

TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA EN DESORBEDOR AGMD

Estudio de los fenómenos de transferencia de calor y masa del vapor de agua sobre una placa de condensación de un desorbedor-condensador de membrana porosa hidrófoba para sistemas de refrigeración por absorción

Daniel Augusto Mendez Pedraza y Jhonatan Alexis Caballero Avila

Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director

Carlos Fidel Amaris Castilla

PhD. Tecnologías de Climatización y Eficiencia Energética en Edificios

Codirector

Iván Leonardo Medina Caballero

PhD. Ingeniería en Energías

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2025

TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA EN DESORBEDOR AGMD

Agradecimientos

A mi amada madre, ya fallecida, quien con su ejemplo de perseverancia y sacrificio iluminó mis primeros pasos y me enseñó a nunca rendirme; a mi hermana Karen, cuyas palabras de aliento y cariño me acompañaron en cada desafío; y a mi novia María Lucía, mi norte y mi paz, que con su amor incondicional sostuvo mi espíritu a lo largo de esta carrera. De igual modo, deseo agradecer a mis amigos Andrés, Fabián y María Fernanda, y de manera muy especial a Jhontan, compañero de universidad y de tesis, por su inquebrantable apoyo y camaradería.

A mi codirector Iván Leonardo Caballero, por brindarme generosamente su tiempo y sabiduría; a mi director Carlos Fidel Amaris, por su guía experta y su constante respaldo; a mis familiares Juliana y Jesús Ernesto, por ser parte esencial de mi vida; y, finalmente, a mis abuelos, quienes, pese a sus propios padecimientos de salud, siempre me acogieron con los brazos abiertos y me ofrecieron el calor de su hogar.

Asimismo, expreso mi gratitud a la Universidad Industrial de Santander (UIS), que proporcionó los espacios y recursos necesarios para llevar a cabo esta investigación.

A todos ustedes, va este humilde reconocimiento.

Daniel Mendez

TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA EN DESORBEDOR AGMD

Agradecimientos

A mi familia

A mis padres, hermanos, abuela, primos y tías, quienes, con su apoyo incondicional, amor y palabras de aliento me motivaron a seguir adelante en cada etapa de este camino. Gracias por ser mi motor y mi refugio en los momentos de dificultad.

A mis amigos

A mis amigos, quienes me acompañaron durante esta etapa universitaria, compartiendo no solo alegrías y retos, sino también valiosos consejos que me ayudaron a crecer tanto personal como académicamente. Su amistad fue fundamental para mantenerme firme en este proceso.

Al Director de Proyecto, Ph.D. Carlos Amaris Castilla

Expreso mi más sincero agradecimiento al Ph.D. Amaris Castilla, por su constante guía, sus observaciones acertadas y su apoyo en la corrección y mejora de nuestro proyecto. Su compromiso y dedicación fueron claves para la consolidación de este trabajo.

Al Codirector de Proyecto, Ph.D. Iván Medina Caballero

Agradezco profundamente al Ph.D. Iván Medina Caballero, quien con su asesoría, respaldo y orientación nos acompañó a lo largo del desarrollo del proyecto, aportando valiosos conocimientos que enriquecieron este proceso formativo.

A los profesores de Mecánica y Universidad Industrial de Santander

A todos los docentes del área de Mecánica, gracias por compartir su conocimiento, experiencia e ingeniería, lo cual fue fundamental para mi formación académica y profesional. Así mismo, a la Universidad, por darme un espacio de aprendizaje y crecimiento.

Jhonatan Caballero

Tabla de Contenido

Introducción	12
1. Planteamiento del problema.....	13
1.1. Objetivos.....	15
1.1.1. Objetivo general.....	15
1.1.2. Objetivos específicos	15
1.2. Alcance	16
1.3. Justificación	17
2. Marco Teórico.....	20
2.1. Conceptos.....	20
2.1.1. Introducción a la refrigeración por absorción.....	20
2.1.2. Desorbedor de membrana	23
2.1.3. Mejora del proceso de condensación	26
2.1.3.1. Uso de aletas en la placa condensadora	26
2.1.3.2. Variación del ángulo de inclinación de la placa condensadora	27
2.1.3.3. Ampliación del ancho de entrada del canal de enfriamiento	29
2.2. Estado del arte.....	30
3. Metodología	33
3.1 Definición y justificación del modelo geométrico.....	34
3.1.1. Origen y dimensiones del modelo.....	34

TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA EN DESORBEDOR AGMD

3.1.2. Construcción del modelo en software CAD (ANSYS SpaceClaim)	36
3.2. Preparación preliminar a la simulación.....	36
3.2.1. Herramienta de simulación	36
3.2.2. Determinación del régimen de operación del sistema	38
3.2.2.1. Número de Rayleigh	38
3.2.3. Condiciones físicas del modelo	41
3.2.3.1. Ecuación de continuidad	41
3.2.3.2. Ecuaciones de cantidad de movimiento (Momentum).....	42
3.2.3.3. Modelo de Turbulencia	43
3.2.3.4. Modelo de Heat Exchanger (Transferencia de Calor).	44
3.2.3.5. Condiciones de estado permanente (Steady-State).....	44
3.2.3.6. Ecuación de la energía	44
3.2.3.7. Definición de materiales y dominios	45
3.2.3.8. Condiciones operativas y frontera	46
3.3. Transferencia de calor y masa.....	46
3.3.1. Transferencia de calor y masa en el espacio de aire	46
3.3.2. Transferencia de calor y masa en el canal de enfriamiento	57
3.4. Validación de independencia de malla	58
4. Resultados y discusión.....	63
4.1. Modelo 3D	63
4.2. Simulación	68

TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA EN DESORBEDOR AGMD

4.2.1. Simulación y análisis de la transferencia de calor sobre la placa de enfriamiento a temperaturas establecidas.....	69
4.2.2. Comparación de resultados de la simulación con los resultados experimentales	73
4.2.3. Simulación y análisis de la transferencia de calor sobre la placa de enfriamiento a diferentes temperaturas de vapor de agua	75
.....	77
4.2.4. Simulación y análisis de la transferencia de calor sobre la placa de enfriamiento inclinada	80
4.2.5. Simulación y análisis de la transferencia de calor sobre la placa de enfriamiento con aletas	89
4.2.6. Simulación y análisis de la transferencia de calor sobre la placa de enfriamiento con ampliación del ancho de entrada del canal de enfriamiento	103
5. Conclusiones	110
Referencias.....	112
Apéndices.....	117

Lista de Figuras

Figura 1. Diagrama P – T de un ciclo de refrigeración por absorción. Tomado de Ibarra,2016	21
Figura 2. Compresor mecánico-Compresor térmico. Tomado de Medina Caballero, 2024.....	22
Figura 3. Diagramas de Desorbedor-Condensador en configuración AGMD. Tomado de Medina Caballero, 2024	24
Figura 4. Módulo experimental de desorbedor-condensador de membrana poroso hidrófoba. Tomado de Medina Caballero, 2024.....	34
Figura 5. Geometría de la sección de condensado de desorbedor-condensador de membrana porosa hidrófoba	35
Figura 6. Condiciones iniciales para el Fluent.....	37
Figura 7. Análisis de independencia de malla.	59
Figura 8. Mallado en canal de enfriamiento	61
Figura 9. Mallado en la placa de aluminio.....	61
Figura 10. Mallado en el espaciamiento de aire	62
Figura 11. Mallado independiente de la placa de aluminio	62
Figura 12. Mallados independientes	63
Figura 13. Entorno de trabajo de ANSYS	64
Figura 14. Módulo Geometry en ANSYS	64
Figura 15. Entorno de trabajo en Space Claim	65
Figura 16. Modelo 3D de la placa.....	66
Figura 17. Herramienta Share Topology en Spaceclaim	67
Figura 18. Interfaces generadas con la herramienta Share Topology en Spaceclaim.....	67
Figura 19. Mallado para las simulaciones de temperatura.....	69
Figura 20. Número de elementos mallados para las simulaciones de temperatura	69

Figura 21. Inicialización para la simulación de 90 °C.....	70
Figura 22. Número de iteraciones para la simulación de 90 °C	70
Figura 23. Residuales de simulación a 90 °C	71
Figura 24. Contorno de temperatura obtenido para 90 °C.....	72
Figura 25. Resultados numéricos obtenidos a 90 °C	72
Figura 26. Residuales de la simulación a 85 °C	76
Figura 27. Contorno de temperatura obtenido para 85 °C.....	77
Figura 28. Resultados numéricos obtenidos de la simulación a 85 °C.....	77
Figura 29. Residuales de la simulación a 80 °C	78
Figura 30. Contorno de temperatura obtenido para 80 °C.....	79
Figura 31. Resultados numéricos obtenidos a 80 °C	79
Figura 32. Perfil de la Simulación a 80 °C	80
Figura 33. Geometría inclinada a 15°	81
Figura 34. Geometría inclinada a 30°	81
Figura 35. Geometría inclinada a 45°	82
Figura 36. Enlace de geometría a módulo meshing.....	82
Figura 37. Reporte de calidad en meshing.....	83
Figura 38. Número de elementos en meshing.....	83
Figura 39. Enlazamiento meshing-fluent.....	84
Figura 40. Residuales para la simulación de placas inclinadas	85
Figura 41. Contorno de temperatura en una placa inclinada a 45 grados.....	86
Figura 42. Datos obtenidos para la placa inclinada a 45 grados.....	86
Figura 43. Contorno de temperatura para una placa inclinada a 30°	87
Figura 44. Datos obtenidos para la placa inclinada a 30°	87
Figura 45. Contorno de temperatura para una placa inclinada a 15°	88

Figura 46. Datos obtenidos para la placa inclinada a 15°	88
Figura 47. Geometría con la placa aletada en vista isométrica y lateral.....	92
Figura 48. Reporte Skewness.....	94
Figura 49. Reporte de calidad ortogonal.....	94
Figura 50. Reporte de relación de aspecto	95
Figura 51. Verificación de malla para la placa aletada.....	96
Figura 52. Verificación de malla para el espaciamiento de aire	96
Figura 53. Verificación de malla para el canal de enfriamiento	96
Figura 54. Perfil de temperatura de todo el dominio computacional.....	97
Figura 55. Conservación de la masa de agua de enfriamiento en la simulación	98
Figura 56. Contorno de la presión en la placa aletada	99
Figura 57. Contorno de distribución de temperaturas a lo largo de la placa aletada	100
Figura 58. Contorno de temperatura estática en la placa de aluminio con aletas y el canal de enfriamiento en vista isométrica	101
Figura 59. Resultados numéricos obtenidos para la placa aletada.....	102
Figura 60. Contornos de entradas y salidas del canal de enfriamiento. Tomado de Medina Caballero, 2024	104
Figura 61. Cambios propuestos en el canal de enfriamiento vista isométrica.....	105
Figura 62. Cambios propuestos en el canal de enfriamiento vista frontal y lateral	105
Figura 63. Cambios propuestos en el canal de enfriamiento visualización de entrada y salida del agua de enfriamiento.....	106
Figura 64. Residuales obtenidos para la simulación con los cambios propuestos en el canal de enfriamiento	106
Figura 65. Contorno de temperatura sobre la placa de condensado con los cambios propuestos en el canal de enfriamiento	107

Figura 66. Datos obtenidos para el contorno de temperatura sobre la placa de condensado con los cambios propuestos en el canal de enfriamiento 108

Lista de Tablas

Tabla 1. Datos recopilados para el análisis de independencia de malla.	59
Tabla 2. Datos recopilados para la comparación con el flujo másico	73
Tabla 3. Tabla de calidad de malla ANSYS FLUENT	95

Glosario

Absorbedor: Componente del sistema en el cual el refrigerante en fase vapor se mezcla con el absorbente (por ejemplo, solución de agua–LiBr), liberando calor en el proceso de absorción. Se representa con el flujo térmico $Q_{a\beta}$ (W).

Air gap: Espacio de aire entre la fuente de calor (o “entrada de calor”) y la placa aletada, que permite la transferencia de energía principalmente por radiación antes de que el fluido de enfriamiento intercambie calor por convección.

Análisis CFD (Computational Fluid Dynamics): Disciplina que emplea métodos numéricos y algoritmos para resolver y analizar problemas relacionados con el flujo de fluidos y la transferencia de calor mediante la discretización de las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía.

Convección natural: Mecanismo de transferencia de calor en el cual el movimiento del fluido es inducido por diferencias de densidad generadas por gradientes de temperatura; se caracteriza mediante el número de Rayleigh (Ra) .

Desorbedor de membrana: Dispositivo de un sistema de refrigeración por absorción que emplea una membrana porosa con carácter hidrófobo para separar térmicamente el refrigerante del absorbente. Al suministrar calor, la membrana permite el paso del vapor de refrigerante hacia el canal de desorción mientras retiene la solución líquida de absorbente, favoreciendo una desorción más eficiente sin mezcla de fases.

Convergencia: Estado en un proceso iterativo de simulación numérica en que los residuos de las ecuaciones discretizadas caen por debajo de una tolerancia establecida (por ejemplo, 1×10^{-6}), garantizando estabilidad y precisión en la solución.

(Hybrid Initialization): Técnica de inicialización de soluciones en ANSYS Fluent que combina aproximaciones laminar y turbulenta para generar un campo de arranque más estable y acelerar la convergencia de la simulación.

Mallado: Proceso de subdividir un dominio geométrico en volúmenes de control (celdas) para discretizar las ecuaciones de flujo y transferencia de calor, clave para la precisión y eficacia de la simulación CFD.

Modelo k- ω SST: Modelo de turbulencia que fusiona el modelo k- ω cerca de las paredes con el k- ϵ en el flujo libre, mejorando la predicción de gradientes de velocidad y transferencia de calor en regiones con curvaturas y separación de flujo.

Número de Nusselt (Nu): Número adimensional que relaciona la convección térmica con la conducción de calor en una capa límite; para convección natural se usa la correlación

Residual: Magnitud que cuantifica el error local en la resolución de las ecuaciones discretizadas durante cada iteración; su disminución por debajo de una tolerancia establecida indica convergencia.

Step time: Intervalo discreto de tiempo (Δt) utilizado en simulaciones transitorias para avanzar la solución temporal del modelo desde t hasta $t + \Delta t$.

Desorbador de membrana: Dispositivo de un sistema de refrigeración por absorción que emplea una membrana porosa con carácter hidrófobo para separar térmicamente el refrigerante del absorbente. Al suministrar calor, la membrana permite el paso del vapor de refrigerante hacia el canal de desorción mientras retiene la solución líquida de absorbente, favoreciendo una desorción más eficiente sin mezcla de fases.

Condensador. Intercambiador de calor donde el refrigerante en fase vapor cede energía al ambiente o a un fluido secundario, condensándose a presión alta (P_{co}). El calor rechazado se denota como Q_{co} (W).

Evaporador: Intercambiador de calor en el que el refrigerante líquido absorbe calor del ambiente o del proceso a refrigerar, convirtiéndose en vapor a baja presión (P_{ev}). El calor absorbido se denota como Q_{ev} (W).

Generador: Zona donde la solución de absorbente con refrigerante licuado recibe calor (Q_{GE} , W) a presión elevada (P_{c_0}), desorbiendo vapor de refrigerante hacia el condensador y dejando atrás la solución pobre en refrigerante.

Presión de condensación ($P_{(0)}$): Valor de presión en la que el refrigerante se condensa en el condensador; equivalente a la presión de salida del generador.

Presión de evaporación (P_{ev}): Valor de presión en la que el refrigerante hierve en el evaporador; equivalente a la presión de salida del absorbedor.

$Q_{a\beta}$ (calor de absorción): Cantidad de energía liberada en el absorbedor cuando el refrigerante en fase vapor se incorpora al absorbente.

Q_c (calor rechazado): Energía expulsada al entorno en el condensador cuando el refrigerante se condensa desde vapor a líquido.

Q_{ev} (calor de evaporación): Energía tomada del entorno en el evaporador para evaporar el refrigerante líquido.

Q_{GE} (calor de generación): Energía aportada al generador para desorber el refrigerante de la solución de absorbente.

T_{AB} (temperatura de absorción): Temperatura en la que ocurre la mezcla y liberación de calor en el absorbedor.

T_{CO} (temperatura de condensación): Temperatura a la cual el refrigerante condensa en el condensador.

T_{EV} (temperatura de evaporación): Temperatura a la cual el refrigerante hierve en el evaporador.

T_{GE} (temperatura de generación): Temperatura en la que se suministra calor al generador para desorber el refrigerante.

Válvula de expansión: Elemento de estrangulamiento que reduce la presión del refrigerante líquido, separando ambos lazos hidráulicos (condensador→evaporador y generador absorbedor) y controlando el caudal antes de la evaporación.

Resumen

El proyecto se enfoca en estudiar y analizar los fenómenos de transferencia de calor y masa del vapor de agua sobre la placa de condensación en un desorbedor-condensador de membrana porosa hidrófoba, empleado en sistemas de enfriamiento por absorción que utilizan una mezcla de bromuro de litio y agua ($H_2O-LiBr$). La investigación tiene como objetivo principal comprender el comportamiento de la condensación de vapor en la placa de condensado dentro de este sistema. Se simularán los fenómenos observados y se validará con datos experimentales reportados en la literatura. La simulación numérica mediante ANSYS Fluent será una herramienta clave para replicar y analizar los procesos de transferencia de calor y masa, permitiendo una comprensión detallada del comportamiento del sistema. Este estudio busca aportar conocimientos fundamentales que puedan ser utilizados para mejorar el diseño de futuros sistemas de enfriamiento por absorción que usan membranas en sus componentes, y cuyo principal objetivo es aumentar la desorción de vapor con una disminución en el tamaño y peso del sistema, contribuyendo al desarrollo de tecnologías de refrigeración más sostenibles y eficientes. Como resultado, se identificó que la incorporación de aletas y la inclinación de la placa mejoran significativamente la eficiencia térmica, aumentando la tasa de transferencia de calor hasta en un 25%. La ampliación del canal de enfriamiento también aportó una mejora del 12.1 % en la transferencia de calor, con un aumento del 3.4 % en la eficiencia global.

Palabras clave: Desorbedor-Condensador, Válvula de expansión, Membrana Porosa Hidrófoba, Sistemas de Enfriamiento por Absorción, Bromuro de Litio y Agua ($H_2O-LiBr$), Placa de condensado, Transferencia de Calor y Masa, Simulación Numérica, ANSYS Fluent, Condensación, vapor de agua, volumen of fluid.

Abstract

In this work we investigate the heat transfer behavior of a porous hydrophobic membrane desorber-condenser used in absorption cooling systems. The main goal is to **assess heat transfer phenomena** occurring as water vapor, generated at high temperature, passes through the membrane and condenses on an aluminum plate. A **numerical model** is set up in ANSYS Fluent, including a detailed geometric representation of the membrane, the condensation plate, and cooling channels at different temperatures. Various plate configurations—plain, finned, and inclined—are explored to identify conditions that enhance condensation and improve system efficiency. Preliminary simulations highlight the significant role of membrane characteristics and plate geometry in heat exchange. These findings aim to guide design optimizations for more energy-efficient desorber–condenser units in absorption cooling applications. Simulation results show that adding fins and tilting the plate significantly increases heat transfer, improving thermal efficiency by up to 25%. Widening the cooling channel inlet also yielded a 12.1% gain in heat transfer and a 3.4% increase in global system efficiency.

Introducción

En un contexto global donde la demanda de sistemas de refrigeración eficientes y sostenibles es cada vez más crítica, los sistemas de refrigeración por absorción se presentan como una alternativa viable frente a los sistemas de compresión de vapor, los cuales consumen grandes cantidades de energía eléctrica (Riffat et al., 2022). Estos sistemas, que utilizan fuentes de calor de baja temperatura como la energía solar o el calor residual de procesos industriales, tienen el potencial de reducir significativamente el impacto ambiental asociado a los sistemas de refrigeración tradicionales (García et al., 2021). Sin embargo, su adopción en países como Colombia ha sido limitada debido a desafíos tecnológicos y económicos, especialmente en sectores industriales donde el consumo energético para mantener cámaras frigoríficas es significativo, como la farmacéutica, la agroalimentaria y la química.

