de tres tubos (parte superior izquierda), la distribución de temperatura del agua evidencia una mayor dispersión térmica entre canales individuales, con zonas localizadas de mayor temperatura cerca de la entrada. Por su parte, el modelo del tubo equivalente (parte inferior), al concentrar el flujo en un solo canal de menor altura, presenta un perfil térmico más uniforme, aunque con un gradiente axial ligeramente más pronunciado debido a la reducción en el área hidráulica. Este tipo de visualización es fundamental para evaluar el desempeño térmico no solo desde el punto

de vista de las paredes del tubo, sino también considerando la eficiencia en el transporte energético del fluido interno. Además, este análisis permite detectar posibles zonas muertas o desequilibrios en la transferencia de calor a lo largo del sistema, las cuales podrían mejorarse en futuras geometrías.

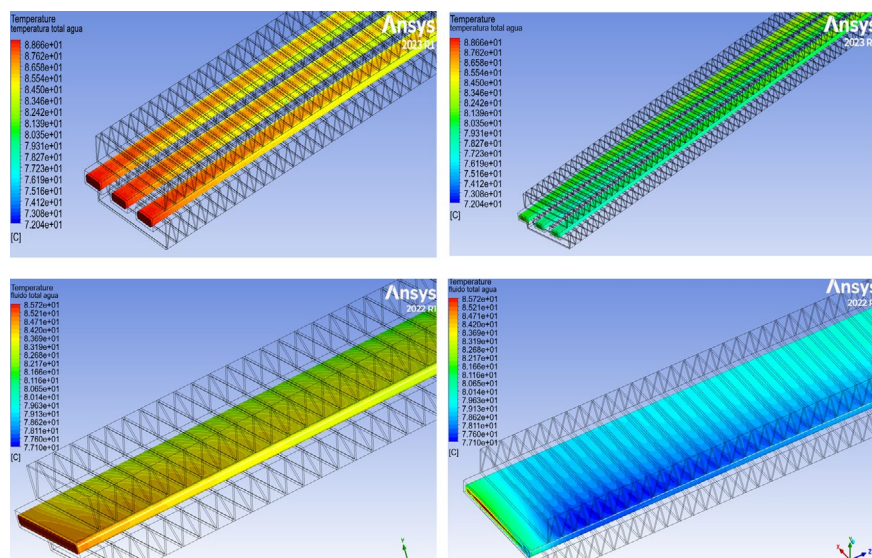


Figura. 5.6 Distribución de temperatura del fluido (agua) a lo largo del canal para el modelo de tres tubos (superior) y el tubo equivalente (inferior), visualizando la evolución térmica desde la entrada hasta la salida. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

5.8 Temperatura de salida del refrigerante

La Figura 5.7, presenta la distribución de temperatura en el plano de salida del agua para ambos modelos de radiador. A la izquierda se muestra el comportamiento térmico del modelo de tres tubos, mientras que a la derecha se visualiza el flujo en el modelo de tubo equivalente. En el caso del modelo de tres tubos, se distingue una variación significativa en la temperatura del fluido entre cada canal, evidenciando una disipación térmica no uniforme. El tubo más cercano a la entrada presenta una mayor temperatura de salida $78.84\text{ }^{\circ}\text{C}$, mientras que los otros dos canales muestran temperaturas sensiblemente menores, lo cual sugiere que la distribución del flujo entre los tubos no es completamente homogénea, afectando el aprovechamiento térmico en la sección final del intercambiador. Por el contrario, el modelo de tubo equivalente muestra un perfil térmico más continuo y uniforme, con una temperatura de salida de aproximadamente $80.35\text{ }^{\circ}\text{C}$, lo que indica una mayor extracción de calor durante el recorrido del fluido. Esta eficiencia térmica puede atribuirse a una mejor distribución del flujo y a una interacción térmica más prolongada con la superficie del tubo, favorecida por la geometría mejorada. Este comportamiento confirma que, aunque el modelo mejorado representa una simplificación en cuanto al número de canales, logra mantener o incluso superar la capacidad de transferencia térmica del modelo original, evidenciando un rendimiento térmico más controlado y eficiente en la zona de salida.

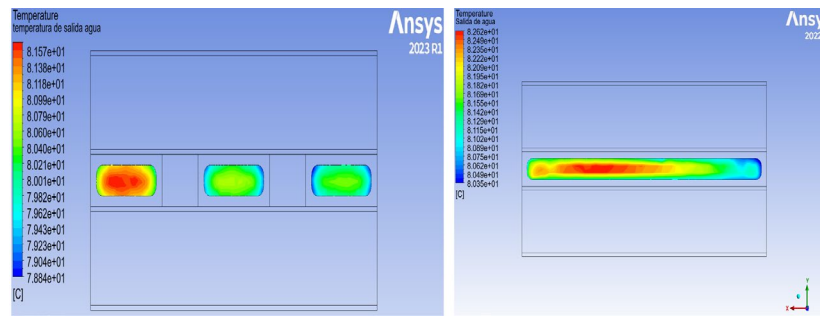


Figura. 5.7 Comparación de la temperatura del fluido refrigerante en la cara de salida para el modelo de tres tubos (izquierda) y el modelo de tubo equivalente (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

El modelo mejorado alcanza una mayor temperatura de salida, lo que sugiere una mayor transferencia de calor a lo largo del dominio.

5.9 Distribución de temperatura en las aletas del radiador

La Figura 5.8, ilustra la distribución de temperatura en las aletas del radiador a lo largo del tubo, desde la entrada hasta la salida, considerando tanto el modelo de tres tubos (parte superior) como el modelo del tubo equivalente (parte inferior). Esta visualización permite analizar la efectividad de la disipación térmica hacia el medio ambiente a través de las aletas, las cuales desempeñan un papel crítico en la transferencia de calor desde el fluido hacia el aire. En el modelo de tres tubos, las aletas presentan una mayor variación de temperatura transversal, evidenciando zonas de mayor gradiente térmico, especialmente próximas a la entrada del fluido.

Esto se debe al contacto directo con el agua a mayor temperatura y al aumento de la eficiencia local de transferencia. En contraste, el modelo del tubo equivalente presenta una distribución térmica más homogénea en las aletas, lo que sugiere una disipación de calor más equilibrada a lo largo del dominio, reflejo de un flujo controlado y continuo que mantiene condiciones térmicas estables durante su recorrido. Cabe destacar que, en ambos casos, las temperaturas en las aletas disminuyen progresivamente en dirección del flujo, lo cual es coherente con el comportamiento convectivo esperado. Sin embargo, el gradiente es más pronunciado en el modelo de tres tubos, lo que refleja un mayor diferencial térmico disponible para la disipación. Este tipo de análisis permite determinar regiones críticas para futuras mejoras geométricas, como el ajuste de la densidad de aletas o el espesor para maximizar el rendimiento térmico del conjunto.

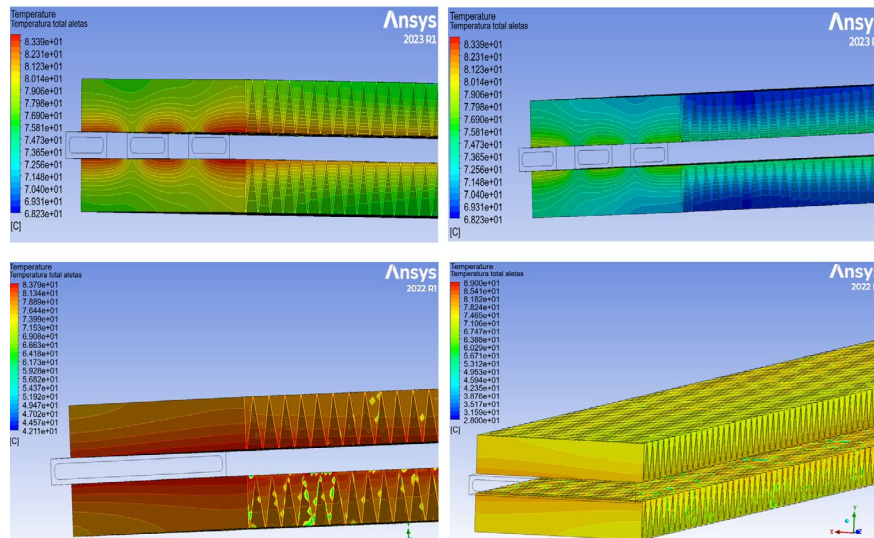


Figura. 5.8 Comparación de la distribución de temperatura en las aletas del radiador para el modelo de tres tubos (superior) y el modelo de tubo equivalente (inferior). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

5.10 Temperatura del aire a la salida

La Figura 5.9, muestra la distribución de temperaturas del aire a la salida del radiador para ambos modelos: el modelo original de tres tubos (arriba) y el modelo mejorado de tubo equivalente (abajo). Las imágenes permiten visualizar el comportamiento térmico del aire tras atravesar las aletas y absorber calor del fluido interno. En el modelo de tres tubos se observa una salida de aire con variaciones significativas de temperatura, especialmente cerca de los tubos, donde se concentra el mayor gradiente térmico. La temperatura máxima registrada es de aproximadamente 81.3 °C, evidenciando un intercambio de calor efectivo, pero limitado a las zonas más cercanas al paso del fluido. La distribución térmica en el aire revela zonas con bajo acoplamiento térmico, probablemente debido a la asimetría del flujo de agua entre tubos y al diseño del arreglo. En contraste, el modelo de tubo equivalente muestra una salida de aire con un campo térmico más uniforme, alcanzando temperaturas máximas de hasta 83.67 °C. Esta diferencia indica una mayor eficiencia en la transferencia de calor desde el tubo hacia las aletas y, posteriormente, al aire circundante. La longitud continua del canal de flujo y su interacción sostenida con las aletas permiten una mayor extracción de energía térmica hacia el fluido externo, lo que se traduce en un aumento más homogéneo de temperatura en el aire de salida. Estos resultados refuerzan la efectividad del modelo mejorado en términos de aprovechamiento del área de intercambio térmico, especialmente hacia la región de salida, donde el aire alcanza temperaturas más elevadas de forma uniforme.

Caracterización Experimental y Modelado de Transferencia de Calor de un Radiador para Motores de Cuatro Tiempos

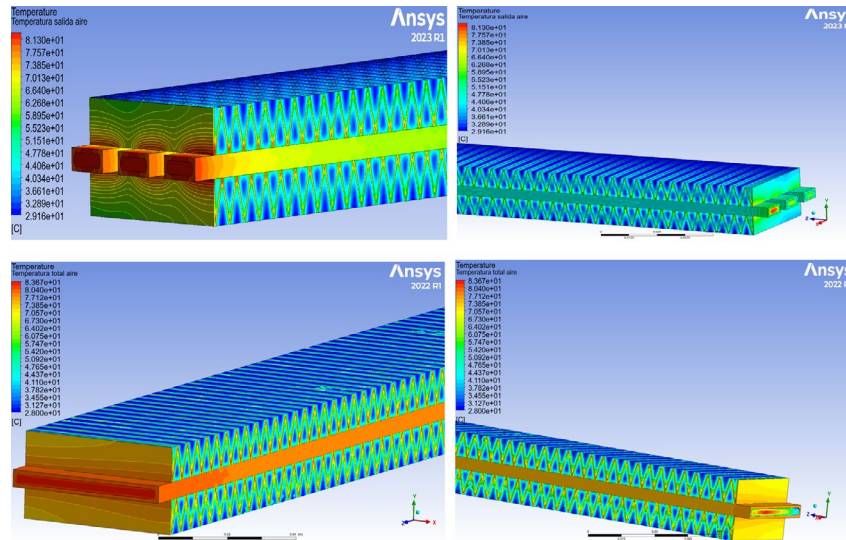


Figura. 5.9 Distribución de temperatura del aire a la salida del radiador en el modelo de tres tubos (superior) y en el modelo mejorado de tubo equivalente (inferior). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

5.11 Número de Reynolds: 3 tubos vs tubo mejorado

La Figura 5.10, muestra la relación entre el número de Reynolds y la velocidad del agua en dos configuraciones del radiador: el diseño original con 3 tubos (izquierda) y el tubo mejorado con altura reducida a 2 mm (derecha). En ambos casos se evidencia una tendencia lineal ascendente, lo que indica que el régimen de flujo aumenta proporcionalmente con la velocidad del fluido. En la configuración original, con una velocidad de 0.682 m/s, se obtiene un Reynolds de 9539, correspondiente a un flujo transicional. Por su parte, en el tubo mejorado, con una velocidad menor de 0.2156 m/s, el número de Reynolds es de 2534, aún dentro del régimen de transición. Esta comparación permite validar que, aunque la velocidad en el tubo mejorado disminuye considerablemente, se mantiene un flujo suficientemente turbulento para garantizar el intercambio térmico. La gráfica también sirve como validación de los resultados CFD, ya que se ajustan a la tendencia teórica esperada.

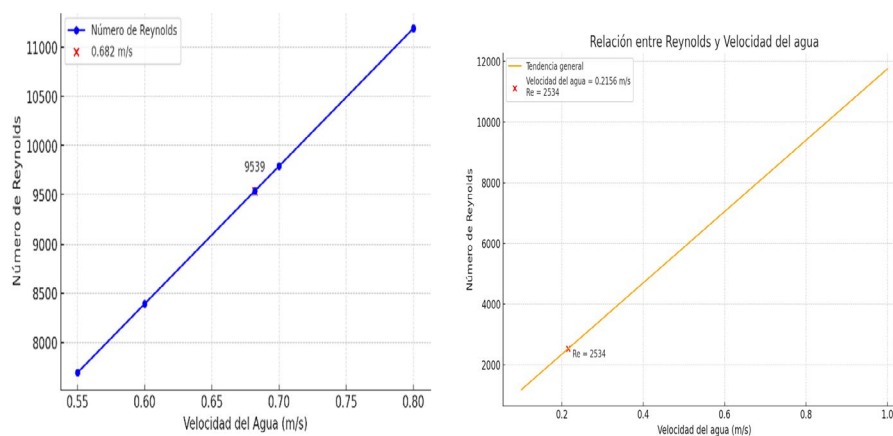


Figura. 5.10 Evolución del número de Reynolds según la velocidad del agua en el radiador original de 3 tubos (izquierda) y en el tubo mejorado (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Python.

La Figura 5.11, muestra la relación entre el número de Reynolds del agua y del aire en el radiador, para el diseño de 3 tubos (izquierda) y para el tubo mejorado de 2 mm (derecha). En ambas configuraciones se observa una correlación directa entre ambos parámetros: conforme incrementa el flujo del agua, también lo hace el régimen del aire, lo cual mejora el intercambio térmico. En el caso original, con Reynolds del agua igual a 9539, el aire alcanza un valor de 4749, evidenciando un arrastre eficaz y condiciones de convección mejoradas. En el tubo mejorado, a pesar de que el Reynolds del agua es menor (2534), el Reynolds del aire se mantiene elevado, indicando que el rediseño permite conservar la eficiencia térmica del sistema. Este comportamiento demuestra que la modificación geométrica logra reducir la caída de presión en el agua sin afectar negativamente la transferencia de calor al aire. La validación CFD confirma que el modelo predice de forma confiable el comportamiento de ambos fluidos, brindando una herramienta útil para el diseño mejorado de radiadores.

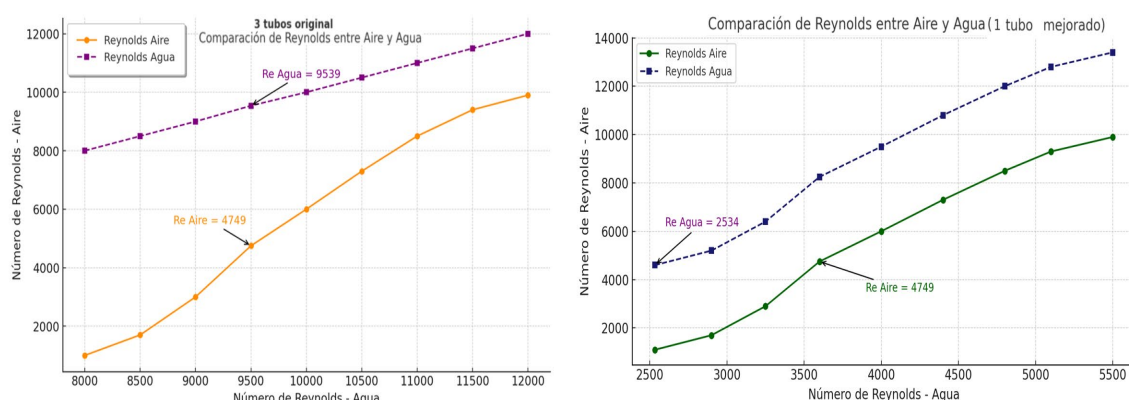


Figura. 5.11 Comparación entre el número de Reynolds del agua y del aire para el radiador con 3 tubos (izquierda) y el tubo mejorado(derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Python.

5.12 Comparativa de temperaturas: 3 tubos vs 1 tubo mejorado

El análisis térmico de los modelos computacionales permite visualizar la evolución de temperatura tanto del fluido caliente (agua) como del fluido frío (aire) a lo largo del recorrido en el radiador. En la figura 5.12, se muestran dos escenarios: a la izquierda, la configuración con 3 tubos y a la derecha, el modelo con 1 solo tubo mejorado geométricamente. En ambos casos se observa un comportamiento térmico consistente: la temperatura del agua disminuye progresivamente desde la entrada hasta la salida, mientras que el aire incrementa su temperatura al absorber el calor del fluido caliente. En el modelo de 3 tubos, el agua inicia a 89 °C y desciende hasta 78.84 °C, mientras que el aire se eleva de 28 °C a 40.12 °C. Por otro lado, en el modelo mejorado de 1 tubo, la temperatura de entrada del agua también es de 89 °C, pero su salida es de 80.35 °C, mostrando una menor variación respecto a la configuración anterior, mientras que el aire alcanza los 40.67 °C. Esta diferencia en el descenso térmico del agua se explica por el área de transferencia de calor en el modelo de 1 tubo, aunque este diseño está compensado por un incremento en la eficiencia térmica relativa y una menor caída de presión. En ambos casos, el gradiente térmico entre los fluidos demuestra una correcta transferencia de energía, validando la consistencia del modelo CFD frente a condiciones físicas similares.

Caracterización Experimental y Modelado de Transferencia de Calor de un Radiador para Motores de Cuatro Tiempos

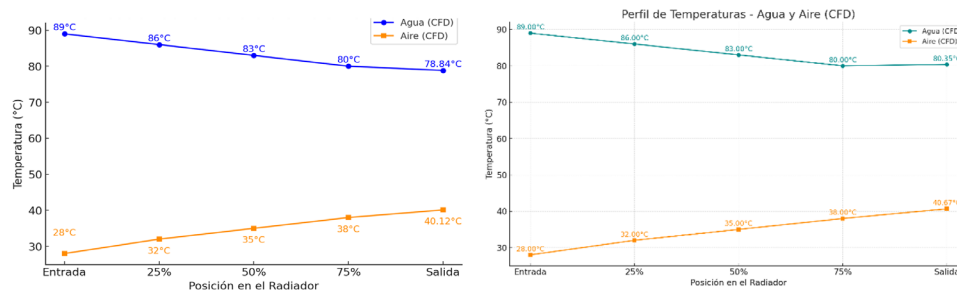


Figura 5.12 Comparación del perfil de temperatura de agua y aire obtenidos por simulación CFD para el modelo de 3 tubos (izquierda) y el modelo mejorado de 1 tubo (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Python.

5.13 Presión de salida del agua (experimental vs CFD)

La Figura 5.13, presenta la comparación entre la presión de salida del agua obtenida experimentalmente y la predicha mediante simulación CFD para dos configuraciones: el radiador de 3 tubos (izquierda) y el tubo mejorado con altura reducida a 2 mm (derecha). En el caso del radiador con 3 tubos, la presión experimental fue de 19950.7 Pa, mientras que la simulación arrojó un valor ligeramente superior de 20837.3 Pa. Esta diferencia representa una desviación aceptable del modelo CFD respecto al valor medido, lo cual valida su precisión en la predicción de parámetros hidráulicos dentro del radiador original. En contraste, para el tubo mejorado, la presión de salida aumentó a 21984.3 Pa según la simulación, manteniéndose coherente con la tendencia observada en la configuración original. Este incremento se atribuye a la reducción geométrica del canal (altura de 2 mm), la cual genera una mayor resistencia al flujo, elevando la presión de salida. Sin embargo, dicha variación se encuentra dentro de los límites operativos seguros y evidencia que el rediseño no compromete la integridad hidráulica del sistema. En ambos casos, la cercanía entre los valores simulados y experimentales confirma la confiabilidad del modelo CFD y su utilidad para evaluar y mejorar el diseño térmico e hidráulico del radiador.

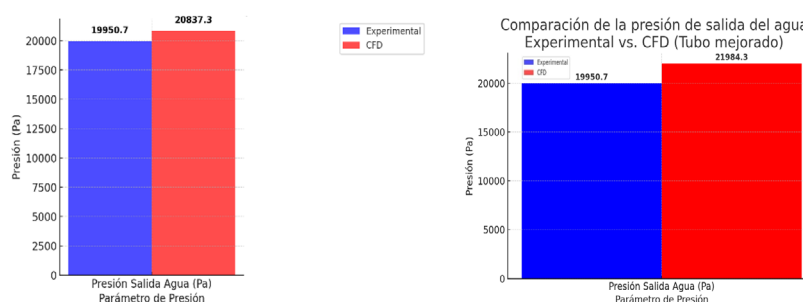


Figura 5.13 Comparación de la presión de salida del agua entre el modelo experimental y la simulación CFD para dos configuraciones: radiador de 3 tubos (izquierda) y tubo mejorado con altura de 2 mm (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Python.

5.14 Evaluación geométrica del canal (CFD paramétrico)

5.14.1 Cálculo Teórico de h y ΔP

Se realizaron cálculos teóricos para distintas alturas del canal del tubo, manteniendo constante el flujo másico de 0.01916 kg/s. A través de fórmulas tradicionales para flujo interno en canales rectangulares, se determinaron parámetros clave como la velocidad del

fluido, el diámetro hidráulico (D_h), el número de Reynolds (Re), el número de Nusselt (Nu), el coeficiente de convección (h) y la caída de presión (ΔP). Los resultados mostraron un incremento progresivo en la eficiencia térmica conforme se reducía la altura, aunque con un incremento considerable en la caída de presión.

5.14.2 Validación CFD del caso base (2 mm)

El caso de la altura del canal de 2 mm fue simulado en CFD y validado con los datos experimentales obtenidos. El modelo mostró una caída de presión de 1264.1 Pa en simulación CFD y un valor calculado de 158 Pa usando formulaciones analíticas, lo que evidencia la diferencia entre los métodos, producto de simplificaciones en el modelo teórico (flujo laminar, entrada totalmente desarrollada) y las complejidades reales consideradas en CFD (pérdidas por entrada, desarrollo de flujo, rugosidad, etc.).

5.14.3 Variación de altura en CFD

Se realizó una simulación paramétrica variando la altura del canal de 1.0 a 3.0 mm para observar su efecto en la caída de presión. El objetivo fue identificar el compromiso entre rendimiento térmico y eficiencia hidráulica. Los resultados mostraron que, a menor altura, la resistencia al flujo aumenta de forma no lineal, generando un fuerte incremento en la caída de presión ΔP . Por otro lado, la transferencia de calor se incrementa gracias al aumento en la velocidad del fluido.

5.14.4 Gráfica comparativa de ΔP vs altura del canal

La Figura 5.14, muestra la relación no lineal entre la altura del canal y la caída de presión. El valor simulado para 2 mm ($\Delta P = 1264.1$ Pa) fue destacado como punto de referencia. Las alturas menores a 1.5 mm presentaron valores excesivos de ΔP (> 2700 Pa), mientras que a 3.0 mm la caída fue de solo 644.6 Pa, aunque con menor eficiencia térmica.

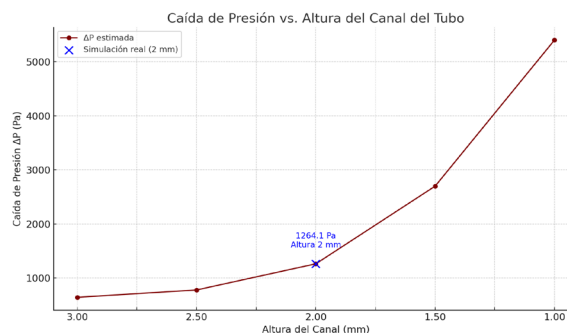


Figura. 5.14 Relación entre la altura del canal del tubo y la caída de presión estimada. Se incluye el punto obtenido por simulación numérica CFD (altura de 2 mm), utilizado como base para la validación del comportamiento hidráulico del modelo mejorado. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

5.14.5 Justificación técnica de la elección de 2 mm

La altura de 2 mm fue elegida como óptima por las siguientes razones:

- 1) Proporciona un coeficiente de convección $h = 1614 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, superior al de 2.5 mm ($h = 1263 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$) y 3 mm ($h = 1030 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$);

- 2) La caída de presión calculada fue de 158 Pa y la simulada 1264.1 Pa, ambas dentro de un rango aceptable para aplicaciones automotrices;
- 3) El número de Reynolds alcanzado fue 2534, favoreciendo la transición hacia flujo turbulento que mejora la transferencia térmica sin excesiva inestabilidad. Alturas menores a 2 mm, si bien ofrecen mayor h , generan caídas de presión excesivas que comprometen el sistema hidráulico.

5.14.6 Límites prácticos por caída de presión

El análisis paramétrico permitió establecer un límite técnico inferior en la altura del canal alrededor de 2 mm. Valores menores aumentan drásticamente la resistencia al flujo, con caída de presión ΔP estimada de 2700 Pa para 1.5 mm y hasta 5400 Pa para 1 mm. Estos niveles podrían inducir sobrecarga en la bomba, riesgo de cavitación y reducción en la vida útil del sistema. Por tanto, la geometría seleccionada equilibra adecuadamente el rendimiento térmico y la sostenibilidad hidráulica.

5.15 Caída de presión: Comparación 3 tubos vs tubo mejorado

La Figura 5.15, presenta la comparación directa de la caída de presión (ΔP) entre el modelo original de 3 tubos y el modelo geoméricamente mejorado con un solo tubo equivalente. Se observa una reducción significativa de la pérdida de presión en el nuevo modelo, pasando de 2411.1 Pa en el caso de 3 tubos a 1264.1 Pa en el tubo mejorado.

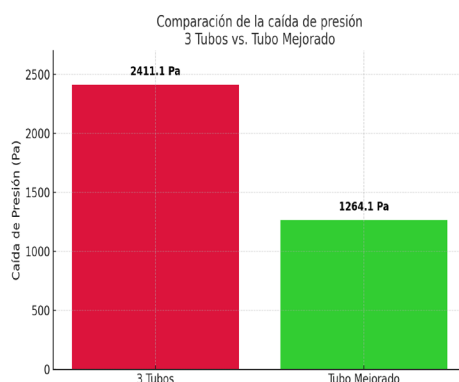


Figura. 5.15 Comparación de la caída de presión obtenida por simulación CFD entre el modelo original de 3 tubos y el tubo mejorado. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

Este descenso de aproximadamente 47.6 % en la caída de presión evidencia una mejora significativa en la eficiencia hidráulica del sistema. La principal causa de esta diferencia radica en la nueva sección transversal del tubo, cuya altura de 2 mm proporciona un equilibrio más eficiente entre velocidad del flujo y área de paso. Esto favorece una circulación más uniforme del fluido refrigerante, reduciendo notablemente la resistencia interna del canal. Como resultado, se minimizan las pérdidas por fricción, lo cual se traduce en una presión más estable y controlada a lo largo del recorrido del fluido.