En los últimos años, el desarrollo de los sistemas de refrigeración por absorción (VARs) ha cobrado gran importancia debido a la necesidad de mejorar su eficiencia energética y reducir el impacto ambiental. La industria busca constantemente equipos más compactos y con un mejor desempeño, capaces de adaptarse a diferentes aplicaciones, como la climatización y la conservación de productos en sectores clave como el farmacéutico y el agroindustrial. Lograr avances en estos sistemas no solo permite optimizar el consumo energético, sino que también contribuye a disminuir la dependencia de refrigerantes convencionales, muchos de los cuales tienen efectos adversos sobre el medio ambiente.

Dentro de estos sistemas, uno de los componentes fundamentales es el desorbedor-condensador. En esta etapa, el vapor de agua generado en el desorbedor se condensa sobre una superficie y transfiere su calor a través de una placa de condensación. La eficiencia de este proceso está directamente relacionada con la capacidad de transferencia de calor y masa en la

superficie de condensación, lo que impacta en el rendimiento general del sistema (Khan et al., 2020). Investigaciones recientes han demostrado que la configuración de la placa de condensación, así como las condiciones de operación, como la temperatura del vapor, juegan un papel crucial en la optimización del proceso (Wang et al., 2020). Estos factores son clave para el diseño y mejora de sistemas de refrigeración más eficientes y sostenibles.

En este sentido, la presente investigación se enfoca en el estudio de los fenómenos de transferencia de calor y masa del vapor de agua sobre una placa de condensación en un desorbedor-condensador de membrana porosa hidrófoba, utilizado en sistemas de refrigeración por absorción con mezcla de bromuro de litio y agua ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$). El objetivo principal es comprender cómo las configuraciones geométricas y las condiciones operativas influyen en la eficiencia del proceso de condensación, con el fin de mejorar el diseño de estos sistemas y contribuir al desarrollo de tecnologías de refrigeración más sostenibles y eficientes.

1. Planteamiento del problema

El cambio climático y el aumento de la demanda energética representan un reto para la sostenibilidad en el sector de la refrigeración y la deshumidificación. En Colombia, industrias como la farmacéutica y la de procesamiento de alimentos requieren soluciones más eficientes para el control de humedad y temperatura, garantizando la estabilidad de productos sensibles. Estas instalaciones imponen una carga considerable sobre la red eléctrica, lo que se traduce en altos costos operativos y, en algunos casos, en interrupciones en el suministro de energía.

Los sistemas de refrigeración por absorción se presentan como una solución viable para mitigar el impacto ambiental y reducir la dependencia de fuentes de energía convencionales,

cuyos residuos pueden contribuir al aumento del efecto invernadero. Este tipo de sistemas, que utilizan energía térmica para la separación del refrigerante y el absorbente, tienen el potencial de aprovechar fuentes de energía renovable, como la solar y el calor de desecho de las industrias, que de otra manera se perdería en el ambiente. No obstante, su adopción en Colombia es limitada debido a desafíos tecnológicos y económicos.

Un desorbedor es un componente clave en los sistemas de refrigeración por absorción. Su función principal es separar el refrigerante (generalmente agua) del absorbente (como el bromuro de litio) mediante la aplicación de calor. Este proceso ocurre cuando el absorbente, que ha capturado el refrigerante en estado líquido en el absorbedor, se calienta en el desorbedor, provocando que el refrigerante se evapore y se separe del absorbente. El vapor generado se dirige entonces al siguiente componente del sistema, el condensador, donde se retira calor del vapor y este se condensa nuevamente a estado líquido.

Aunque tradicionalmente el desorbedor y el condensador son componentes separados dentro del ciclo de refrigeración por absorción, los avances en el desarrollo de estos sistemas han permitido la creación de diseños más compactos y eficientes. Una de estas innovaciones es el desorbedor-condensador, una unidad integrada que acopla ambos procesos —la desorción y la condensación— en un solo componente. Este tipo de configuración no es común en todos los sistemas VARS, pero resulta particularmente útil en aplicaciones que exigen compacidad, eficiencia térmica y facilidad de integración.

En un desorbedor-condensador, el vapor de agua generado en la zona de desorción se conduce directamente hacia una superficie de condensación, generalmente una placa metálica, donde se enfría y se transforma nuevamente en líquido. La eficiencia de este proceso depende

de varios factores, como la temperatura del vapor, la configuración geométrica de la placa y la transferencia de calor en la superficie de condensación. Estudios previos han demostrado que una distribución inadecuada del vapor puede limitar la eficiencia del proceso de condensación, lo que afecta el rendimiento general del sistema (Medina Caballero, 2024).

Por lo tanto, existe la necesidad de estudiar cómo la condensación en la placa de condensación de un desorbedor-condensador de membrana porosa hidrófoba influye en la eficiencia del sistema de refrigeración por absorción. Este proyecto se enfoca en el desarrollo y análisis de una simulación numérica que permita evaluar diferentes configuraciones de la placa y sus efectos en la transferencia de calor y masa, con el objetivo de mejorar el proceso de condensación, aumentar la tasa de desorción y disminuir el gasto energético del sistema.

Con este enfoque, la investigación busca responder la siguiente pregunta: ¿Cómo influyen las configuraciones geométricas y las condiciones operativas en la condensación del vapor en la placa de un desorbedor-condensador en sistemas de refrigeración por absorción?

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo general

Evaluar los fenómenos de transferencia de calor y masa del vapor de agua sobre una placa de condensación de un desorbedor-condensador de membrana porosa hidrófoba para sistemas de refrigeración por absorción.

1.1.2. Objetivos específicos

- Desarrollar un modelo 3D de la sección de condensación de un desorbedor-condensador que permita el estudio de la condensación de vapor, usando el software Ansys Fluent.
- Analizar la tasa de transferencia de calor y distribución de temperatura en una placa lisa

durante proceso de condensación de un desorbedor-condensador considerando una temperatura de generación de 90 °C.

- Estudiar el efecto de la temperatura del vapor de agua en un rango de 80 °C a 90 °C durante el proceso de condensación en la placa lisa de condensación, evaluando su impacto en la tasa de transferencia de calor y la eficiencia del proceso.
- Comparar propuestas de configuraciones en la placa de condensación considerando el uso de aletas internas o ángulos de inclinación de la placa, que permitan mejorar la tasa de condensación del vapor de agua y transferencia de calor.

Consideraciones: El modelo 3D conceptual de la placa de condensación del desorbedor-condensadores está basado en el estudio de Medina Caballero, I. L. (2024). “Estudio de un desorbedor-condensador de membrana porosa hidrofóbica para sistemas de enfriamiento por absorción” (Tesis doctoral). Universidad Nacional Autónoma de México. En este modelo todos los componentes del sistema comparten las mismas dimensiones de altura (0.180 m) y ancho (0.08 m), diferenciándose únicamente en sus espesores. El canal de solución tiene un espesor de 0.003 m, la membrana 0.000175 m, el espacio de aire 0.003 m, una placa lisa de aluminio 0.0005 m, y el canal del agua de enfriamiento también 0.003 m. Además, se produce un flujo másico de vapor de agua de $8.46 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$, bajo una temperatura de solución de 90°C, flujo de solución de 0.03 kg/s , una temperatura del agua de enfriamiento de 20°C , una temperatura ambiente promedio de 29°C y flujo de agua de enfriamiento de 0.04 kg/s.

1.2. Alcance

Este estudio busca entender mejor cómo se comporta la condensación del vapor de agua en una placa de condensación dentro de un desorbedor-condensador de membrana porosa

hidrófoba, un componente clave en los sistemas de refrigeración por absorción. A través de una simulación computacional en ANSYS Fluent, se analizarán diferentes factores que influyen en la eficiencia de este proceso, como la temperatura del vapor, el diseño de la placa y el flujo de refrigerante.

Además, se enfocará únicamente en la simulación computacional, por lo que no se realizarán experimentos físicos. Sin embargo, los resultados obtenidos podrán servir de base para futuras investigaciones experimentales o para la aplicación en el diseño real de estos sistemas. Cabe destacar que la investigación no se enfoca en el proceso de desorción del refrigerante ni en la transferencia de masa a través de la membrana, sino exclusivamente en la condensación del refrigerante sobre la placa de condensación.

En definitiva, esta investigación busca aportar ideas para hacer más eficientes los sistemas de refrigeración por absorción, optimizando su funcionamiento y reduciendo su consumo energético. Aunque es un estudio específico, su impacto puede ser significativo en el desarrollo de tecnologías más sostenibles y eficientes para el futuro.

1.3. Justificación

En un mundo donde la demanda de sistemas de refrigeración eficientes y sostenibles crece día a día, la placa de condensación se erige como un componente clave en los sistemas de refrigeración por absorción. Este elemento, ubicado en el condensador, es responsable de transformar el vapor de refrigerante en líquido, liberando calor al entorno. Su correcto diseño y la elección de materiales adecuados, como el cobre, el aluminio o el acero inoxidable, son fundamentales para garantizar que el sistema funcione de manera óptima (Kim et al., 2018).

Además, en sistemas más avanzados, se incorporan membranas porosas y diseños geométricos especiales, como aletas y microcanales, que mejoran la condensación y facilitan la transferencia de calor (Wang et al., 2020). Estos avances no solo hacen que los sistemas sean más eficientes, sino que también abren la puerta a tecnologías más compactas y menos contaminantes.

Sin embargo, para lograr estos avances, es necesario comprender a fondo cómo interactúan los diferentes factores que influyen en el desempeño de la placa de condensación. Aquí es donde entra en juego la simulación computacional, una herramienta poderosa que permite analizar y visualizar fenómenos complejos, como la distribución de temperaturas y el flujo de vapor y condensado (Zhang et al., 2019). Mediante programas como ANSYS Fluent, podemos explorar diferentes escenarios, probar materiales, ajustar geometrías y evaluar condiciones operativas sin necesidad de construir prototipos físicos (Liu et al., 2021). Esto ahorra tiempo y recursos, y de igual manera, nos permite identificar soluciones innovadoras que mejoren la eficiencia del sistema.

En un contexto global donde el cambio climático y el consumo energético son preocupaciones urgentes, cualquier mejora en los sistemas de refrigeración tiene un impacto directo en la reducción de emisiones y en el uso responsable de los recursos (Riffat et al., 2022). Al disminuir la temperatura en la placa de condensación y aumentar la tasa de desorción de vapor se logra un sistema más eficiente, compacto y ligero, lo que facilita su aplicación en diversos entornos, desde hogares hasta industrias (Thorud et al., 2022). Así mismo, al reducir el consumo de energía, contribuimos a mitigar el impacto ambiental asociado a estos procesos (Khan et al., 2020).

Este proyecto de investigación nace, por tanto, de la necesidad de avanzar hacia tecnologías más sostenibles y eficientes. A través de la simulación y el análisis, buscamos mejorar el rendimiento de los sistemas de refrigeración por absorción y aportar soluciones prácticas que beneficien tanto a la industria como al medio ambiente (García et al., 2021). En un mundo que enfrenta desafíos energéticos y ambientales sin precedentes, este trabajo representa un paso hacia adelante en la búsqueda de alternativas que equilibren el progreso tecnológico con la responsabilidad ecológica. Así, esta investigación no solo tiene un valor científico, sino también social, al contribuir al desarrollo de tecnologías que puedan marcar la diferencia en la vida de las personas y en la salud del planeta (Martínez et al., 2023).

La simulación numérica mediante herramientas como ANSYS Fluent será clave en este estudio, permitiendo replicar y analizar los procesos de transferencia de calor y masa en diferentes configuraciones de la placa de condensación. Este enfoque no solo ahorra tiempo y recursos, sino que también permite explorar soluciones innovadoras que podrían ser difíciles de implementar experimentalmente (Liu et al., 2021).

Los resultados obtenidos en esta investigación pueden tener aplicaciones directas en el sector industrial, particularmente en industrias que requieren un control preciso de la temperatura y la humedad, como la farmacéutica, la agroalimentaria y la química. Estudios previos han demostrado que los sistemas de refrigeración por absorción pueden integrarse en la industria farmacéutica para mejorar la eficiencia energética y reducir la dependencia de sistemas de compresión mecánica, lo que disminuye costos operativos y reduce el impacto ambiental (Rezk & Al-Daini, 2009). Asimismo, se ha demostrado que estos sistemas son adecuados para aplicaciones en almacenamiento de productos perecederos en la industria agroalimentaria, donde el uso de calor residual permite reducir el consumo eléctrico de los sistemas tradicionales (Saha et al., 2015). Además, la mejora en la eficiencia de los

condensadores ha sido objeto de estudio en diversas aplicaciones industriales, donde se ha observado que un diseño optimizado de los intercambiadores de calor puede incrementar el rendimiento térmico de los sistemas de refrigeración por absorción en entornos industriales (Kim & Infante Ferreira, 2008).

2. Marco Teórico

2.1. Conceptos

2.1.1. *Introducción a la refrigeración por absorción*

Los sistemas de refrigeración por absorción constituyen una alternativa sostenible a los sistemas de compresión de vapor, ya que utilizan fuentes de calor de baja temperatura, como la energía solar o el calor residual de procesos industriales, en lugar de energía eléctrica (García et al., 2021). Su funcionamiento se basa en la interacción termodinámica entre un refrigerante y un absorbente, generalmente agua y bromuro de litio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$) o amoníaco y agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) (Medina Caballero, 2024).

Un sistema de refrigeración por absorción está compuesto por cuatro elementos esenciales: el **desorbedor**, donde el refrigerante se separa del absorbente mediante calor; el **condensador**, donde al vapor de refrigerante se le retira calor y se convierte en líquido, liberando ese calor al ambiente; el **evaporador**, donde el refrigerante se evapora absorbiendo calor del entorno; y el **absorbedor**, donde el refrigerante vuelve a disolverse en la solución de absorbente (Liu et al., 2021). Además, incluye **bombas y válvulas de expansión** que regulan el flujo del refrigerante y la solución. Para mejorar la eficiencia térmica, algunos sistemas incorporan un **economizador**, un intercambiador de calor que recupera parte del calor residual, reduciendo la demanda energética del generador y optimizando el rendimiento global (Medina Caballero, 2024).

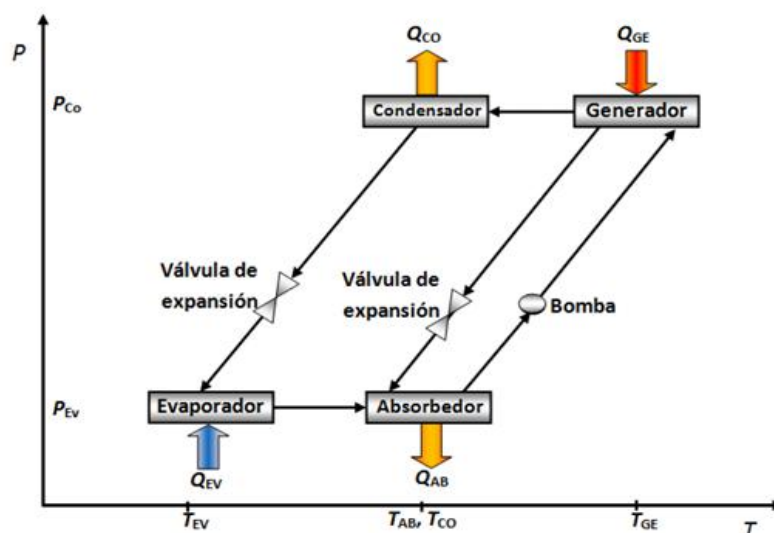


Figura 1. Diagrama P – T de un ciclo de refrigeración por absorción. Tomado de Ibarra, 2016

El ciclo de funcionamiento comienza en el generador, donde la aplicación de calor separa el refrigerante del absorbente [ver Figura 1]. Luego, el vapor de refrigerante se traslada al condensador, donde se enfría y se convierte en líquido, liberando calor al ambiente. Posteriormente, el refrigerante pasa por una válvula de expansión que reduce su presión y temperatura antes de ingresar al evaporador, donde se evapora absorbiendo calor del entorno. En los sistemas que incluyen un economizador, este permite aprovechar parte del calor del ciclo para precalentar la solución absorbente antes de su retorno al generador, lo que disminuye el consumo de energía. Finalmente, el refrigerante en estado gaseoso es absorbido nuevamente por la solución en el absorbedor, cerrando el ciclo (Wang et al., 2020).

A diferencia de los sistemas de compresión de vapor [ver Figura 2], que emplea un compresor mecánico para aumentar la presión del refrigerante, los sistemas de absorción reemplazan esta función mediante un conjunto de componentes que incluyen el absorbedor, el desorbedor, el economizador y una bomba de solución. Este enfoque permite reducir significativamente el consumo eléctrico, aunque requiere una fuente de calor externa (Riffat et

al., 2022). No obstante, presentan un coeficiente de rendimiento COP (relación entre la energía que entra en el equipo y el calor que entrega) inferior en comparación con los sistemas de compresión de vapor, especialmente en aplicaciones de alta demanda de enfriamiento (Khan et al., 2020).

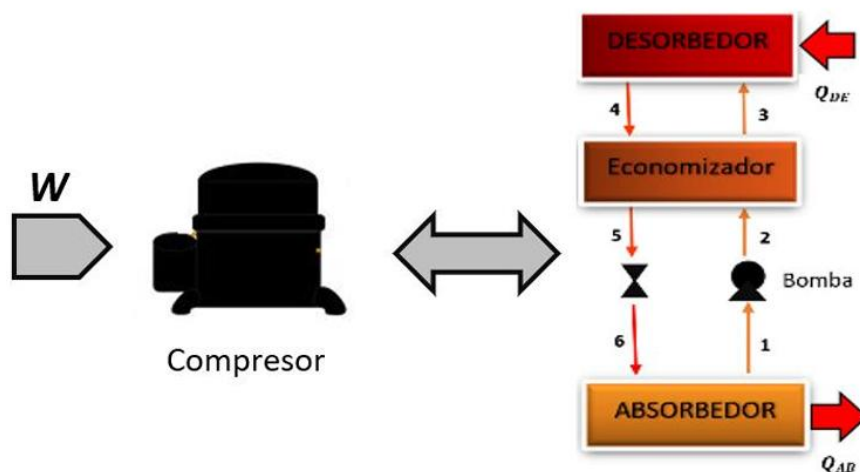


Figura 2. Compresor mecánico-Compresor térmico. Tomado de Medina Caballero, 2024

Los sistemas de refrigeración por absorción presentan varias ventajas, entre ellas el uso de fuentes de calor de baja temperatura, lo que reduce la dependencia de la energía eléctrica. Además, su funcionamiento es silencioso y cuenta con menos piezas móviles, lo que disminuye la necesidad de mantenimiento (Thorud et al., 2022). También son adecuados para regiones donde la electricidad es costosa o poco accesible. Sin embargo, enfrentan desafíos como su menor eficiencia en comparación con los sistemas de compresión de vapor, especialmente en condiciones de alta carga térmica, así como una mayor inversión inicial y un tamaño voluminoso, lo que limita su implementación en algunos contextos (García-Hernando et al., 2019).

Estos sistemas se utilizan ampliamente en aplicaciones donde hay disponibilidad de calor residual, como en plantas de cogeneración, industrias químicas y sistemas de climatización en edificios comerciales. También son comunes en regiones con alta disponibilidad de energía solar, como países tropicales (Zhang et al., 2019). Dentro del sistema, el desorbedor-condensador es un componente clave, ya que se encarga de la separación y posterior condensación del refrigerante. La eficiencia de este proceso depende no solo de la transferencia de calor y masa en la superficie de condensación, sino también de factores como las propiedades termodinámicas del refrigerante, el diseño del condensador y las condiciones operativas, lo que influye directamente en el rendimiento global del sistema (Medina Caballero, 2024).

2.1.2. Desorbedor de membrana

Si bien los desorbedores convencionales requieren llevar la solución hasta su punto de ebullición para lograr la separación, el **desorbedor de membrana** ofrece un enfoque más eficiente. Este dispositivo se basa en la **destilación por membrana con espacio de aire (AGMD, por sus siglas en inglés)**, un proceso en el cual el vapor de agua se transfiere a través de una membrana hidrófoba sin necesidad de alcanzar temperaturas extremas. Gracias a la diferencia de presión de vapor entre ambos lados de la membrana, el vapor atraviesa su superficie porosa, se transporta a través de un pequeño espacio de aire y finalmente se condensa en una placa enfriada con agua [ver Figura 3].

El proceso ocurre en tres etapas principales:

1. La mezcla de trabajo caliente circula a través de un canal dentro del módulo, provocando la evaporación del agua.
2. El vapor generado atraviesa la membrana y se desplaza a través del espacio de aire.

3. Finalmente, el vapor entra en contacto con la placa de condensación, donde se enfría gracias al canal de enfriamiento y regresa a su estado líquido.

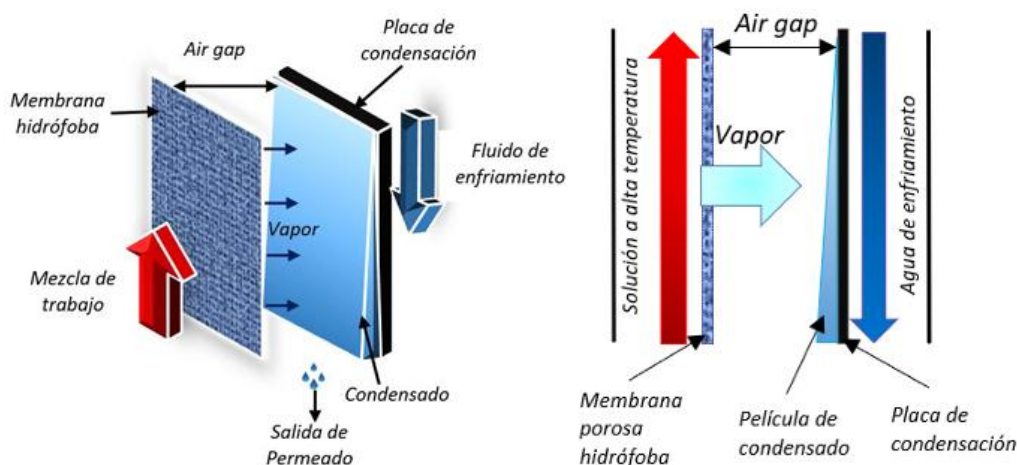


Figura 3. Diagramas de Desorbedor-Condensador en configuración AGMD. Tomado de Medina Caballero, 2024

El uso de membranas en desorbedores ofrece ventajas significativas en comparación con los sistemas tradicionales, como:

- **Reducción del consumo energético:** La separación del refrigerante ocurre a temperaturas más bajas, evitando la necesidad de alcanzar el punto de ebullición.
- **Funcionamiento a presión atmosférica:** No requiere bombas de vacío, lo que simplifica su operación y reduce costos.
- **Diseño más compacto y ligero:** Permite desarrollar equipos más pequeños y versátiles, ideales para aplicaciones con espacio reducido.

A pesar de las ventajas que ofrece el desorbedor de membrana en términos de eficiencia y reducción del consumo energético, aún existen algunos desafíos técnicos que deben abordarse

para optimizar su desempeño y garantizar su viabilidad en aplicaciones industriales y comerciales. Entre los principales retos destacan:

a) Resistencia a la transferencia de masa en el espacio de aire

El mecanismo de transferencia de masa en el desorbedor de membrana depende de la evaporación del refrigerante y su posterior transporte a través del espacio de aire hasta la superficie de la placa de condensación. Sin embargo, el aire presente en este espacio puede actuar como una barrera térmica, reduciendo la tasa de difusión del vapor y disminuyendo la eficiencia del proceso de condensación.

Este fenómeno ocurre debido a dos factores principales:

- **Diferencia de presión de vapor limitada:** La cantidad de vapor que puede atravesar la membrana depende directamente del gradiente de presión de vapor entre la solución caliente y la placa de condensación. Si esta diferencia es pequeña, la cantidad de vapor transferido será baja, afectando la tasa de desorción.
- **Efecto del espesor del espacio de aire:** Un espacio de aire más grueso puede reducir la pérdida de calor por conducción, pero al mismo tiempo aumenta la resistencia a la transferencia de masa, ya que el vapor debe recorrer una mayor distancia antes de condensarse.

b) Estabilidad mecánica de la membrana ante variaciones de temperatura y presión

Otro desafío importante es garantizar que la membrana mantenga su integridad estructural y funcional a lo largo del tiempo, especialmente bajo condiciones variables de temperatura y presión. La membrana, al ser un material poroso y delgado, puede estar expuesta a esfuerzos mecánicos y térmicos que podrían deteriorar su desempeño o reducir su vida útil.

Algunos de los principales factores que afectan la estabilidad de la membrana son:

- **Dilatación térmica y tensiones mecánicas:** Durante la operación, la membrana está expuesta a temperaturas elevadas en el lado de la solución caliente y temperaturas más bajas en el lado del espacio de aire. Esta diferencia térmica puede generar tensiones que, con el tiempo, pueden provocar deformaciones o incluso fisuras en la estructura del material.
- **Ensuciamiento y degradación química:** En entornos operativos reales, la membrana puede estar expuesta a contaminantes o productos de corrosión que pueden obstruir sus poros y reducir su capacidad de transferencia de masa. Además, el contacto prolongado con ciertos fluidos puede provocar degradación química del material.
- **Variaciones de presión:** Aunque el desorbedor opera a presión atmosférica, fluctuaciones en el sistema pueden generar diferencias de presión que podrían afectar la estructura de la membrana, especialmente si no cuenta con un adecuado soporte mecánico.

2.1.3. Mejora del proceso de condensación

2.1.3.1. Uso de aletas en la placa condensadora: Las aletas permiten aumentar la superficie efectiva de transferencia de calor sin necesidad de ampliar las dimensiones del sistema. Esto es especialmente útil cuando se busca compactar equipos o mejorar su rendimiento térmico.

La mejora en la transferencia de calor mediante aletas se puede expresar con la siguiente fórmula:

$$Q_{aleta} = n_f * h * A_f * (T_s - T_\infty) \quad (1)$$

donde:

- Q_{aleta} es la cantidad de calor transferido por la aleta.
- n_f es la eficiencia de la aleta.
- h es el coeficiente de transferencia de calor por convección.
- A_f es el área de la aleta.
- T_s es la temperatura de la superficie.
- T_∞ es la temperatura del vapor o del ambiente.

Según (Perves Bappy, M. J., & Bahar, R. 2022), el uso de aletas permitirá aumentar la eficiencia de la transferencia de calor entre un 15% y un 25% en comparación con una placa sin aletas. Esta mejora se debe al aumento del área disponible para la condensación y a una mejor distribución del calor sobre la superficie.

2.1.3.2. Variación del ángulo de inclinación de la placa condensadora: Una placa horizontal tiende a acumular gotas de agua condensada, lo cual reduce progresivamente el área disponible para nuevas condensaciones y aumenta la resistencia térmica. En contraste, una inclinación adecuada favorece el drenaje por acción de la gravedad, lo que mantiene la superficie libre y activa durante más tiempo.

Este fenómeno se puede asociar a la expresión propuesta por Nusselt para estimar el coeficiente promedio de transferencia de calor durante la condensación laminar sobre una placa inclinada:

$$\underline{h} = 0.943 * \left(\frac{\rho_l * (\rho_l - \rho_v) * g * h_{fg} * k_l^3}{\mu_l * L * (T_s - T_{sat})} \right)^{1/4} \quad (2)$$

donde:

- \underline{h} es el coeficiente promedio de transferencia de calor.
- ρ_l y ρ_v son las densidades del líquido y del vapor respectivamente.
- g es la aceleración gravitacional.
- h_{fg} es el calor latente de vaporización.
- k_l es la conductividad térmica del agua líquida.
- μ_l es la viscosidad dinámica del agua líquida.
- L es la longitud de la placa.
- T_s es la temperatura de la superficie de la placa
- T_{sat} es la temperatura de saturación del vapor.

Se han analizado ángulos de inclinación en un rango de 5° a 45° con respecto a la horizontal. Los resultados muestran que un ángulo intermedio, específicamente entre 20° y 30° , ofrece un desempeño óptimo, al facilitar el escurrimiento del líquido sin comprometer la exposición uniforme al vapor. Esta inclinación reduce la formación de películas de condensado, minimizando la resistencia térmica y manteniendo una alta tasa de transferencia de calor (Perves Bappy, M. J., & Bahar, R. 2022).

2.1.3.3. Ampliación del ancho de entrada del canal de enfriamiento: Una modificación simple pero efectiva en el diseño del canal de enfriamiento consiste en ampliar el ancho de su entrada hasta alcanzar dimensiones cercanas a las de la placa condensadora. Esta estrategia permite que el flujo de agua refrigerante entre de manera más uniforme, cubriendo desde el inicio una mayor superficie de la base de la placa.

Cuando el ancho del canal de entrada es reducido, se puede generar un perfil de velocidad altamente localizado, lo que ocasiona zonas con baja renovación térmica en los extremos. En cambio, al ampliar la entrada casi hasta igualar el ancho total de la placa, se logra una distribución inicial del flujo más homogénea, reduciendo las zonas muertas y favoreciendo una extracción térmica más eficiente desde toda la superficie.

Esta mejora se relaciona con una mayor uniformidad en la caída de temperatura a lo largo de la placa y una reducción en la formación de gradientes térmicos no deseados. En términos prácticos, permite una mejor utilización del área de condensación sin necesidad de aumentar la longitud del canal ni modificar el espesor de las capas.

Esta propuesta encuentra respaldo en el trabajo de Bappy y Bahar (2022), quienes demostraron que ajustes en la geometría de entrada y en la forma de la placa de enfriamiento conducen a una distribución más homogénea del flujo térmico, reduciendo zonas muertas y mejorando significativamente la eficiencia global del proceso de condensación en módulos con membrana hidrofóbica.

2.2. Estado del arte

En los sistemas de refrigeración por absorción, el desorbedor-condensador es un componente fundamental al permitir la separación del refrigerante del absorbente, típicamente mediante la aplicación de calor. En la configuración convencional, este proceso ocurre bajo vacío, lo cual requiere temperaturas elevadas y genera desafíos técnicos y de diseño, especialmente para aplicaciones a pequeña escala o que dependen de fuentes de energía térmica de baja calidad. En respuesta a estas limitaciones, ha emergido una alternativa prometedora: el uso de membranas hidrofóbicas en módulos compactos de desorbedor-condensador. Estas soluciones innovadoras operan a presiones atmosféricas, reducen la necesidad de componentes auxiliares como torres de enfriamiento y permiten una significativa miniaturización de los sistemas.

En este contexto, el trabajo de Medina-Caballero et al. (2024) evaluó mediante simulación numérica CFD un módulo de desorbedor-condensador compacto basado en destilación por membrana con espacio de aire (AGMD), utilizando una mezcla de trabajo H₂O-LiBr. Se empleó un modelo tridimensional en ANSYS Fluent, que permitió analizar perfiles de temperatura, concentración y velocidad dentro del canal de solución. El estudio identificó fenómenos críticos como la polarización térmica y de concentración, así como la distribución no uniforme del flujo, que impactan negativamente la eficiencia del proceso. Se observaron diferencias de hasta 15 K en temperatura y 1.35 % en concentración entre el centro y los bordes de la membrana. La validación experimental del modelo arrojó errores inferiores al 12 %, lo cual respalda su fiabilidad. Este estudio demostró que el uso de membranas permite la operación del sistema sin necesidad de bomba de vacío, con beneficios adicionales en compacidad y eficiencia térmica (Medina-Caballero et al., 2024).

En línea con estos hallazgos, de Vega et al. (2022) desarrollaron un desorbedor-condensador compacto de microcanales con membrana plana hidrofóbica acoplado directamente a un condensador enfriado por aire. Su diseño mostró una alta eficiencia térmica (entre 0.4 y 0.456) y un ratio de potencia de enfriamiento por volumen de hasta 10.75 kW/m^3 , superando significativamente a sistemas convencionales cuyo promedio es de 7.8 kW/m^3 . El módulo funcionó con entradas térmicas entre 150 y 275 W y temperaturas del fluido caliente entre $70 \text{ }^\circ\text{C}$ y $90 \text{ }^\circ\text{C}$, generando vapor mediante difusión directa y, en ciertos casos, por ebullición local. Este diseño también evitó el uso de torres de enfriamiento, representando un paso importante hacia la descentralización y simplificación de estos sistemas (De Vega, Venegas, & García-Hernando, 2022).

Una evolución de este mismo enfoque fue presentada por los mismos autores en 2024, donde el módulo fue mejorado mediante el uso de enfriamiento por aire forzado y un rediseño geométrico de los microcanales. Con tres concentraciones de solución (43%, 46% y 50%), tres temperaturas del agua caliente (70 , 80 y $90 \text{ }^\circ\text{C}$) y tres caudales (40, 50 y 60 ml/min), se obtuvieron tasas de desorción entre $3 \cdot 10^{-3}$ y $14 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, y potencias de condensación entre 30 y 100 W. El sistema alcanzó una potencia volumétrica de 10.8 kW/m^3 . Los modelos semiteóricos utilizados para predecir el comportamiento térmico e hidráulico fueron validados con errores inferiores al 20 % en el 95 % de los casos y menores al 33 % para la caída de presión (De Vega, Venegas, & García-Hernando, 2024).

Así mismo, Ibarra-Bahena et al. (2017) evaluaron experimentalmente un módulo AGMD basado en membrana hidrofóbica de PTFE (politetrafluoroetileno) que opera a presión atmosférica. Se realizaron 36 pruebas variando temperatura (75 a $95 \text{ }^\circ\text{C}$), concentración de LiBr (45% a 59.7%) y flujo másico de solución (0.015 a 0.0245 kg/s). El índice de desorción (NA) aumentó significativamente con la temperatura y disminuyó con la concentración, pasando de

0.30 a 9.69 kg/m²·h entre las condiciones menos y más favorables. Un modelo unidimensional validado experimentalmente mostró concordancia con un margen de error de ±10 %. Este modelo permitió identificar que la principal resistencia al transporte de masa se encuentra en la capa límite del lado de la solución, aumentando con la concentración y disminuyendo con la temperatura. Estos resultados confirman la viabilidad técnica de operar sin vacío y con alta eficiencia a presión atmosférica (Ibarra-Bahena et al., 2017).

La optimización geométrica también ha sido explorada como una estrategia efectiva para mejorar la eficiencia de estos sistemas. Bappy y Bahar (2022) estudiaron experimental y numéricamente la influencia del ángulo de entrada del flujo y el diseño de la placa de condensación en un módulo AGMD. Se demostró que una entrada inclinada a 60° y el uso de una placa aletada pueden aumentar el flujo de destilado del 69 % al 78 %, gracias a una mejor transferencia de calor y reducción de la polarización térmica y de concentración. Por separado, el efecto del ángulo de entrada mejoró el rendimiento del 10 % al 17 %, y la placa aletada por sí sola lo aumentó del 40 % al 45 %, en comparación con una configuración convencional (Bappy & Bahar, 2022).

Además de las tecnologías de membrana, los sistemas avanzados de desalación por adsorción ofrecen valiosas lecciones para la refrigeración por absorción. Thu et al. (2011) propusieron un ciclo con recuperación de calor entre el evaporador y el condensador, alcanzando una producción específica de agua de hasta 9.34 m³/t·día [metros cúbicos de agua producidos por tonelada de adsorbente por día] a 70 °C, con un performance ratio (PR) de 0.77. Incluso a 50 °C, el sistema mantuvo una producción de 5.2 m³/t·día, demostrando su viabilidad con calor de baja calidad. Los tiempos de ciclo ideales se situaron entre 570 y 600 s. Se desarrolló y validó un modelo detallado que reprodujo con precisión los datos experimentales (Thu et al., 2011).

En una extensión de ese concepto, Thu et al. (2013) exploraron configuraciones que integran físicamente el evaporador y el condensador en un solo volumen, eliminando bombas y mejorando la transferencia térmica. Se alcanzaron producciones específicas de agua de $9.24 \text{ m}^3/\text{t}\cdot\text{día}$ a 70 °C y $14.2 \text{ m}^3/\text{t}\cdot\text{día}$ a 85 °C . El modelo numérico predijo un rendimiento máximo de hasta $26 \text{ m}^3/\text{t}\cdot\text{día}$ gracias a un coeficiente de transferencia de calor global de $2,300 \text{ W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$. Aunque centrado en la desalación, este enfoque presenta un alto potencial de transferencia tecnológica hacia sistemas de refrigeración por absorción, ofreciendo una arquitectura compacta, eficiente y de bajo consumo energético (Thu et al., 2013).

3. Metodología

El desarrollo del proyecto sobre la condensación de vapor de agua en un desorbedor-condensador de membrana porosa hidrófoba mediante ANSYS Fluent se llevará a cabo mediante la implementación de cuatro etapas, que corresponden a los objetivos del estudio y que consisten en la realización de las actividades descritas a continuación.

La metodología empleada en el presente estudio se desarrolla en múltiples etapas, abarcando desde la investigación preliminar hasta la evaluación avanzada mediante simulaciones numéricas detalladas, garantizando precisión, reproducibilidad y validez científica del trabajo realizado. A continuación, se describen minuciosamente cada una de las etapas.

3.1 Definición y justificación del modelo geométrico

3.1.1. Origen y dimensiones del modelo

El modelo geométrico del desorbedor-condensador de membrana porosa hidrófoba fue desarrollado a partir de un prototipo experimental que fue construido y evaluado por Medina Caballero (2024) en el laboratorio.

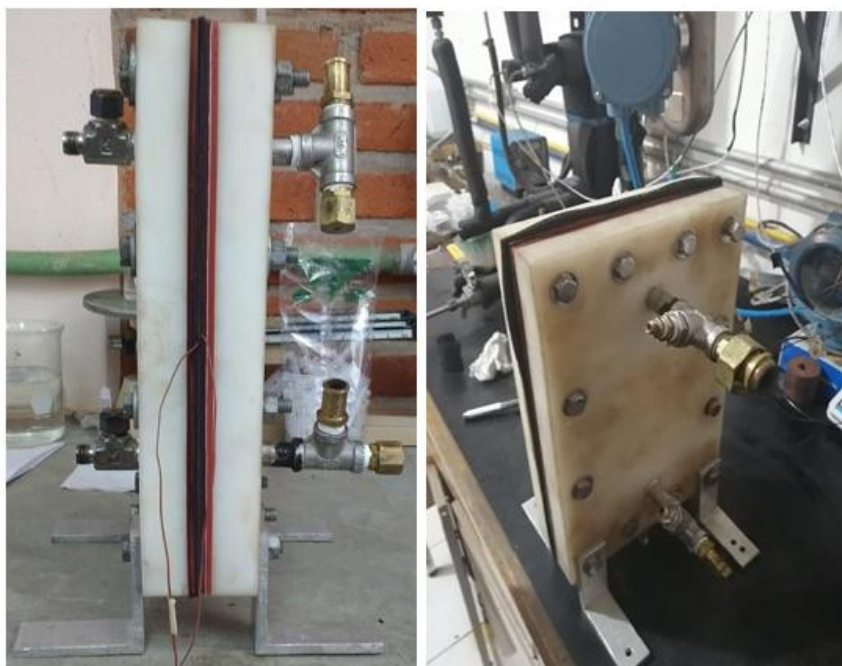


Figura 4. Módulo experimental de desorbedor-condensador de membrana porosa hidrófoba. Tomado de Medina Caballero, 2024

El módulo experimental presenta dimensiones exteriores de 18 cm de alto, 8 cm de ancho y 7 cm de espesor, considerando desde el canal de solución hasta el canal de enfriamiento [Ver Figura 4], y un área efectiva de desorción de 144 cm². La elección de estas dimensiones responde a factores como la reproducibilidad experimental, la facilidad de fabricación y ensamblaje, y la escalabilidad del diseño. Internamente, el modelo incorpora dimensiones específicas y cuidadosamente seleccionadas: un canal de solución de 0.003 m, una membrana

porosa hidrófoba de PTFE de 0.000175 m, un espacio de aire de 0.003 m, una placa lisa de aluminio de 0.0005 m y un canal de agua de enfriamiento de 0.003 m.