Adicionalmente, aunque el diseño del tubo mejorado presenta una altura de canal reducida (2 mm), que podría implicar mayor resistencia por sección transversal, esta se ve compensada por una trayectoria más directa y un menor número de interfaces o bifurcaciones en comparación con el conjunto de tres tubos paralelos. La simulación CFD demuestra que es posible alcanzar un equilibrio entre la eficiencia térmica y la resistencia hidráulica mediante rediseño geométrico, sin comprometer el rendimiento del sistema.

Este resultado complementa los hallazgos del apartado 5.14, en donde se analizó el efecto de la altura del canal sobre la caída de presión. En conjunto, ambos análisis respaldan que la configuración mejorada no solo permite mayor transferencia térmica, sino que además reduce las exigencias hidráulicas, lo cual es altamente deseable para aplicaciones automotrices, donde la presión disponible de la bomba es limitada.

5.16 Eficiencia térmica: Modelo original vs modelo mejorado

En la Figura 5.16, se presenta la comparación del desempeño térmico del radiador para ambas configuraciones: el modelo original de 3 tubos y el modelo mejorado de un solo tubo con altura de canal de 2 mm. Las curvas muestran cómo la eficiencia del radiador se incrementa con la velocidad del aire, debido a una mayor transferencia convectiva entre el fluido refrigerante y el flujo externo de aire. Para una velocidad de aire de 15.47 m/s, el modelo de 3 tubos alcanzó una eficiencia de 16.66%, mientras que el tubo mejorado logró una eficiencia de 20.77% bajo las mismas condiciones, lo que representa una ganancia térmica significativa. Esta diferencia se relaciona directamente con el coeficiente de convección alcanzado en cada configuración. En el tubo mejorado, la sección transversal con altura de 2 mm permitió obtener un valor de $h = 1614 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, superior al de las configuraciones de mayor altura (por ejemplo, $h = 1263 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ para una altura de 2.5 mm y $h = 1030 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ para una altura de 3 mm). Esta elevación en h implica que el diseño mejorado logra una transferencia de calor más efectiva, gracias al aumento en la velocidad interna del fluido y a una mayor interacción térmica con la superficie de los tubos. En conjunto, estos resultados reflejan que la mejora aplicada a la geometría interna del tubo no solo permitió reducir la caída de presión, sino también potenciar la eficiencia térmica del radiador.

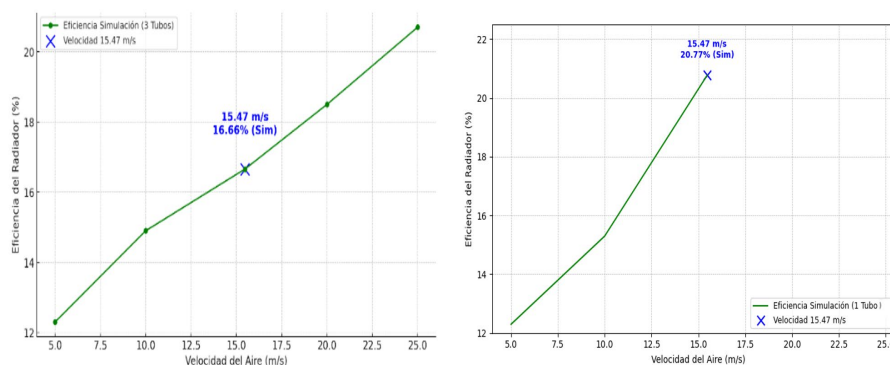


Figura. 5.16 Comparación de eficiencia térmica en función de la velocidad del aire: modelo original (3 tubos) vs. modelo mejorado (1 tubo). Fuente: Elaboración propia mediante Python.

5.17 Distribución de efectividad térmica

La Figura 5.17, presenta la evolución de la efectividad térmica del radiador en función del porcentaje de recorrido del fluido refrigerante (agua) a lo largo del canal, tanto para el modelo original de tres tubos (izquierda) como para el modelo mejorado de un solo tubo con altura de canal de 2 mm (derecha). Ambas curvas muestran un comportamiento ascendente a medida que el fluido avanza por el radiador, lo que indica que la transferencia de calor se acumula progresivamente a lo largo del canal. Sin embargo, se observa una clara diferencia en el desempeño térmico acumulado entre ambos modelos. Para el modelo original (3 tubos), la efectividad final alcanzada al 100 % del recorrido

fue de 17.42 %, mientras que el modelo mejorado logró una efectividad de 19.51 %. Esta mejora representa un aumento significativo en la capacidad de intercambio térmico del sistema, atribuible al cambio realizado en la altura del canal del tubo, que mejoró las condiciones de flujo interno y favoreció la transferencia de calor. El modelo mejorado favorece una mayor velocidad interna del fluido y un coeficiente de convección de ($h = 1614 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$), lo cual se traduce en un intercambio térmico más efectivo desde las primeras etapas del recorrido y una curva más inclinada hacia valores altos.

Este comportamiento refleja un mejor aprovechamiento del área de intercambio térmico disponible y confirma que la mejora geométrica del canal no solo reduce la caída de presión, sino que también incrementa la efectividad acumulada del sistema. La comparación de ambas gráficas resalta el impacto positivo de esta intervención sobre el rendimiento térmico global del radiador.

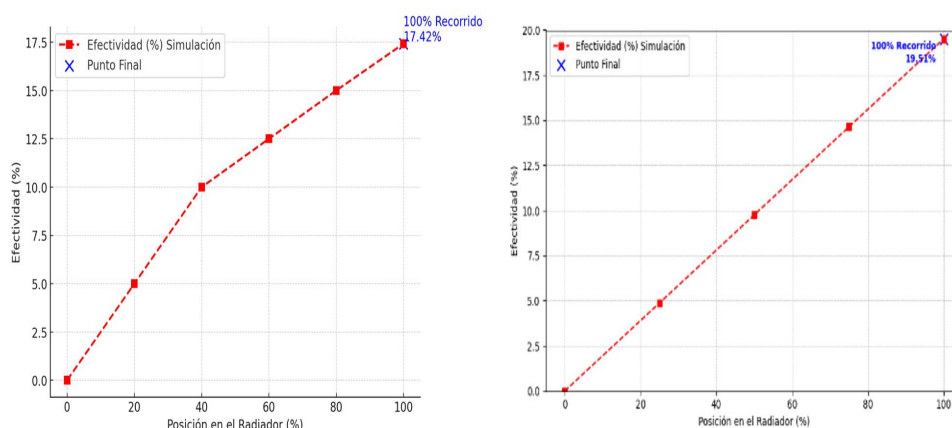


Figura. 5.17 Comparación de la distribución de la efectividad térmica a lo largo del canal del radiador para el modelo original (3 tubos izquierda) y el modelo mejorado (1 tubo derecha).

Fuente: Elaboración propia mediante Python.

5.18 Conclusión: Modelo equivalente mejorado

El conjunto de análisis presentados en este capítulo demuestra que la mejora geométrica aplicada en la sección transversal del canal (reduciendo la altura a 2 mm) permitió representar eficientemente el comportamiento térmico e hidráulico de un conjunto de tres tubos mediante un solo tubo equivalente. Esta simplificación no solo conservó las características fundamentales del flujo, sino que además redujo significativamente la caída de presión, con una disminución del 47.6% en condiciones simuladas de CFD a una velocidad de entrada de aire de 15.47 m/s, pasando de $\Delta P = 2411.1 \text{ Pa}$ en el modelo original de 3 tubos a $\Delta P = 1264.1 \text{ Pa}$ en el modelo mejorado de un solo tubo. Además, bajo las mismas condiciones, la eficiencia térmica del sistema aumentó de 16.66% a 20.77%, evidenciando un mejor aprovechamiento del calor transferido entre el refrigerante y el aire.

La validación teórica y computacional de esta mejora geométrica, apoyada en simulaciones paramétricas de CFD, permitió identificar que una altura de canal de 2 mm ofrece el mejor equilibrio entre capacidad de transferencia de calor y pérdida de carga.

Asimismo, la distribución de la efectividad térmica a lo largo del canal mostró un desempeño superior en la geometría modificada, con un mayor aprovechamiento del perfil térmico del radiador a lo largo del recorrido.

Estos hallazgos no solo respaldan la viabilidad del rediseño de un tubo mejorado como representación funcional de un módulo de tres tubos, sino que también sientan las bases para escalar esta geometría en configuraciones de mayor número de tubos, como se abordará en el siguiente bloque.

**CAPÍTULO 6
COMPARACIÓN DEL MODELO DE
NUEVE TUBOS FRENTE AL MODELO
EQUIVALENTE DE TRES TUBOS
MEJORADOS**

6.1 Descripción geométrica y del mallado

La Figura 6.1, muestra la representación tridimensional de los dos modelos comparativos: el radiador completo con 9 tubos (izquierda) y el modelo reducido de 3 tubos con geometría mejorada (derecha). En ambos casos, la estructura general incluye tubos horizontales por donde circula el fluido refrigerante, acompañados de aletas tipo zigzag dispuestas entre cada fila, cuya función es maximizar el área de contacto con el aire de enfriamiento. En el modelo de 9 tubos, los canales se encuentran distribuidos uniformemente y separados por aletas que generan múltiples pasos de aire. En cambio, en el modelo de 3 tubos mejorados, se conservan únicamente tres canales, pero estos ocupan un volumen equivalente al espacio total de los nueve originales, eliminando las secciones intermedias entre tubo y tubo. Esta configuración permite reducir la complejidad geométrica sin sacrificar el volumen efectivo de transferencia térmica. En todos los modelos CFD comparados (3 y 9 tubos y sus equivalentes de 1 y 3 tubos mejorados), se consideraron tubos de cobre y aletas de aluminio, manteniendo constante el tipo de material para evaluar únicamente el efecto geométrico sobre la transferencia de calor y la caída de presión.

En cuanto al mallado, ambos modelos fueron generados con elementos de tamaño uniforme de 1 mm (element size y max size), manteniendo las mismas condiciones de calidad y resolución espacial. No obstante, debido al rediseño interno de los tubos en el modelo mejorado, la cantidad total de nodos y elementos se incrementó significativamente. El modelo de 3 tubos mejorados cuenta con 54,524,309 nodos y 10,560,221 elementos, frente al modelo original de 9 tubos, que registra 34,758,930 nodos y 7,864,562 elementos, como se observa en la Figura 6.2.

Este aumento en el número de celdas se debe al rediseño del canal interno, el cual posee una geometría más compleja y continua a lo largo del flujo. A pesar del incremento en recursos computacionales, esta configuración permite una mayor resolución en zonas críticas, especialmente para analizar fenómenos de caída de presión y gradientes térmicos con mayor precisión.

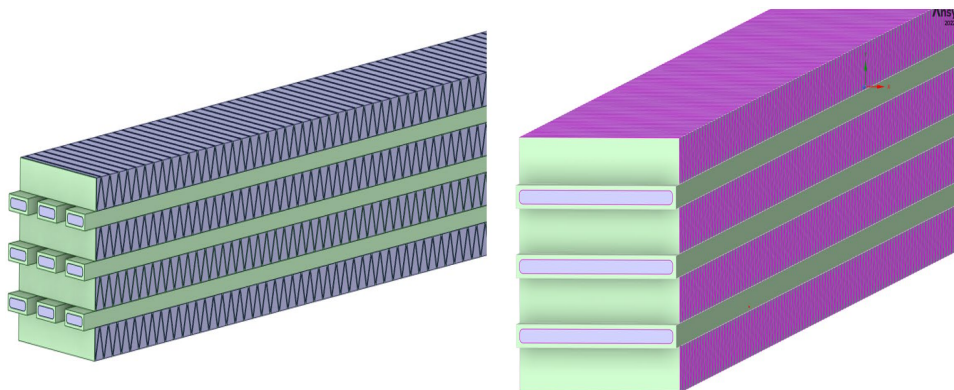


Figura. 6.1 Geometría del radiador: modelo de 9 tubos (izquierda) vs modelo equivalente de 3 tubos mejorados (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

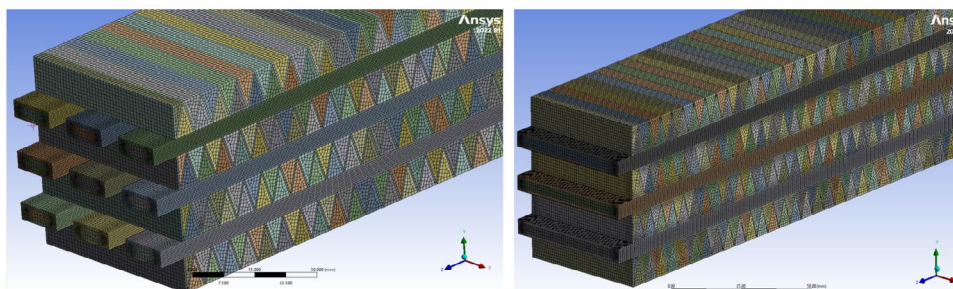


Figura. 6.2 Comparación visual de la estructura de mallado entre el modelo de nueve tubos (izquierda) y el modelo equivalente de tres tubos mejorados (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

6.2 Distribución de temperatura del agua

Con el propósito de visualizar el comportamiento térmico del fluido refrigerante en ambos modelos, se presentan las distribuciones de temperatura para una condición de entrada constante de 89°C . Las imágenes muestran un corte longitudinal en la región del canal de agua, destacando las diferencias en la disipación térmica alcanzadas por cada configuración. En el modelo completo de nueve tubos (izquierda), se observa una caída de temperatura más progresiva y homogénea a lo largo del recorrido del fluido, aunque con zonas de menor transferencia térmica en regiones intermedias, atribuibles a la distribución espacial de los tubos, como se observa en la Figura 6.3.

Por otro lado, en el modelo equivalente de tres tubos con canal mejorado (derecha), se aprecia una transferencia de calor mucho más intensa, con gradientes térmicos más pronunciados desde la entrada, reflejando una mayor eficiencia térmica. Este efecto se debe al rediseño de la geometría del canal, que favorece el contacto térmico entre el fluido y la superficie de intercambio. Este análisis evidencia que la redistribución geométrica no solo conserva el flujo másico constante, sino que también mejora el desempeño térmico del sistema al incrementar el gradiente térmico a lo largo del canal.

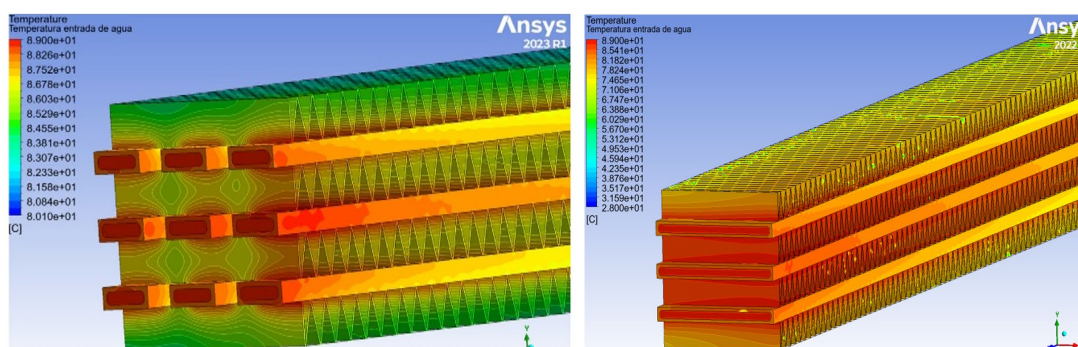


Figura. 6.3 Distribución de temperatura del fluido refrigerante en ambos modelos para una condición de entrada de 89°C . Izquierda: modelo de nueve tubos. Derecha: modelo de tres tubos con canal mejorado. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

6.3 Comparación de la temperatura de salida del agua

La figura 6.4, compara la temperatura del fluido refrigerante a la salida del radiador para los dos modelos evaluados. En el caso del modelo de 9 tubos (izquierda), se observa una

distribución térmica más dispersa y con menor incremento térmico neto a lo largo del recorrido, lo que indica una menor transferencia de calor hacia el aire ambiente. En contraste, el modelo equivalente de 3 tubos con canal mejorado (derecha) muestra una mayor temperatura en la salida del agua, con valores más homogéneos y elevados.

Esto sugiere un mayor aprovechamiento térmico dentro del canal y una transferencia de calor más eficiente, atribuible a su diseño compacto y a la configuración interna del canal, que favorece un contacto más prolongado del fluido con las superficies calientes. Estos resultados refuerzan la superioridad térmica del modelo mejorado, ya que permite obtener una mayor ganancia térmica por unidad de masa de fluido, manteniendo condiciones hidráulicas controladas.

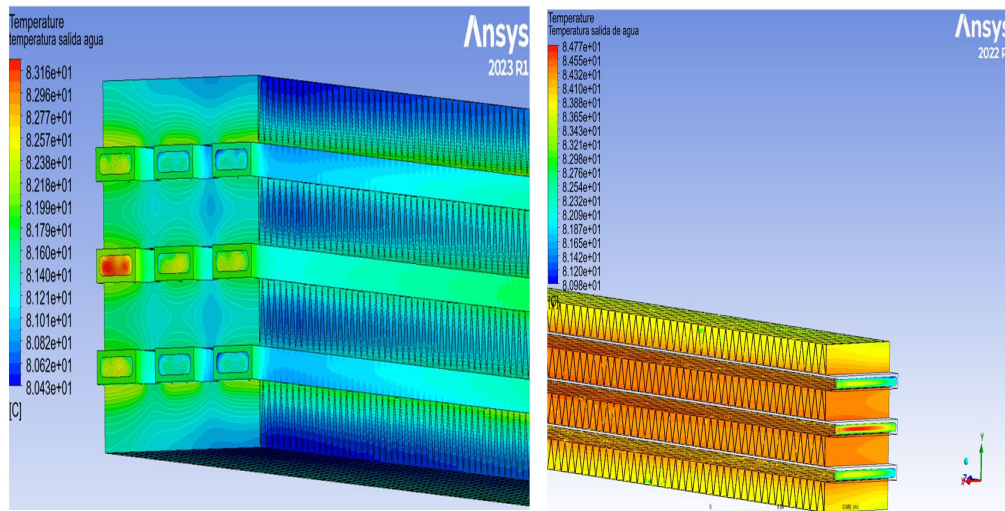


Figura. 6.4 Comparación de la distribución de temperatura del fluido refrigerante a la salida del radiador: modelo de 9 tubos (izquierda) y modelo equivalente de 3 tubos con canal mejorado (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

6.4 Distribución de temperatura en los tubos del radiador

Este apartado analiza la evolución térmica del fluido refrigerante a lo largo de los tubos en ambos modelos: el radiador original de 9 tubos y el modelo equivalente con 3 tubos mejorados. Las imágenes corresponden a cortes térmicos donde se observa la temperatura total en los tubos, tanto a la entrada como a la salida del sistema. En la parte superior de la figura se muestran los resultados del modelo, donde el fluido ingresa a los 9 tubos con una temperatura de aproximadamente 84.7°C y experimenta un descenso térmico moderado a lo largo de su recorrido. Sin embargo, se observan zonas con transferencia térmica desigual, especialmente en los tubos periféricos, lo que indica una distribución del flujo no completamente uniforme como se observa en la Figura 6.5. En contraste, el modelo mejorado con solo 3 tubos (parte inferior de la figura) evidencia una mayor disipación térmica, con temperaturas de salida significativamente más bajas y una distribución más homogénea del gradiente térmico. Esto sugiere un aprovechamiento más eficiente del área de transferencia de calor, atribuible al rediseño geométrico del canal, el control de la altura hidráulica y la orientación forzada del flujo. Estos resultados refuerzan la hipótesis de que el modelo reducido no solo representa adecuadamente el comportamiento térmico del sistema completo, sino que incluso puede superarlo en eficiencia térmica bajo ciertas condiciones de operación.

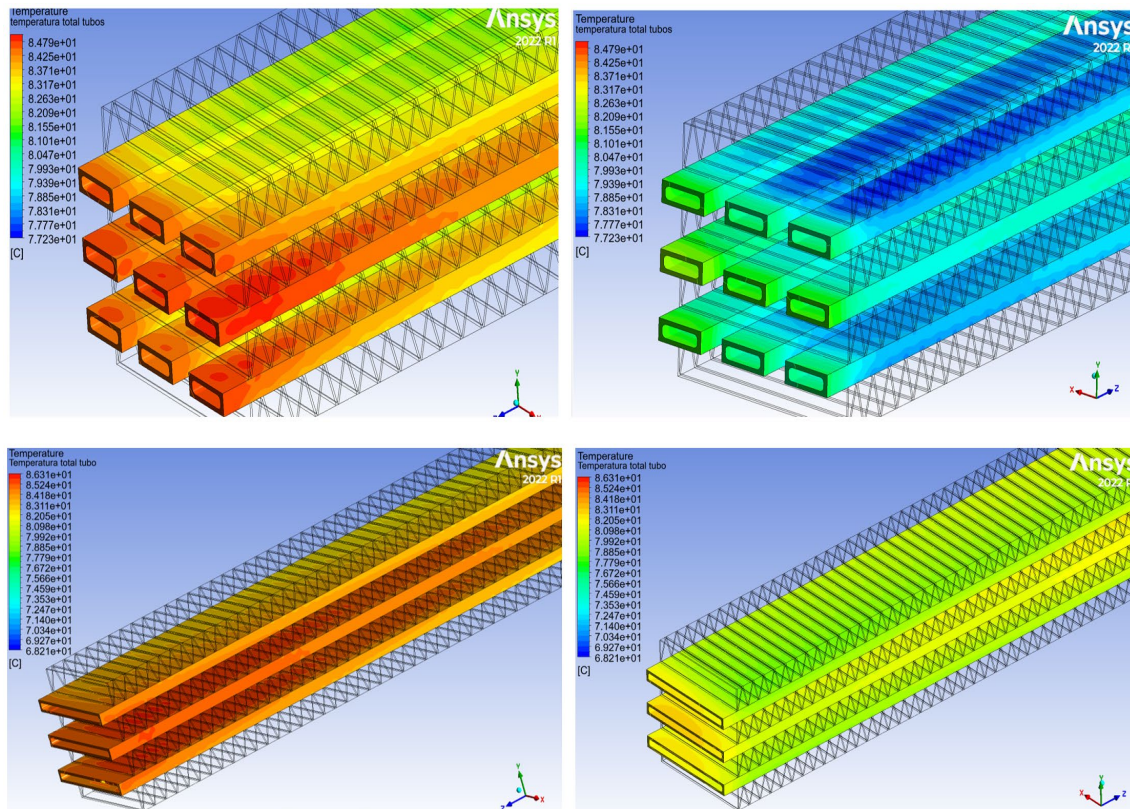


Figura. 6.5 Distribución de temperatura en los tubos del radiador. Parte superior: modelo de 9 tubos; parte inferior: modelo equivalente con 3 tubos mejorados. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

6.5 Temperatura del agua a lo largo del canal

Este apartado presenta en la Figura 6.6, la distribución de temperatura del agua a lo largo del recorrido interno en ambos modelos, permitiendo observar la eficiencia en la transferencia térmica desde la entrada hasta la salida de los tubos. Las imágenes superiores corresponden al modelo original de 9 tubos, mientras que las inferiores muestran el comportamiento del modelo equivalente con 3 tubos mejorados. En el caso del modelo de 9 tubos (parte superior), se aprecia que el fluido refrigerante ingresa con una temperatura de 89 °C y va reduciendo progresivamente su energía térmica a medida que avanza a través de los tubos. No obstante, se observan variaciones leves entre tubos centrales y periféricos, lo cual podría estar asociado a diferencias locales en el régimen del flujo y la distribución interna del aire. En contraste, el modelo mejorado con solo 3 tubos (parte inferior) muestra una disipación térmica más eficiente y continua. La pendiente del gradiente térmico es más pronunciada a lo largo de cada tubo, lo que indica un mayor aprovechamiento del contacto con las aletas. Esta mejora puede atribuirse al rediseño de la geometría interna, a la menor altura hidráulica y a una distribución más controlada del flujo dentro del canal. La evaluación visual de la evolución térmica evidencia que el modelo compacto no solo logra mantener el comportamiento global del sistema original, sino que incluso mejora el intercambio térmico con menor cantidad de tubos, reduciendo la masa del sistema y su complejidad de fabricación.

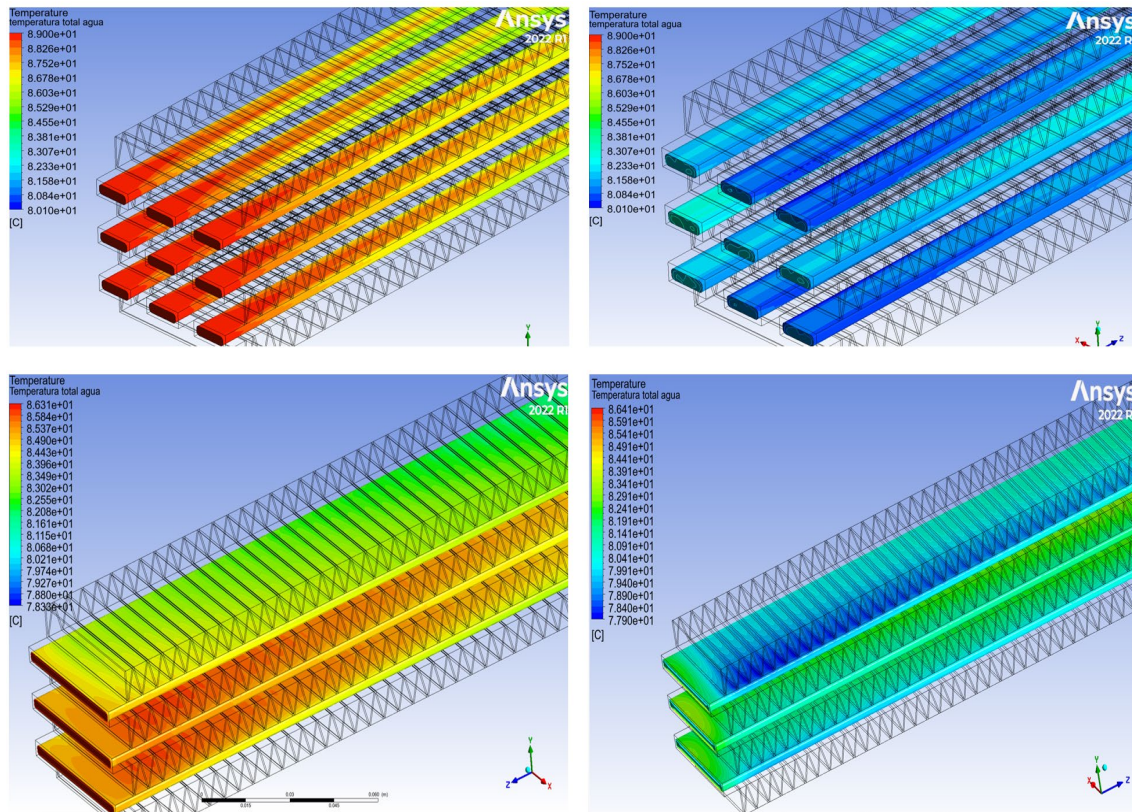


Figura. 6.6 Distribución de temperatura total del agua a lo largo del canal. Parte superior: modelo original de 9 tubos; parte inferior: modelo mejorado con 3 tubos. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

6.6 Distribución térmica en la salida individual de los tubos

Este análisis se enfoca en el comportamiento térmico del fluido refrigerante justo al final de su recorrido, al alcanzar la salida de cada tubo en el radiador. Se busca identificar posibles asimetrías en el intercambio de calor, diferencias entre tubos individuales y la eficiencia global del diseño para ambos modelos: en el de 9 tubos y en el modelo equivalente con 3 tubos de geometría mejorada.