En esta simulación, se ha optado deliberadamente por no incluir el canal de solución ni la representación detallada de la membrana porosa hidrófoba. En su lugar, el modelo se enfoca únicamente en los elementos que constituyen la sección de condensado del sistema: el desplazamiento de aire, la placa de condensación y el canal de enfriamiento [ver Figura 5].

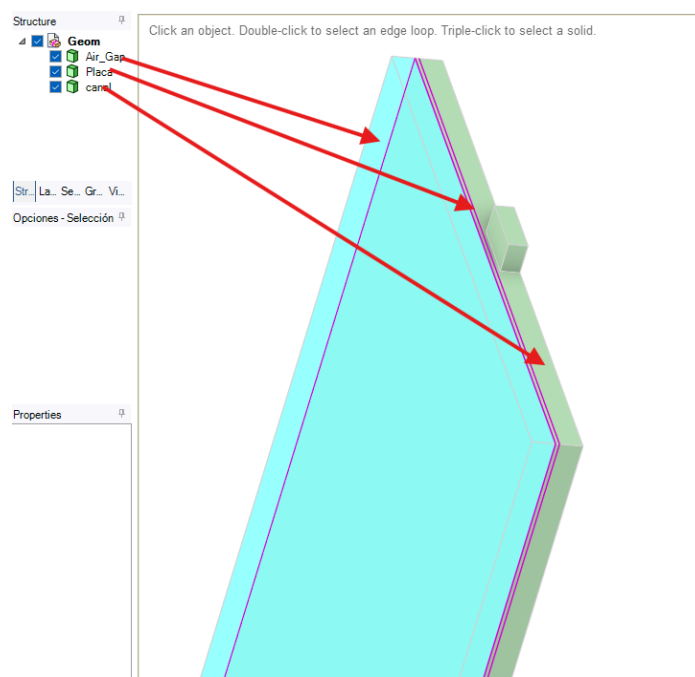


Figura 5. Geometría de la sección de condensado de desorbedor-condensador de membrana porosa hidrófoba

Esta elección responde al interés específico de estudio, el cual consta de evaluar los fenómenos de transferencia de calor y masa que ocurren en esta región, donde el vapor de agua, proveniente del proceso de desorción, entra en contacto con la superficie condensadora.

3.1.2. Construcción del modelo en software CAD (ANSYS SpaceClaim)

Se utilizó el software ANSYS SpaceClaim para desarrollar detalladamente el modelo tridimensional del sistema. Se definieron los dominios físicos involucrados, garantizando la correcta representación de las interacciones térmicas y fluidodinámicas entre cada componente del sistema.

3.2. Preparación preliminar a la simulación

3.2.1. Herramienta de simulación

Para la simulación del proceso de condensación y transferencia de calor en el desorbedor-condensador, se utilizó el software ANSYS Fluent 2025 versión estudiantil, integrado en el entorno ANSYS Workbench. La elección de esta herramienta se fundamenta en su capacidad para modelar fenómenos multifásicos, la transferencia de calor conjugada y la incorporación de la ecuación de la energía. La configuración del caso incluyó:

- **Creación de la geometría** en ANSYS SpaceClaim, donde se definieron los cuerpos correspondientes al air gap, la placa de aluminio y el canal de enfriamiento.
- **Configuración de modelos físicos** en Fluent, donde se activó la ecuación de energía
- Se definió la gravedad de forma constante (9.81 m/s^2) en dirección Y negativa, por conveniencia del modelo geométrico realizado en los planos x,y. y profundidad en z.
- Se realizó inicialmente la simulación en estado estable para comparar los resultados obtenidos con el modelo experimental.

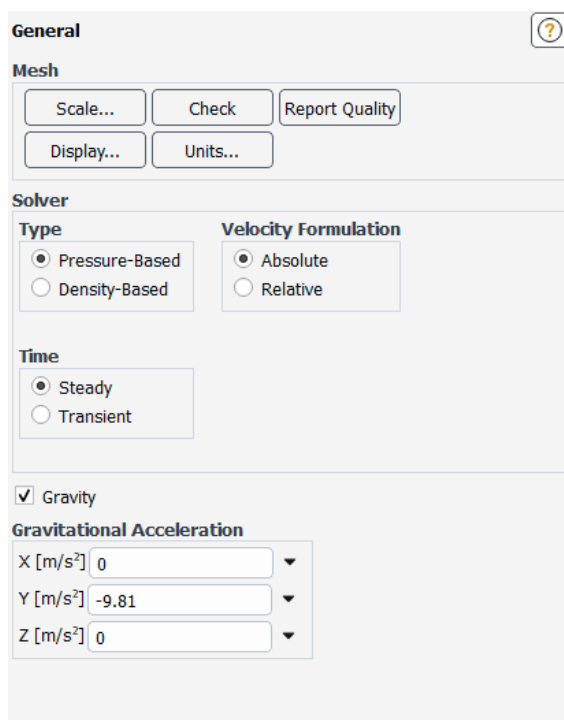


Figura 6. Condiciones iniciales para el Fluent

A continuación, en la Figura 6, se presentan las condiciones generales iniciales utilizadas para la simulación en Ansys Fluent. Para este estudio se empleó un solver del tipo Pressure-Based, adecuado para flujos de baja velocidad y donde las variaciones de densidad no son significativas. La formulación de la velocidad se estableció en términos absolutos, permitiendo así un análisis directo del campo de velocidades respecto a un marco de referencia fijo. Además, la simulación fue desarrollada en régimen permanente (steady), bajo la suposición de que las variables del flujo no cambian con el tiempo, lo cual es apropiado para estudiar el comportamiento térmico e hidráulico una vez alcanzado el equilibrio. Finalmente, se activó la acción de la gravedad con una aceleración de -9.81 m/s^2 en la dirección del eje Y, lo cual es coherente con la orientación del modelo geométrico y necesaria para representar de manera realista el comportamiento del vapor y el condensado en el desorbedor-condensador.

3.2.2. Determinación del régimen de operación del sistema

Para comprender el comportamiento de un sistema, es importante determinar si se encuentra en un estado estable o si aún está en una fase transitoria, es decir, si sus variables siguen cambiando con el tiempo o han alcanzado un equilibrio. Para ello, existen diversas metodologías de análisis, y entre ellas, el **criterio de Rayleigh** es una opción especialmente útil, ya que permite evaluar si las variaciones en el tiempo son lo suficientemente pequeñas como para considerarlas despreciables o si todavía son significativas.

Además del criterio de Rayleigh, existen otras formas de analizar la estabilidad de un sistema. Algunos métodos ampliamente utilizados incluyen el **criterio de Lagrange**, que estudia cómo evolucionan pequeñas perturbaciones en un sistema dinámico; el **método de Lyapunov**, que analiza la estabilidad a través de funciones de energía; el **criterio de Kelvin-Helmholtz**, que se aplica en mecánica de fluidos para evaluar la estabilidad de capas de cizalla; el **análisis de eigenvalores**, que ayuda a predecir el comportamiento de un sistema a partir de sus soluciones matemáticas; y el **análisis de Fourier y Laplace**, que permite estudiar su respuesta en el dominio de la frecuencia.

Si bien todos estos métodos ofrecen un análisis y una descripción matemática del régimen al que está sometido el sistema, el **criterio de Rayleigh** es una opción preferible, ya que permite evaluar su estabilidad a través de un **balance energético**, sin necesidad de recurrir a análisis matemáticos complejos como el método de Lyapunov o el análisis de eigenvalores.

3.2.2.1. Número de Rayleigh: El número de Rayleigh es un criterio clave en la transferencia de calor, ya que permite predecir si el calor se transfiere principalmente por conducción o por convección natural. Se define matemáticamente como:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (3)$$

donde:

- g es la aceleración gravitacional [$\frac{m}{s^2}$].
- β es el coeficiente de expansión térmica del fluido [K^{-1}], indica cuánto se expande un fluido al calentarse.
- $(T_s - T_\infty)$ es la diferencia de temperatura entre la superficie y el ambiente [K]
- L es la longitud característica del sistema [m].
- ν es la viscosidad cinemática del fluido [$\frac{m^2}{s}$], indica la relación entre la viscosidad dinámica y la densidad del fluido.
- α es la difusividad térmica del fluido [$\frac{m^2}{s}$], indica la relación entre la conductividad térmica y la capacidad calorífica.

Este número combina los efectos de la flotabilidad (que impulsa la convección) con la disipación viscosa y térmica (que la restringen).

Interpretación

Para interpretar el valor de Ra, se establecen los siguientes criterios:

- Si $Ra < 10^4$ La conducción es el mecanismo predominante.
- Si $10^4 < Ra < 10^9$ Se presenta convección natural moderada.
- Si $Ra > 10^9$ La convección natural intensa o convección forzada.

En el caso de estudios de intercambiadores de calor o sistemas térmicos con superficies en contacto con fluidos, cuando el número de Rayleigh es bajo, la disipación domina y el calor se transfiere principalmente por conducción. En cambio, si el número es alto, la convección se vuelve dominante.

Desarrollo

Siendo este criterio aplicado al sistema del desorbedor-condensador de membrana porosa hidrófoba y usando la fórmula (3), tenemos:

- a) Diferencia de temperatura ($T_s - T_\infty$): Se toma la temperatura de 90°C que nos entrega la solución de LiBr y la temperatura ambiente promedio anual de Bucaramanga, siendo este de 29°C
- b) Dimensión Característica L: Para placas, suele tomarse el espesor o el ancho del canal, el cual es de 3 mm.
- c) Coefficiente de expansión térmica β : Se puede aproximar en gases como $\beta = \frac{1}{T_{prom}}$,
donde $T_{prom} = \frac{T_s + T_\infty}{2}$.
- d) Viscosidad cinemática ν : Este valor depende de la temperatura, por ende, se usa la T_{prom} y consultamos en la tabla A-16 del libro de Cengel de Transferencia de calor y masa en la sección de vapor de agua [Ver Anexo 1].
- e) Difusividad térmica α : Se define como $\frac{k}{\rho * C_p}$, donde k es la conductividad térmica, ρ es la densidad y C_p el calor específico del vapor de agua; estos valores pueden ser consultados en tablas termodinámicas a la temperatura promedio (T_{prom}).

Por otro lado, al igual que la viscosidad cinemática, la difusividad térmica puede ser consultada en la tabla A-16 del libro de Cengel de Transferencia de calor y masa en la sección de vapor de agua a la temperatura promedio [Ver Anexo 1].

Por ende, al hacer los cálculos preliminares y al sustituir en la ecuación (3):

$$L = 3 \text{ mm} = 0.003 \text{ m}$$

$$(T_s - T_\infty) = 90 - 61 [^\circ\text{C}] = (90 + 273) - (61 + 273) [K] = 363 - 334 [K] = \mathbf{29 [K]}$$

$$T_{prom} = \frac{363+334}{2} = 348.5 [K] = 75.5 [^\circ\text{C}]$$

$$\beta = \frac{1}{T_{prom}} = \frac{1}{348.5 [K]} = 2.869 * 10^{-3} [K^{-1}]$$

$$v = 1.874 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right], \text{ interpolado para } 75.5^\circ$$

$$\alpha = 1.897 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right], \text{ interpolado para } 75.5^\circ\text{C}$$

$$Ra = \frac{9.81 \left[\frac{m^2}{s}\right] * 2.869 * 10^{-3} [K^{-1}] * (363 - 334) [K] * 0.003 [m]^3}{1.874 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right] * 1.897 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right]} \Rightarrow Ra = 61.99 \approx 62$$

Según la interpretación hecha anteriormente, dado que $Ra \approx 62$ es mucho menor que 10^4 , podemos afirmar que el transporte de calor en este sistema ocurre principalmente por conducción, y la convección natural no tiene un impacto significativo.

3.2.3. Condiciones físicas del modelo

3.2.3.1. Ecuación de continuidad: Para un flujo incompresible, la ecuación de continuidad o de conservación de la masa se expresa como:

$$\nabla \cdot v = 0 \quad (4)$$

Donde v es el vector velocidad del fluido. Esta ecuación garantiza que no haya acumulación neta de masa en el volumen de control.

3.2.3.2. Ecuaciones de cantidad de movimiento (Momentum): Bajo el enfoque RANS (Reynolds-Averaged Navier–Stokes), para un fluido incompresible y newtoniano, las ecuaciones de conservación de la cantidad de movimiento toman la forma:

$$\rho(\mathbf{v} \cdot \nabla)\mathbf{v} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + \rho \mathbf{g} + F_{turbulencia} \quad (5)$$

Donde ρ es la densidad, p la presión, μ la viscosidad dinámica, \mathbf{g} el vector de aceleración gravitacional (definido en la dirección Y negativa, $\mathbf{g} = (0, -9.81 \text{ m/s}^2, 0)$) $F_{turbulencia}$ representa los términos adicionales producto del modelo de turbulencia adoptado. Suponiendo régimen permanente (steady-state), los términos de derivada temporal $\partial/\partial t$ se anulan, lo que simplifica el balance de fuerzas.

La elección de este enfoque se justifica debido a que permite modelar flujos turbulentos complejos de forma eficiente y con un consumo computacional reducido en comparación con modelos más detallados como LES. En el contexto de este estudio, que busca analizar la condensación promedio en geometrías complejas como un desorbedor-condensador, esta aproximación resulta adecuada para capturar los fenómenos relevantes sin requerir una resolución completa de todas las escalas de turbulencia. Así lo demuestra el estudio realizado por Abdussamet, Ozsipahi, Sahin y Gunes (2017), quienes evaluaron distintos modelos basados en RANS en la simulación de un disipador de calor tipo panel, concluyendo que ofrecen un buen equilibrio entre precisión y costo computacional, validando su uso en problemas de transferencia de calor con geometrías complejas.

3.2.3.3. Modelo de Turbulencia: SST k- ω : Para capturar las propiedades del flujo con mayor precisión en zonas cercanas a la pared y a lo largo de los canales, se utilizó el modelo de turbulencia k- ω en su variante SST (Shear Stress Transport). Este modelo combina lo mejor de k- ω y k- ϵ , ajustando la formulación cerca de la pared (región viscosa) y lejos de ella. Las ecuaciones de k- ω SST resultan de promediar las fluctuaciones turbulentas y resolver el campo de energía cinética turbulenta (k) y la frecuencia específica (ω):

- Ecuación de k (energía cinética turbulenta)
- Ecuación de ω (frecuencia de disipación)

Con las ecuaciones anteriores, Fluent estima las tensiones turbulentas y cierra el sistema RANS.

La elección del modelo k- ω SST se fundamenta en su capacidad comprobada para representar con precisión la separación de capa límite y los gradientes de velocidad en regiones cercanas a superficies sólidas. Menter et al. (2003) demostraron que este modelo ofrece un equilibrio entre precisión y estabilidad numérica en condiciones de flujo con separación y geometrías complejas.

3.2.3.4. Modelo de Heat Exchanger (Transferencia de Calor): Adicionalmente, se activó el modelo de Heat Exchanger en Fluent (en la sección *Models > Heat Exchanger*), lo cual resulta útil para simplificar o representar intercambiadores de calor internos. Este modelo se encarga de vincular los dominios de fluido y sólido, generando una resistencia térmica si fuese necesario, y manejando automáticamente la transferencia de calor entre un fluido caliente y uno frío, o entre el fluido y la pared sólida. En este caso, la placa de aluminio hace la función de separar el aire (air gap) del agua de enfriamiento, permitiendo el estudio del gradiente de temperatura y el flujo de calor a través de dicha placa.

3.2.3.5. Condiciones de estado permanente (Steady-State): Se justifica trabajar en régimen permanente dado que el número de Rayleigh es de aproximadamente 62; y las condiciones operativas indican que no existen variaciones significativas en el tiempo que requieran un análisis transitorio. Bajo este supuesto, las derivadas temporales se suprimen, y el solver busca un punto de equilibrio en el que las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía quedan estabilizadas.

3.2.3.6. Ecuación de la energía: Activación de la ecuación de energía para resolver flujos térmicos. Desde el punto de vista físico, cualquier proceso donde existan variaciones de temperatura (conducción en un sólido, convección en un fluido, radiación o transferencia de calor en interfaces) demanda el estudio de cómo la energía térmica se transfiere o se conserva dentro del sistema. Matemáticamente, la ecuación de energía es la ecuación de conservación de la energía (en forma de entalpía o temperatura). En un fluido, por ejemplo, se expresa como:

$$\rho C_p (v \cdot \nabla) T = \nabla \cdot (K_{eff} \nabla T) + Q' \quad (6)$$

donde

- ρ es la densidad

- C_p es la capacidad calorífica
- v el campo de velocidades
- k_{eff} la conductividad térmica efectiva (que puede incluir efectos turbulentos)
- T la temperatura
- Q' cualquier fuente interna de calor

Sin esta ecuación, el solver no tendría forma de calcular cómo varía la temperatura en cada punto del dominio ni cómo se transfiere el calor a través de las interfaces entre fluidos y sólidos.

3.2.3.7. Definición de materiales y dominios

- Aire (Air) en la zona de air gap.
- Agua líquida (Liquid Water) en el canal de enfriamiento.
- Aluminio (Solid) en la placa, con propiedades de conductividad térmica y densidad definidas para el modelo de transferencia de calor conjugada.

Cada dominio (air gap, canal de agua y placa sólida) se asoció a una *cell zone* en Fluent, de modo que se resolvieran las ecuaciones apropiadas (fluido vs. sólido) y se definieran interfaces de intercambio térmico (coupled walls) donde se juntan el sólido y el fluido.

3.2.3.8. Condiciones operativas y frontera: El vapor de agua ingresa al sistema a una temperatura de 90 °C con un flujo másico de 8.46 kg/m²h. El agua del canal de enfriamiento se encuentra a 20 °C y presenta un flujo másico de 0.04 kg/s. La temperatura ambiente se mantiene fija en 29 °C. Se establecen condiciones de presión atmosférica en todas las salidas del sistema.

3.3. Transferencia de calor y masa

3.3.1. Transferencia de calor y masa en el espacio de aire

En el espacio de aire, el vapor de agua se condensa sobre la superficie de la placa de condensación, formando una película líquida que es evacuada a través de una abertura situada en la parte inferior del módulo.

La transferencia de calor en esta sección se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$q_{gap} = h_{gap} * \Delta T_{gap} + \dot{m}_v * h_c \quad (7)$$

donde:

- ΔT_{gap} representa la diferencia de temperatura entre la superficie de la membrana y la superficie de la placa de condensación dentro del espacio de aire.
- h_c corresponde a la entalpía del condensado.
- \dot{m}_v representa el flujo másico de vapor de agua que atraviesa la membrana y posteriormente se condensa en la superficie de la placa de condensación. Este flujo está determinado por la diferencia de presión de vapor entre ambos lados de la membrana, de acuerdo con la ecuación de transferencia de masa utilizada en sistemas de destilación por membranas.

Bajo el supuesto de que el espacio de aire se encuentra completamente lleno de aire y que la resistencia térmica de la película de condensado sobre la placa es despreciable, el coeficiente de transferencia de calor total h_{gap} , se determina a partir de la siguiente relación:

$$h_{gap} = \frac{k_{air}}{\delta_{gap}} \quad (8)$$

donde:

- k_{air} es la conductividad térmica del aire
- δ_{gap} representa el espesor del espacio de aire.

El flujo másico de vapor de agua \dot{m}_v se obtiene mediante la ecuación de transferencia de masa en la membrana, la cual depende de la conductividad difusiva del vapor en el aire, la diferencia de presiones de vapor entre la superficie de la membrana y la placa de condensación, así como la resistencia a la transferencia de masa en el espacio de aire. La expresión general que describe este fenómeno es la siguiente (Treybal, 1980):

$$\dot{m}_v = \frac{D_{va} * A}{R_m + R_a} * (\Delta P_v) \quad (9)$$

Donde:

- \dot{m}_v es el flujo de agua [$\frac{Kg}{s}$].
- D_{va} es la conductividad difusiva del vapor de agua en el aire [$\frac{m^2}{s}$].
- A es el área de transferencia de masa [m^2].
- ΔP_v Es la diferencia de presiones de vapor entre la superficie de la membrana y la placa de condensación [Pa].

- R_m es la resistencia a la transferencia de masa en membrana [$\frac{s}{m}$].
- R_a es la resistencia a la transferencia de masa en el espacio de aire [$\frac{s}{m}$].

Cada uno de estos parámetros se determina de la siguiente manera:

a) Conductividad difusiva del vapor en el aire D_{va}

La conductividad difusiva del vapor de agua en el aire se obtiene a partir de ecuaciones empíricas presentes en la literatura. En particular, se puede estimar mediante la ecuación de Chapman-Enskog (Bird et al., 2007):

$$D_{va} = \frac{1.86 * 10^{-4} * T^{1.75}}{P * \sqrt{M}}$$

donde T es la temperatura absoluta (K), P la presión total (Pa) y M la masa molar de la mezcla gaseosa (kg/mol).

b) Área de transferencia de masa A

El área efectiva de transferencia de masa depende del diseño de la membrana y se determina a partir de sus dimensiones geométricas.

c) Diferencia de presiones de vapor ΔP_v

La diferencia de presiones de vapor entre la membrana y la placa de condensación se calcula como (Geankoplis, 2003):

$$\Delta P_v = P_{v,m} - P_{v,c}$$

donde $P_{v,m}$ es la presión de vapor en la superficie de la membrana y $P_{v,c}$ Es la presión de vapor en la placa de condensación. Estos valores se obtienen a partir de tablas termodinámicas en función de la temperatura de cada superficie.

d) **Resistencia a la transferencia de masa en la membrana R_m**

La resistencia que la membrana ofrece al paso del vapor de agua depende de sus propiedades físicas, como el espesor y la porosidad. Se expresa como (Cussler, 2009):

$$R_m = \frac{\delta_m}{D_{va} * \varepsilon}$$

donde δ_m Es el espesor de la membrana (m) y ε su porosidad (adimensional).

e) **Resistencia a la transferencia de masa en el espacio de aire R_a**

La resistencia a la transferencia de masa en el espacio de aire se asocia al coeficiente de transferencia de masa k_m , de modo que:

$$R_a = \frac{1}{k_m}$$

Dado que el flujo en el espacio de aire es laminar, el coeficiente de transferencia de masa k_m se calcula utilizando la correlación de Sherwood para flujo laminar sobre una placa plana (Incropera & DeWitt, 2011):

$$Sh = 0.664 * Re^{\frac{1}{2}} * Sc^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

- $Sh = \frac{k_m * L}{D_{va}}$ es el número de Sherwood.

- $Re = \frac{U*L}{\nu}$ es el número de Reynolds, con U como la velocidad del aire (m/s), L la longitud característica de la superficie (m) y ν la viscosidad cinemática del aire (m^2/s).
- $Sc = \frac{\nu}{D_{va}}$ es el número de Schmidt.

Despejando k_m :

$$k_m = \frac{0.664 * Re^{\frac{1}{2}} * Sc^{\frac{1}{3}} * D_{va}}{L}$$

La elección de esta correlación se debe a que el flujo en el espacio de aire es laminar, lo que permite calcular k_m de manera adecuada y, posteriormente, la resistencia $R_a = \frac{1}{k_m}$.

Una vez determinado el flujo másico de vapor de agua en kg/s, se puede calcular el calor total transferido Q, mediante la siguiente ecuación:

$$Q = \dot{m}_v * \lambda(T_v) \quad (10)$$

donde:

- $\lambda(T_v)$ es el calor latente de vaporización del agua, el cual depende de la temperatura del vapor T_v .

Dado que el autor de la tesis base (*Medina Caballero, 2024*) ha proporcionado un valor de flujo másico a condiciones de temperatura de vapor y canal de enfriamiento conocidas se procede con el cálculo de calor total transferido Q.

Para $T_v = 90^\circ C$ y $T_v = 20^\circ C$, tenemos un $\dot{m}_v = 8.46 \frac{Kg}{m^2 * h}$ [ver Tabla 3, pág 49]

$$\dot{m}_v = 8.46 \left[\frac{Kg}{m^2 \cdot h} \right] * \frac{1}{3600} \left[\frac{h}{s} \right] = > \dot{m}_v = 2.35 * 10^{-3} \left[\frac{Kg}{m^2 \cdot s} \right]$$

Usando tablas termodinámicas del cengel [Ver anexo 2], consultamos el valor del calor latente de vaporización del agua $\lambda(T_v)$, a la temperatura de $T_v = 90^\circ C$.

Conocido el calor latente de vaporización del agua procedemos a reemplazar en la ecuación de calor total transferido.

$$Q = \dot{m}_v * \lambda(T_v) = (2.35 * 10^{-3}) \left[\frac{Kg}{m^2 \cdot s} \right] * (2.286 * 10^6) \left[\frac{J}{Kg} \right] * 0.18 [m] * 0.08 [m]$$

$$Q = 77.22 [W]$$

Con respecto a la transferencia de masa, en un módulo AGMD, la transferencia de masa ocurre en cuatro etapas:

1. **Generación de vapor en la cara caliente (solución H₂O–LiBr):** La solución caliente en contacto con la membrana eleva la presión de vapor local ($P_{v, fmp}$) de modo que comienza a generarse vapor.
2. **Transporte del vapor a través de los poros de la membrana:** El vapor fluye por los poros hasta la cara fría de la membrana. Este transporte sucede en régimen de transición entre Knudsen y Poiseuille ($dp \approx 0,22 \mu m$; $Kn \approx 0,1-0,2$).
3. **Difusión del vapor a través del air gap:** Una vez fuera de la membrana, el vapor atraviesa el espesor de aire hasta llegar a la placa fría. En esta región, la transferencia de masa se regula por la difusividad del vapor en aire y por la geometría del gap.
4. **Condensación sobre la placa fría:** Finalmente, el vapor se condensa, libera calor latente y el líquido condensado se drena.

Presiones Parciales: Las presiones parciales nos ayudan a entender cuánto contribuye un componente (como el vapor de agua) a la presión total en una mezcla de gases. En este caso, las usamos para analizar el transporte de vapor a través de una membrana en un sistema de refrigeración por absorción. Por tal motivo, es necesario tener en cuenta presiones importantes como:

- $P_{v,fm}$ = presión parcial de vapor en la cara caliente de la membrana (en función de $T_{v,fm}$).
- $P_{v,pm}$ = presión parcial de vapor en la cara fría de la membrana (en función de $T_{v,pm}$), equivalente a la presión de vapor a la temperatura de la placa fría (20 °C).
- P_m = presión promedio dentro de los poros (aprox. 1 atm = 101 325 Pa).

Para calcular estas presiones parciales de vapor, usamos la **ecuación de Antoine**, que relaciona la presión de vapor con la temperatura. Esta ecuación tiene la forma:

$$\log_{10}P_{@Psat}[mmHg] = A - \frac{B}{(C + T)} \quad (11)$$

Donde A, B y C son constantes específicas para cada sustancia (por ejemplo, el agua), y T es la temperatura en grados Celsius.

El estudio de Reid, Prausnitz y Poling (1987) determinó que los coeficientes de Antoine para el agua en el rango 1 °C–100 °C están dados en el anexo 3:

$$A = 8,07131; B = 1730,63; C = 233,426.$$

Tomando como referencia una temperatura de vapor a 90 °C procedemos a hallar el valor de la presión.

Calculamos el término en logaritmo:

$$\log_{10} P_{@P_{sat}} [mmHg] = A - \frac{B}{(C + T)}$$

$$= 8,07131 - 1730,63 / (90 + 233,426) \approx 8,07131 - 5,60004 = 2,47127$$

Obtenemos p_{sat} en mmHg y luego lo convertimos a Pascales:

$$p_{sat} (90^\circ C) = 10^{2,47127} mmHg = 296,0 mmHg$$

$$p_{sat} (90^\circ C) = 296,0 \times 133,322 Pa = 39485 Pa = 39,5 \times 10^3 Pa$$

Para la cara fría a 20 °C ($T_{pm} = 20^\circ C$), la presión de saturación es:

$$\log_{10} [p_{sat} (20^\circ C)] = 8,07131 - 1730,63 / (20 + 233,426) = 8,07131 - 6,46331 = 1,60800.$$

Convertimos a mmHg y luego a Pascal:

$$p_{sat} (20^\circ C) = 10^{1,60800} mmHg = 40,6 mmHg$$

$$p_{sat} (20^\circ C) = 40,6 \times 133,322 Pa = 5411 Pa = 5,4 \times 10^2 Pa$$

Sin embargo, en la cara caliente del módulo existe una solución concentrada de H₂O–LiBr, por lo que la presión real de vapor se corrige multiplicando $p_{sat}(90^\circ C)$ por la actividad del agua a_{pa} en esa concentración. El resultado experimental mostró un valor de 8,46 kg/(m²·h) y por lo tanto se adoptó:

$$a_{pa} = 0,25 \text{ (actividad del agua en la salmuera a } 90^\circ C)$$

Entonces:

$$P_{(v, fm)} = a_{pa} \times p_{sat} (90^\circ C) = 0,25 \times 39,5 \times 10^3 Pa = 9,875 \times 10^3 Pa.$$

En la cara fría, donde el condensado se asume siempre como agua pura a 20 °C, se toma directamente:

$$P_{v,pm} \approx p_{\text{sat}}(20\text{ }^{\circ}\text{C}) = 5,4 \times 10^2 \text{ Pa.}$$

Por lo tanto, la diferencia de presión de vapor (fuerza impulsora) resulta:

$$\Delta P_v = P_{v,fm} - P_{v,pm} = 9,875 \times 10^3 \text{ Pa} - 5,4 \times 10^2 \text{ Pa} = 9,335 \times 10^3 \text{ Pa.}$$

Transporte a través de la membrana (régimen de transición Knudsen–Poiseuille): El flujo másico específico de vapor por unidad de área J se calcula como:

$$J = (C_{\text{kn}} + C_{\text{p}}) \times (\Delta P_{(v)}) [\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})]. \quad (12)$$

donde:

$$C_{\text{kn}} = (\varepsilon / (\tau \cdot \delta_m)) \times \sqrt{[(R \cdot T_m) / (2 \pi \cdot M)]}.$$

- $\varepsilon = 0,70$ (porosidad nominal)
- $\tau = 2,0$ (tortuosidad efectiva)
- $\delta_m = 200 \times 10^{-6} \text{ m}$ (espesor de membrana)
- $M = 0,018 \text{ kg/mol}$ (masa molar del agua)
- $R = 8,314 \text{ J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$
- $T_m = (363,15 \text{ K} + 293,15 \text{ K})/2 = 328,15 \text{ K}$ (temperatura media en el poro)

Primero, velocidad molecular en el poro:

$$\sqrt{[(R \cdot T_m) / (2 \pi \cdot M)]} = \sqrt{[(8,314 \times 328,15) / (2 \pi \times 0,018)]} = 155,3 \text{ m/s.}$$

Luego:

$$C_{km} = 0,70 / (2,0 \times 200 \times 10^{-6}) \times 155,3 = (0,70 / 4 \times 10^{-4}) \times 155,3$$

$$= 1750 \times 155,3.$$

$$= 2,72 \times 10^5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{Pa})$$

Coefficiente de Poiseuille:

$$C_p = (\varepsilon \cdot dp^2 / (32 \cdot \tau \cdot \mu \cdot \delta_m)) \times (P_m / (R \cdot T_m)). \quad (13)$$

• $dp = 0,22 \times 10^{-6} \text{ m}$ (diámetro medio de poro)

• $\mu = 1,2 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ (viscosidad del vapor)

• $P_m = 101\,325 \text{ Pa}$ (presión media en poros)

Factor geométrico-viscoso:

$$d_p^2 / (32 \cdot \mu \cdot \delta_m) = (0,22 \times 10^{-6})^2 / (32 \times 1,2 \times 10^{-5} \times 200 \times 10^{-6}).$$

$$= 4,84 \times 10^{-14} / 7,68 \times 10^{-9} = 6,30 \times 10^{-6} \text{ m}/(\text{Pa} \cdot \text{s}).$$

Término molar:

$$P_m / (R \cdot T_m) = 101\,325 / (8,314 \times 328,15) = 37,15 \text{ mol}/(\text{m}^3 \cdot \text{Pa}).$$

Con $\varepsilon/\tau = 0,70/2,0 = 0,35$:

$$C_p = 0,35 \times 6,30 \times 10^{-6} \times 37,15 = 8,20 \times 10^{-5} \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{Pa}).$$

Dado que $C_p \ll C_{kn}$, se tiene: $R_m = 1 / (C_{kn} + C_p) = 3,68 \times 10^{-6} \text{ (s} \cdot \text{Pa)}/\text{m}^2$.

Resistencia en el air gap, R_a : Para evaluar la transferencia de masa en el espacio de aire, se emplea la correlación de Sherwood para flujo laminar sobre placa:

$$U_{\text{aire}} = 0,005 \text{ m/s (velocidad promedio del aire por convección natural)}$$

$$\nu = 1,5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s (viscosidad cinemática del aire)}$$

$$D_{\text{va}} = 2 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s (difusividad del vapor en aire a } 20 \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$L = 0,10 \text{ m (longitud característica)}$$

$$\text{Número de Reynolds: } Re = (U_{\text{aire}} \cdot L) / \nu = (0,005 \times 0,10) / 1,5 \times 10^{-5} = 33.$$

$$\text{Número de Schmidt: } Sc = \nu / D_{\text{va}} = 1,5 \times 10^{-5} / 2 \times 10^{-5} = 0,75.$$

$$\text{Número de Sherwood: } Sh = 0,664 \cdot Re^{(1/2)} \cdot Sc^{(1/3)} = 0,664 \times \sqrt{33} \times 0,75^{(1/3)} = 3,5.$$

Coefficiente de transferencia de masa en el gap:

$$k_m = (Sh \cdot D_{\text{va}}) / L = (3,5 \times 2 \times 10^{-5}) / 0,10 = 7 \times 10^{-4} \text{ m/s.}$$

$$\text{Resistencia del air gap por unidad de área: } R_a = 1 / k_m \approx 1,43 \times 10^3 \text{ (s} \cdot \text{Pa)}/\text{m}^2.$$

Resistencia de la película de condensado R_{film} : La capa líquida que se forma sobre la placa fría alcanza un espesor aproximado de 8 mm. La difusividad del vapor a través del agua líquida en condiciones de condensación es $D_{\text{vap-a}} \approx 2 \times 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$. Su resistencia superficial, por unidad de área, es entonces:

$$R_{film} = \delta_{film} / D_{va-a} = (8 \times 10^{-3} \text{ m}) / (2 \times 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}) = 4,0 \times 10^6 \text{ (s} \cdot \text{Pa)/m}^2$$

Resistencia total y flujo másico final: Sumando en serie las resistencias de membrana, air gap y película:

$$R_{film} = \delta_{film} / D_{va-a} = (8 \times 10^{-3} \text{ m}) / (2 \times 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}) = 4,0 \times 10^6 \text{ (s} \cdot \text{Pa)/m}^2$$

Por tanto, el flujo teórico corregido resulta:

$$J_{teo} = \Delta P v / R_{tot}$$

$$J_{teo} = (9,335 \times 10^3 \text{ Pa}) / (4,001\,43 \times 10^6 \text{ s} \cdot \text{Pa/m}^2) \approx 2,333 \times 10^{-3} \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}.$$

En a kg/(m²·h): $J_{teo} [\text{kg/(m}^2 \cdot \text{h)}] = 2,333 \times 10^{-3} \times 3\,600 \approx 8,40 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{h)}.$

3.3.2. Transferencia de calor y masa en el canal de enfriamiento

En esta sección, no se produce transferencia de masa. La transferencia de calor a través de la placa de condensación y el canal de enfriamiento, representada como q_c , se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$q_c = R_c * (T_p - T_c) \tag{14}$$

donde:

- T_p es la temperatura de la placa de condensación en el lado del espacio de aire.
- T_c es la temperatura del agua en el canal de enfriamiento.

- R_c es la resistencia térmica total en esta región, la cual se determina a partir de la siguiente expresión:

$$\frac{1}{R_c} = \frac{\delta_{gap}}{k_{air}} + \frac{1}{h_c} \quad (15)$$

En esta ecuación:

- δ_{gap} y k_{air} representan, respectivamente, el espesor y la conductividad térmica de la placa de condensación.
- h_c es el coeficiente de transferencia de calor por conducción en el canal de enfriamiento.

3.4. Validación de independencia de malla

Se llevaron a cabo varias configuraciones de mallado [ver tabla 1], enfocándose en zonas críticas del sistema, como la placa de aluminio y las interfaces de transferencia de calor. La Figura 7 muestra el mallado general aplicado al canal de enfriamiento, donde se observa la estructura base del dominio de simulación. Posteriormente, se generaron mallas más refinadas en regiones clave, como se aprecia en la Figura 8, correspondiente al mallado específico sobre la placa de aluminio, y en la Figura 9, que muestra el mallado aplicado al espaciado de aire.

ANALISIS DE INDEPENDENCIA DE MALLA		
MALLA	ELEMENTOS	T prom placa[K]
0	15478	316,24761
1	27851	311,35298
2	54247	299,96154
3	44127	306,84147
4	65240	305,42767
5	105549	295,45271
6	177623	294,84527
7	245783	294,19482
8	317854	294,56259
9	398563	294,46152
10	495194	294,16908
11	516361	294,19929
12	541278	295,36069
13	580469	295,25859
14	627260	294,22889
15	734831	294,14468
16	875690	294,15529
17	994254	294,16352

Tabla 1. Datos recopilados para el análisis de independencia de malla.