En la imagen izquierda, correspondiente al modelo de 9 tubos, se observa una distribución no uniforme de temperaturas en la salida de los tubos. Los tubos centrales presentan mayor retención térmica, evidenciada por zonas más cálidas en tonos rojo-anaranjados, mientras que los tubos periféricos muestran menor temperatura de salida, lo cual indica que el fluido cede menos calor en esas regiones. Esta variación puede atribuirse a un reparto no uniforme del flujo o a un enfriamiento menos efectivo en las zonas extremas del intercambiador. Por otro lado, la imagen derecha muestra el modelo compacto de tres tubos con canales ensanchados. Aquí, el perfil térmico es más homogéneo a lo largo de cada tubo y entre ellos, destacando una disipación de calor más uniforme en la sección de salida. Esta simetría térmica sugiere que el rediseño geométrico no solo reduce la cantidad de tubos, sino que mejora la distribución del flujo y maximiza el aprovechamiento térmico del volumen activo del sistema, como se observa en la Figura 6.7.

En conjunto, esta comparación identifica que la geometría mejorada permite una salida más controlada y eficiente del fluido, disminuyendo las pérdidas térmicas asociadas a distribuciones desbalanceadas.

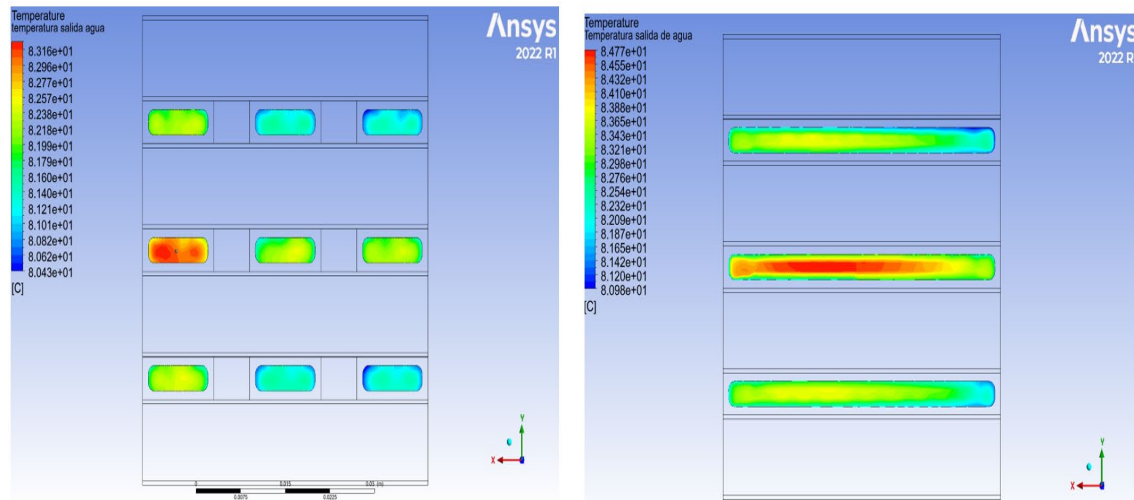


Figura. 6.7 Comparación de la temperatura del agua en la salida de los tubos. Izquierda: modelo con 9 tubos; derecha: modelo equivalente con 3 tubos mejorados. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

6.7 Distribución de temperatura en las aletas

El comportamiento térmico de las aletas representa un aspecto crítico en el desempeño global del radiador, ya que son las superficies principales encargadas de disipar el calor transferido desde los tubos hacia el flujo de aire. En las imágenes se presenta la distribución de temperatura total en las aletas para ambos modelos: el modelo con nueve tubos (parte superior) y el modelo equivalente con tres tubos mejorados (parte inferior), tanto en la zona de entrada (izquierda) como en la salida del fluido refrigerante (derecha) como se observa en la Figura 6.8.

En el modelo de 9 tubos, se observa una absorción térmica más localizada, con gradientes suaves hacia las zonas externas, lo que indica una disipación de calor menos eficiente hacia el aire. Las aletas más cercanas a los tubos muestran temperaturas elevadas, pero la transferencia hacia las zonas más alejadas es limitada. En cambio, el modelo mejorado con tres tubos (parte inferior) presenta una distribución térmica más amplia y profunda a lo largo de toda la superficie de las aletas, especialmente en las regiones de salida. Esto sugiere una mejor comunicación térmica entre tubos y aletas, impulsada por una mayor velocidad del flujo de aire en el canal en el diseño geométrico mejorado.

Este comportamiento revela que la mejora geométrica propuesta no solo permite reducir el número de tubos, sino que incrementa notablemente la eficiencia del intercambio térmico en las aletas, favoreciendo una disipación más efectiva del calor hacia el ambiente exterior.

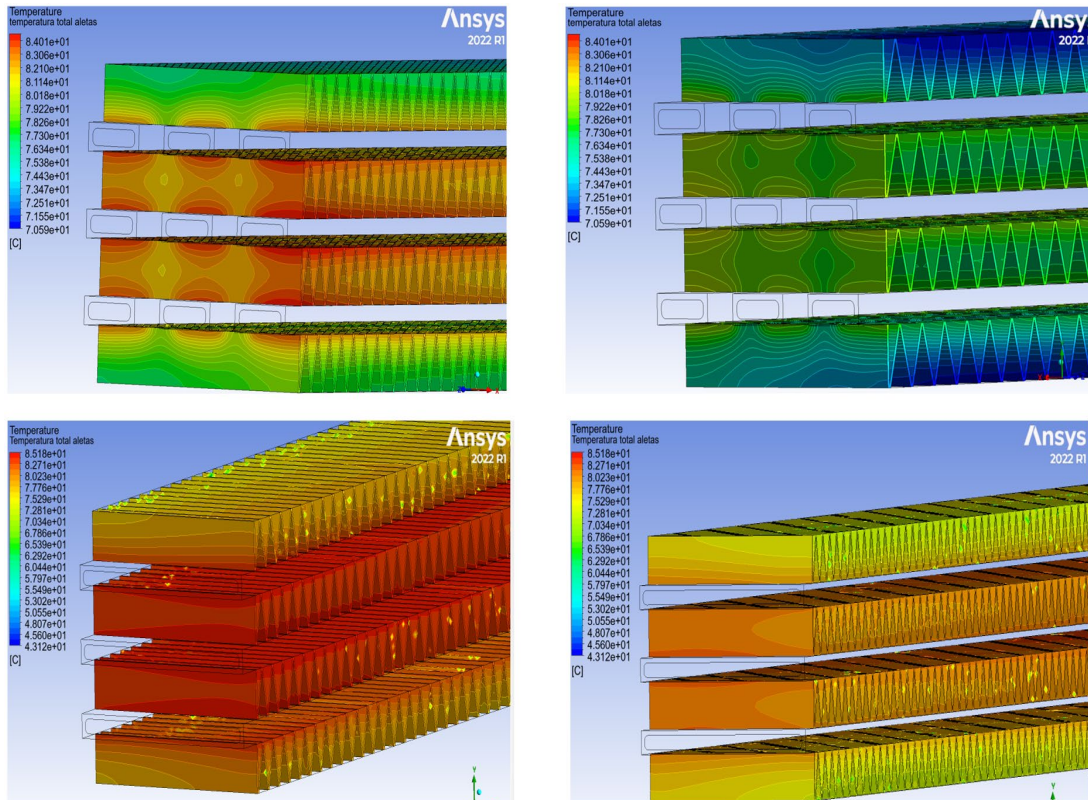


Figura. 6.8 Distribución de temperatura total en las aletas del radiador en la zona de entrada (izquierda) y salida (derecha) para dos configuraciones: modelo con nueve tubos y modelo equivalente de tres tubos con canal mejorado. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

6.8 Distribución de temperatura en el aire

El análisis térmico del aire que circula a través del radiador permite evaluar la eficiencia global del sistema en la transferencia de calor desde el fluido interno hacia el ambiente. Las imágenes presentadas ilustran la distribución de temperatura del aire en dos configuraciones: el modelo original con nueve tubos (parte superior) y el modelo equivalente mejorado con tres tubos (parte inferior), observando tanto la zona de entrada (izquierda) como de salida (derecha), como se observa en la Figura 6.9.

En el modelo original, se aprecia una transferencia térmica moderada del calor hacia el aire, con una temperatura máxima cercana a los 82.29 °C en la zona más próxima a los tubos. Sin embargo, la mayor parte del volumen de aire mantiene temperaturas relativamente bajas, lo cual sugiere que una fracción considerable del calor permanece confinado al interior del sistema o se disipa de forma localizada. En contraste, el modelo mejorado evidencia un incremento más homogéneo y extendido en la temperatura del aire. En la región de salida, las aletas logran calentar el flujo de manera más eficiente, alcanzando temperaturas superiores a 84 °C. Esta mejora se atribuye a la mayor velocidad del aire en el canal reducido, al diseño mejorado del paso de aire y a la reducción de zonas muertas entre los tubos. Este resultado confirma que la mejora geométrica no solo incrementa la eficiencia térmica interna (agua y aletas), sino también la disipación final hacia el ambiente, que es el propósito funcional del radiador. A mayor temperatura del aire a la salida, mayor transferencia neta de energía térmica al entorno, lo cual es deseable desde una perspectiva de rendimiento global del sistema.

Caracterización Experimental y Modelado de Transferencia de Calor de un Radiador para Motores de Cuatro Tiempos

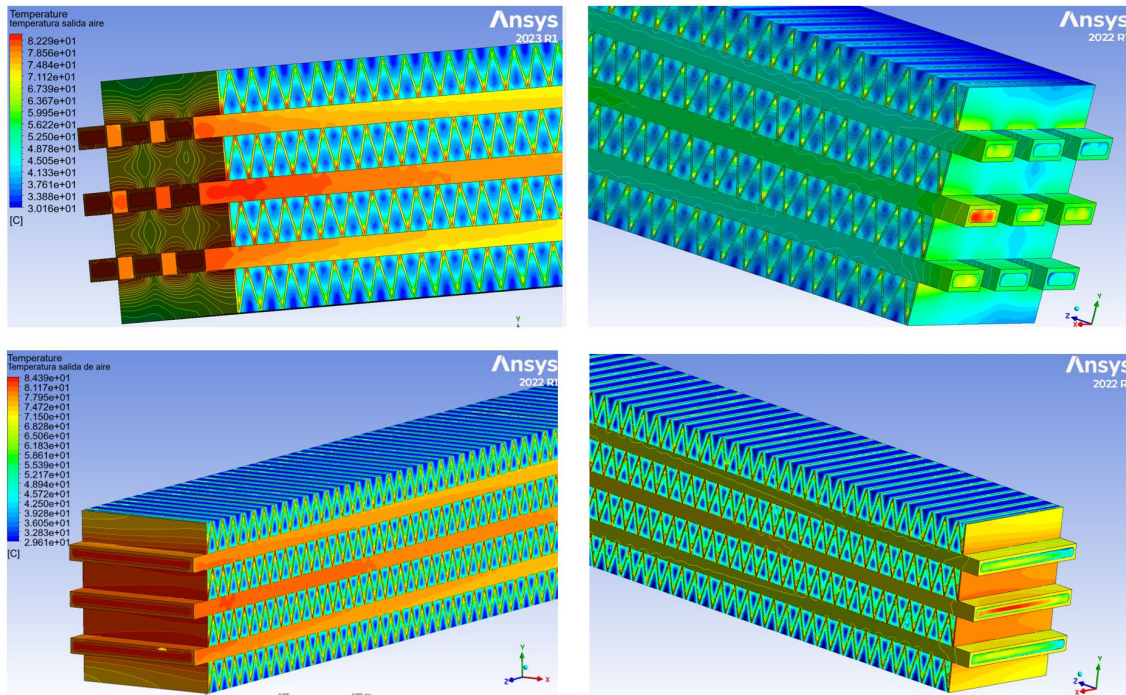


Figura. 6.9 Distribución de temperatura en el aire a la entrada (izquierda) y salida (derecha) del radiador para dos configuraciones: modelo con nueve tubos y modelo equivalente con tres tubos mejorados. Fuente: Elaboración propia mediante Ansys Fluent.

6.9 Condiciones de comparación y número de Reynolds

Para establecer una comparación técnica válida entre el modelo original de 9 tubos y el modelo equivalente de 3 tubos con canal mejorado, se mantuvieron constantes las condiciones de entrada tanto para el flujo de aire como para el flujo del refrigerante interno (agua). En ambos modelos, el flujo másico del agua se fijó en 0.01916 kg/s, de forma que cualquier variación en los resultados térmicos o hidráulicos pueda atribuirse directamente a la geometría del canal. En lo que respecta al flujo de aire, se utilizó la misma velocidad de entrada en todas las configuraciones simuladas (modelo original de 9 tubos, modelo de 3 tubos originales y modelo de 1 y 3 tubos mejorados). Por ello, el número de Reynolds del aire se mantiene constante en todos los casos, con un valor de $Re_{\text{aire}} = 4749$, calculado en función de la distancia característica entre aletas. Esta consistencia permite que los efectos de la geometría interna del canal se analicen de manera independiente, sin alteraciones derivadas de cambios en el comportamiento aerodinámico exterior. En cuanto al flujo de agua dentro de los tubos, es importante aclarar que el número de Reynolds del agua sí varía entre configuraciones, pese a que el flujo másico sea el mismo. Esto se debe a las diferencias geométricas internas del canal.

En los modelos con geometría original (tanto el de 9 tubos como el de 3 tubos originales, analizado en el Capítulo 5), se conserva un valor de $Re_{\text{agua}} = 9539$, correspondiente a un canal hidráulico más grande. Por otro lado, en el modelo de 3 tubos mejorado, que presenta una sección reducida y rediseñada, el número de Reynolds calculado y validado previamente es de $Re_{\text{agua}} = 2534$, mismo que fue empleado en el análisis de 1 tubo mejorado descrito en el capítulo anterior. Esta diferencia en el régimen de flujo permite comparar los beneficios térmicos del rediseño geométrico a pesar de operar bajo

condiciones hidráulicas menos favorables (menor Reynolds), lo cual refuerza la validez del modelo mejorado, como se observa en la Figura 6.10.

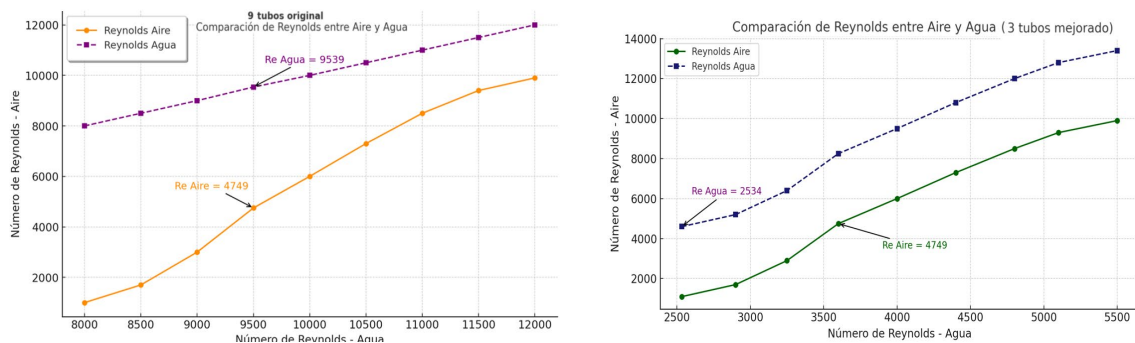


Figura. 6.10 Comparación de los números de Reynolds del aire y del agua en las configuraciones simuladas. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

6.10 Comparación térmica agua-aire en el radiador

El análisis del perfil de temperaturas obtenido mediante simulación CFD permite evaluar el comportamiento térmico del radiador en distintas configuraciones. En la imagen izquierda, correspondiente al modelo original de 9 tubos, se observa que el fluido caliente (agua) experimenta un descenso de temperatura desde 89 °C en la entrada hasta 80.4 °C en la salida, lo cual refleja el proceso de transferencia térmica hacia el aire. Por su parte, el aire incrementa su temperatura de 28 °C a 41.05 °C, indicando un intercambio de calor efectivo, aunque con una menor ganancia térmica que en la configuración mejorada.

En contraste, en la imagen derecha, correspondiente al modelo CFD mejorado de 3 tubos, la temperatura del agua disminuye de 89 °C a 80.98 °C, mientras que la del aire aumenta de 28 °C a 42.5 °C, evidenciando una mejora térmica en la transferencia hacia el fluido frío. Este comportamiento está asociado a la geometría modificada, que favorece una mayor superficie de contacto y una mejor interacción convectiva entre ambos fluidos como se observa en la Figura 6.11.

Estos resultados confirman que, pese a reducir el número de tubos, el rediseño geométrico mejora la eficiencia térmica del sistema, permitiendo obtener un mayor aprovechamiento energético del flujo caliente sin sacrificar la capacidad de calentamiento del aire.

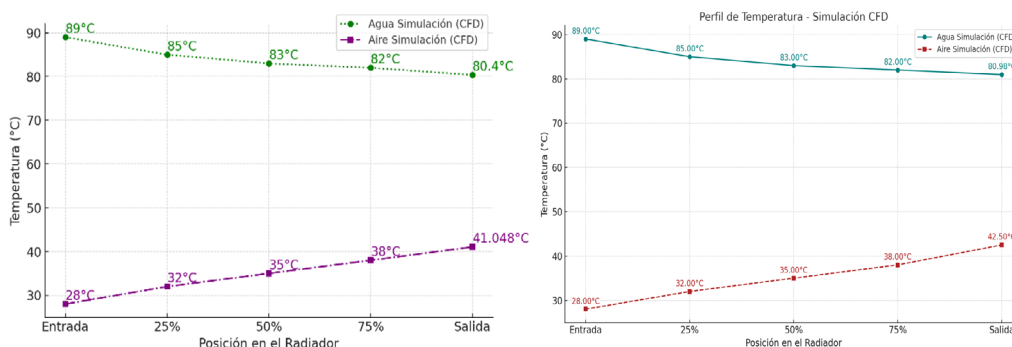


Figura. 6.11 Comparación del perfil de temperatura del agua y del aire en función de la posición a lo largo del radiador. Izquierda: Modelo de 9 tubos y derecha: Modelo mejorado con 3 tubos. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

6.11 Presión de salida: CFD vs resultados experimentales

La presión de salida del fluido refrigerante (agua) es un parámetro clave en el análisis hidráulico del radiador, ya que está directamente relacionada con las pérdidas de carga que experimenta el sistema. En este apartado se presenta la comparación entre los valores obtenidos por simulación CFD y los resultados experimentales, tanto para el modelo original de 9 tubos como para el modelo mejorado de 3 tubos. En el modelo original de 9 tubos, la presión de salida obtenida experimentalmente fue de 19950.7 Pa, mientras que la simulación CFD arrojó un valor de 21107.3 Pa. Esta diferencia puede atribuirse a las simplificaciones en el modelo numérico, como la malla, las condiciones de frontera o la idealización geométrica, sin que represente una desviación crítica para la validación.

Por otro lado, en el modelo de 3 tubos mejorado, se obtuvo la misma presión experimental de 19950.7 Pa, pero el resultado CFD fue de 22150.8 Pa, es decir, un poco más elevado que en el caso de 9 tubos. Esta diferencia es coherente con el rediseño de la geometría, ya que en el modelo mejorado se concentra el flujo en menos canales, lo que incrementa localmente las pérdidas por fricción, elevando la presión de salida, como se observa en la Figura 6.12. Ambas comparaciones muestran que la tendencia entre simulación y experimento es consistente: CFD tiende a sobreestimar ligeramente la presión, pero la desviación se mantiene dentro de márgenes aceptables. Este comportamiento valida el modelo CFD como herramienta confiable para evaluar propuestas geométricas.

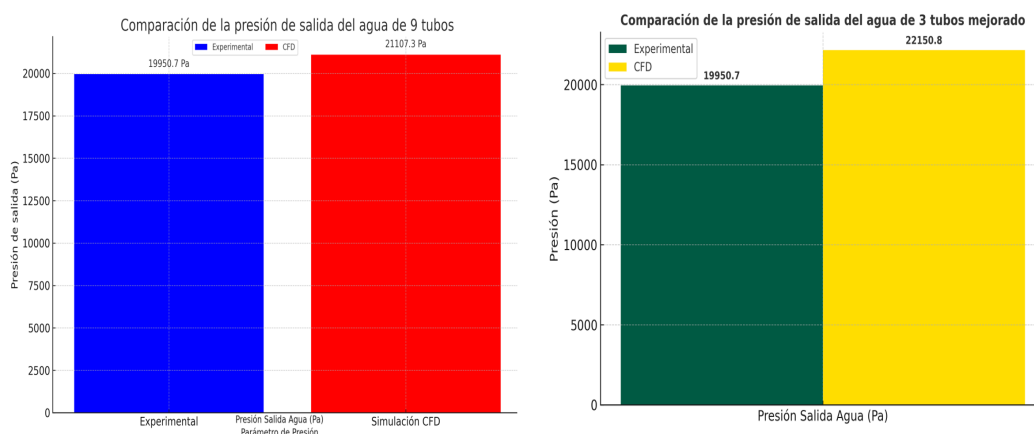


Figura. 6.12 Comparación de la presión de salida del agua entre simulación CFD y resultados experimentales. Izquierda: modelo original de 9 tubos y derecha: modelo de 3 tubos mejorado.

Fuente: Elaboración propia mediante Python.

6.12 Caída de presión: 9 tubos vs 3 tubos mejorados

En este apartado se presenta la comparación de la caída de presión del agua entre el modelo de 9 tubos y el modelo equivalente de 3 tubos con geometría mejorada. Ambos casos fueron simulados bajo las mismas condiciones de entrada, con una presión de entrada de 23248.4 Pa y un flujo másico del agua constante. Para el modelo de 9 tubos, la presión de salida fue de 21107.3 Pa, resultando en una caída de presión total de 2141.1 Pa. En contraste, el modelo de 3 tubos mejorado presentó una presión de salida de 22150.8 Pa, lo cual representa una caída de presión de 1097.6 Pa, casi 50 % menor en comparación con el modelo original. Esta notable diferencia resalta una de las principales ventajas del rediseño geométrico aplicado: una mejora en el desempeño hidráulico del sistema. A pesar de la reducción en el número de tubos, la geometría mejorada del canal

interno permitió minimizar las pérdidas de presión, contribuyendo a una operación más eficiente, especialmente relevante en aplicaciones donde la potencia de bombeo es limitada.

Además, es importante mencionar que el número de Reynolds del aire fue el mismo ($Re = 4749$) para ambos casos, lo que asegura una comparación justa en términos de condiciones de ventilación. La mejora observada en el modelo de 3 tubos se debe exclusivamente al rediseño de la geometría interna y no a un cambio en las condiciones de entrada como se observa en la Figura 6.13.

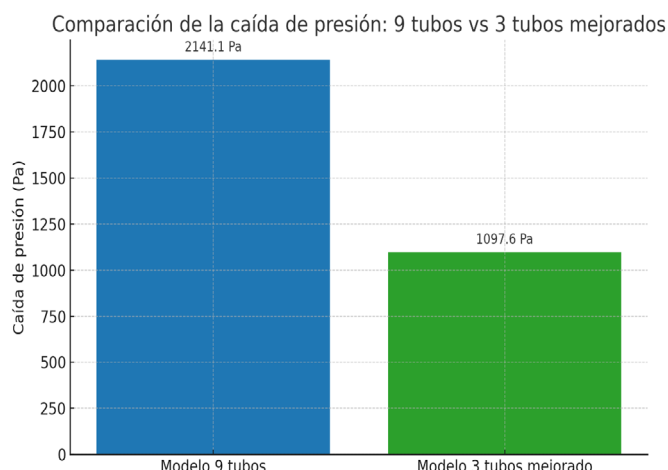


Figura. 6.13 Comparación de la caída de presión entre el modelo original de 9 tubos y el modelo equivalente mejorado de 3 tubos, bajo las mismas condiciones de entrada. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

6.13 Eficiencia térmica: Modelo 9 tubos vs 3 tubos mejorados

La eficiencia del radiador es un indicador clave para evaluar el desempeño térmico de un sistema de enfriamiento. Esta eficiencia depende directamente de variables como la velocidad del aire, la geometría del sistema y la transferencia de calor entre los fluidos. En este análisis, se comparan dos configuraciones CFD bajo distintas velocidades del aire: el modelo original de 9 tubos (izquierda) y el modelo mejorado con solo 3 tubos (derecha). En el modelo de 9 tubos, se observa que al aumentar la velocidad del aire desde 5 hasta 25 m/s, la eficiencia se incrementa de aproximadamente 10.6 % a 17.1 %, mostrando una relación directa entre la ventilación forzada y el intercambio térmico.

Para la velocidad de referencia de 15.47 m/s (valor experimental ajustado), para el modelo de 9 tubos la eficiencia es de 14.05 %. Por otro lado, en el modelo de 3 tubos mejorado, se alcanzó una eficiencia significativamente mayor. A la misma velocidad de 15.47 m/s, la eficiencia fue de 35.12 %, más del doble que el modelo original. Este aumento se debe a la mejora en la conducción y disipación de calor producto del rediseño geométrico, así como a una mejor distribución del flujo en el canal.

Estos resultados evidencian que la mejora del diseño no solo permite una reducción en el número de tubos (y con ello en peso y volumen), sino que también mejora la eficiencia térmica sin comprometer el rendimiento, lo cual es especialmente relevante en

aplicaciones automotrices o de transferencia de calor compacta como se observa en la Figura 6.14.

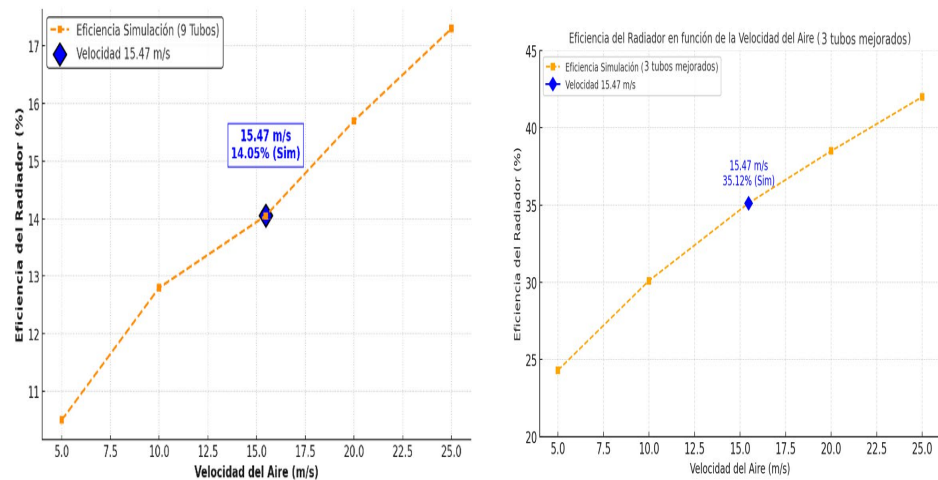


Figura. 6.14 Comparación de la eficiencia térmica del radiador en función de la velocidad del aire para el modelo de 9 tubos (izquierda) y el modelo mejorado de 3 tubos (derecha). Fuente: Elaboración propia mediante Python.

6.14 Comparación de la eficiencia térmica vs número de tubos

Se presenta en la Figura 6.15, una comparación directa entre dos configuraciones geométricas del radiador automotriz: el modelo original de 9 tubos y un modelo compuesto por 3 tubos mejorados. A pesar de contar con menor número de tubos, el modelo mejorado logra una eficiencia térmica del 35.12 %, más del doble que la obtenida con la geometría de 9 tubos (14.05 %), lo cual evidencia el impacto positivo de la mejora geométrica aplicada. Este resultado sugiere que una modificación estratégica en el diseño puede reducir la cantidad de material y área frontal, al tiempo que mejora notablemente la capacidad del radiador para transferir calor. Esta mejora no solo representa un beneficio térmico, sino también una importante reducción económica y de espacio para aplicaciones industriales.

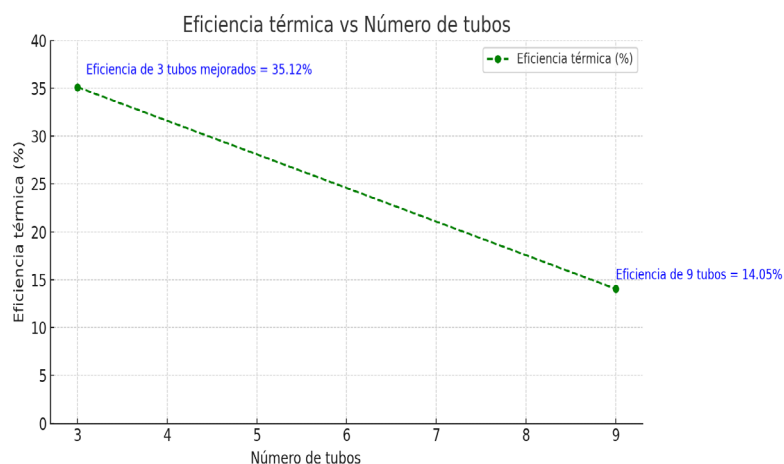


Figura. 6.15 Comparación de la eficiencia térmica (%) del radiador en función del número de tubos simulados mediante CFD. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

6.15 Análisis de efectividad: Modelos 9 y 3 tubos mejorados

Con el propósito de analizar el impacto del rediseño geométrico aplicado al canal de flujo, se comparó el desempeño del modelo de 9 tubos paralelos con el modelo mejorado de 3 tubos que incorpora un canal de flujo mayor con un ancho de (46 mm) y una altura modificada de (2 mm). Los resultados se presentan en la Figura 6.16. Desde el punto de vista térmico, el modelo de 9 tubos alcanzó una efectividad de 43.69 %, mientras que el modelo mejorado registró una efectividad del 14.18 %. Aunque este valor es menor, debe entenderse como parte de un rediseño orientado a mejorar la eficiencia hidráulica general del sistema. En este sentido, el nuevo modelo logró reducir la caída de presión de 2141.1 Pa a 1097.6 Pa, lo cual representa una mejora sustancial para aplicaciones que requieren menor resistencia al flujo.

Cuando se analizan estos resultados en conjunto, se observa que la reducción en la efectividad térmica simulada en el modelo mejorado de 3 tubos se debe principalmente al rediseño hidráulico del canal de flujo. En este modelo el canal es amplio, lo cual genera una menor velocidad promedio del fluido (0.2156 m/s) y un perfil más uniforme pero menos turbulento, lo que disminuye el gradiente de temperatura entre el fluido y las paredes del canal. Como consecuencia, la transferencia de calor es ligeramente baja. Sin embargo, esta disminución se ve compensada con una mejora significativa en la eficiencia hidráulica: la caída de presión se redujo aproximadamente casi a la mitad. Esto es particularmente ventajoso para sistemas que operan con bombas de menor capacidad, o donde la estabilidad operativa y el consumo energético son factores críticos.

Esta diferencia de comportamiento térmico se relaciona con las características del nuevo canal: al tener una mayor sección transversal, se genera una menor velocidad promedio del flujo y un régimen del flujo de agua en transición en comparación con el modelo de múltiples tubos. Estas condiciones favorecen la estabilidad hidráulica, aunque reducen ligeramente el gradiente térmico a lo largo del recorrido. En conjunto, la mejora geométrica representa una alternativa válida cuando se busca un equilibrio entre transferencia de calor y eficiencia hidráulica. Si bien la efectividad térmica se ve disminuida, la reducción de la caída de presión aporta beneficios importantes en términos de consumo energético, mantenimiento y confiabilidad operativa.

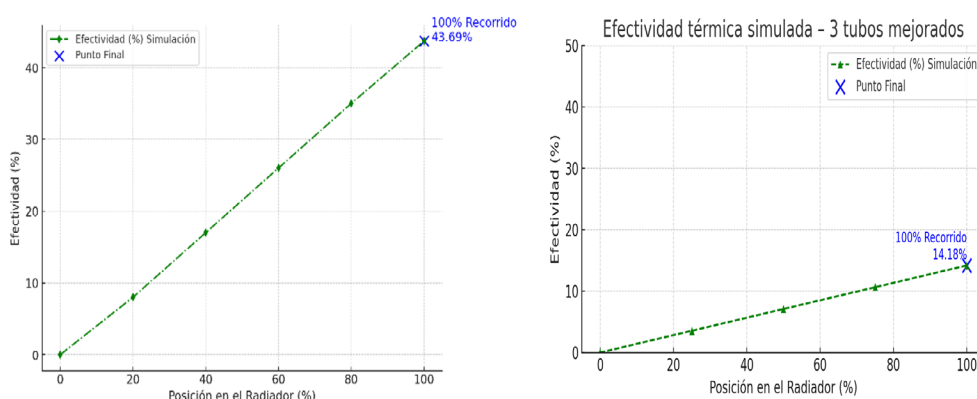


Figura. 6.16 Comparación de la efectividad térmica simulada entre el modelo de 9 tubos (43.69 %) y el modelo mejorado de 3 tubos de (14.18 %) a lo largo del 100 % del recorrido del radiador. Fuente: Elaboración propia mediante Python.

CAPÍTULO 7

ANÁLISIS Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS

7.1 Comparación CFD vs experimento: Presión de salida

La validación de los modelos computacionales frente a datos experimentales es esencial para confirmar su confiabilidad en el análisis hidráulico del radiador. En este apartado se integran las comparaciones realizadas en los capítulos 4, 5 y 6 entre los resultados CFD y los valores experimentales de presión de salida del agua, considerando las siguientes configuraciones clave: el modelo de 3 y 9 tubos y el modelo equivalente de 1 y 3 tubos mejorados. Tanto en los ensayos experimentales como en las simulaciones CFD se mantuvo la misma configuración de materiales: tubos de cobre y aletas de aluminio. Esta elección busca reflejar condiciones reales de fabricación y permite una comparación directa entre el comportamiento térmico e hidráulico simulado y medido.

En la comparación entre el modelo de 3 tubos y el modelo mejorado de 1 tubo (con canal de 2 mm de altura), se observa que ambos comparten el mismo valor de presión de salida medido experimentalmente: 19950.7 Pa. Sin embargo, al aplicar simulación CFD, el modelo de 3 tubos arrojó una presión de 20837.3 Pa, mientras que el modelo mejorado elevó ese valor hasta 21984.3 Pa. Esta diferencia refleja un aumento de presión en el canal rediseñado debido a su menor altura, lo cual genera una mayor resistencia al flujo y, por tanto, una presión ligeramente superior. Aun así, este incremento se mantiene dentro de límites operativos aceptables, lo cual indica que la modificación geométrica no compromete la integridad hidráulica del sistema. La cercanía entre los resultados experimentales y simulados refuerza la validez del modelo CFD como herramienta de análisis para evaluar rediseños.

Por otro lado, al comparar el modelo original de 9 tubos con el modelo de 3 tubos mejorado, también se parte de un valor experimental común de 19950.7 Pa. No obstante, el modelo CFD del sistema de 9 tubos arrojó un valor de 21107.3 Pa, mientras que, en el modelo equivalente de 3 tubos mejorados, este valor aumentó a 22150.8 Pa. La mayor presión simulada en la geometría intermedia se justifica por la reducción en la cantidad de canales, lo cual concentra el flujo y aumenta localmente las pérdidas por fricción, incrementando así la presión a la salida. Esta tendencia es una ligera sobreestimación por parte del modelo CFD ya que se repite en ambas comparaciones, mostrando consistencia y márgenes de desviación aceptables.

En conjunto, estos resultados demuestran que el modelo CFD implementado presenta un buen nivel de confiabilidad para predecir el comportamiento hidráulico del sistema, incluso ante variaciones geométricas significativas. La sobreestimación sistemática de la presión no representa un obstáculo, sino una característica predecible que puede considerarse al momento de evaluar rediseños. Esta consistencia valida el uso del modelo CFD como herramienta de ingeniería para mejorar el desempeño térmico e hidráulico del radiador.

7.2 Comparación CFD vs experimento: Caída de presión

El análisis de la caída de presión (ΔP) entre las distintas configuraciones evaluadas permite comprender el impacto hidráulico del rediseño geométrico. Al comparar el modelo original de 3 tubos con un tubo mejorado de canal único, se observa una reducción

significativa en la pérdida de presión, pasando de 2411.1 Pa a 1264.1 Pa respectivamente. Esta disminución representa una mejora considerable del desempeño hidráulico, atribuible a la simplificación estructural del canal y a la distribución más eficiente del flujo interno en el modelo mejorado.

Por otro lado, al comparar el modelo de 9 tubos con el modelo equivalente de 3 tubos mejorados, también bajo simulación CFD y con las mismas condiciones de entrada (presión de entrada de 23248.4 Pa y flujo másico constante), se evidencia nuevamente una mejora en la eficiencia hidráulica. El modelo de 9 tubos presentó una presión de salida de 21107.3 Pa, lo que corresponde a una caída de presión de 2141.1 Pa. En cambio, el modelo de 3 tubos mejorado arrojó una presión de salida de 22150.8 Pa, con una caída de presión de 1097.6 Pa, es decir, casi un 50 % menor que la del modelo de 9 tubos.

Este comportamiento confirma que el rediseño geométrico, aun con una reducción del número de tubos, permitió mejorar el canal interno para disminuir las pérdidas de presión. Esta característica es especialmente ventajosa en aplicaciones donde se dispone de una potencia de bombeo limitada, ya que contribuye a un funcionamiento más eficiente del sistema sin comprometer el desempeño térmico.

Adicionalmente, se destaca que el número de Reynolds del aire fue el mismo ($Re = 4749$) para ambas configuraciones comparadas, lo que asegura que la mejora observada responde exclusivamente al rediseño de la geometría interna y no a variaciones en las condiciones de entrada.

En conjunto, estos resultados validan que el modelo mejorado no solo mantiene un buen desempeño térmico, sino que además reduce de forma importante la carga hidráulica del sistema, demostrando la efectividad del rediseño desde el punto de vista computacional y práctico.

7.3 Evaluación de eficiencia térmica y temperatura

La eficiencia térmica del radiador representa un indicador clave en el desempeño global de un sistema de enfriamiento, pues mide la efectividad del intercambio de calor entre el fluido refrigerante y el aire forzado. Esta eficiencia está directamente relacionada con variables como la velocidad del aire, la geometría interna del canal y el coeficiente de convección alcanzado. En el caso del modelo de 9 tubos, a una velocidad de referencia de 15.47 m/s (ajustada con base en el valor experimental), se obtuvo una eficiencia térmica de 14.05 %. Esta misma velocidad fue utilizada para evaluar las otras configuraciones, asegurando una comparación justa y equitativa en términos de condiciones de operación.

Por su parte, el modelo equivalente de 3 tubos mejorado mostró un rendimiento térmico superior. A la misma velocidad de referencia de 15.47 m/s, este modelo alcanzó una eficiencia de 35.12 %, más del doble en comparación con la configuración original. Este aumento significativo se atribuye a la mejora en la conducción térmica y la disipación del calor logradas mediante la mejora geométrica, así como a una distribución de flujo más homogénea dentro de los canales. Cuando se analizó la eficiencia térmica del modelo original de 3 tubos frente al modelo de un solo tubo mejorado, también se obtuvieron

resultados favorables para el rediseño. Bajo condiciones equivalentes de velocidad de aire (15.47 m/s), el modelo de 3 tubos presentó una eficiencia de 16.66 %, mientras que el modelo mejorado alcanzó 20.77 %, evidenciando una mejora térmica sustancial.

En resumen, los resultados de ambas comparaciones muestran que la geometría mejorada no solo permite una reducción en el número de tubos, lo cual implica beneficios en masa y volumen, sino que también potencia de forma notable la eficiencia térmica del sistema sin comprometer su rendimiento. Esto es especialmente ventajoso en aplicaciones automotrices o de intercambio de calor compacto, donde se busca un balance entre desempeño térmico e integración estructural eficiente.

7.4 Comparativa de efectividad térmica entre modelos

La distribución de la efectividad térmica a lo largo del recorrido del fluido en el canal representa un indicador clave para evaluar la eficiencia de transferencia de calor en el radiador. Al analizar esta evolución, se compararon las siguientes configuraciones: el de 9 tubos y el modelo equivalente de 3, el modelo equivalente de 1 y 3 tubos con geometría interna mejorada, con canal de 2 mm de altura.

Para el caso del modelo de 3 tubos frente al diseño mejorado de un solo tubo con altura de canal de 2 mm, ambos presentan un comportamiento ascendente de la efectividad térmica a lo largo del recorrido del fluido refrigerante, lo cual indica que la transferencia de calor se acumula progresivamente en el sistema. Se observó que el modelo de 3 tubos alcanzó una efectividad final de 17.42 %, mientras que el equivalente a un tubo mejorado logró una efectividad de 19.51 % al completar el 100 % del recorrido. Esta mejora representa un incremento notable en la capacidad de intercambio térmico del sistema.

Sin embargo, en la comparación entre el modelo de 9 tubos y el modelo equivalente de 3, los resultados mostraron una tendencia diferente. El modelo de 9 tubos presentó una efectividad de 43.69 %, mientras que el modelo equivalente mejorado de 3 tubos alcanzó solo 14.18 %. Esta diferencia no implica un menor rendimiento general, sino una respuesta a los objetivos distintos del rediseño: mientras que el modelo de 9 tubos prioriza la transferencia térmica, el rediseño de 3 tubos busca mejorar la eficiencia hidráulica. La caída de presión se redujo casi a la mitad, pasando de 2141.1 Pa a 1097.6 Pa, gracias a la mejora con menor número de canales, sección más amplia con una velocidad de (0.2156 m/s) y un flujo más uniforme. En conjunto, este análisis refleja cómo el comportamiento térmico varía de acuerdo con la mejora del canal interno.

Estos resultados evidencian que la mejora geométrica del canal no solo tiene impacto sobre la eficiencia térmica acumulada, sino también sobre la estabilidad operativa del sistema, permitiendo adaptaciones específicas según las necesidades térmicas o hidráulicas del diseño final del radiador.

7.5 Discusión técnica

Los resultados obtenidos a lo largo de este estudio revelan el impacto significativo del rediseño geométrico del canal interno del radiador en su desempeño térmico e hidráulico. La validación del modelo CFD frente a los datos experimentales confirmó una

concordancia aceptable en todos los casos, consolidando la simulación numérica como una herramienta confiable para evaluar y proponer mejoras de diseño.

En términos hidráulicos, las comparaciones entre los modelos demostraron que la presión de salida tiende a ser ligeramente sobrestimada por CFD; sin embargo, la desviación se mantiene dentro de márgenes aceptables. Esta diferencia es atribuible a simplificaciones en las condiciones de frontera, mallado o idealización geométrica, y no representa un obstáculo crítico para la validación. El modelo mejorado con un solo tubo, pese a presentar un aumento de presión de salida en ciertos escenarios debido a la mayor resistencia generada por su sección reducida (altura de 2 mm), logró mantenerse dentro de límites operativos seguros, evidenciando que la integridad hidráulica del sistema no fue comprometida.

En cuanto a la caída de presión, el rediseño demostró una clara ventaja al reducir las pérdidas de carga de manera significativa. Por ejemplo, se observó una disminución del 48.74 % al comparar el modelo mejorado de 3 tubos con el modelo original de 9 tubos, lo que representa una mejora hidráulica relevante en contextos donde la potencia de bombeo es limitada o el consumo energético es un parámetro crítico.

Desde la perspectiva térmica, los resultados fueron aún más concluyentes. El modelo mejorado superó en todos los escenarios a sus contrapartes originales en términos de eficiencia térmica, alcanzando valores de hasta 35.12 % frente al 14.05 % del modelo de 9 tubos y al 16.66 % del modelo de 3 tubos. Esta mejora se vincula directamente con el aumento en el coeficiente de convección y una distribución más efectiva del flujo térmico en el canal. Además, la distribución de la efectividad térmica a lo largo del recorrido del fluido mostró una mayor acumulación en etapas tempranas del canal, lo que se traduce en una transferencia de calor más eficiente y sostenida a lo largo del flujo.

Sin embargo, también se identificó que el modelo mejorado de 3 tubos al tener una sección más amplia mostró reducción en la efectividad térmica acumulada con respecto al modelo de 9 tubos, atribuible a la menor velocidad promedio del fluido y a un perfil menos turbulento. Este comportamiento pone de manifiesto un compromiso técnico entre eficiencia térmica y reducción de pérdida de presión, que debe evaluarse cuidadosamente según los objetivos operativos del sistema.

En conjunto, la intervención geométrica realizada permitió mejorar simultáneamente la eficiencia térmica y la eficiencia hidráulica del radiador. Esta doble mejora implica no solo una mejor capacidad de transferencia de calor, sino también una reducción sustancial en los requerimientos energéticos del sistema, haciéndolo especialmente atractivo para aplicaciones automotrices o de intercambio compacto donde el espacio, el peso, el rendimiento térmico y el consumo energético son factores críticos.

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 Validación de la hipótesis

La hipótesis planteada en esta investigación fue comprobada a través del análisis teórico, experimental y computacional de un radiador automotriz para motor de combustión interna. El uso de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) permitió replicar con precisión el comportamiento térmico del radiador, y los resultados obtenidos muestran una correlación coherente con los datos experimentales.

Además, el estudio confirmó que es posible mejorar el diseño geométrico del radiador sin comprometer la viabilidad operativa del sistema. La hipótesis queda validada al demostrarse que la simulación numérica puede ser una herramienta confiable para estudiar el desempeño térmico e hidráulico del radiador y proponer modificaciones geométricas con impacto técnico significativo.

8.2 Conclusiones generales

Se reprodujo el comportamiento térmico de un radiador de 4.1 L mediante simulaciones CFD con el modelo de turbulencia $k-\omega$ SST, logrando una concordancia aceptable con los resultados experimentales en términos de presión de salida, caída de presión y distribución de temperatura.

En todos los modelos analizados tanto el modelo de 9 y 3 tubos como los rediseñados de 3 y un tubo equivalente se mantuvieron constantes los materiales: tubos de cobre y aletas de aluminio. Esta consistencia permitió aislar el efecto geométrico en el análisis comparativo, asegurando que las diferencias observadas en eficiencia térmica y pérdida de presión se atribuyen exclusivamente a las modificaciones geométricas.

El modelo original de 9 tubos mostró una efectividad térmica más alta (43.69 %) en comparación con el modelo equivalente de 3 tubos mejorados (14.18 %). Sin embargo, la mejora geométrica permitió una disminución importante en la caída de presión (de 2141.1 Pa a 1097.6 Pa), favoreciendo un desempeño hidráulico más eficiente. El rediseño a un solo canal equivalente (46 mm de ancho y 2 mm de altura) permitió una distribución más uniforme del flujo, mayor facilidad de manufactura y un mejor aprovechamiento del espacio, sin generar penalizaciones críticas en la transferencia de calor.

La simulación paramétrica permitió evaluar diversas configuraciones geométricas y seleccionar una alternativa viable que reduce la complejidad estructural, disminuye la caída de presión y mantiene un nivel aceptable de efectividad térmica. La mejora del diseño no se enfocó en alcanzar la máxima eficiencia térmica, sino en lograr un equilibrio funcional entre el rendimiento térmico, la eficiencia hidráulica y la viabilidad de manufactura e integración en vehículos compactos.

8.3 Recomendaciones futuras

Se sugiere continuar el estudio incorporando flujos transitorios y variables de operación más cercanas al régimen real de los motores automotrices. Incluir materiales alternativos con diferentes propiedades térmicas para evaluar su influencia en la transferencia de calor y la resistencia estructural del radiador. Realizar prototipos físicos del modelo mejorado para validar con mayor detalle la simulación numérica mediante pruebas experimentales adicionales bajo distintas condiciones de operación.

Explorar la integración de aletas mejoradas o configuraciones híbridas que puedan compensar la pérdida de efectividad térmica sin aumentar la caída de presión. Ampliar el análisis hacia flujos bifásicos o aplicaciones en sectores distintos a la automotriz, como transformadores o sistemas electrónicos de alta potencia.

8.4 Limitaciones del estudio

El estudio fue realizado bajo condiciones estacionarias y flujo monofásico, lo que limita la aplicación directa de los resultados a regímenes transitorios o fluctuantes típicos del entorno automotriz. La validación experimental se llevó a cabo bajo condiciones de laboratorio controladas, por lo que podrían existir variaciones al comparar con entornos reales de operación. Las simulaciones CFD utilizaron modelos de turbulencia generalizados y no incluyeron fenómenos como vibración mecánica o efectos de envejecimiento del radiador, que también impactan su desempeño en la práctica.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Achaichia A, Cowell TA. Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces. *Exp Therm Fluid Sci.* 1988;1(2):147–57. [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(88\)90032-5](https://doi.org/10.1016/0894-1777(88)90032-5).
- [2] Chen H, Liu Y, Zhang X. Enhanced heat transfer in finned-tube radiators with variable fin spacing: A numerical study. *J Therm Sci Eng Appl.* 2023;16(3):321–37. <https://doi.org/10.1115/1.4057245>.
- [3] Dittus FW, Boelter LMK. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *Int Commun Heat Mass Transf.* 1985;12(1):3–22. [https://doi.org/10.1016/0735-1933\(85\)90003-X](https://doi.org/10.1016/0735-1933(85)90003-X).
- [4] Ferraris W, et al. Single layer cooling module for A-B segment vehicles. *SAE Tech Pap.* 2015;April. <https://doi.org/10.4271/2015-01-1692>.
- [5] Wang F, et al. Comprehensive evaluation of the performances of heat exchangers with aluminum and copper finned tubes. *Int J Chem Eng.* 2023;2023. <https://doi.org/10.1155/2023/6666947>.
- [6] Garelli L, Ríos Rodríguez G, Dorella JJ, Storti MA. Heat transfer enhancement in panel type radiators using delta-wing vortex generators. *Int J Therm Sci.* 2019;137:64–74. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.10.037>.
- [7] Jabbar A, Kadhim Z, Khalaf K. Effect of the tube material on the thermal performance of automobile (radiator) of cooling system. *Wasit J Eng Sci.* 2024;12:81–93. <https://doi.org/10.31185/ejuow.Vol12.Iss3.553>.
- [8] Krásný I, Astrouski I, Raudenský M. Polymeric hollow fiber heat exchanger as an automotive radiator. *Appl Therm Eng.* 2016;108:798–803. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.181>.
- [9] Najman OA, Khadhim ZK, Khalaf KA. Numerical investigation on enhancing heating performance in automotive radiator. 2022. <https://doi.org/10.31185/ejuow.Vol10.Iss3.384>.
- [10] Oliet C, Oliva A, Castro J, Pérez-Segarra CD. Parametric studies on automotive radiators. *Appl Therm Eng.* 2007;27(11–12):2033–43. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.12.006>.
- [11] Park KW, Pak HY. Flow and heat transfer characteristics in flat tubes of a radiator. *Numer Heat Transf A Appl.* 2002;41(1):19–40. <https://doi.org/10.1080/104077802317221429>.
- [12] Patel HV, Subhedar DG, Ramani B. Numerical investigation of performance for car radiator oval tube. *Mater Today Proc.* 2017;4(9):9384–89. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.06.190>.