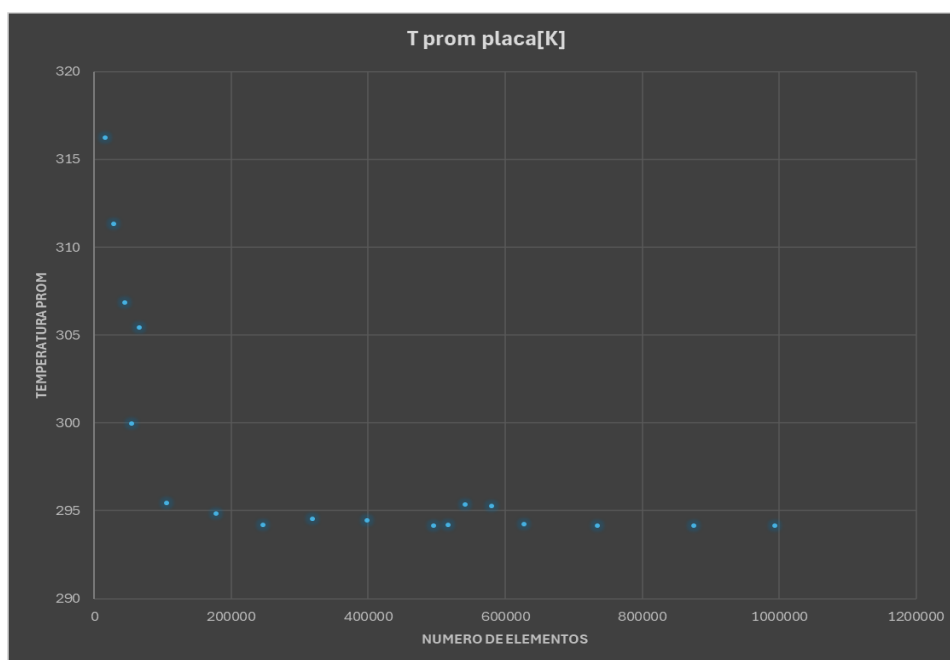


Figura 7. Análisis de independencia de malla.

Se tomó como temperatura de referencia a la temperatura promedio de la placa de condensado, esto con el fin de tomar un único valor el cual se va a monitorear a medida que se cambia el número de elementos del mallado. Como se puede observar del análisis de

independencia de malla, los valores se estabilizan alrededor de los 200000 elementos de malla, variando levemente la temperatura promedio en la placa.

En el análisis de independencia de malla se observó que la temperatura promedio de la placa se estabiliza a partir de unos 200.000 elementos, variando solo fracciones de grado en mallas más finas. Sin embargo, esa aparente convergencia global no garantiza la correcta resolución de los gradientes locales, sobre todo en zonas críticas como la capa límite en la superficie de condensación y el estrecho air gap de 3 mm. Para capturar con precisión los fenómenos de transferencia de calor y las discontinuidades de temperatura en esas regiones, resultaba necesario reducir el tamaño de elemento y mejorar indicadores de calidad de malla (skewness y aspect ratio), lo que sólo se logra al incrementar el número de elementos a cerca de un millón (Incropera & DeWitt, 2011; ANSYS, 2024).

Por otra parte, el mallado de 200 000 elementos se había validado solo para la condición de membrana a 90 °C y agua de enfriamiento a 20 °C, pero el estudio contemplaba también simulaciones a 85 °C y 80 °C. Aun cuando la temperatura promedio global pudiera mantenerse estable, en condiciones térmicas distintas los gradientes de flujo y las tensiones turbulentas cambian, y una malla menos densa podría introducir errores de discretización puntuales. Al emplear alrededor de 998 369 elementos, se garantiza que el número adimensional y^+ se mantenga menor que 1 en gran parte de la superficie y que los modelos RANS $k-\omega$ SST converjan sin estancarse, eliminando sesgos numéricos que podrían variar la predicción de la tasa de condensación (Menter, 2009).

Finalmente, al contrastar la incertidumbre numérica con el margen experimental ($\pm 12\%$), una malla de 200 000 elementos podría inducir un error sistemático en la predicción de la condensación de hasta un 5%. Al refinar la malla a casi un millón de elementos, se redujo la

incertidumbre numérica a menos del 2 %, asegurando que la validación con datos de laboratorio sea rigurosa y que las diferencias en temperatura promedio respondan a fenómenos físicos y no a deficiencias de discretización (López et al., 2019). Por estas razones, adoptar una malla más fina resultó imprescindible para obtener resultados locales y globales fiables en todas las condiciones estudiadas.

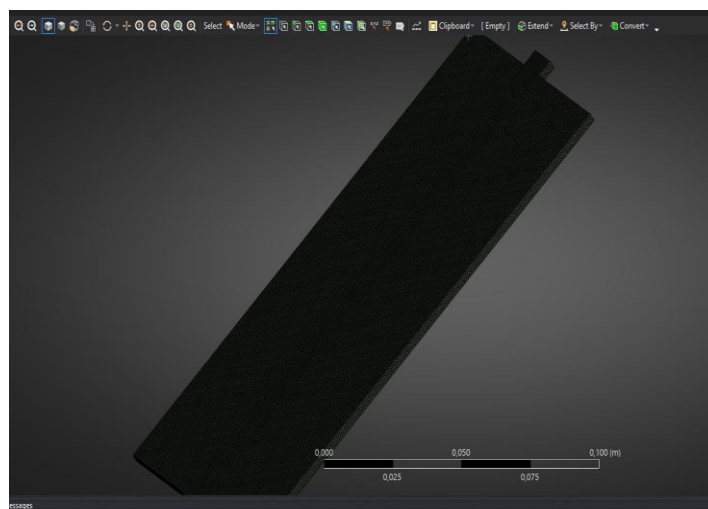


Figura 8. Mallado en canal de enfriamiento

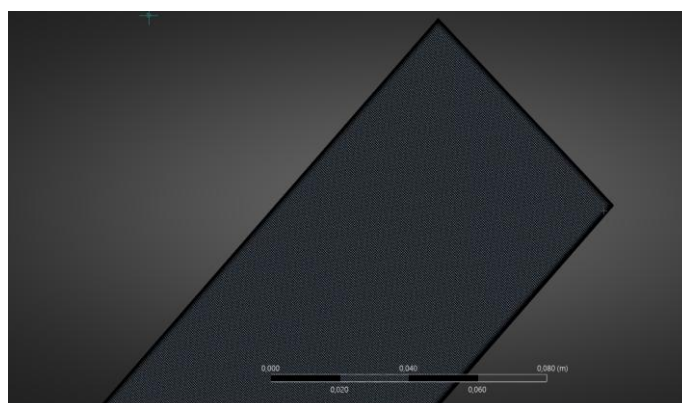


Figura 9. Mallado en la placa de aluminio

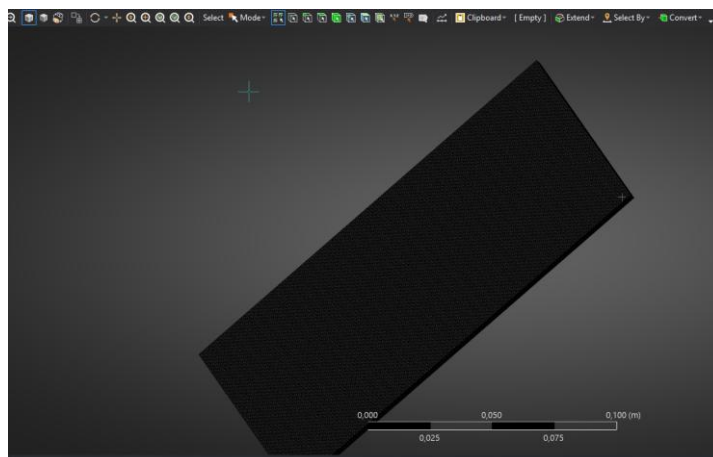


Figura 10. Mallado en el espaciamento de aire

Además, se ajustó el tamaño de elementos mediante herramientas de sizing, particularmente en las zonas de entrada y salida del agua de enfriamiento y alrededor de la placa de aluminio, con el fin de capturar adecuadamente los gradientes de temperatura y flujo en estas áreas. Esto se muestra con más detalle en las Figuras 10 y 11, donde se evidencia la aplicación de un mallado independiente y localizado, utilizando elementos más pequeños en zonas de alta sensibilidad térmica.

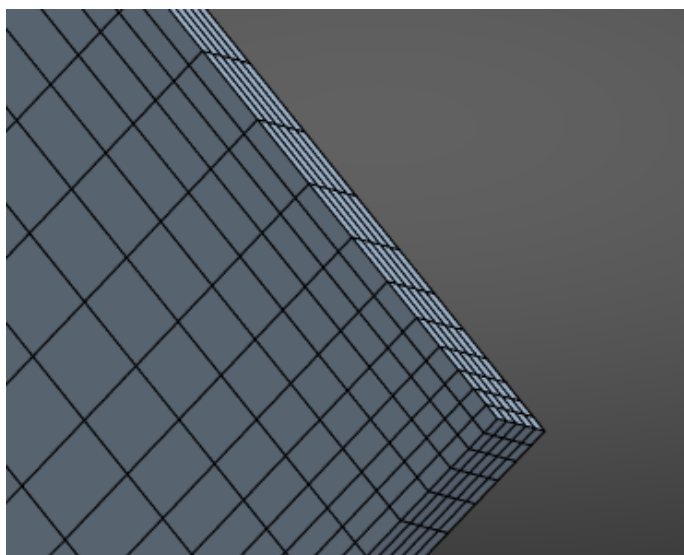


Figura 11. Mallado independiente de la placa de aluminio

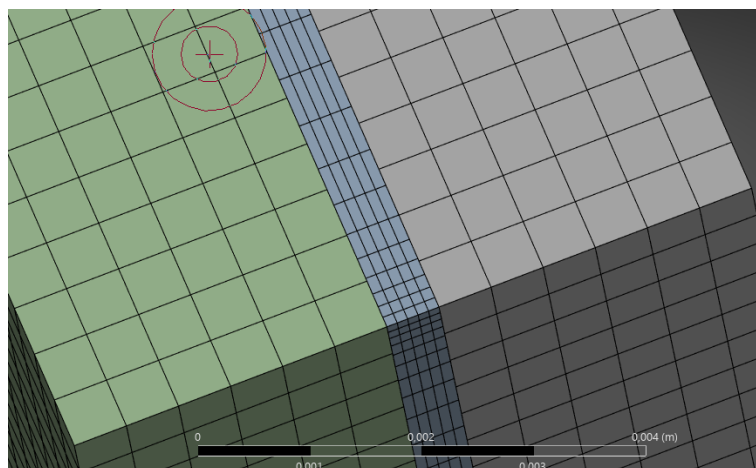


Figura 12. Mallados independientes

Con lo anterior, se realizó un estudio exhaustivo sobre independencia de malla mediante varias configuraciones. Se evaluaron diversos tamaños de elementos especialmente en áreas críticas para garantizar que los resultados fueran independientes del tamaño del mallado utilizado. Debido a restricciones de la licencia académica, se seleccionó finalmente un tamaño de elemento óptimo de $4,65 * 10^{-4}$ metros generando así una malla con 998.369 elementos, dando un equilibrio adecuado entre precisión y recursos computacionales.

4. Resultados y discusión

4.1. Modelo 3D

Esta geometría fue construida en el entorno CAD de ANSYS SpaceClaim, tomando como referencia el diseño conceptual descrito previamente y basado en la tesis doctoral de Medina Caballero (2024).

El modelo base representa una configuración de placa lisa, que corresponde a la configuración más sencilla y directa del sistema. Esta configuración permite establecer un punto de comparación inicial y sirve como referencia para evaluar mejoras en configuraciones

geométricas posteriores, como el uso de aletas o la variación del ángulo de inclinación de la placa.

Preparación del Entorno de Trabajo en ANSYS Workbench: Se configuró el árbol de trabajo para realizar debidamente la simulación, primero se abrió el entorno de trabajo “Ansys Workbench” [ver figura 13] que es la columna vertebral de las simulaciones en el software.

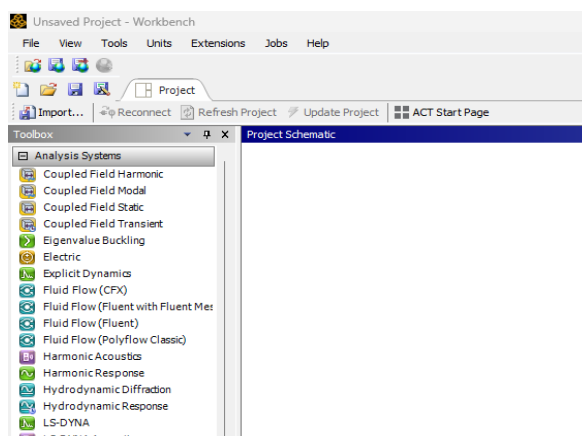


Figura 13. Entorno de trabajo de ANSYS

Seguido a esto se buscó la opción Geometry , la cual arrastramos hasta el entorno de trabajo como se muestra en la figura 14.

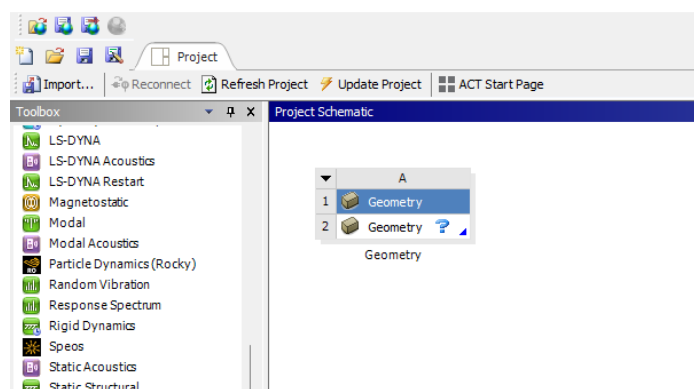


Figura 14. Módulo Geometry en ANSYS

Luego se abrió geometry, y automáticamente nos envió a un nuevo entorno de trabajo [ver figura 15], que es el Ansys Space Claim, en donde se realizó la geometría y modelamiento 3D del desorbedor condensador.

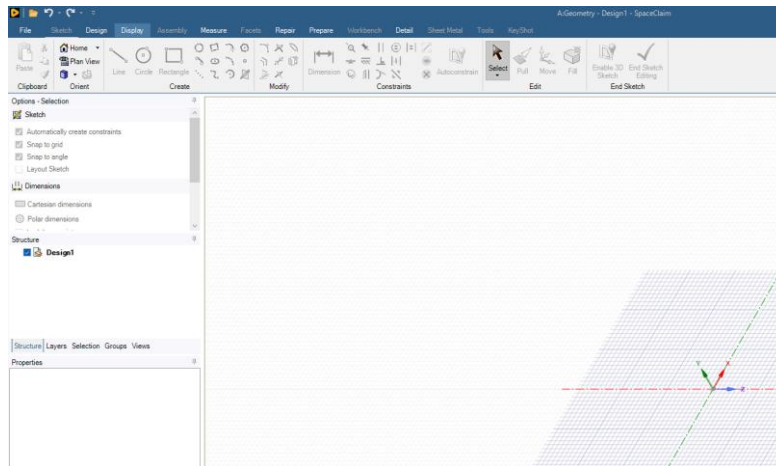


Figura 15. Entorno de trabajo en Space Claim

Modelado de la Geometría en SpaceClaim: Las dimensiones de cada dominio fueron definidas de acuerdo con valores reportados experimentalmente. La geometría está compuesta por cinco capas principales, dispuestas de manera secuencial: el canal de solución, la membrana porosa hidrófoba, el espacio de aire, la placa de condensación de aluminio y el canal de enfriamiento. En conjunto, estos elementos conforman el dominio físico donde se lleva a cabo el fenómeno de condensación del vapor de agua.

Cabe aclarar que para este estudio no se simuló el canal de solución ni la membrana porosa hidrófoba, debido a la simplificación del dominio de simulación para enfocar recursos computacionales y análisis exclusivamente en la etapa de condensación, que es el fenómeno principal que se está evaluando.

A partir del estudio base (Medina Caballero, 2024), se definen los parámetros de diseño:

Altura total (H): 0.180 m

Ancho (W): 0.08 m

Espacio de aire: 0.003 m

Placa de aluminio: 0.0005 m

Canal de agua de enfriamiento: 0.003 m.

En la figura 16, incluida a continuación, se puede observar la vista tridimensional del modelo base, donde se destacan claramente las interfaces entre dominios sólidos y fluidos. Esta representación fue fundamental para definir posteriormente las zonas de interacción térmica en Fluent, así como para asegurar la correcta conexión entre materiales y condiciones de frontera. En color azul celeste el air gap, en gris la placa de aluminio y en color azul oscuro el canal de enfriamiento.

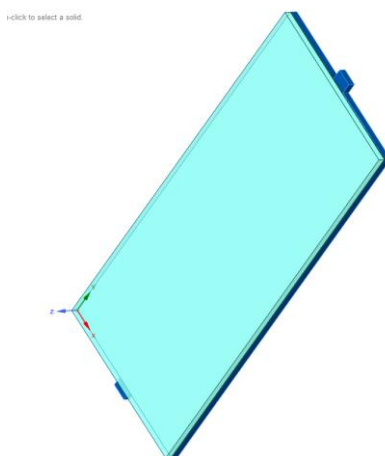


Figura 16. Modelo 3D de la placa

Para garantizar que todos los cuerpos sólidos dentro del modelo compartieran correctamente sus superficies de contacto y evitar posibles errores de mallado, se aplicó la opción Share Topology en ANSYS SpaceClaim [ver figura 17]. Esta herramienta permite que los dominios sólidos adyacentes compartan nodos y caras comunes, eliminando así huecos o

discontinuidades que podrían generar problemas durante el proceso de mallado o durante la definición de las interfaces térmicas en ANSYS Fluent.

El uso de esta configuración busca simular fenómenos de transferencia de calor conjugada, ya que permite una correcta transmisión de energía entre los dominios sólidos (como la placa de aluminio) y los dominios fluidos (como el canal de enfriamiento y el espacio de aire)[ver figura 18]. Además, al asegurar la continuidad geométrica, se obtiene una malla más limpia y uniforme, lo cual mejora la estabilidad numérica de la simulación y reduce el tiempo de cálculo.

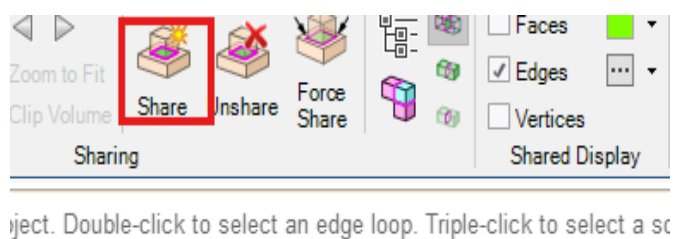


Figura 17. Herramienta Share Topology en Spaceclaim

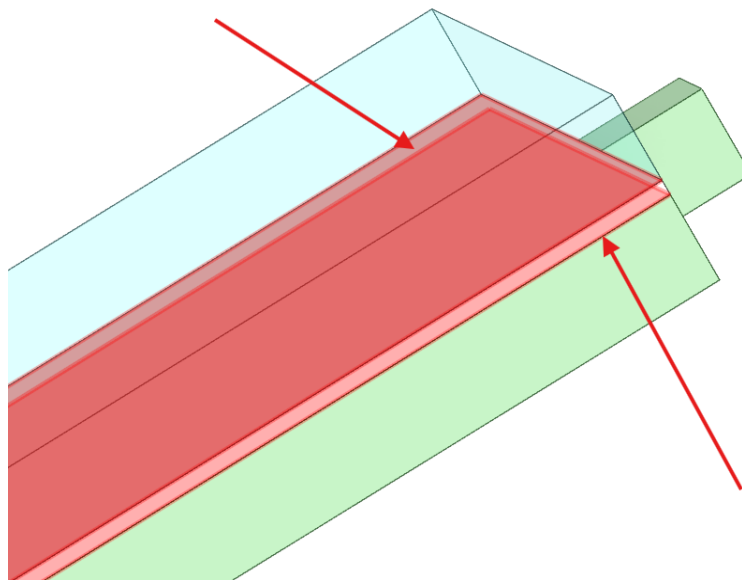


Figura 18. Interfaces generadas con la herramienta Share Topology en Spaceclaim

Este paso, aunque puede parecer menor, es fundamental para que el software interprete correctamente el dominio de estudio como un sistema térmicamente acoplado, especialmente en zonas donde ocurre el mayor intercambio de energía, como la interfaz entre la placa de condensación y el canal de agua de enfriamiento.