- [13] Razzaghi, P., Ghassabian, M., Daemiashkezari, M., Abdulfattah, A., Hassanzadeh, H. & Ahmad, H. (2022). Thermo-hydraulic performance evaluation of turbulent flow and heat transfer in a twisted flat tube: A CFD approach. *Case Stud Therm Eng.* 2022. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102107>.
- [14] Vajjha RS, Das DK, Ray DR. Development of new correlations for the Nusselt number and the friction factor under turbulent flow of nanofluids in flat tubes. *Int J Heat Mass Transf.* 2015; 80:353–67. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.09.018>.
- [15] Zeeshan M, Nath S, Banja D. Numerical study to predict optimal configuration of fin and tube compact heat exchanger with various tube shapes and spatial arrangements. *Energy Convers Manag.* 2017;148:737–52. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.06.011>.
- [16] Sahel D, Ameer H, Mellal M. Effect of tube shape on the performance of a fin and tube heat exchanger. *J Mech Eng Sci.* 2020;14(2):6709–18. <https://doi.org/10.15282/JMES.14.2.2020.13.0525>.
- [17] Zuñiga-Cerroblando JL, Collazo-Barrientos J, Hernandez-Guerrero A, Hortelano Capetillo J. Thermal and hydraulic analysis of different tube geometries to improve the performance of an automotive radiator. *Rev Ing Ind.* 2020;11(4):13–23. <https://doi.org/10.35429/JIE.2020.11.4.13.23>.
- [18] Çengel YA, Ghajar AJ. *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*. 6th ed. McGraw-Hill Education; 2020.
- [19] Incropera FP, DeWitt DP, Bergman TL, Lavine AS. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7th ed. Wiley; 2011.
- [20] Holman JP. *Heat Transfer*. 10th ed. McGraw-Hill; 2010.
- [21] Yu, H., Chen, Y., Liu, H., & Liu, J. (2023). CFD-based optimization of tube geometry in compact automotive radiators. *Applied Thermal Engineering*, 226, 120218. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120218>
- [22] Sharma, S., & Saini, S. (2022). Performance evaluation of flat tube automotive radiator using CFD and experimental validation. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 35, 101211. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2022.101211>
- [23] Kherbeche, A., Bensaïd, M., & Lajnef, N. (2023). Thermal-hydraulic performance of nanofluid flow in enhanced flat-tube automotive radiators. *Case Studies in Thermal Engineering*, 42, 102825. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.102825>
- [24] Al-Jubouri, A., Al-Azawi, A. A., & Mohammed, T. J. (2022). Numerical investigation of the impact of louver angle on the performance of automobile radiators. *Alexandria Engineering Journal*, 61(12), 11491–11503. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.01.040>

- [25] Kumar, S., & Singh, K. (2021). CFD analysis of automotive radiator using different fin configurations. *Materials Today: Proceedings*, 47(5), 1182–1187. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.06.043>
- [26] Bajaj, R., & Barua, A. (2023). Influence of tube inclination angle on thermal performance of compact heat exchangers. *Thermal Science and Engineering Progress*, 39, 101253. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101253>
- [27] Esfe, M. H., & Afrand, M. (2020). Thermal performance of radiators using advanced CFD modeling with hybrid nanofluids. *Powder Technology*, 373, 215–226. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2020.05.016>
- [28] Hadžiabdić, M., & Hanjalić, K. (2021). Advanced turbulence models in CFD simulations of compact heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 180, 121851. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121851>
- [29] Sadeghi, A., Ghalambaz, M., & Sheremet, M. A. (2023). Numerical analysis of entropy generation and heat transfer in car radiators with novel geometries. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 147, 379–396. <https://doi.org/10.1007/s10973-023-12165-6>
- [30] Singh, D., & Ghosh, S. (2021). Experimental and CFD analysis of heat dissipation in multi-tube flat-plate radiators. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 35(6), 2351–2362. <https://doi.org/10.1007/s12206-021-0547-0>
- [31] Molaeimanesh, G. R., & Akhavan-Behabadi, M. A. (2020). Experimental and numerical analysis of performance enhancement in compact automotive heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 164, 114457. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114457>
- [32] Shaeri, M. R., & Yang, C. (2022). Machine-learning-assisted CFD prediction of heat transfer in automobile radiators. *AI Open*, 3, 10–22. <https://doi.org/10.1016/j.aiopen.2021.11.002>
- [33] Asadi, A., Mohebbi, R., & Akhavan-Behabadi, M. A. (2022). Hybrid experimental–numerical study of pressure drop and thermal resistance in radiator channels. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 132, 105869. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2022.105869>
- [34] Xiang, Z., Yu, X., & Hu, Y. (2023). Comparative CFD analysis of elliptical and circular tube geometries in automotive radiators. *Energy Reports*, 9, 4956–4967. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2023.03.025>
- [35] Maroti, B., & Sahu, D. (2023). Design evaluation of car radiators using experimental and CFD techniques. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 16(3), 931–944. <https://doi.org/10.47176/jafm.16.03.32999>
- [36] Rezaei, M., & Aminfar, H. (2021). Thermodynamic analysis of finned-tube radiators under different coolant flows. *International Journal of Thermal Sciences*, 170, 107126. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107126>

- [37] Gao, Y., & Zhao, Y. (2022). CFD-based shape optimization of radiator tubes using surrogate modeling. *Journal of Mechanical Design*, 144(4), 041708. <https://doi.org/10.1115/1.4052043>
- [38] Goyal, R., & Rana, N. (2020). Numerical analysis of radiator performance under variable airflow conditions. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 923, 012043. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/923/1/012043>
- [39] Musa, M. W., & Yunus, N. A. (2023). Experimental validation of car radiator performance under tropical climate conditions. *Renewable Energy and Environmental Sustainability*, 8, 2. <https://doi.org/10.1051/rees/2023002>
- [40] Elhag, A. A., & Elamin, S. A. (2021). CFD analysis of automotive radiator using different coolant types. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 15(3), 8377–8390. <https://doi.org/10.15282/jmes.15.3.2021.22.0659>
- [41] Li X., Zhang Y., Wang J. Numerical study on heat transfer and pressure drop in flat-tube automotive radiators with variable fin pitch. *Applied Thermal Engineering*. 2024;215:119338.<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.119338>
- [42] Ma H., Chen Q., Huang X. Experimental and CFD investigation of coolant flow distribution and pressure drop in multi-tube radiators for internal combustion engines. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2023;192:123456. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.123456>
- [43] Singh A., Verma R., Kumar S. Parametric CFD analysis of single-channel wide-tube automotive radiators: impact of channel height on thermal and hydraulic behaviour. *Energy Conversion and Management*. 2024;305:117980. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2024.117980>
- [44] Nguyen T., Tran L.H., Le D.H. Thermal-hydraulic performance of nanofluid-enhanced automotive radiators under varying flow conditions. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2024;45:102940. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.102940>
- [45] Pineda G., Rojas F., Silva M. Optimization (mejora) geométrica de radiadores automotrices mediante CFD: un estudio de canales equivalentes. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*. 2023;15(5):041023. <https://doi.org/10.1115/1.4058765>
- [46] Li Z., Zhou Q., Hu J. Effect of tube material and thickness on pressure drop and thermal performance in automotive radiators. *International Journal of Automotive Technology*. 2023;24(1):113–122. <https://doi.org/10.1007/s12239-023-0113-8>
- [47] Fernández P., Méndez R., Gómez R. Comparative study of conventional vs wide-channel radiator cores: experimental validation and CFD. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2023;141:110598. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2023.110598>

- [48] Bhat S., Kumar A., Srivastava P. Effect of fin geometry on airflow distribution and pressure drop in automotive radiators: CFD and design guidelines. *SAE International Journal of Engines*. 2022;15(4):231–243. <https://doi.org/10.4271/2022-01-0123>
- [49] Zhang L., Li Y., Pan W. Air-side heat transfer characteristics and pressure drop in compact louvered fin automotive radiators at high speeds. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2022;95:108785. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2021.108785>
- [50] Mamdouh M., El-Sayed Y. Thermal and hydraulic performance enhancement of automotive radiators using perforated and vortex-generator fins. *Applied Thermal Engineering*. 2022;210:118600. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118600>
- [51] Wu J., Liu F., Shen X. Numerical and experimental investigation on coolant distribution and hydraulic performance in multi-tube automotive radiators. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2021;235(8):1823–1835. <https://doi.org/10.1177/0954406220967281>
- [52] Al-Zahrani K., Al-Ghamdi S. Influence of high-speed airflow and fin spacing on pressure drop and heat transfer in automotive radiator cores. *Heat Transfer Engineering*. 2021;42(17):1564–1576. <https://doi.org/10.1080/01457632.2021.1893402>
- [53] Guo X., Sun W., Wang D. CFD investigation of newly designed single-wide channel radiator core and comparison with conventional multiple-tube core. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2024;146(2):789–802. <https://doi.org/10.1007/s10973-024-03210-y>
- [54] Ko C.H., Park S.K., Lee D.H. Effect of coolant mass flow rate on the thermal performance of automotive radiators: an experimental and CFD study. *Energy Reports*. 2023;9:674–683. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2023.02.014>
- [55] Tavares P., Silva G., Sousa F. Review of recent advances in automotive radiator cores: geometry, materials and CFD-driven design. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2024;172:113069. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.113069>
- [56] Mohammadi H., Ghadimi M., Jafari A. Hybrid CFD–experimental study on the effect of tube spacing and channel height on radiator pressure drop and heat transfer. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2024;141:106717. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.106717>
- [57] Liang C., Wu Z., Feng Y. Exergy analysis and performance evaluation of micro-channel automotive radiators under variable driving conditions. *Energy*. 2024;285:125656. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.125656>
- [58] Singh V.K., Mishra A. Performance evaluation of automotive radiators with nano-coated fin surfaces: experimental and CFD approach. *Journal of Coatings Technology and Research*. 2023;20(2):719–728. <https://doi.org/10.1007/s11998-022-00956-x>
- [59] Hernandez L., Rosales A., Villanueva R. Impact of coolant temperature and mass flow variation on multi-tube radiator cores: an experimental parametric study.

Experimental Thermal and Fluid Science. 2024;154:112830.
<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2023.112830>

[60] Cavallini M., Fabbri S., Piscina M. Investigation of pressure drop mechanisms in wide-channel automotive radiator cores using PIV and CFD. *International Journal of Thermal Sciences*. 2022;178:107667. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.107667>

ANEXO A
FUNDAMENTOS DE LOS
INTERCAMBIADORES DE CALOR

El presente anexo reúne los fundamentos teóricos relacionados con los intercambiadores de calor, los cuales se incluyen como material complementario al desarrollo principal de esta investigación. Estos conceptos permiten comprender los principios de transferencia térmica y los métodos de análisis comúnmente utilizados en este tipo de dispositivos.

Aunque el objeto de estudio de esta tesis es el radiador automotriz, el cual funciona como un intercambiador de calor compacto, la teoría general de intercambiadores se presenta en este anexo para evitar extender el marco teórico del Capítulo 2.

A.1 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos térmicos diseñados para permitir la transferencia de energía térmica entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas, sin que exista mezcla directa entre ellos. Estos equipos son esenciales en una amplia variedad de aplicaciones industriales, automotrices, energéticas y domésticas, como en sistemas de calefacción, aire acondicionado, procesos químicos, turbinas de vapor y motores de combustión interna.

Para modelar este fenómeno de manera global, se introduce el concepto de coeficiente global de transferencia de calor, denotado como U , el cual engloba todas las resistencias térmicas asociadas al sistema. La tasa de transferencia de calor instantánea entre los fluidos depende tanto de este coeficiente como de la diferencia de temperatura local a lo largo del intercambiador.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{\text{media}} \quad \text{ec. (2-12)}$$

donde:

- Q es la transferencia de calor total [W],
- U es el coeficiente global de transferencia de calor [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$],
- A es el área de intercambio térmico [m^2],
- ΔT_{media} es la diferencia de temperatura media entre los fluidos.

Para facilitar el diseño térmico de intercambiadores, se recurre frecuentemente al cálculo de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD), especialmente útil en configuraciones simples como flujo paralelo y contraflujo. En configuraciones más complejas, como aquellas con flujo cruzado o múltiples pasos, se utiliza un factor de corrección F que ajusta la LMTD a la geometría y régimen térmico real del equipo.

Asimismo, el método de la efectividad-NTU (Number of Transfer Units) permite analizar el rendimiento del intercambiador cuando las temperaturas de salida de los fluidos son desconocidas, siendo una herramienta clave en el dimensionamiento preliminar y evaluación térmica de estos sistemas.

Existen diversos tipos de intercambiadores de calor, clasificados principalmente por su configuración geométrica y dirección relativa de los flujos:

- Intercambiador de doble tubo: configuración básica donde un tubo interior transporta un fluido y el espacio anular otro.

- Flujo paralelo: ambos fluidos ingresan por el mismo extremo y circulan en la misma dirección.
- Contraflujo: los fluidos ingresan por extremos opuestos y fluyen en direcciones contrarias, ofreciendo una mayor eficiencia térmica.
- Flujo cruzado: los fluidos se desplazan perpendicularmente entre sí, común en radiadores automotrices.
- Intercambiadores de placas: utilizan placas metálicas delgadas para separar los fluidos, ofreciendo alta eficiencia y área superficial por unidad de volumen.
- Intercambiadores de coraza y tubos: empleados en la industria pesada, donde un haz de tubos transporta uno de los fluidos y una coraza externa dirige el segundo fluido a través del conjunto.

En el contexto automotriz, los radiadores son un caso específico de intercambiador de calor de flujo cruzado, donde el fluido caliente del motor transfiere calor al aire ambiente mediante tubos delgados y aletas conductoras, lo cual exige un diseño térmico altamente eficiente y compacto.

A.2 Tipos de intercambiadores de calor

La gran diversidad de aplicaciones térmicas en la ingeniería ha dado lugar al desarrollo de una amplia gama de intercambiadores de calor, diseñados para adaptarse a distintos requerimientos operativos, restricciones geométricas, tipos de fluidos y condiciones de servicio. Cada configuración responde a criterios específicos de eficiencia térmica, facilidad de mantenimiento, costos y espacio disponible, lo cual ha impulsado el surgimiento de numerosas soluciones constructivas e innovadoras en el diseño de estos equipos.

Uno de los tipos más sencillos y representativos es el intercambiador de doble tubo, también conocido como intercambiador de tubos concéntricos. Este consiste en un tubo de menor diámetro alojado dentro de otro de mayor diámetro. Un fluido circula por el tubo interno, mientras que el otro fluye por el espacio anular que lo rodea. Esta disposición permite una transferencia de calor efectiva entre ambos fluidos, sin mezclarse entre sí.

En este tipo de intercambiador, pueden establecerse dos esquemas de flujo:

- Flujo paralelo: ambos fluidos (caliente y frío) ingresan por el mismo extremo del intercambiador y se desplazan en la misma dirección. Aunque esta configuración es sencilla, su eficiencia térmica es limitada, ya que la diferencia de temperatura entre los fluidos disminuye rápidamente a lo largo del intercambiador.
- Contraflujo: los fluidos entran por extremos opuestos y circulan en direcciones contrarias. Esta disposición permite mantener una mayor diferencia de temperatura promedio entre los fluidos a lo largo del recorrido, lo que se traduce en una mayor efectividad térmica. Es, por ello, la configuración preferida en muchas aplicaciones industriales y de ingeniería térmica.

El análisis detallado de estas configuraciones es esencial para seleccionar el tipo de intercambiador más adecuado en función de los objetivos del sistema térmico. En el caso de los radiadores automotrices, por ejemplo, se recurre a intercambiadores de tipo flujo cruzado, pero los principios fundamentales de contraflujo y paralelo siguen siendo relevantes en la conceptualización del diseño térmico.

El tipo más simple de intercambiador de calor consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes, como se muestra en la figura A.1, llamado intercambiador de calor de doble tubo o tubos concéntricos. En un intercambiador de este tipo uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, en tanto que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos. En un intercambiador de calor de doble tubo son posibles dos tipos de disposición del flujo:

En el flujo paralelo los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección. Por otra parte, en el contraflujo los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas.

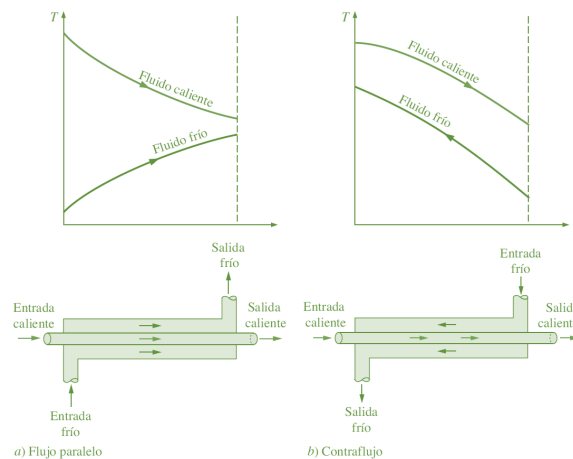


Figura. A.1 Diferentes regímenes de flujo y perfiles asociados de temperaturas en un intercambiador de calor de doble tubo. Adaptado de [18].

Un tipo particular de intercambiador de calor, desarrollado para maximizar la eficiencia térmica en espacios reducidos, es el denominado intercambiador compacto. Estos dispositivos se caracterizan por tener una alta densidad de área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen, lo cual los hace ideales en aplicaciones donde existen limitaciones estrictas de espacio o peso, como en el sector automotriz, aeroespacial y biomédico.

La eficiencia geométrica de un intercambiador se expresa mediante la densidad de área (β), definida como:

$$\beta = \frac{A_{\text{superficial}}}{V_{\text{volumen}}} \quad \text{ec. (2-13)}$$

donde $A_{\text{superficial}}$ es el área total de transferencia de calor y V el volumen del intercambiador. Si β excede los $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ (o $200 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$), el intercambiador se clasifica como compacto.

Ejemplos de intercambiadores de calor compactos con altas densidades de área incluyen:

- Radiadores automotrices: $\beta \approx 1\,000\text{ m}^2/\text{m}^3$.
- Intercambiadores cerámicos en turbinas de gas: $\beta \approx 6\,000\text{ m}^2/\text{m}^3$.
- Regeneradores en motores Stirling: $\beta \approx 15\,000\text{ m}^2/\text{m}^3$.
- Pulmón humano (como analogía biológica): $\beta \approx 20\,000\text{ m}^2/\text{m}^3$.

La estructura interna de estos intercambiadores consiste típicamente en canales muy estrechos o pasajes pequeños, lo cual favorece un régimen de flujo laminar. Para incrementar el área superficial sin aumentar significativamente el volumen, se integran aletas corrugadas, placas delgadas o superficies ranuradas, adheridas a las paredes que separan los dos fluidos. Esta geometría intensifica la transferencia de calor, especialmente en flujos gaseosos, los cuales presentan coeficientes convectivos bajos en comparación con los líquidos.

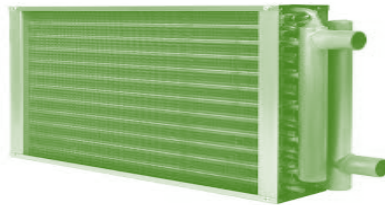


Figura. A.2 Intercambiador de calor compacto, gas hacia líquido, para un sistema residencial de acondicionamiento del aire. Adaptado de [18].

Un ejemplo representativo es el radiador de automóvil, donde se optimiza la transferencia de calor entre el fluido refrigerante (agua-glicol) y el aire ambiente. En este caso, las aletas metálicas se encuentran dispuestas principalmente en el lado del aire, para compensar el bajo coeficiente de transferencia de calor del gas mediante una amplia área superficial.

Además, los intercambiadores compactos suelen operar bajo un esquema de flujo cruzado, es decir, los dos fluidos se desplazan de forma perpendicular entre sí. Esta configuración se puede subdividir en:

- Flujo cruzado no mezclado, cuando el paso de ambos fluidos está canalizado y no hay mezcla lateral.
- Flujo cruzado mezclado, cuando uno de los fluidos (usualmente el aire) puede redistribuirse transversalmente entre los canales.

Este tipo de intercambiador es fundamental para aplicaciones donde la reducción del tamaño, el peso y el espacio ocupado es crítica, sin comprometer la capacidad de disipación térmica del sistema.

Caracterización Experimental y Modelado de Transferencia de Calor de un Radiador para Motores de Cuatro Tiempos

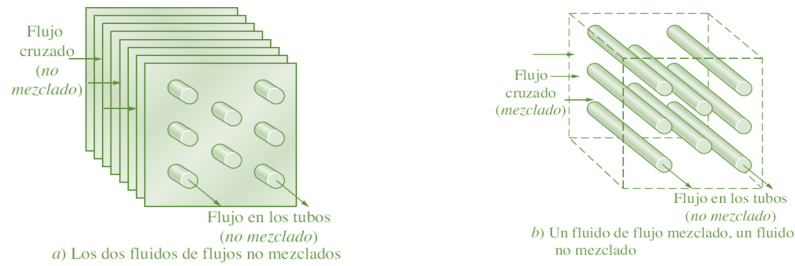


Figura. A.3 Diferentes configuraciones de flujo en intercambiadores de calor de flujo cruzado. Adaptado de [18].

Los intercambiadores de calor pueden clasificarse no solo por su geometría o configuración de flujo, sino también por el grado de mezcla de los fluidos, el tipo de construcción y la aplicación específica. Estas distinciones son fundamentales para comprender el comportamiento térmico y seleccionar el tipo más adecuado en función del entorno de operación.

a) Flujo cruzado: mezclado y no mezclado

En configuraciones de flujo cruzado, los dos fluidos se desplazan en trayectorias perpendiculares entre sí. Esta disposición es común en los radiadores automotrices, donde el refrigerante fluye internamente a través de los tubos y el aire atraviesa externamente en dirección perpendicular.

El flujo cruzado puede ser:

No mezclado: cuando el diseño (por ejemplo, con aletas de placa) canaliza el fluido en trayectos específicos, impidiendo su movimiento transversal. Esta condición es típica del aire en radiadores, donde las aletas guían su trayectoria estrictamente entre los tubos.

Mezclado: si el fluido tiene libertad para redistribuirse lateralmente, lo que puede alterar el perfil térmico y afectar la eficiencia del intercambio de calor. Este tipo de flujo es menos común en radiadores debido a la necesidad de control térmico y eficiencia compacta.

b) Intercambiadores de tubos y coraza que se ilustra

Uno de los diseños más extendidos en la industria es el intercambiador de tubos y coraza, compuesto por una carcasa externa que contiene un haz de tubos dispuestos en paralelo. Uno de los fluidos circula por el interior de los tubos, mientras que el otro fluye por el espacio anular de la coraza, atravesando los tubos transversalmente.

Para mejorar la transferencia térmica, se incorporan desviadores (baffles) que guían el fluido externo y evitan zonas muertas. Este tipo de intercambiador es robusto y altamente adaptable a condiciones de alta presión y temperatura, pero resulta poco adecuado para aplicaciones móviles, como en automóviles o aeronaves, debido a su peso y tamaño.

Estos intercambiadores pueden presentar múltiples pasos de flujo, tanto por la coraza como por los tubos, y se clasifican según la cantidad de recorridos. Por ejemplo:

- Un paso en la coraza y dos pasos en los tubos: diseño en U donde el fluido regresa por el mismo extremo.

- Dos pasos en la coraza y cuatro en los tubos: flujo más complejo para mejorar la eficiencia térmica.

El intercambiador de placas es una solución moderna y eficiente, compuesta por una serie de placas metálicas corrugadas apiladas que crean múltiples canales delgados. Los fluidos caliente y frío fluyen por canales alternos, generando un patrón que favorece la alta transferencia térmica debido al constante cambio de dirección y turbulencia en el flujo.

Cada corriente de fluido está flanqueada por corrientes del otro fluido, lo que maximiza el gradiente térmico. Una ventaja clave de este diseño es su modularidad, ya que se pueden añadir o retirar placas para adaptar la capacidad del intercambiador según la demanda térmica. Son especialmente eficaces en aplicaciones líquido-líquido, siempre que ambos fluidos operen a presiones similares.

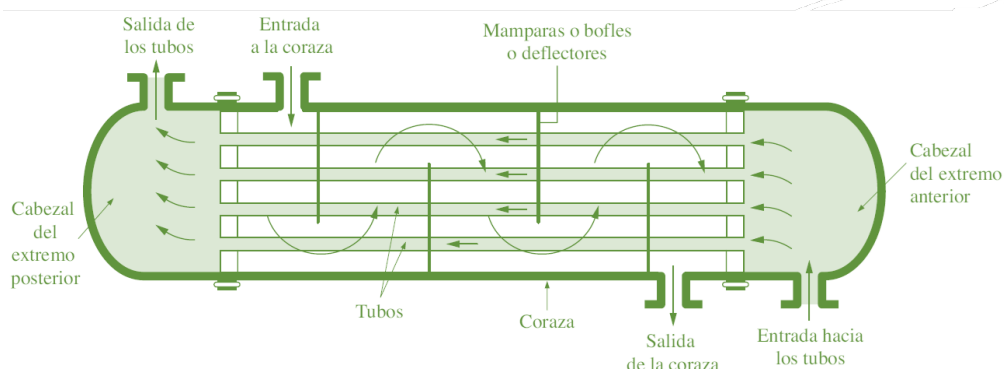


Figura. A.4 Esquema de un intercambiador de calor de coraza y tubos un paso por la coraza y un paso por los tubos. Adaptado de [18].

Los intercambiadores de tubos y coraza se clasifican todavía más según el número de pasos que se realizan por la coraza y por los tubos. Por ejemplo, los intercambiadores en los que todos los tubos forman una U en la coraza se dice que son de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos. De modo semejante, a un intercambiador que comprende dos pasos en la coraza y cuatro pasos en los tubos se le llama de dos pasos por la coraza y cuatro pasos por los tubos.

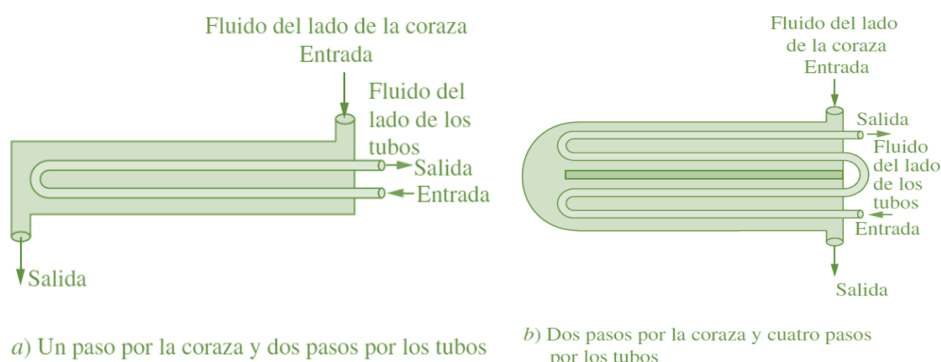


Figura. A.5 Disposiciones del flujo en pasos múltiples en los intercambiadores de calor de coraza y tubos. Adaptado de [18].

A diferencia de los intercambiadores anteriores, donde los fluidos fluyen simultáneamente separados por una superficie sólida, los intercambiadores regenerativos utilizan una misma matriz térmica por donde circulan alternadamente los dos fluidos. Existen dos tipos:

- Regenerador estático: consiste en una masa porosa con alta capacidad térmica (como mallas cerámicas), que almacena calor cuando pasa el fluido caliente y lo cede posteriormente al fluido frío durante su paso.
- Regenerador rotativo (dinámico): contiene un tambor que gira lentamente entre dos corrientes continuas de fluido. Las secciones del tambor absorben calor al pasar por el flujo caliente y lo transfieren después al flujo frío. Este principio se emplea, por ejemplo, en ciertos sistemas de recuperación de calor en plantas industriales y motores Stirling.

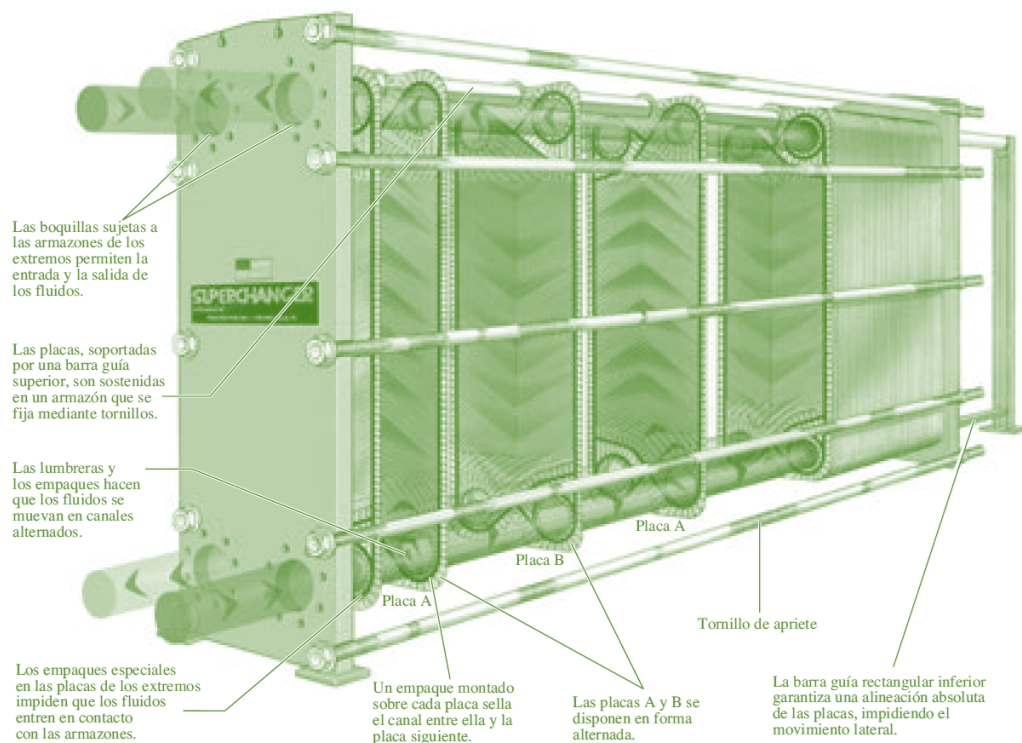


Figura. A.6 Intercambiador de calor de placas y armazón, de líquido hacia líquido. Adaptado de [18].

Nomenclatura específica según la aplicación

En la práctica, muchos intercambiadores reciben nombres particulares de acuerdo con su función principal:

- Condensador: utilizado para enfriar y condensar un vapor al convertirlo en líquido.
- Caldera o vaporizador: transfiere calor para inducir el cambio de fase de líquido a vapor.

- Radiador: intercambia calor desde un fluido caliente hacia el ambiente, predominando la convección forzada y, en menor medida, la radiación térmica.

Este tipo de clasificación funcional es útil para distinguir rápidamente la aplicación del equipo, aunque no siempre refleja su geometría interna o configuración de flujo.

A.3 El coeficiente total de transferencia de calor

Un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección. Cualesquiera efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

La red de resistencias térmicas asociada con este proceso de transferencia de calor comprende dos resistencias por convección y una por conducción. En este caso, los subíndices i y o representan las superficies interior y exterior del tubo interior.

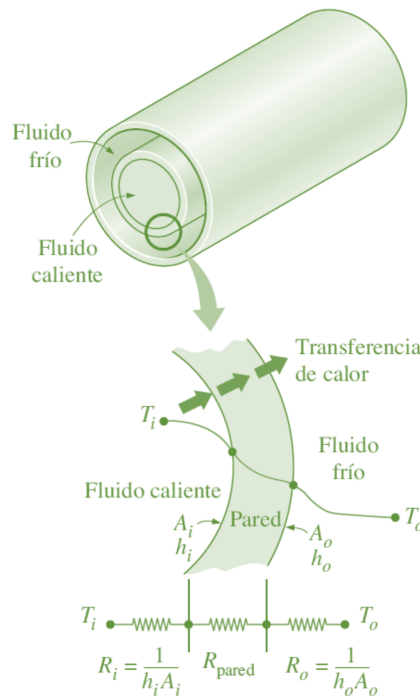


Figura. A.7 Red de resistencias térmicas asociada con la transferencia de calor en un intercambiador de calor de doble tubo. Adaptado de [18].

Para un intercambiador de calor de doble tubo, la resistencia térmica de la pared del tubo es:

$$R_{pared} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} \quad \text{ec. (2-14)}$$

en donde k es la conductividad térmica del material de la pared y L es la longitud del tubo. Entonces la resistencia térmica total queda

$$R_{\text{total}} = R_{\text{conv},1} + R_{\text{cil}} + R_{\text{conv},2} = \frac{1}{(2\pi r_1 L)h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{(2\pi Lk)} + \frac{1}{(2\pi r_2 L)h_2} \quad \text{ec. (2-14.1)}$$

$$R = R_{\text{total}} = R_i + R_{\text{pared}} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o} \quad \text{ec. (2-14.2)}$$

A_i es el área de la superficie interior de la pared que separa los dos fluidos y A_o es el área de la superficie exterior de esa misma pared. En otras palabras, A_i y A_o son las áreas superficiales de la pared de separación mojada por los fluidos interior y exterior, respectivamente. Cuando uno de los fluidos fluye adentro de un tubo circular y el otro afuera de éste, se tiene $A_i = \pi D_i L$ y $A_o = \pi D_o L$

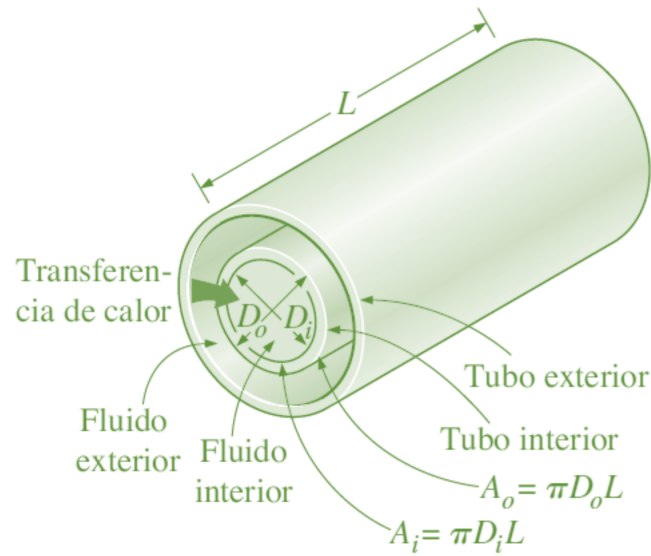


Figura. A.8 Las dos áreas superficiales de transferencia de calor asociadas con un intercambiador de calor de doble tubo, para tubos delgados $D_i \approx D_o$ y como consecuencia $A_i \approx A_o$. Adaptado de [18].

En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente combinar todas las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria del flujo de calor del fluido caliente hacia el frío en una sola resistencia R y expresar la razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos como

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U A_s \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad \text{ec. (2-15)}$$

en donde U es el coeficiente total de transferencia de calor, cuya unidad es $W/m^2 \cdot ^\circ C$, la cual es idéntica a la unidad del coeficiente de convección común, h . Cancelando ΔT , la ecuación se convierte en

$$\frac{1}{U A_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{\text{pared}} + \frac{1}{h_o A_o} \quad \text{ec. (2-16)}$$

Quizás el lector se está preguntando por qué se tienen dos coeficientes de transferencia de calor totales, U_i y U_o , para un intercambiador de calor. La razón es que todo intercambiador de calor tiene dos áreas superficiales para la transferencia de calor, A_i y A_o , las cuales, en general, no son iguales entre sí.

Ya que $U_i A_i = U_o A_o$, pero $U_i \neq U_o$ a menos que $A_i = A_o$. Por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor total U de un intercambiador de calor no tiene significado a menos que se especifique el área sobre la cual se basa.

En especial, éste es el caso cuando uno de los lados de la pared del tubo tiene aletas y la otra no, ya que el área superficial del lado con aletas es varias veces mayor que la que no las tiene.

Cuando la pared del tubo es pequeña y la conductividad térmica del material del mismo es alta, como suele ser el caso, la resistencia térmica de dicho tubo es despreciable ($R_{\text{pared}} \approx 0$) y las superficies interior y exterior del mismo son semejantes ($A_i \approx A_o \approx A_s$).

Entonces la ecuación para el coeficiente de transferencia de calor total se simplifica para quedar:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad \text{ec. (2-17)}$$

donde $U \approx U_i \approx U_o$. Los coeficientes de transferencia de calor por separado, de adentro y de afuera del tubo, h_i y h_o .

El coeficiente de transferencia de calor total U es dominado por el coeficiente de convección más pequeño, puesto que el inverso de un número grande es pequeño. Cuando uno de los coeficientes de convección es mucho más pequeño que el otro ($h_i \ll h_o$), se tiene $1/h_i^* \gg 1/h_o$ y, por consiguiente, $U \approx h_i$. Por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor más pequeño crea un cuello de botella sobre la trayectoria de la transferencia de calor e impide gravemente la transferencia de este último. Esta situación se presenta con frecuencia cuando uno de los fluidos es un gas y el otro es un líquido. En esos casos, es práctica común el uso de aletas del lado del gas para mejorar el producto $U A_s$ y, en consecuencia, la transferencia de calor en ese lado.

Caracterización Experimental y Modelado de Transferencia de Calor de un Radiador para Motores de Cuatro Tiempos

Tipo de intercambiador de calor	$U, \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^*$
Agua hacia agua	850-1 700
Agua hacia aceite	100-350
Agua hacia gasolina o queroseno	300-1 000
Calentadores de agua de alimentación	1 000-8 500
Vapor de agua hacia combustóleo ligero	200-400
Vapor de agua hacia combustóleo pesado	50-200
Condensador de vapor de agua	1 000-6 000
Condensador de freón (agua enfriada)	300-1 000
Condensador de amoniaco (agua enfriada)	800-1 400
Condensadores de alcohol (agua enfriada)	250-700
Gas hacia gas	10-40
Agua hacia aire en tubos con aletas (agua en los tubos)	30-60 [†] 400-850 [†]
Vapor de agua hacia aire en tubos con aletas (vapor de agua en los tubos)	30-300 [†] 400-4 000 [‡]

* Multiplíquense los valores de la lista por 0.176 para convertirlos en $\text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$.

[†] Con base en el área superficial del lado del agua.

[‡] Con base en el área superficial del lado del agua o del vapor de agua.

*Nota del RT: La inversa h_i representaría R , la que controla la transferencia de calor, donde a h_i se le conoce, para este ejemplo, como coeficiente de película controlante.

Tabla A.1 Valores representativos de los coeficientes totales de transferencia de calor en los intercambiadores de calor. Adaptado de [18].

Cuando el tubo tiene aletas en uno de los lados para mejorar la transferencia de calor, el área superficial para la transferencia de calor total en ese lado queda:

$$A_s = A_{\text{total}} = A_{\text{fin}} + A_{\text{sin aletas}} \quad \text{ec. (2-17)}$$

en donde A_{aleta} es el área superficial de las aletas y $A_{\text{sin aletas}}$ es el área de la parte sin aletas de la superficie del tubo. Para aletas cortas de alta conductividad térmica se puede usar esta área total en la relación de la resistencia a la convección $R_{\text{conv}} = 1/hA_s$ ya que, en este caso, las aletas serán con mucha aproximación isotérmicas.

Para determinar el área superficial efectiva A , es a partir de:

$$A_s = A_{\text{sin aletas}} + \eta_{\text{aleta}} A_{\text{aleta}} \quad \text{ec. (2-18)}$$

donde η_{aleta} es la eficiencia de la aleta.

De esta forma, se puede explicar la caída de temperatura a lo largo de las aletas. la eficiencia de la aleta $\eta_{\text{aleta}} = 1$ para las aletas isotérmicas. La superficie aletada, el área relevante (A_i o A_o).

A.4 Análisis de los intercambiadores de calor

En la mayoría de las aplicaciones prácticas, los intercambiadores de calor operan bajo condiciones de régimen estacionario, es decir, sus parámetros operativos permanecen constantes a lo largo del tiempo. Esto implica que las propiedades termodinámicas de los fluidos, como la temperatura, la presión y la velocidad en las entradas y salidas, no varían con el tiempo durante el funcionamiento continuo del sistema. Bajo este supuesto, se considera que el flujo másico de cada corriente fluida se mantiene constante, y los intercambios de energía se producen exclusivamente por mecanismos de transferencia de calor entre los dos fluidos, separados por una superficie sólida. Este enfoque permite simplificar el análisis térmico sin perder precisión en la mayoría de los casos prácticos.

Además, se asume que los cambios en la energía cinética y en la energía potencial de los fluidos son insignificantes, debido a que las variaciones en velocidad y altura son pequeñas en comparación con los cambios de energía térmica. Por lo tanto, estos términos pueden ser despreciados en el balance de energía del sistema.

Otro aspecto importante en este tipo de análisis es el comportamiento del calor específico de los fluidos involucrados. Aunque esta propiedad puede variar con la temperatura, en un rango moderado de operación se puede considerar constante utilizando un valor medio, lo cual permite simplificar los cálculos sin comprometer de forma significativa la exactitud de los resultados.

En cuanto a la transferencia de calor dentro del intercambiador, se suele asumir que la conducción axial a lo largo del tubo es despreciable en comparación con la transferencia en dirección transversal (entre los fluidos). Esta hipótesis es válida para la mayoría de los intercambiadores bien diseñados, donde el flujo convectivo domina el transporte térmico.

Con estas suposiciones, la primera ley de la termodinámica requiere que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el frío, es decir:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad \text{ec. (2-19)}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad \text{ec. (2-20)}$$

en donde los subíndices c y h se refieren a los fluidos frío y caliente, respectivamente:

$$\begin{aligned} \dot{m}_c, \dot{m}_h &= \text{gastos de masa} \\ c_{pc}, c_{ph} &= \text{calores específicos} \\ T_{c,sal}, T_{h,sal} &= \text{temperaturas de salida} \\ T_{c,ent}, T_{h,ent} &= \text{temperaturas de entrada} \end{aligned}$$

En el análisis térmico de intercambiadores de calor, la tasa de transferencia de calor $\dot{Q}$ se considera una magnitud positiva, y se asume convencionalmente que la energía fluye desde el fluido de mayor temperatura hacia el de menor temperatura, en cumplimiento con la segunda ley de la termodinámica. Ésta se llama razón de capacidad calorífica y se define para las corrientes de los fluidos caliente y frío como la razón de capacidad

calorífica de una corriente de fluido indica cuánta energía térmica se requiere por unidad de tiempo para provocar un aumento de 1 °C en su temperatura mientras circula por un intercambiador de calor.

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \text{ y } C_c = \dot{m}_c c_{pc} \quad \text{ec. (2-21)}$$

Esta magnitud depende del producto entre el flujo másico del fluido y su calor específico. En términos prácticos, un fluido con alta capacidad calorífica absorberá o liberará grandes cantidades de energía sin que su temperatura varíe de forma significativa. En contraste, un fluido con baja capacidad calorífica experimentará cambios de temperatura más marcados ante la misma cantidad de energía transferida.

Como consecuencia, si se duplica el flujo másico de una corriente manteniendo constantes las demás condiciones, la variación de temperatura se reducirá a la mitad, ya que el fluido tiene ahora mayor capacidad para transportar calor sin alterar su temperatura de forma considerable. Con la definición ya descrita de razón de capacidad calorífica es:

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad \text{ec. (2-22)}$$

$$\dot{Q} = C_h (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad \text{ec. (2-23)}$$

La tasa de transferencia de calor en un intercambiador puede calcularse como el producto entre la razón de capacidad calorífica de cualquiera de los dos fluidos y el cambio de temperatura que dicho fluido experimenta durante el proceso. Es importante destacar que, en general, el incremento de temperatura del fluido frío no coincide con la disminución de temperatura del fluido caliente, a menos que ambos fluidos tengan razones de capacidad calorífica iguales.

Esto significa que solo cuando el producto $\dot{m}_c$ del fluido caliente es igual al del fluido frío, el intercambio térmico genera variaciones de temperatura simétricas, pero en sentido opuesto. En todos los demás casos, las diferencias en capacidad térmica entre los fluidos provocan que uno cambie de temperatura más que el otro para mantener el equilibrio energético.

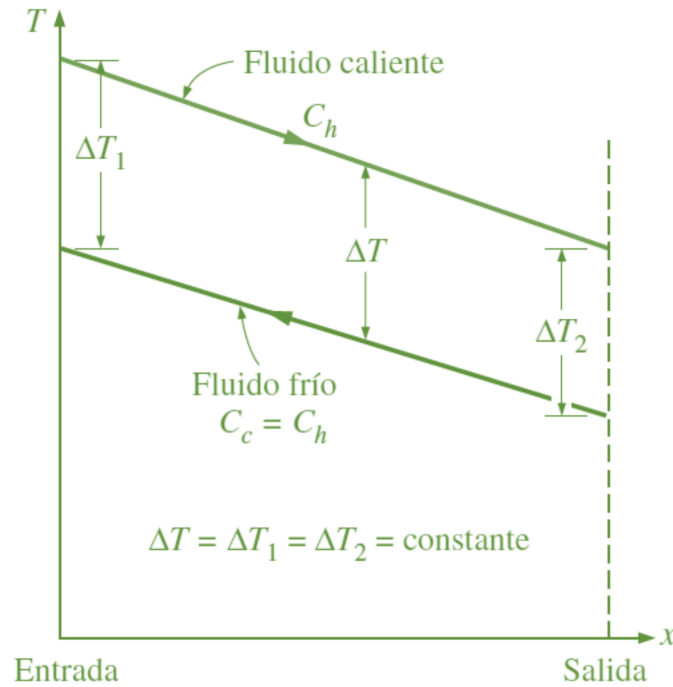


Figura. A.9 Dos flujos de fluidos que tienen las mismas razones de capacidad calorífica experimentan el mismo cambio de temperatura en un intercambiador de calor bien aislado. Adaptado de [18].

Existen dos tipos particulares de intercambiadores de calor ampliamente utilizados en aplicaciones industriales: los condensadores y las calderas. En estos dispositivos, uno de los fluidos experimenta un cambio de fase durante el proceso térmico, ya sea de vapor a líquido (condensación) o de líquido a vapor (evaporación).

En tales casos, la tasa de transferencia de calor ya no se calcula en función de un cambio de temperatura, sino que se determina considerando el calor latente asociado al proceso de cambio de fase, utilizando la siguiente relación:

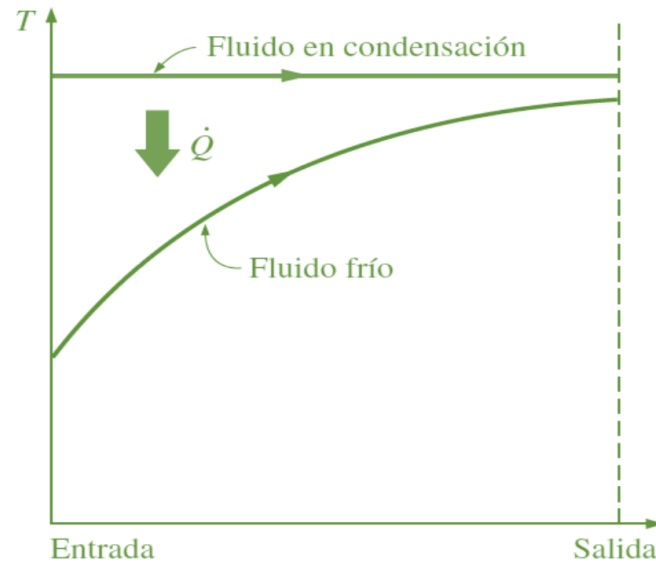
$$\dot{Q} = \dot{m}h_{fg} \quad \text{ec. (2-24)}$$

En donde $\dot{m}$ es la rapidez de la evaporación o de la condensación del fluido y h_{fg} es su entalpía de vaporización a la temperatura o presión especificada.

Este enfoque permite cuantificar la energía involucrada en procesos térmicos donde la temperatura permanece casi constante, pero ocurre un cambio de estado físico.

La razón de capacidad calorífica de un fluido durante un proceso de este tipo debe tender al infinito, puesto que el cambio en la temperatura es prácticamente cero; es decir, $C = \dot{m}c_p \rightarrow \infty$ cuando $\Delta T \rightarrow 0$, de modo que la razón de la transferencia de calor $\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T$ es una cantidad finita.

En el análisis de los intercambiadores de calor un fluido en condensación o en ebullición se considera de manera conveniente como un fluido cuya razón de capacidad calorífica infinita.



a) Condensador ($C_h \rightarrow \infty$)

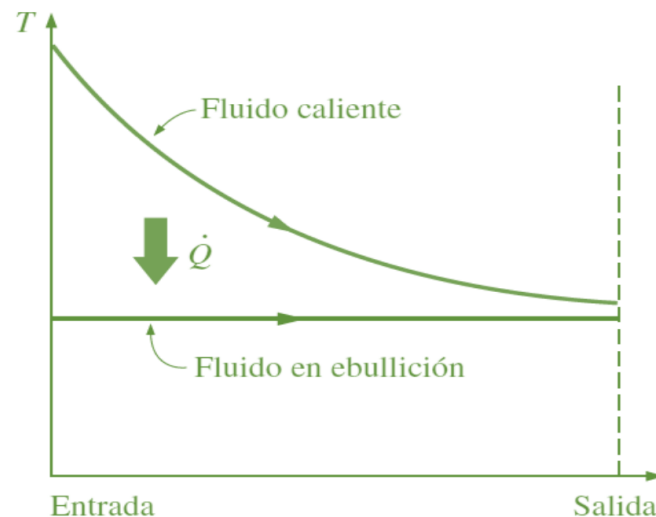


Figura. A.10 Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor cuando uno de los fluidos se condensa o hierve. Adaptado de [18].

donde U es el coeficiente total de transferencia de calor, A_s es el área de transferencia del calor y ΔT_m es una apropiada diferencia promedio de temperatura entre los dos fluidos.

El área superficial $\bar{A}_s$ se puede determinar en A forma precisa aplicando las dimensiones del intercambiador de calor. El coeficiente total de transferencia de calor, U , y la diferencia de temperatura ΔT entre los fluidos caliente y frío pueden variar a lo largo del intercambiador.

El valor promedio del coeficiente de transferencia de calor total se puede determinar, utilizando los coeficientes de convección promedio para cada fluido. Resulta que la forma apropiada de la diferencia media de temperatura entre los dos fluidos tiene naturaleza logarítmica y su determinación. La diferencia de temperatura promedio ΔT_m depende de la distribución de flujo del intercambiador de calor y su tipo de construcción.

A.4.1 Método de la Diferencia Media Logarítmica

Al principio se mencionó que la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío varía a lo largo del intercambiador de calor y resulta conveniente tener una diferencia de temperatura media ΔT_m para usarse en la relación $\dot{Q} = UA_s\Delta T_m$.

Se muestra la diferencia de temperatura promedio equivalente entre los dos fluidos en el intercambiador de calor de doble tubo y flujo paralelo. La diferencia de temperatura ΔT entre los fluidos caliente y frío es grande en la entrada del intercambiador, pero disminuye en forma exponencial hacia la salida.

La temperatura del fluido caliente decrece y la del frío aumenta a lo largo de dicho intercambiador, pero la temperatura del fluido frío nunca puede sobrepasar la del caliente, sin importar cuán largo sea dicho intercambiador.

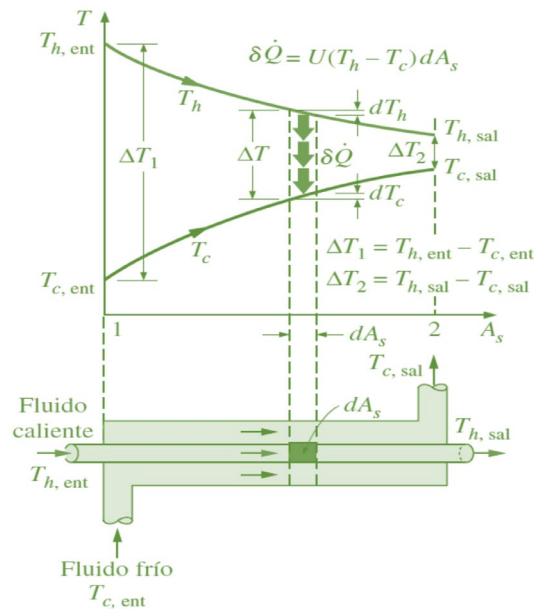


Figura. A.11 Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor de doble tubo y flujo paralelo. Adaptado de [18].

La superficie exterior del intercambiador está bien aislada, de modo que cualquier transferencia de calor ocurre entre los dos fluidos y se descartan cualesquiera cambios en la energía potencial y cinética, un balance de energía en cada fluido, en una sección diferencial del intercambiador, se puede expresar como:

$$\delta \dot{Q} = -\dot{m}_h c_{ph} dT_h \quad \text{ec. (2-25)}$$

$$\delta \dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} dT_c \quad \text{ec. (2-26)}$$

La razón de la pérdida de calor desde el fluido caliente, en cualquier sección del intercambiador, es igual a la razón de la ganancia de calor por el fluido frío en esa sección.

El cambio en la temperatura del fluido caliente es una cantidad negativa y, por consiguiente, se añade un signo negativo para hacer que la razón de la transferencia de calor $\dot{Q}$ sea una cantidad positiva.

Se despejan de las ecuaciones antes dadas dT_h y dT_c y queda:

$$dT_h = -\frac{\delta \dot{Q}}{\dot{m}_h c_{ph}} \quad \text{ec. (2-27)}$$

$$dT_c = \frac{\delta \dot{Q}}{\dot{m}_c c_{pc}} \quad \text{ec. (2-28)}$$

Al restar la segunda de la primera se obtiene:

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -\delta \dot{Q} \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} \right) \quad \text{ec. (2-29)}$$

La razón de la transferencia de calor en la sección diferencial del intercambiador también se puede expresar como:

$$\delta \dot{Q} = U(T_h - T_c)dA_s \quad \text{ec. (2-30)}$$

Al sustituir esta ecuación nos da los términos de:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U dA_s \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} \right) \quad \text{ec. (2-31)}$$

Al hacer la integración desde la entrada del intercambiador hasta su salida, se obtiene:

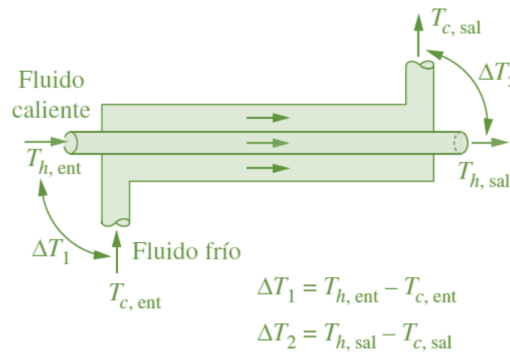
$$\ln \frac{T_{h,sal} - T_{c,sal}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}} = -UA_s \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} \right) \quad \text{ec. (2-32)}$$

Por último, se despejan de las ecuaciones $\dot{m}_c c_{pc}$ y $\dot{m}_h c_{ph}$ y se sustituyen en la ecuación, haciendo el despeje y la sustitución nos da como resultado:

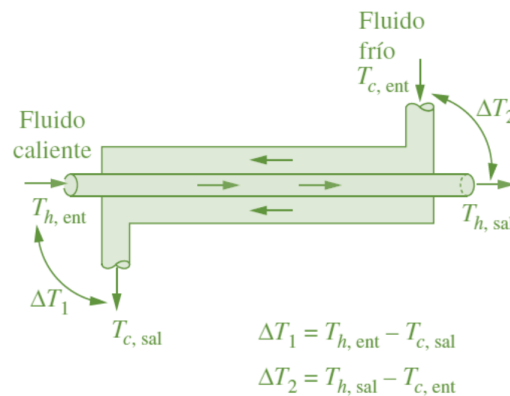
$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{ml} \quad \text{ec. (2-33)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad \text{ec. (2-34)}$$

La diferencia media logarítmica de temperatura, que es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio que debe usarse en el análisis de los intercambiadores de calor. En este caso, ΔT_1 y ΔT_2 representan la diferencia de temperatura entre los dos fluidos en ambos extremos de entrada y de salida del intercambiador.



a) Intercambiadores de calor de flujo paralelo



b) Intercambiadores de calor a contraflujo

Figura. A.12 Expresiones de ΔT_1 y ΔT_2 en los intercambiadores de calor de flujo paralelo y a contraflujo. Adaptado de [18].

Para los intercambiadores de calor multipaso y de flujo cruzado, la diferencia de temperatura media logarítmica debe corregirse mediante un factor de corrección.

La diferencia de temperatura entre los dos fluidos disminuye desde ΔT_1 a la entrada hasta ΔT_2 a la salida. Por lo tanto, resulta usar la diferencia de temperatura media aritmética $\Delta T_{ma} = \frac{1}{2}(\Delta T_1 + \Delta T_2)$ como la diferencia de temperatura promedio.

La diferencia media logarítmica de temperatura ΔT_{ml} se obtiene siguiendo el perfil real de temperaturas de los fluidos a lo largo del intercambiador y es una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre los fluidos caliente y frío.

La razón de la transferencia de calor en un intercambiador, siempre se debe usar la diferencia media logarítmica de temperatura.

A.4.2 Método de la EFECTIVIDAD-NTU

El método de la diferencia media logarítmica de temperatura LMTD por sus siglas en inglés es fácil de aplicar en el análisis de los intercambiadores de calor cuando se conocen, o se pueden determinar, las temperaturas a la entrada y a la salida de los fluidos caliente y frío a partir de un balance de energía. Una vez que se dispone de la ΔT_{ml} los gastos de masa y el coeficiente total de transferencia de calor se puede determinar el área superficial de transferencia de calor a partir de:

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{ml} \quad \text{ec. (2-35)}$$

Por lo tanto, el método de la LMTD resulta muy adecuado para la determinación del tamaño de un intercambiador de calor con el fin de dar lugar a las temperaturas prescritas de salida cuando se especifican los gastos de masa y las temperaturas de entrada y de salida de los fluidos caliente y frío.