4.2. Simulación

En este apartado cabe destacar que, en todas las simulaciones realizadas, el espacio de aire (*air gap*) fue modelado considerando únicamente la presencia de aire como sustancia de trabajo. Esta decisión se tomó con base en varias consideraciones tanto técnicas como prácticas.

Por un lado, la inclusión de mezclas bifásicas (vapor y líquido) en dicha zona implicaría una notable complejidad adicional en la simulación, ya que requiere el uso de modelos multifásicos avanzados, como el método *Volume of Fluid (VOF)* o el modelo de condensación de Lee. Estos enfoques no solo demandan mayor capacidad computacional, sino también una configuración numérica más robusta, un refinamiento significativo del mallado y tiempos de cálculo mucho más prolongados.

Además, debido a las limitaciones propias de la licencia estudiantil de ANSYS Fluent, algunas de estas funcionalidades avanzadas están restringidas o no operan con la estabilidad requerida en sistemas complejos como el que se aborda en este estudio. En consecuencia, se optó por un enfoque más conservador y viable, considerando que el modelado con aire en el *air gap* permite representar razonablemente bien el comportamiento térmico y la transferencia de calor sin comprometer la integridad del análisis ni la validez de los resultados obtenidos.

4.2.1. Simulación y análisis de la transferencia de calor sobre la placa de enfriamiento a temperaturas establecidas.

Esta simulación se desarrolló teniendo en cuenta un mallado al límite de lo que permite la versión estudiantil, la malla que muestra la [ver figura 19], posteriormente se usó para las simulaciones a 90, 85, 80 [°C], únicamente variando su entrada de calor y/o temperatura ya que los demás parámetros son los mismos. La calidad del mallado fue muy buena de alrededor de 996814 elementos [ver figura 20], casi al límite del millón que permite la versión estudiantil.

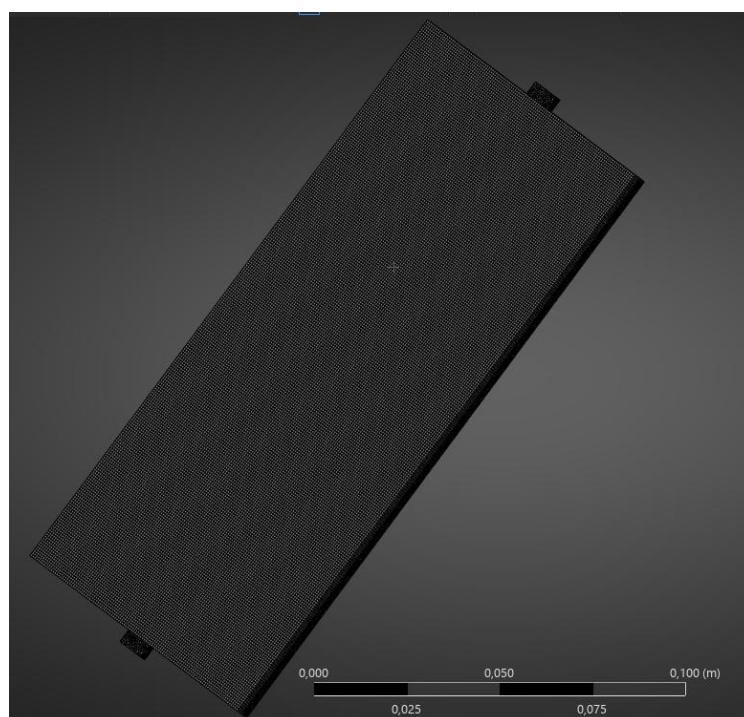


Figura 19. Mallado para las simulaciones de temperatura

Statistics	
Nodes	326941
Elements	996814

Figura 20. Número de elementos mallados para las simulaciones de temperatura

Una vez simulado en estado estable y tomando la gravedad en Y como -9.81 m/s^2 . Se activó la ecuación de la energía y se definieron las entradas y salidas, para el calor se tomó un valor previamente calculado:

$$Q = \dot{m}_v * \lambda(T_v) = (2.35 * 10^{-3}) \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 * \text{s}} \right] * (2.286 * 10^6) \left[\frac{\text{J}}{\text{Kg}} \right] * 0.18 [\text{m}] * 0.08 [\text{m}]$$

$$= 77.22 [\text{W}].$$

Luego de esto se configura la inicialización de la simulación como hybrid initialization [ver figura 21] y se pasó al cálculo en Run Calculation [ver figura 22].

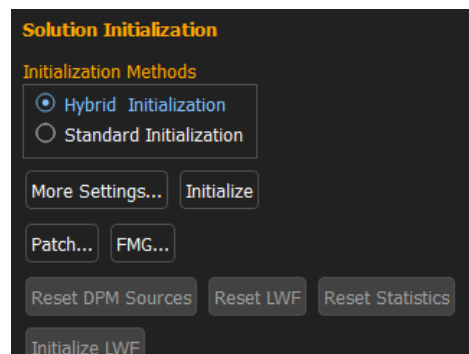


Figura 21. Inicialización para la simulación de $90 \text{ }^\circ\text{C}$

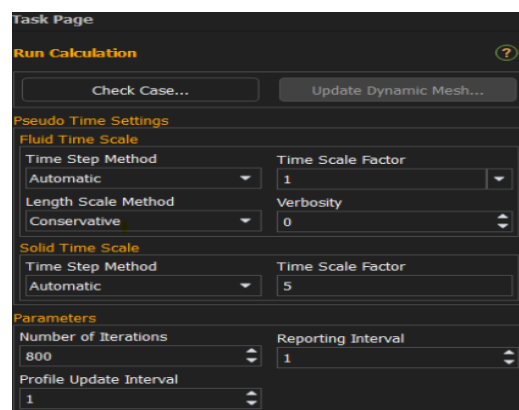


Figura 22. Número de iteraciones para la simulación de $90 \text{ }^\circ\text{C}$

Se obtuvieron los siguientes residuales [ver figura 23], los cuales muestran una buena convergencia de los parámetros: Los residuales de continuidad, velocidades en las tres direcciones, energía, k y ω descendieron de manera monótona hasta estabilizarse por debajo de 10^{-4} en la mayoría de los casos, lo que indicó que la solución alcanzó un buen grado de convergencia en unas 400 iteraciones.

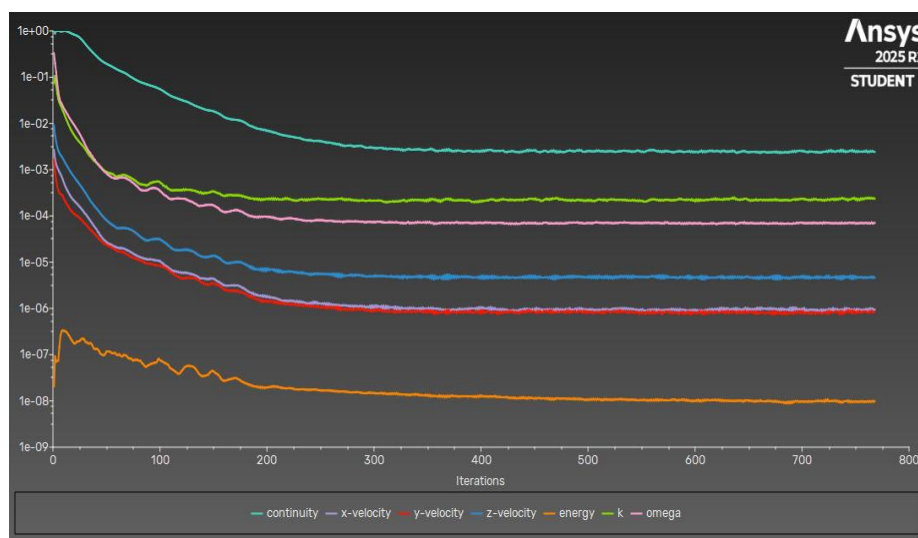


Figura 23. Residuales de simulación a 90 °C

Una vez finalizado el proceso de simulación en régimen estacionario, y tras verificar que los residuales se estabilizaron por debajo de 10^{-4} , se obtuvieron los resultados de distribución de temperatura sobre la placa de condensación.

En este caso base, con el air gap a 90 °C y el agua entrando al canal de enfriamiento a 293,15 K, el análisis de los residuales tras 800 iteraciones muestra que, aunque todas las ecuaciones han ido acercándose progresivamente a la convergencia, existen matices que conviene destacar. El residual de energía (línea naranja) descendió con rapidez, alcanzando valores del orden de 10^{-8} , lo que indica que el balance térmico quedó excepcionalmente bien resuelto. Las componentes de velocidad (x, y y z) y las variables turbulentas k y ω también convergieron de forma satisfactoria, estabilizándose entre 10^{-5} y 10^{-4} . Este comportamiento es

señal de que el modelo SST logró capturar de manera consistente los gradientes de impulso y la disipación de energía turbulenta en el fluido de enfriamiento.

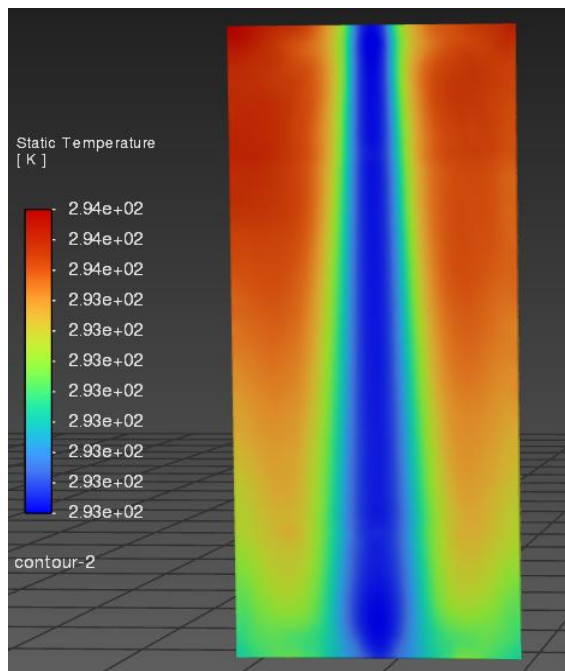


Figura 24. Contorno de temperatura obtenido para 90 °C

air_gap	308.79172
canal	293.3224
inlet	293.15
interior-air_gap-placa	293.42531
interior-air_gap-placa-shadow	293.42531
interior-canal-placa	293.4249
interior-canal-placa-shadow	293.4249
interior-fff-air_gap-fff-placa_al	293.29077
interior-fff-canal-fff-placa_al	307.93062
outlet	293.83046
placa	293.42531
q	325.72137
wall-air_gap	306.00934
wall-canal	293.27659
wall-fff-canal	293.42509
wall-placa	293.46295
-----	-----
Net	298.71287

Figura 25. Resultados numéricos obtenidos a 90 °C

Estos contornos y resultados [ver figuras 24 y 25] permiten caracterizar el comportamiento térmico inicial del sistema bajo las condiciones establecidas, sirviendo como referencia para los análisis comparativos posteriores.

4.2.2. Comparación de resultados de la simulación con los resultados experimentales

Para validar los resultados obtenidos en la simulación numérica desarrollada en el inciso 4.1.1, se procedió a realizar una comparación directa con los datos experimentales proporcionados por Medina Caballero (Ver anexo 4). En la simulación se establecieron condiciones de operación equivalentes, utilizando una temperatura de entrada de vapor de agua de 90 °C y un flujo de agua de enfriamiento a 20 °C, con presión atmosférica en las salidas del sistema.

Teniendo presente lo hecho en la sección 3.1.1, el valor del flujo de condensado coincide muy de cerca con los 8,46 kg/(m²·h) medidos experimentalmente a 90 °C / 20 °C, validando así el modelo analítico ajustado los datos se compilan en la tabla 2.

Parámetro	Valor	Descripción
T _{fm}	90 °C	Temperatura en la cara caliente
T _{pm}	20 °C	Temperatura en la cara fría
a _{pa}	0,25	Actividad del agua en solución H ₂ O-LiBr a 90 °C
ε (porosidad)	0,7	Porosidad nominal de la membrana
τ (tortuosidad)	2	Tortuosidad "efectiva" (incluye humedecimiento parcial)
δ _m (espesor membrana)	200 μm (2 × 10 ⁻⁴ m)	Espesor efectivo de la membrana
d _p (diámetro de poro)	0,22 μm (2,2 × 10 ⁻⁷ m)	Diámetro promedio de los poros
C _{kn}	2,72 × 10 ⁻⁵ kg/(m ² ·s·Pa)	Coefficiente de transmisión por Knudsen
C _p	8,20 × 10 ⁻⁹ kg/(m ² ·s·Pa)	Coefficiente de transmisión por Poiseuille
R _m	3,68 × 10 ⁻⁶ (s·Pa)/m ²	Resistencia intrínseca de la membrana
U _{aire}	0,005 m/s	Velocidad del aire en el gap (convección natural)
L (longitud caracter.)	0,10 m	Longitud característica del canal de aire
D _{va} (difusividad vapor/aire)	2 × 10 ⁻⁵ m ² /s	Difusividad del vapor en aire a 20 °C
Re	33	Número de Reynolds en el air gap
Sc	0,75	Número de Schmidt en el air gap
Sh	3,5	Número de Sherwood (flujo laminar sobre placa)
k _m	7 × 10 ⁻⁴ m/s	Coefficiente de transferencia de masa en el gap
R _a	1,43 × 10 ³ (s·Pa)/m ²	Resistencia del air gap
δ _{film} (espesor película)	8 mm (8 × 10 ⁻³ m)	Espesor medio de la película de condensado
D _{va-a}	2 × 10 ⁻⁹ m ² /s	Difusividad del vapor en agua líquida a 20 °C
R _{film}	4,0 × 10 ⁶ (s·Pa)/m ²	Resistencia de la película de condensado
ΔP _v	9,335 × 10 ³ Pa	Diferencia de presión de vapor corregida por actividad
J _{teo}	8,40 kg/(m ² ·h)	Flujo teórico ajustado
J _{exp}	8,46 kg/(m ² ·h)	Flujo experimental reportado por Ivan Medina

Tabla 2. Datos recopilados para la comparación con el flujo másico obtenido experimentalmente

Debido a que en la tabla de resultados experimentales no se reporta directamente el flujo de calor transferido, este valor se determinó indirectamente a partir de la variación de temperatura del agua de enfriamiento. Para calcular el calor absorbido por el agua, se utilizó la siguiente expresión:

$$Q = \dot{m}_{agua} * C_p * (T_{salida,agua} - T_{entrada,agua}) \quad (13)$$

donde:

- Q es el flujo de calor absorbido (W),
- \dot{m}_{agua} es el flujo másico del agua de enfriamiento (0.04 kg/s),
- C_p es la capacidad calorífica del agua (aproximadamente 4180 J/kg·°C),
- $T_{entrada,agua}$ es la temperatura de entrada del agua de enfriamiento,
- $T_{salida,agua}$ es la temperatura de salida del agua de enfriamiento.

A partir de los datos experimentales, se registró una temperatura de entrada del agua de 20 °C y una temperatura de salida cercana a 20.45 °C. Sustituyendo en la ecuación:

$$Q = 0.04 \left[\frac{kg}{s} \right] * 4180 \left[\frac{J}{kg * ^\circ C} \right] * (20.45 - 20) [^\circ C] \Rightarrow Q = 75.24 \approx 75 W$$

Al comparar los valores de flujo de calor transferido obtenidos en la simulación (77,22 W) con los datos experimentales reportados, se evidencia una buena correspondencia. Experimentalmente se registraron valores en torno a los 75 W, presentando una desviación relativa aproximada del 2,96 %. Esta diferencia puede atribuirse principalmente a idealizaciones propias de la simulación, tales como la suposición de condiciones ideales de transferencia de calor y masa, o pequeñas variaciones experimentales no modeladas, como fluctuaciones locales de temperatura o pérdidas térmicas en los bordes del sistema.

En términos generales, la tendencia del fenómeno de condensación simulada fue consistente con la observada experimentalmente: se presentó una alta eficiencia en la transferencia de calor en el espacio de aire y un buen desempeño de la placa de condensación. Estos resultados nos permiten concluir que el modelo numérico planteado es suficientemente preciso para representar el comportamiento térmico del desorbedor-condensador bajo las condiciones analizadas, validando así su uso para posteriores estudios de optimización geométrica o de operación.

4.2.3. Simulación y análisis de la transferencia de calor sobre la placa de enfriamiento a diferentes temperaturas de vapor de agua

En esta etapa del estudio, se realizó una serie de simulaciones para analizar cómo varía la transferencia de calor en la placa de enfriamiento cuando se modifica la temperatura del vapor de agua. Para ello, se mantuvo constante la temperatura del agua de enfriamiento a 20 °C, permitiendo así aislar el efecto de la temperatura del vapor en el desempeño térmico del sistema.

Se evaluaron tres escenarios térmicos principales, con vapor de entrada a temperaturas de 80 °C (353 K), 85 °C (358 K) y 90 °C (363 K), siendo esta última la simulación de comparación con respecto a las dos iniciales debido a que esta se realizó en el inciso 4.2.1. En las figuras correspondientes se visualizan los contornos de temperatura obtenidos para cada caso, mostrando cómo se transfiere el calor desde el vapor hacia la placa, disipándose finalmente hacia el canal de enfriamiento.

Para 85 °C (358 K): En la simulación realizada con una temperatura de entrada del vapor de 85 °C (358 K), se observó una ligera disminución en la magnitud del gradiente térmico entre el vapor y la placa de condensación, en comparación con la simulación a 90 °C. Esta reducción se tradujo en una disminución moderada del flujo de calor transferido, evidenciado en los contornos de temperatura y los perfiles térmicos obtenidos (Figuras 26 a 28). A pesar de esta reducción, el proceso de condensación aún se mantuvo eficiente, permitiendo una transferencia de calor significativa hacia el canal de agua de enfriamiento.