Con el método de la LMTD, la tarea es seleccionar un intercambiador que satisfaga los requisitos prescritos de transferencia de calor.

El método que debe seguirse en el proceso de selección es:

- 1) Seleccionar el tipo de intercambiador de calor apropiado para la aplicación.
 - 2) Determinar cualquier temperatura desconocida de entrada o de salida y
 - a. la razón de la transferencia de calor mediante un balance de energía.
 - 3) Calcular la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} y el factor
 - a. de corrección F si es necesario.
 - 4) Obtener (seleccionar o calcular) el valor del coeficiente total de transferencia
 - a. de calor U.
 - 5) Calcular el área superficial A_s de transferencia de calor.
-
- ❖ Al seleccionar un intercambiador de calor que tenga un área superficial de transferencia de calor igual A_s o mayor que ésta.
 - ❖ Una segunda clase de problema que se encuentra en el análisis de los intercambiadores de calor es la determinación de la razón de la transferencia de calor y las temperaturas de salida de los fluidos caliente y frío para valores prescritos de gastos de masa y temperaturas de entrada de los fluidos, cuando se especifican el tipo y el tamaño del intercambiador.
 - ❖ En este caso se conoce el área superficial para la transferencia de calor del intercambiador, pero se ignoran las temperaturas de salida.
 - ❖ La tarea es determinar el rendimiento con respecto a la transferencia de calor de un intercambiador específico, o bien, determinar si un intercambiador del que se dispone en el almacén realizará el trabajo.

Este método se basa en un parámetro adimensional llamado efectividad de la transferencia de calor ϵ definido como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} = \frac{\text{Razon de la transferencia de calor real}}{\text{Razon maxima posible de la transferencia de calor}} \quad \text{ec. (2-36)}$$

La razón de la transferencia de calor real de un intercambiador de calor se puede determinar con base en un balance de energía en los fluidos caliente y frío y se puede expresar como:

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad \text{ec. (2-37)}$$

Donde $C_c = \dot{m}_c c_{pc}$ y $C_h = \dot{m}_c c_{ph}$ son las razones de capacidad calorífica de los fluidos frío y caliente, respectivamente.

Para determinar la razón máxima posible de la transferencia de calor de un intercambiador, en primer lugar, se reconoce que la diferencia de temperatura máxima que se produce en él es la diferencia entre las temperaturas de entrada de los fluidos caliente y frío; así queda expresada la ecuación:

$$\Delta T_{m\acute{a}x} = T_{h,ent} - T_{c,ent} \quad \text{ec. (2-38)}$$

La razón máxima posible de transferencia de calor en un intercambiador se muestra en la figura 2.19 en donde $C_{m\acute{i}n}$ es el menor entre C_h y C_c .

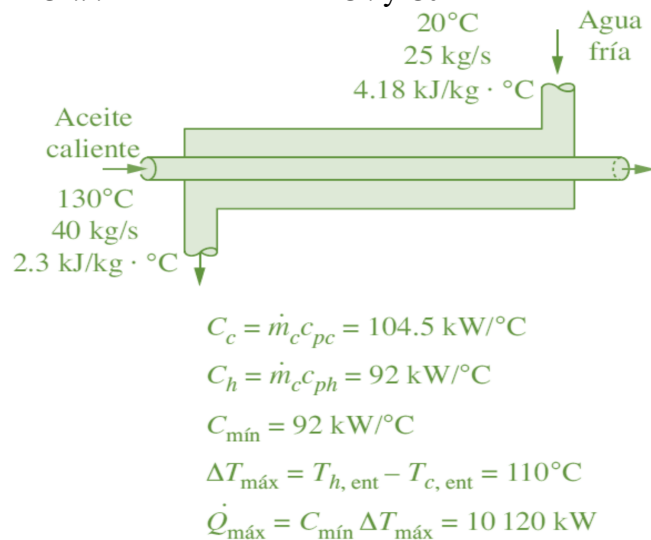


Figura. A.13 Determinación de la razón máxima de transferencia de calor en un intercambiador. Adaptado de [18].

La determinación de Q_{max} requiere que se disponga de la temperatura de entrada de los fluidos caliente y frío y de sus gastos de masa, los cuales suelen especificarse. Entonces, una vez que se conoce la efectividad del intercambiador, se puede determinar la razón de la transferencia de calor real, $\dot{Q}$ a partir de:

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{\text{máx}} = \varepsilon C_{\text{mín}}(T_{h,\text{ent}} - T_{c,\text{ent}}) \quad \text{ec. (2-39)}$$

$$C_c = C_{\text{mín}}: \quad e = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{máx}}} = \frac{C_c(T_{c,\text{sal}} - T_{c,\text{ent}})}{C_c(T_{h,\text{ent}} - T_{c,\text{ent}})} = \frac{T_{c,\text{sal}} - T_{c,\text{ent}}}{T_{h,\text{ent}} - T_{c,\text{ent}}} \quad \text{ec. (2-40)}$$

$$C_h = C_{\text{mín}}: \quad e = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{máx}}} = \frac{C_h(T_{h,\text{ent}} - T_{h,\text{sal}})}{C_h(T_{h,\text{ent}} - T_{c,\text{ent}})} = \frac{T_{h,\text{ent}} - T_{h,\text{sal}}}{T_{h,\text{ent}} - T_{c,\text{ent}}} \quad \text{ec. (2-41)}$$

La efectividad de un intercambiador de calor permite determinar la razón de la transferencia de calor sin conocer las temperaturas de salida de los fluidos. La efectividad de un intercambiador de calor depende de su configuración geométrica, así como de la configuración del flujo. Los diferentes tipos de intercambiadores tienen relaciones diferentes para la efectividad.

El desarrollo de la relación de la efectividad para un intercambiador de doble tubo y flujo paralelo es:

$$\ln \frac{T_{h,\text{sal}} - T_{c,\text{sal}}}{T_{h,\text{ent}} - T_{c,\text{ent}}} = -\frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad \text{ec. (2-42)}$$

Se despeja $T_{h,\text{sal}}$ y nos da:

$$T_{h,\text{sal}} = T_{h,\text{ent}} - \frac{C_c}{C_h} (T_{c,\text{sal}} - T_{c,\text{ent}}) \quad \text{ec. (2-43)}$$

Al sustituir esta relación en la ecuación, después de realizar la suma y restar $T_{c,\text{ent}}$ nos da:

$$\ln \frac{T_{h,\text{ent}} - T_{c,\text{ent}} + T_{c,\text{ent}} - T_{c,\text{sal}} - \frac{C_c}{C_h} (T_{c,\text{sal}} - T_{c,\text{ent}})}{T_{h,\text{ent}} - T_{c,\text{ent}}} = -\frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad \text{ec. (2-44)}$$

Se simplifica a:

$$\ln \left[1 - \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \frac{T_{c,\text{sal}} - T_{c,\text{ent}}}{T_{h,\text{ent}} - T_{c,\text{ent}}}\right] = -\frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad \text{ec. (2-45)}$$

La definición de efectividad para obtener es:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{máx}}} = \frac{C_c(T_{c,\text{sal}} - T_{c,\text{ent}})}{C_{\text{mín}}(T_{h,\text{ent}} - T_{c,\text{ent}})} \rightarrow \frac{T_{c,\text{sal}} - T_{c,\text{ent}}}{T_{h,\text{ent}} - T_{c,\text{ent}}} = e \frac{C_{\text{mín}}}{C_c} \quad \text{ec. (2-46)}$$

Se sustituye este resultado en la ecuación y se despeja ε para la efectividad de un intercambiador de calor de flujo paralelo:

$$\varepsilon_{\text{flujo paralelo}} = \frac{1 - \exp \left[-\frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h} \right) \right]}{\left(1 + \frac{C_c}{C_h} \right) \frac{C_{\min}}{C_c}} \quad \text{ec. (2-47)}$$

Al tomar C_c o C_h para que sea $C_{\min}$ la relación que acaba de obtenerse se puede expresar de manera más conveniente como:

$$\varepsilon_{\text{flujo paralelo}} = \frac{1 - \exp \left[-\frac{UA_s}{C_{\min}} \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right]}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \quad \text{ec. (2-48)}$$

Una vez más $C_{\min}$ es la razón de capacidad calorífica menor y $C_{\max}$ es la mayor, y no existe diferencia en $C_{\min}$ esta pertenece al fluido caliente o al frío. Las relaciones de la efectividad de los intercambiadores de calor incluyen el grupo adimensional $UA_s/C_{\min}$

Esta expresión se llama número de unidades de transferencia, NTU, y se escribe como:

$$\text{NTU} = \frac{UA_s}{C_{\min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \quad \text{ec. (2-49)}$$

donde U es el coeficiente total de transferencia de calor y A_s es el área superficial de transferencia del intercambiador. El NTU es proporcional a A_s . Para valores específicos de U y $C_{\min}$, el valor del NTU es una medida del área superficial de transferencia de calor A_s . Entre mayor sea el NTU, más grande es el intercambiador de calor.

En los intercambiadores de calor también resulta conveniente definir otra cantidad adimensional llamada relación de capacidades c como:

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad \text{ec. (2-50)}$$

Se puede demostrar que la efectividad de un intercambiador de calor es una función del número de unidades de transferencia NTU y de la relación de capacidades de c .

$$\varepsilon = \text{función} \left(\frac{UA_s}{C_{\min}}, \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) = \text{función}(\text{NTU}, c) \quad \text{ec. (2-51)}$$

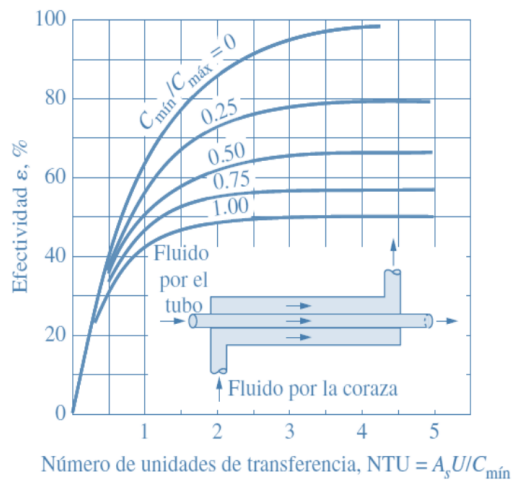
A continuación, se muestra las relaciones de la efectividad para un gran número de intercambiadores.

Tipo de intercambiador de calor	Relación de la efectividad
1 <i>Doble tubo:</i>	
Flujo paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 <i>Tubos y coraza:</i>	
Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3 <i>Flujo cruzado (un solo paso):</i>	
Los dos fluidos en flujo no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
$C_{\text{máx}}$ mezclado, $C_{\text{mín}}$ no mezclado	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp \{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$
$C_{\text{mín}}$ mezclado, $C_{\text{máx}}$ no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 <i>Todos los intercambiadores con $c = 0$</i>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

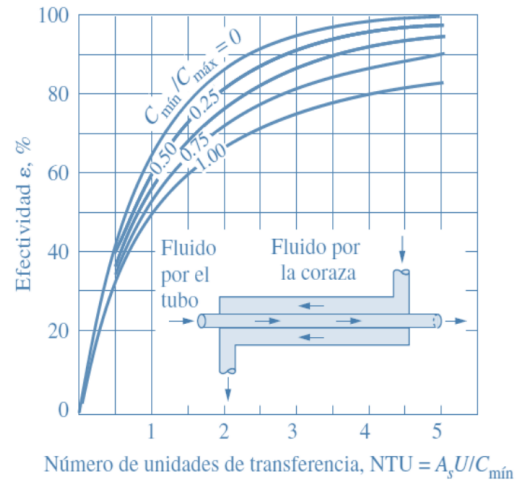
Tabla A.2 Relaciones de la efectividad para los intercambiadores de calor NTU.

$\varepsilon = \text{función}(UA_s/C_{\text{mín}}, C_{\text{mín}}/C_{\text{máx}}) = \text{función}(NTU, c)$. Adaptado de [18].

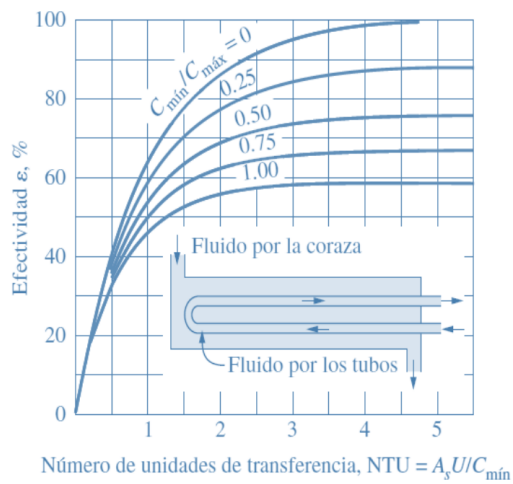
Caracterización Experimental y Modelado de Transferencia de Calor de un Radiador para Motores de Cuatro Tiempos



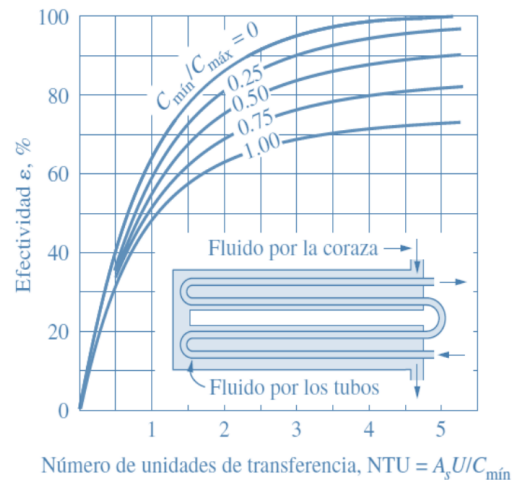
a) Flujo paralelo



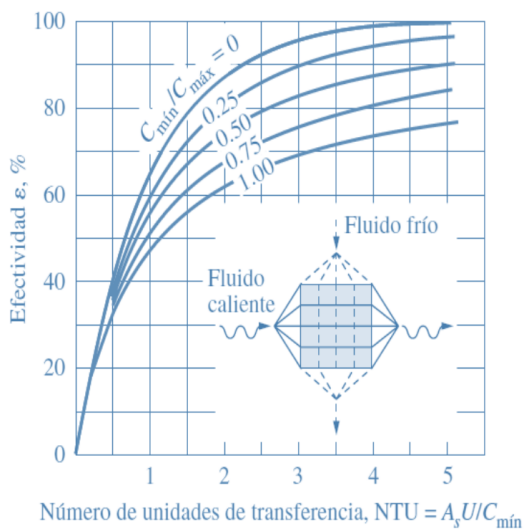
b) Contraflujo



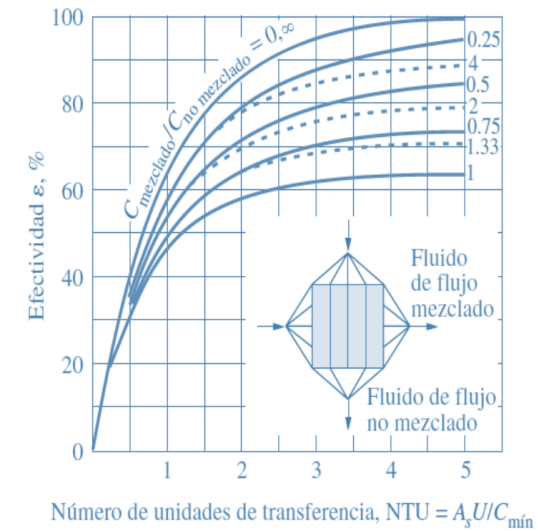
c) Un paso por la coraza y 2, 4, 6, ... pasos por los tubos



d) Dos pasos por la coraza y 4, 8, 12, ... pasos por los tubos



e) Flujo cruzado con los dos fluidos de flujo no mezclado



f) Flujo cruzado con uno de los fluidos de flujo mezclado y el otro no mezclado

Tabla A.3 Efectividad para los intercambiadores de calor NTU. Adaptado de [18].

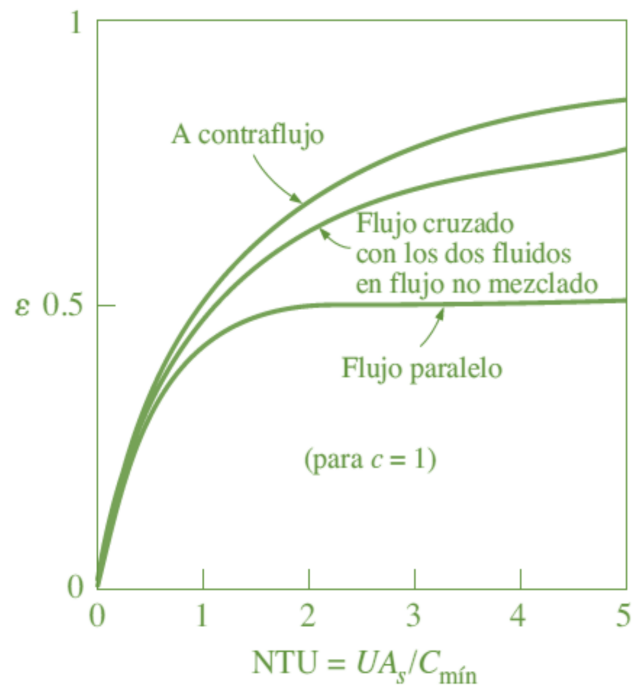


Figura. A.14 Para un NTU y una relación de capacidades c dados, el intercambiador de calor a contraflujo tiene la efectividad más alta y el de flujo paralelo, la más baja. Adaptado de [18].

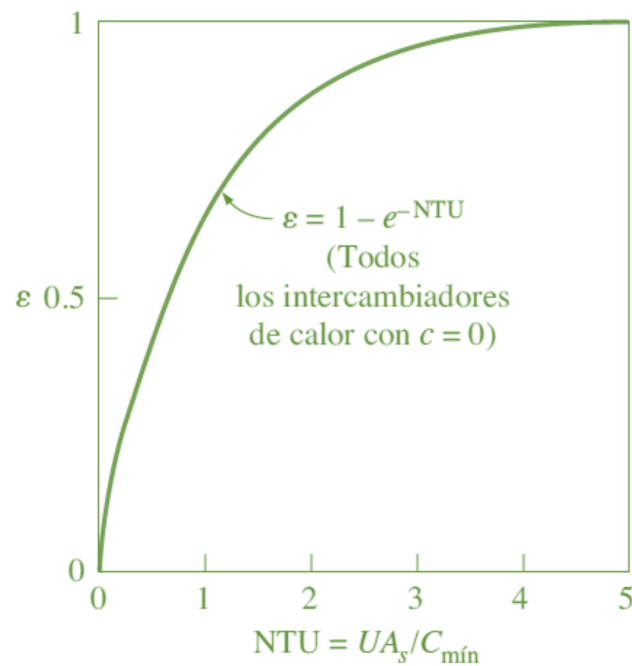


Figura. A.15 La relación para la efectividad se reduce a $\varepsilon = \varepsilon_{máx} = 1 - \exp(-NTU)$ para todos los intercambiadores de calor cuando la relación de capacidades $c = 0$. Adaptado de [18].

Tipo de intercambiador de calor	Relación del NTU
1 <i>Doble tubo:</i> Flujo paralelo	$NTU = -\frac{\ln [1 - \varepsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1} \right)$
2 <i>Tubos y coraza:</i> Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln \left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}} \right)$
3 <i>Flujo cruzado (un solo paso):</i> $C_{\text{máx}}$ mezclado, $C_{\text{mín}}$ no mezclado	$NTU = -\ln \left[1 + \frac{\ln (1 - \varepsilon c)}{c} \right]$
$C_{\text{mín}}$ mezclado, $C_{\text{máx}}$ no mezclado	$NTU = -\frac{\ln [c \ln (1 - \varepsilon) + 1]}{c}$
4 <i>Todos los intercambiadores con $c = 0$</i>	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

Tabla A.4 Relaciones del NTU para los intercambiadores de calor,
 $NTU = UA_s/C_{\min}$ y $c = (C_{\min}/C_{\text{máx}}) = (\dot{m}c_p)_{\min}/(\dot{m}c_p)_{\text{máx}}$. Adaptado de [18].

A.5 Intercambiadores de calor a contraflujo

Para temperaturas de entrada y de salida específicas, la diferencia media logarítmica de temperatura para un intercambiador a contraflujo siempre es mayor que la correspondiente a uno de flujo paralelo.

Es decir, $\Delta T_{\text{ml},CF} > \Delta T_{\text{ml},FP}$, y, por ende, se necesita un área superficial más pequeña y, por consiguiente, un intercambiador más pequeño para lograr una razón específica de la transferencia de calor en un intercambiador de este tipo. En los intercambiadores de calor es una práctica común usar disposiciones a contraflujo.

En un intercambiador a contraflujo la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío permanecerá constante a lo largo del mismo cuando las razones de capacidad calorífica de los dos fluidos sean iguales es decir $\Delta T = \text{constante}$ cuando $Ch = Cc$, o bien, $\dot{m}_h c_{ph} = \dot{m}_c c_{pc}$ entonces, se tiene $\Delta T_1 = \Delta T_2$ y la última relación para la diferencia de temperatura media logarítmica da $\Delta T_{\text{ml}} = \frac{0}{0}$ la cual es una forma indeterminada.

Mediante la aplicación de la regla de l'Hôpital, se puede demostrar que, en este caso, se tiene $\Delta T_{\text{ml}} = \Delta T_1 = \Delta T_2$, como era de suponerse desde la relación de la capacidad calorífica. Un condensador o una caldera son intercambiadores de calor de flujo paralelo o a contraflujo, ya que los dos enfoques conducen al mismo resultado.

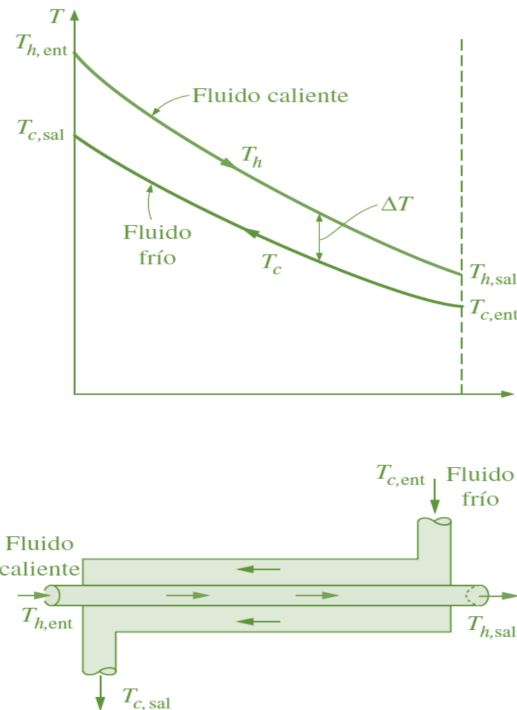


Figura. A.16 Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor de doble tubo, a contraflujo. Adaptado de [18].

A.6 Corrección en flujo cruzado y pasos múltiples

La relación para la diferencia media logarítmica de temperatura ΔT_{ml} sólo se limita a los intercambiadores de flujo paralelo o a contraflujo. También se desarrollan relaciones similares para los intercambiadores de flujo cruzado y de tubos y coraza de pasos múltiples, pero las expresiones resultantes son demasiado complicadas debido a las complejas condiciones de flujo.

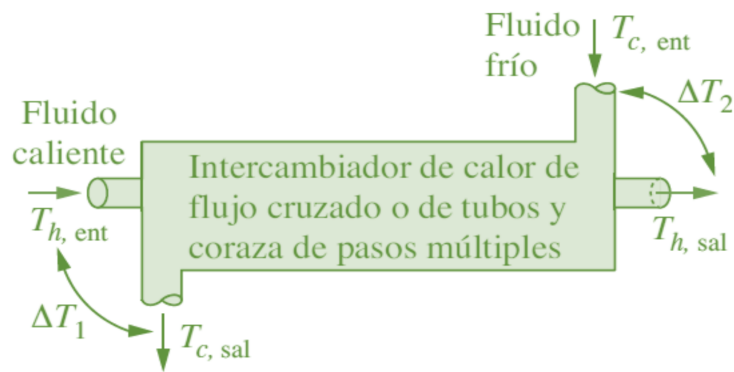
En esos casos resulta conveniente relacionar la diferencia equivalente de temperatura con la relación de la diferencia media logarítmica para el caso de contraflujo.

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml,CF} \quad \text{ec. (2-52)}$$

Donde F es el factor de corrección, el cual depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y de salida de las corrientes de fluido caliente y frío.

La $\Delta T_{ml,CF}$ es la diferencia media logarítmica de temperatura para el caso del intercambiador a contraflujo.

Las mismas temperaturas de entrada y de salida, se determina con base en la ecuación y tomando $\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal}$ y $\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$



Razón de la transferencia de calor:

$$\dot{Q} = UA_s F \Delta T_{ml, CF}$$

donde
$$\Delta T_{ml, CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

$$\Delta T_1 = T_{h, ent} - T_{c, sal}$$

$$\Delta T_2 = T_{h, sal} - T_{c, ent}$$

Figura. A.17 Determinación de la razón de la transferencia de calor para intercambiadores de calor de flujo cruzado y de tubos y coraza de pasos múltiples, mediante el uso del factor de corrección. Adaptado de [18].

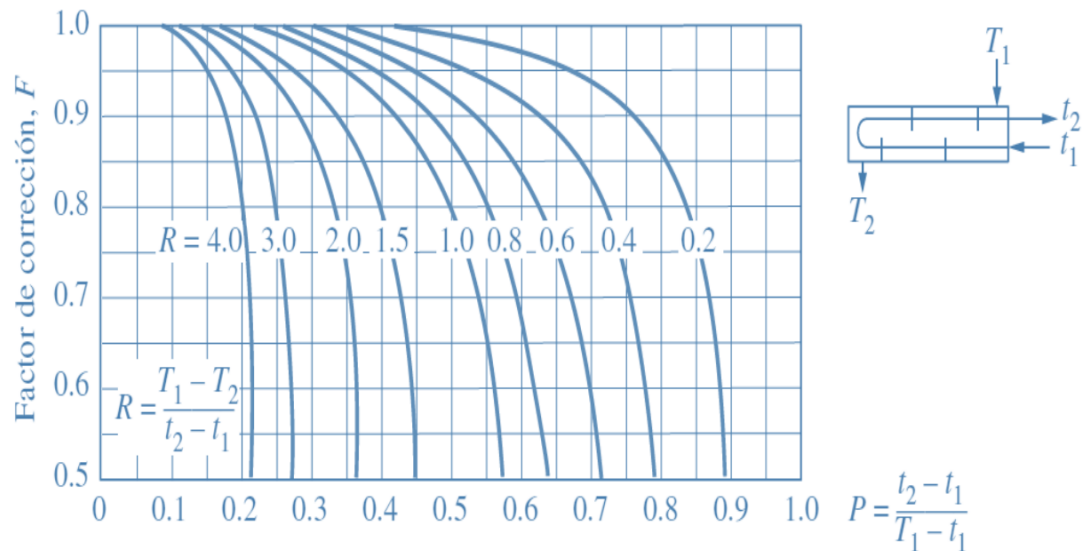
Para un intercambiador de flujo cruzado y uno de casco y tubos de pasos múltiples, el factor de corrección es menor que la unidad; es decir, $F \leq 1$. El valor límite de $F = 1$ corresponde al intercambiador a contraflujo. Por lo tanto, el factor de corrección F para un intercambiador de calor es una medida de la desviación de la ΔT_{ml} con respecto a los valores correspondientes para el caso de contraflujo.

En la Tabla 2.7 se da el factor de corrección F para las configuraciones comunes de los intercambiadores de flujo cruzado y de coraza y tubos en función de las razones P y R entre dos temperaturas, los subíndices 1 y 2 se refieren a la entrada y la salida, respectivamente y quedan definidas a continuación:

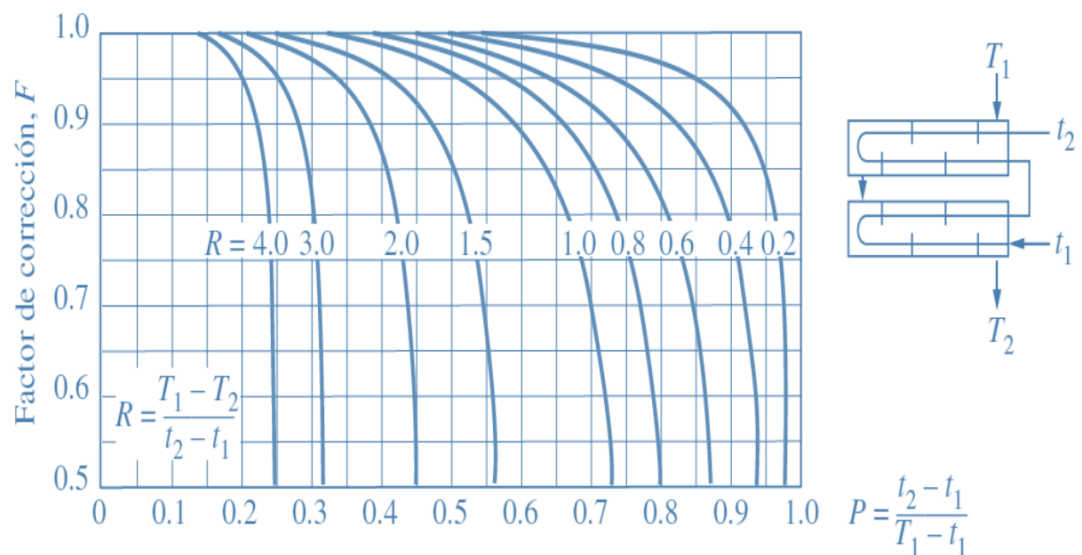
$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad \text{ec. (2-53)}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(\dot{m}c_p)_{\text{lado del ubo}}}{(\dot{m}c_p)_{\text{lado de la coraza}}} \quad \text{ec. (2-54)}$$

Caracterización Experimental y Modelado de Transferencia de Calor de un Radiador para Motores de Cuatro Tiempos

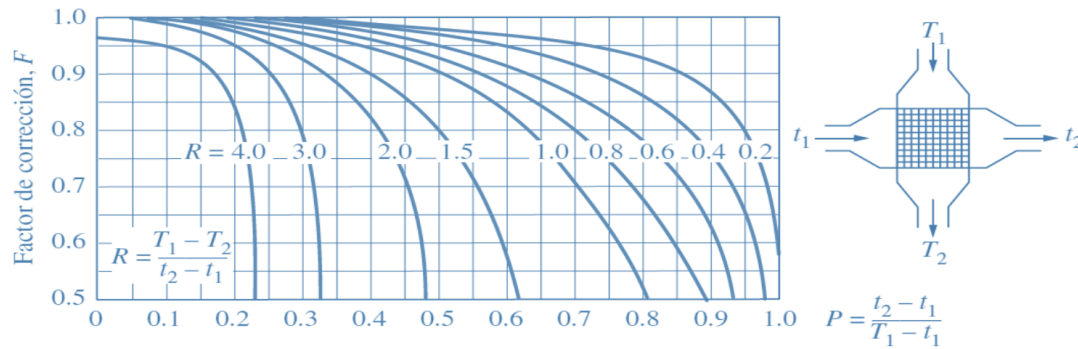


a) Un paso por la coraza y 2, 4, 6, etc. (cualquier múltiplo de 2) pasos por los tubos

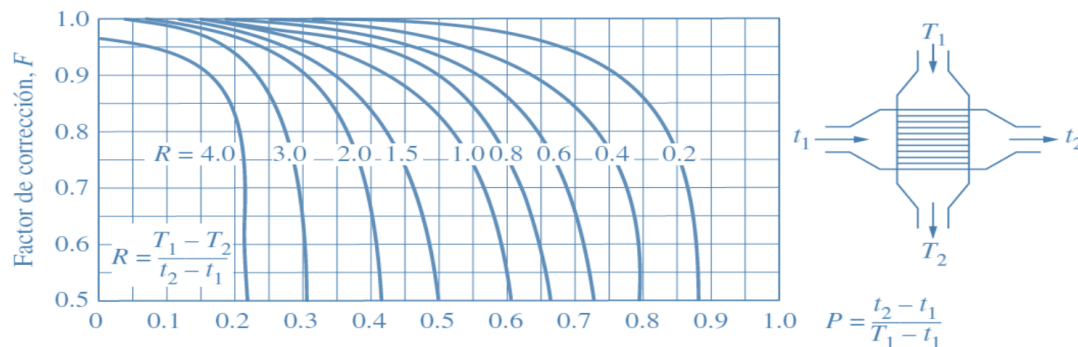


b) Dos pasos por la coraza y 4, 8, 12, etc. (cualquier múltiplo de 4) pasos por los tubos

Tabla A.5 Diagramas del factor de corrección F para intercambiadores de calor comunes de tubos y coraza de flujo cruzado. Adaptado de [18].



c) Flujo cruzado de un solo paso con los dos fluidos de flujo no *mezclado*



d) Flujo cruzado de un solo paso con uno de los fluidos de flujo mezclado y el otro no *mezclado*

Tabla A.6 Diagramas del factor de corrección F para intercambiadores de calor comunes de tubos y coraza de flujo cruzado. Adaptado de [18].

El valor de P va desde 0 hasta 1. Por otra parte, el de R va desde 0 hasta infinito, $R = 0$ corresponde al cambio de fase de condensación o ebullición del lado del casco y $R \rightarrow \infty$ al cambio de fase del lado del tubo.

El factor de corrección es $F = 1$ para estos dos casos límites. Por lo tanto, el factor de corrección para un condensador o una caldera es $F = 1$, sin importar la configuración del intercambiador de calor.

A.7 Selección de los intercambiadores de calor

Al momento de seleccionar un intercambiador de calor, es fundamental definir adecuadamente qué fluido circulará por el lado de los tubos y cuál lo hará por el lado de la coraza, especialmente en configuraciones tipo tubos y coraza. Esta decisión influye directamente en la eficiencia térmica y en la caída de presión del sistema.

En general, se recomienda que el fluido más viscoso se haga pasar por el lado de la coraza, ya que este proporciona un área transversal de flujo mayor y permite un mejor control de la caída de presión. Por otro lado, el fluido con mayor presión operativa se suele conducir por el interior de los tubos, dado que estos pueden soportar mejores presiones elevadas sin comprometer la integridad estructural del equipo.

El objetivo principal del diseño térmico en un sistema de intercambio de calor consiste en aumentar o reducir la temperatura de un fluido determinado, partiendo de condiciones de operación conocidas, como su flujo másico y temperatura de entrada, hasta alcanzar una temperatura de salida específica. Para cumplir este propósito de manera eficiente, es necesario seleccionar el tipo de intercambiador de calor más adecuado, considerando criterios como el rendimiento térmico, las características hidráulicas del sistema y las limitaciones físicas o espaciales de la instalación.

Por lo tanto, la razón de la transferencia de calor del intercambiador es:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{\text{ent}} - T_{\text{sal}}) \quad \text{ec. (2-55)}$$

En el diseño de un sistema térmico, la selección adecuada del intercambiador de calor es una decisión crítica que depende de múltiples factores clave. A continuación, se detallan los más relevantes:

➤ ***Tasa de transferencia de calor***

Este es el parámetro más determinante al momento de elegir un intercambiador. El dispositivo seleccionado debe ser capaz de transferir una cantidad de energía térmica específica, suficiente para producir el cambio de temperatura requerido en el fluido, dadas sus condiciones de flujo másico y temperatura inicial.

➤ ***Costo***

Los intercambiadores estándar disponibles en catálogo suelen ser más económicos y accesibles que aquellos fabricados a medida. No obstante, en situaciones donde los modelos existentes no cumplen con los requerimientos técnicos, puede ser necesario diseñar y construir un intercambiador personalizado, lo que implica mayores costos y tiempos de fabricación. Esta opción es común cuando el intercambiador forma parte esencial de un equipo nuevo o de una solución de ingeniería integral. Además, deben considerarse los costos asociados a la operación y al mantenimiento a lo largo de la vida útil del equipo, ya que influyen directamente en el costo total del sistema.

➤ ***Requerimientos de potencia para bombeo***

En la mayoría de los casos, los fluidos que circulan a través del intercambiador deben ser impulsados por bombas o ventiladores, los cuales requieren energía eléctrica para su funcionamiento. Por tanto, es importante evaluar la resistencia al flujo (caída de presión) que impone el intercambiador, ya que esta influye directamente en la demanda energética del sistema de bombeo, impactando tanto en el diseño hidráulico como en el consumo energético operativo. El costo anual de la electricidad asociada con la operación de las bombas y ventiladores se puede determinar a partir de:

$$\begin{aligned} \text{Costo de operación} &= (\text{Potencia de bombeo, kW}) \times (\text{Horas de operación, h}) \\ &\times (\text{Precio de la electricidad, dólares/kWh}) \end{aligned}$$

en donde la potencia de bombeo es la potencia eléctrica total consumida por los motores de las bombas y los ventiladores.

Reducir la caída de presión y minimizar el flujo másico puede disminuir significativamente el consumo energético, pero esto generalmente implica aumentar el tamaño del intercambiador, lo que incrementa su costo inicial. Existe una relación empírica útil: duplicar el flujo másico puede reducir a la mitad el tamaño del intercambiador, pero eleva la demanda de potencia de bombeo hasta ocho veces, debido a la mayor resistencia al flujo.

Las velocidades típicas de operación en los intercambiadores varían entre 0.7 y 7 m/s para líquidos, y entre 3 y 30 m/s para gases. Velocidades más bajas se utilizan para reducir problemas de erosión, vibración, ruido y pérdidas de presión excesivas.

➤ ***Tamaño y peso***

En general, se busca que el intercambiador sea lo más compacto y ligero posible, especialmente en sectores como el automotriz y el aeroespacial, donde las restricciones de espacio y masa son muy estrictas. Sin embargo, un tamaño mayor implica un costo inicial más elevado, y en algunas aplicaciones, el espacio disponible puede limitar la longitud de los tubos o la geometría del equipo.

➤ ***Tipo de intercambiador***

La elección del tipo de intercambiador dependerá principalmente de factores como el tipo de fluidos involucrados, la presencia o no de cambios de fase, y las restricciones físicas del sistema, como el espacio disponible o los requerimientos estructurales.

➤ ***Materiales de construcción***

El material seleccionado para fabricar el intercambiador influye tanto en su durabilidad como en su costo. Diferencias elevadas de temperatura entre componentes (por ejemplo, entre tubos y coraza) pueden provocar problemas de expansión térmica diferencial que deben considerarse en el diseño. En presencia de fluidos corrosivos, puede ser necesario utilizar materiales resistentes como acero inoxidable o incluso titanio, lo que encarece el equipo, pero evita reemplazos frecuentes por corrosión.

➤ ***Otras consideraciones***

Dependiendo del uso específico, pueden surgir otros factores importantes. Por ejemplo:

- Hermeticidad, fundamental cuando se manejan fluidos tóxicos o costosos, para evitar fugas peligrosas o pérdidas económicas.
- Facilidad de mantenimiento, que influye directamente en los costos de operación y en la disponibilidad del equipo.
- Seguridad y confiabilidad, aspectos cruciales en aplicaciones industriales críticas.
- En sistemas HVAC (calefacción, ventilación y aire acondicionado), también se considera el nivel de ruido, siendo deseable un funcionamiento silencioso, especialmente en espacios habitados.

Juan Mauricio Trenado Herrera

Caracterización experimental y modelado de transferencia de calor de un radiador para motores de cuatro tiempos.pdf

Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid::3117:584178258

Fecha de entrega

28 abr 2026, 10:53 a.m. GMT-6

Fecha de descarga

28 abr 2026, 11:10 a.m. GMT-6

Nombre del archivo

Caracterización experimental y modelado de transferencia de calor de un radiador para motores....pdf

Tamaño del archivo

15.1 MB

179 páginas

59.716 palabras

340.509 caracteres



Página 1 de 189 - Portada

Identificador de la entrega trn:oid::3117:584178258



Página 2 de 189 - Descripción general de integridad

Identificador de la entrega trn:oid::3117:584178258

15% Similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para ca...

Filtrado desde el informe

- ▶ Texto citado
- ▶ Texto mencionado
- ▶ Coincidencias menores (menos de 10 palabras)

Fuentes principales

- 14% Fuentes de Internet
- 3% Publicaciones
- 0% Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Marcas de integridad

N.º de alertas de integridad para revisión

No se han detectado manipulaciones de texto sospechosas.

Los algoritmos de nuestro sistema analizan un documento en profundidad para buscar inconsistencias que permitirían distinguirlo de una entrega normal. Si advertimos algo extraño, lo marcamos como una alerta para que pueda revisarlo.

Una marca de alerta no es necesariamente un indicador de problemas. Sin embargo, recomendamos que preste atención y la revise.

Caracterización Experimental y Modelado de Transferencia de Calor de un Radiador para Motores de Cuatro Tiempos

✓ iThenticate[®] Página 3 de 109 - Descripción general de integridad Identificador de la entrega: 8706423117364176258

Fuentes principales

14% Fuentes de Internet
3% Publicaciones
0% Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Fuentes principales

Las fuentes con el mayor número de coincidencias dentro de la entrega. Las fuentes superpuestas no se mostrarán.

1	Internet	itscv.edu.ec	3%
2	Internet	revistaingenieria.univalle.edu.co	1%
3	Internet	balsardoc.com	1%
4	Internet	dspace.untru.edu.pe	<1%
5	Internet	www.u-cursos.cl	<1%
6	Internet	biblioteca.uns.edu.pe	<1%
7	Internet	transferenciadecalorunepuntotfijo.files.wordpress.com	<1%
8	Internet	hdl.handle.net	<1%
9	Internet	html.pdfcookie.com	<1%
10	Internet	docslide.us	<1%
11	Internet	www.coursehero.com	<1%

✓ iThenticate[®] Página 4 de 109 - Descripción general de integridad Identificador de la entrega: 8706423117364176258

12	Internet	es.scribd.com	<1%
13	Internet	up-rid2.up.ac.pa:3080	<1%
14	Internet	repositorio.uan.edu.co	<1%
15	Internet	www.scribd.com	<1%
16	Internet	eprints.uanl.mx	<1%
17	Internet	riunet.upv.es	<1%
18	Internet	revistas.unal.edu.co	<1%
19	Internet	www.econfan.org	<1%
20	Internet	www.slideshare.net	<1%
21	Internet	repositorio.uss.edu.pe	<1%
22	Internet	rcnita.ac.in	<1%
23	Internet	azdoc.tips	<1%
24	Internet	1library.co	<1%
25	Internet	archive.org	<1%

✓ iThenticate[®] Página 4 de 109 - Descripción general de integridad Identificador de la entrega: 8706423117364176258

Caracterización Experimental y Modelado de Transferencia de Calor de un Radiador para Motores de Cuatro Tiempos

✓ iThenticate	Página 5 de 108 - Descripción general de integridad	Identificador de la entrega: 8706023117584179258
26	Publicación	
Amado, Filipe Bacalhau Guerreiro. "Estudo numérico do escoamento numa chamf...	<1%	
27	Internet	
amazon.org	<1%	
28	Internet	
bdigital.unal.edu.co	<1%	
29	Internet	
valp.info	<1%	
30	Internet	
repositorio.usm.cl	<1%	
31	Publicación	
Ce Zhang, Beiran Hou, Minxia Li, Chaobin Dang, Xun Chen, Xiuming Li, Zongwei H...	<1%	
32	Internet	
rodin.uca.es	<1%	
33	Internet	
vdocumento.com	<1%	
34	Internet	
docplayer.es	<1%	
35	Internet	
repositorio.espe.edu.ec	<1%	
36	Internet	
repository.ala.edu.co	<1%	
37	Internet	
repositorioinstitucional.uaib.mx	<1%	
38	Internet	
es.slideshare.net	<1%	
39	Internet	
qdoc.tips	<1%	
✓ iThenticate	Página 5 de 108 - Descripción general de integridad	Identificador de la entrega: 8706023117584179258
✓ iThenticate	Página 6 de 108 - Descripción general de integridad	Identificador de la entrega: 8706023117584179258
40	Internet	
www.bdigital.unal.edu.co	<1%	
41	Internet	
clms.ftl.dp.ua	<1%	
42	Internet	
doku.pub	<1%	
43	Internet	
dspace.espoche.edu.ec	<1%	
44	Internet	
issuu.com	<1%	
45	Internet	
pt.scribd.com	<1%	
46	Internet	
repositorio.unsa.bo	<1%	
47	Internet	
miau.my.s.hu	<1%	
48	Internet	
cours-promo.mnlt.ac.in	<1%	
49	Internet	
pechuca.tecnm.mx	<1%	
50	Publicación	
Wei Lin, Haodong Yu, Xin Wen, Junwen Cheng et al. "Influence of parameters and ...	<1%	
51	Internet	
repositorio.uncp.edu.pe	<1%	
52	Internet	
tesisdigitales.umich.mx	<1%	
53	Internet	
myslides	<1%	
✓ iThenticate	Página 6 de 108 - Descripción general de integridad	Identificador de la entrega: 8706023117584179258

Caracterización Experimental y Modelado de Transferencia de Calor de un Radiador para Motores de Cuatro Tiempos

✓ iThenticate		Página 7 de 188 - Descripción general de integridad	Identificador de la entrega: 51117384176258
54	Publicación		
Phocco Machaca, Herbert. "Evaluación ex post de proyecto frutales en beneficiariL...		<1%	
55	Publicación		
Carrillo Sanchez, Jose María. "Numerical and experimental methodology for desig...		<1%	
56	Publicación		
Ibrahim Ademola Fetuga, Olabode Thomas Olakoyejo, Daniel Ejike Ewin, Joshua ...		<1%	
57	Internet		
rLuamex.mx		<1%	
58	Publicación		
Cristian Cardona-Mandilla, Jorge Sierra del Río, Edwin Chica-Arrieta, Diego Hincap...		<1%	
59	Publicación		
Yaelis Córdova Chávez. "Experimentación y modelación de mezcla de vapor y gas...		<1%	
60	Internet		
www.repositorio.usac.edu.gt		<1%	
61	Publicación		
Sun, Hao. "Multidimensional Analysis of Courtyard Building Environmental Perfor...		<1%	
62	Internet		
biidigital.upn.edu.ec		<1%	
63	Publicación		
H. Goodarzi Hosseinalabadi, S. Serajzadeh. "A coupled stream function-finite eleme...		<1%	
64	Publicación		
Haiye Wang, Chengfeng Zhang, Jianxun Wang, Xiaofeng Feng, Chunju He. "Dual-M...		<1%	
65	Publicación		
R.A. Byas, M.I.H.M. Tahir, Muhammad Asyraf Muhammad Rizal, S.M. Sapuan, M.S...		<1%	
66	Publicación		
Riyam Ali Khaled, Khudheyer S. Mushatet. "CFD Analysis for a Twisted Elliptical D...		<1%	
67	Internet		
rinacional.socim.mx		<1%	
✓ iThenticate		Página 7 de 188 - Descripción general de integridad	Identificador de la entrega: 51117384176258

	Página 7 de 188 - Descripción general de integridad	Identificador de la entrega: 51117384176258
	Página 8 de 188 - Descripción general de integridad	Identificador de la entrega: 51117384176258
68	Publicación	
"Effect of Blade Trimming Length on the Performance of Marine Centrifugal Pum...		<1%
69	Publicación	
OSCAR JOSE PINEDA, IGNACIO CARVAJAL MARISCAL, FLORENCIO SANCHEZ SILVA, ...		<1%
70	Internet	
fr.alideshare.net		<1%
71	Publicación	
Diego Alcañiz Cosín, "Implementación de células calefactoras alimentadas por m...		<1%
72	Publicación	
Jorge Martínez López, "Estudio computacional de la influencia del levantamiento ...		<1%
73	Publicación	
Toferio Herrera, Katherine del Rosario, "Modificación superficial de polietileno ter...		<1%
74	Internet	
www.lieta.org		<1%
75	Publicación	
Dimitrios M. Zarkadas, Kamalesh K. Sirkar, "Polymeric Hollow Fiber Heat Exchang...		<1%
76	Publicación	
Maria del Carmen González Sanchis, "Flooding dynamics and nutrient retention L...		<1%
77	Publicación	
Oscar Alejandro López Núñez, Fernando Lara Chávez, Arlil Cardenas Robles, Álvaro...		<1%
78	Internet	
la500602.us.archive.org		<1%
79	Publicación	
Erich David Rodríguez Martínez, "EFECTO DE LA INCORPORACIÓN DE MATERIALES...		<1%
80	Publicación	
Gökcu, Taha Tuna, "Boru İçerisine Yerleştirilen Farklı Tip Törbülansörlerin Isıl Perfo...		<1%
81	Publicación	
Moharana Choudhury, Sushobhan Majumdar, Avnish Chauhan, "Data Analytics a...		<1%
	Página 8 de 188 - Descripción general de integridad	Identificador de la entrega: 51117384176258

Caracterización Experimental y Modelado de Transferencia de Calor de un Radiador para Motores de Cuatro Tiempos

✓ iThenticate	Página 9 de 189 - Descripción general de integridad	Identificador de la entrega: 1104822117384176258
82	Publicación	
Ruiz, Beatriz Rumeu. "Ecología y evolución de los cedros mecánicos", Univers...	<1%	
83	Publicación	
Sousa, Jerónimo Alexandre Castro. "Análise Computacional do Acondicionamento...	<1%	
84	Publicación	
Toledo, Richard Daniel Gonzales. "Sistema de Refrigeración con Efecto Peltier y S...	<1%	
85	Publicación	
Amaury Pérez Sánchez, Osmani Alberto Velasco Rosell, Elizabeth Ranero González...	<1%	
86	Publicación	
INMACULADA CONCEPCIÓN ANDRÉS VERDÚ. "Contribución al estudio y caracteriz...	<1%	
87	Publicación	
José María García Oliver. "Aportaciones al estudio del proceso de combustión tur...	<1%	
88	Publicación	
José "Ángel Pantoja Jiménez, José Ángel Pantoja Jiménez. "STUDY OF AORTIC FLO...	<1%	
89	Publicación	
Perez Garcia, Jose. "Estudio numerico y experimental del flujo compresible estaci...	<1%	
90	Publicación	
Rojas Ramos, Christian Genaro. "Revisión sistemática de la literatura: Prácticas d...	<1%	
91	Publicación	
Vanessa Paula Cuenca Gotor. "Estudio de compuestos AzX3 bajo presión", Univer...	<1%	
92	Publicación	
Villarreal Quinde, Luis Felipe. "Simulación numerica de un flujo de agua a traves ...	<1%	
93	Publicación	
Vincent Lemert, Gérard Olivier, Georges de Pelsmacker. "Thermal Energy Mana...	<1%	
94	Internet	
patents.google.com	<1%	
95	Internet	
rLues.edu.sv	<1%	

✓ iThenticate	Página 10 de 189 - Descripción general de integridad	Identificador de la entrega: 1104822117384176258
96	Internet	
www.academia.edu	<1%	
97	Internet	
www.yumpu.com	<1%	
98	Publicación	
"Ciências Agrárias: limites e potencialidades em pesquisa - Volume 3", Editora Cie...	<1%	
99	Publicación	
Daga Kuntze, Joaquín Andres. "Modelos Para Cuantificar El Riesgo De La Amenaza ...	<1%	
100	Publicación	
Delgado Lopez, Emerson. "Propuesta de un plan para la reducción de la merma u...	<1%	
101	Publicación	
Leong, K.Y.. "Modelling of shell and tube heat recovery exchanger operated with ...	<1%	
102	Publicación	
ROMÁN FERNÁNDEZ DÍAZ. "Estudio y análisis del efecto rugoso sobre la respuest...	<1%	
103	Publicación	
Ruiz de Adana Santiago, Manuel M. "Control of the wine losses during the wine e...	<1%	
104	Publicación	
VICTOR DANIEL JIMENEZ MACEDO. "Contribución al modelado unidimensional en ...	<1%	
105	Internet	
dspace.ups.edu.ec	<1%	
106	Internet	
eprints.uclm.es	<1%	
107	Internet	
repository.uamerica.edu.co	<1%	

✓ iThenticate	Página 10 de 189 - Descripción general de integridad	Identificador de la entrega: 1104822117384176258
---------------	--	--

Formato de Declaración de Originalidad y Uso de Inteligencia Artificial

Coordinación General de Estudios de Posgrado
Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo



A quien corresponda,

Por este medio, quien abajo firma, bajo protesta de decir verdad, declara lo siguiente:

- Que presenta para revisión de originalidad el manuscrito cuyos detalles se especifican abajo.
- Que todas las fuentes consultadas para la elaboración del manuscrito están debidamente identificadas dentro del cuerpo del texto, e incluidas en la lista de referencias.
- Que, en caso de haber usado un sistema de inteligencia artificial, en cualquier etapa del desarrollo de su trabajo, lo ha especificado en la tabla que se encuentra en este documento.
- Que conoce la normativa de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, en particular los Incisos IX y XII del artículo 85, y los artículos 88 y 101 del Estatuto Universitario de la UMSNH, además del transitorio tercero del Reglamento General para los Estudios de Posgrado de la UMSNH.

Datos del manuscrito que se presenta a revisión		
PROGRAMA EDUCATIVO	MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA	
Título del trabajo	CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELADO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE UN RADIADOR PARA MOTORES DE CUATRO TIEMPOS	
	Nombre	Correo electrónico
Autor/es	JUAN MAURICIO TRENADO HERRERA	1597281h@umich.mx
Director	DR. CRISANTO MENDOZA COVARRUBIAS	cmendoza@umich.mx
Codirector	DR. VÍCTOR DANIEL JIMÉNEZ MACEDO	victor.daniel.jimenez@umich.mx
Coordinador del programa	DR. PABLO GENARO MARTÍNEZ TORRES	mae.cs.ingenieria.mecanica@umich.mx

Uso de Inteligencia Artificial		
Rubro	Uso (sí/no)	Descripción
Asistencia en la redacción	NO	

Formato de Declaración de Originalidad y Uso de Inteligencia Artificial

Coordinación General de Estudios de Posgrado
Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo



Uso de Inteligencia Artificial		
Rubro	Uso (sí/no)	Descripción
Traducción al español	NO	
Traducción a otra lengua	NO	
Revisión y corrección de estilo	NO	
Análisis de datos	NO	
Búsqueda y organización de información	NO	
Formateo de las referencias bibliográficas	NO	
Generación de contenido multimedia	NO	
Otro	NO	

Datos del solicitante	
Nombre y firma	
Lugar y fecha	Morelia Mich. 27/04/2026