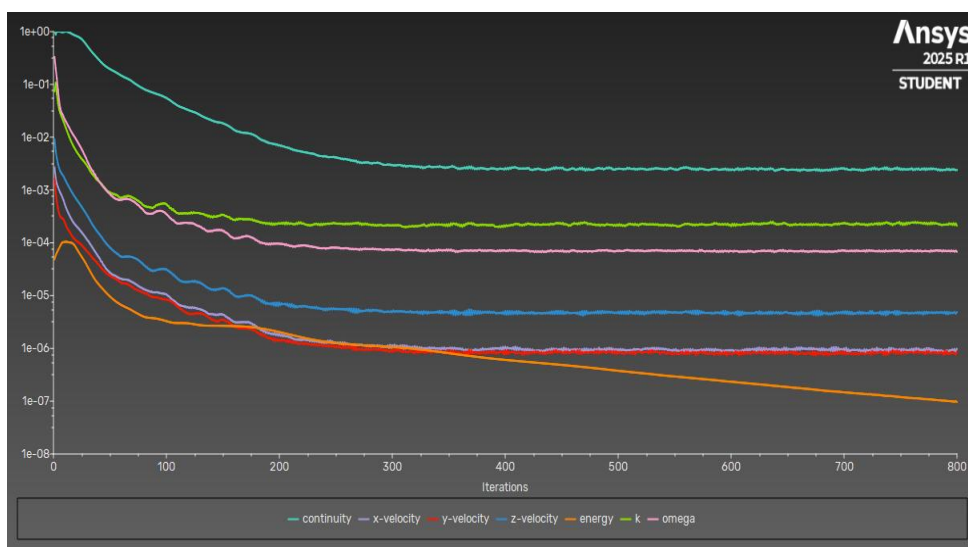


Figura 26. Residuales de la simulación a 85 °C

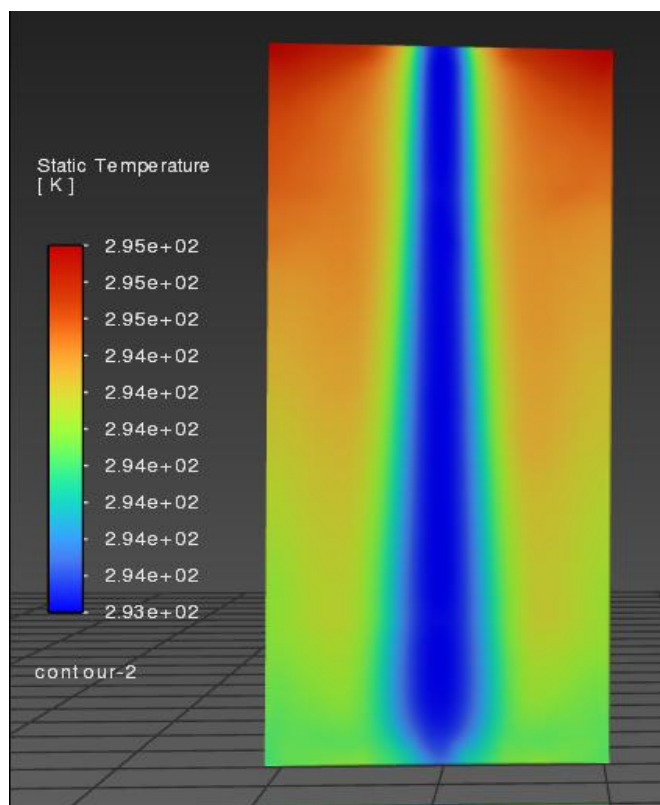


Figura 27. Contorno de temperatura obtenido para 85 °C

air_gap	324.83188
canal	293.93612
inlet	293.15
interior-air_gap-placa	294.12237
interior-air_gap-placa-shadow	294.12237
interior-canal-placa	294.12152
interior-canal-placa-shadow	294.12152
interior-fff-air_gap-fff-placa_al	293.87393
interior-fff-canal-fff-placa_al	323.03508
outlet	293.91707
placa	294.12297
q	358.15
wall-air_gap	324.96265
wall-canal	293.86177
wall-fff-canal	294.12228
wall-placa	294.31241
-----	-----
Net	304.67872

Figura 28. Resultados numéricos obtenidos de la simulación a 85 °C

Para 80 °C (353 K): Cuando la temperatura del vapor de entrada se redujo a 80 °C (353 K), el gradiente térmico disminuyó de manera más pronunciada, afectando notablemente la eficiencia del proceso de transferencia de calor. En los resultados numéricos (Figuras 29 a 32), se evidencia que la cantidad de calor transferido hacia la placa disminuye considerablemente, debido a la menor diferencia de temperatura disponible para impulsar el fenómeno de condensación. Esta reducción en el flujo de calor también afecta la velocidad de formación de la película líquida sobre la superficie de la placa, disminuyendo el rendimiento global del sistema de condensación.

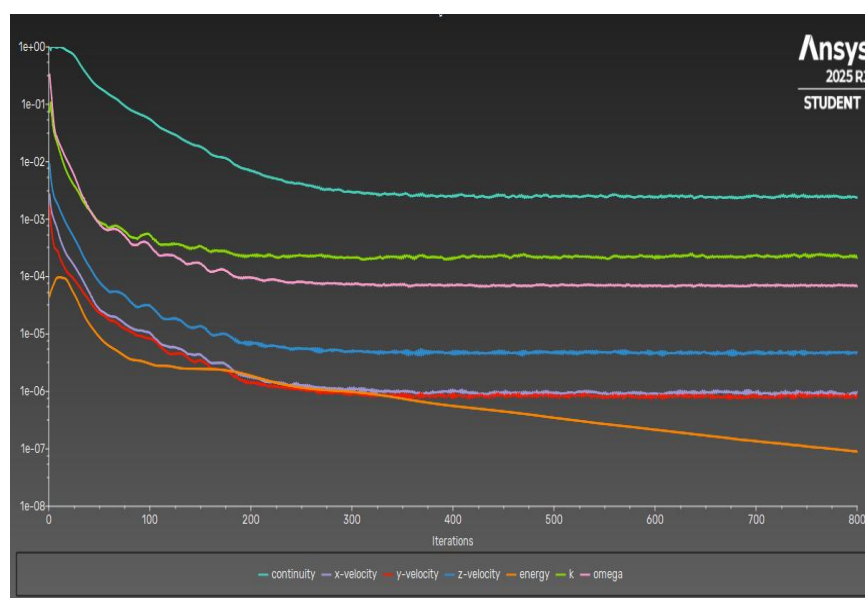


Figura 29. Residuales de la simulación a 80 °C

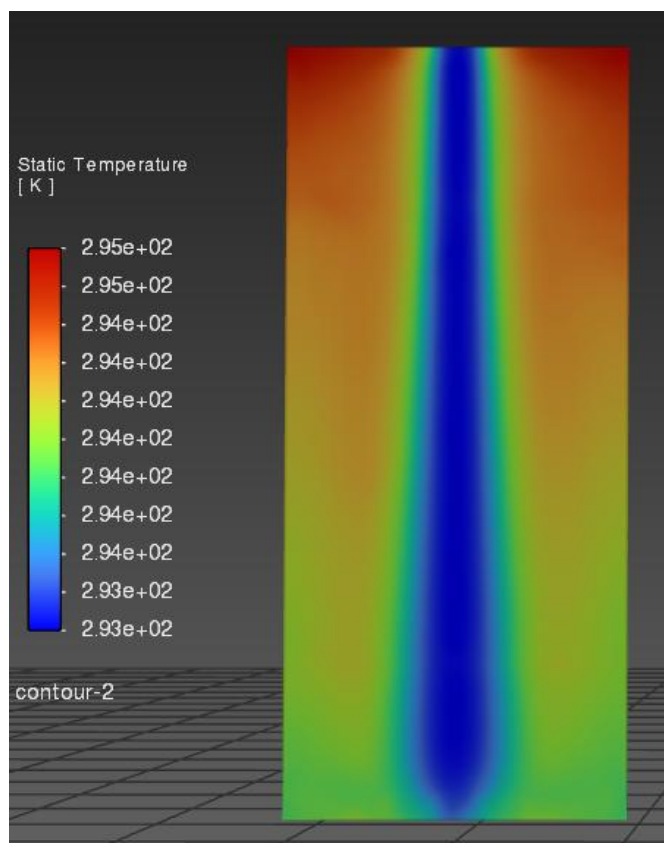


Figura 30. Contorno de temperatura obtenido para 80 °C

air_gap	322.39481
canal	293.8759
inlet	293.15
interior-air_gap-placa	294.04757
interior-air_gap-placa-shadow	294.04757
interior-canal-placa	294.04679
interior-canal-placa-shadow	294.04679
interior-fff-air_gap-fff-placa_al	293.81832
interior-fff-canal-fff-placa_al	320.73623
outlet	293.90864
placa	294.04813
q	353.15
wall-air_gap	322.51553
wall-canal	293.8074
wall-fff-canal	294.04749
wall-placa	294.223

Net	303.79194

Figura 31. Resultados numéricos obtenidos a 80 °C

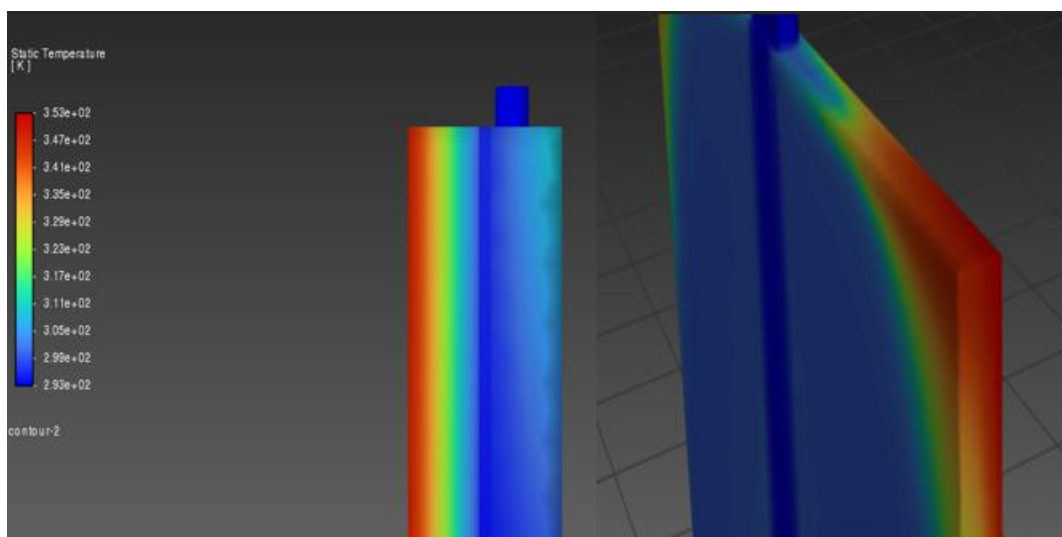


Figura 32. Perfil de la Simulación a 80 °C

Conclusiones del análisis: Los resultados de las simulaciones permiten concluir que existe una relación directa entre la temperatura del vapor de entrada y la eficiencia de la transferencia de calor en el desorbedor-condensador. A temperaturas más altas (90 °C y 85 °C), el gradiente térmico es suficiente para promover una condensación eficiente y un alto flujo de transferencia de calor. Sin embargo, al disminuir la temperatura a 80 °C, la eficiencia del sistema se ve comprometida, reflejándose en una menor capacidad de condensación y transferencia de energía térmica.

Estos resultados destacan la importancia de mantener temperaturas de operación elevadas para optimizar el desempeño del sistema de refrigeración por absorción basado en condensación de vapor sobre placas de aluminio.

4.2.4. Simulación y análisis de la transferencia de calor sobre la placa de enfriamiento inclinada

Con el objetivo de explorar alternativas para mejorar la eficiencia de transferencia de calor en el desorbedor-condensador, se realizó una simulación considerando la inclinación de la

placa de condensación. En esta simulación, se analizó el comportamiento del proceso de condensación cuando la placa fue inclinada a un ángulo de 15° , 30° y 45° [ver figura 33, 34 y 35], manteniendo el resto de las condiciones operativas constantes.

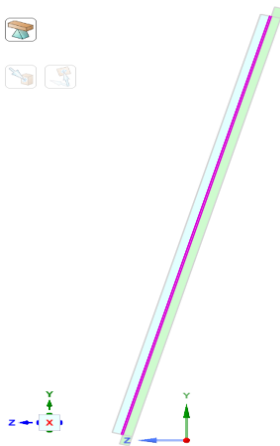


Figura 33. Geometría inclinada a 15°

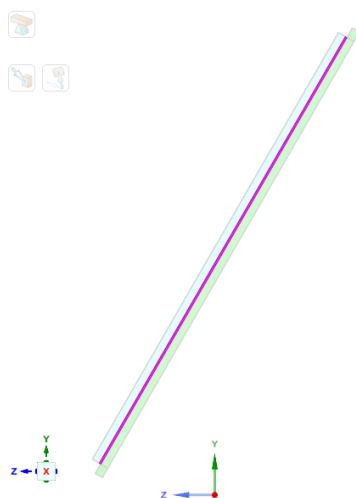


Figura 34. Geometría inclinada a 30°

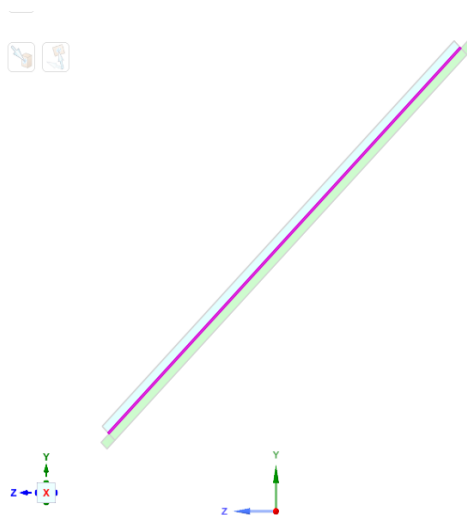


Figura 35. Geometría inclinada a 45°

Ya obtenida la geometría 3D se procedió al módulo de mallado “Meshing” y se enlazó a la geometría como se muestra en la figura 36.

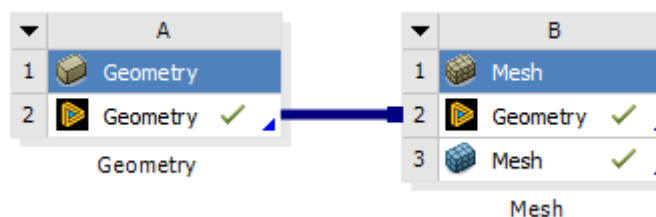


Figura 36. Enlace de geometría a módulo meshing

Una vez en el mesh, se configuró para realizar una simulación CFD usando el software de solución Fluent. Posteriormente buscando dar el mejor mallado posible se usó un sizing en la parte de la entrada y salida del agua de enfriamiento [ver figura 38].

Es importante revisar la calidad de mallado en las opciones que meshing tiene, para ello vamos al menú Quality [ver figura 37] y revisamos que esté todo correcto.

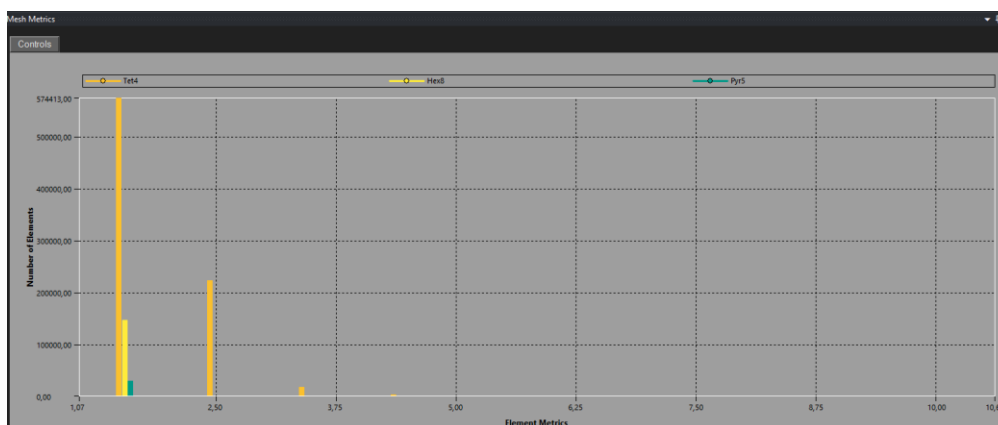


Figura 37. Reporte de calidad en meshing



Figura 38. Número de elementos en meshing

Finalizado el módulo de meshing, volvemos a nuestro flujo de trabajo en Workbench y seleccionamos un nuevo apartado que es el Fluent, en él se procede a realizar la simulación CFD.

Enlazamos el Fluent a nuestro flujo de trabajo como se muestra en la figura 39.

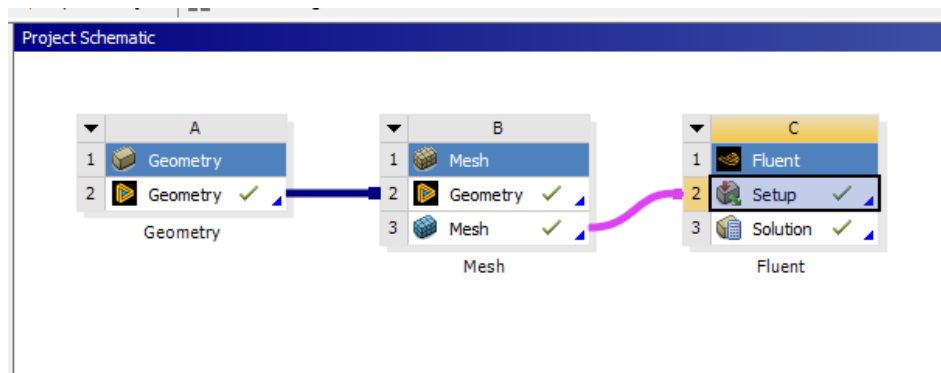


Figura 39. Enlazamiento meshing-fluent

Al importar el mallado generado en ANSYS Meshing, se comprobó en la ventana de que éste se había cargado correctamente y se revisaron las estadísticas básicas (celdas, nodos, etc.). A continuación, se verificó en Boundary Conditions que cada región—aire, agua y placa de aluminio, aparecieran como zonas independientes, lo cual permitió asignarles sus propiedades y condiciones de contorno específicas. Seguidamente se activó el modelo de energía para resolver la ecuación térmica en todo el dominio y, bajo el modelo de viscosidad, se eligió el modelo turbulento SST $k-\omega$ para describir con precisión el comportamiento del fluido en el canal. En el panel de Materiales se definieron las características de cada sustancia: el aire, el agua líquida del canal de enfriamiento y el aluminio de la placa, ingresando sus densidades, calores específicos, conductividades y viscosidades.

Para completar la escena física, se declararon los inlets del aire y del agua con sus flujos máxicos y temperaturas de entrada, la entrada de calor en la cara del air gap y la salida del agua

de enfriamiento en la parte baja del canal de enfriamiento. Las superficies sólidas de la placa se establecieron como Wall y, en las interfaces fluido-sólido, se activó la transferencia de calor conjugada (coupled wall) para permitir la conducción desde y hacia la placa. Tras elegir el acoplamiento Coupled en Solution Methods y ajustar ligeramente los factores de relajación para la energía, se empleó la inicialización híbrida con un campo térmico uniforme a 300 K. Al lanzar la simulación con unas 600 iteraciones, se observó cómo los residuales indicadores de la discrepancia entre las ecuaciones de conservación y la solución numérica se redujeron progresivamente hasta niveles del orden de 10^{-4} , señal de que el cálculo había convergido y las temperaturas estimadas serían representativas del fenómeno real [ver figura 40].

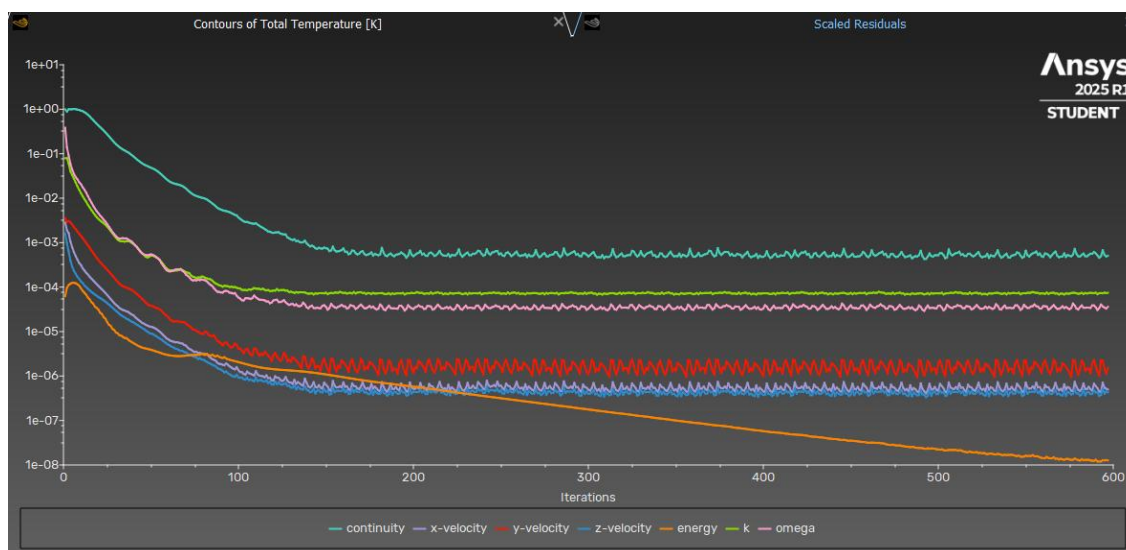


Figura 40. Residuales para la simulación de placas inclinadas

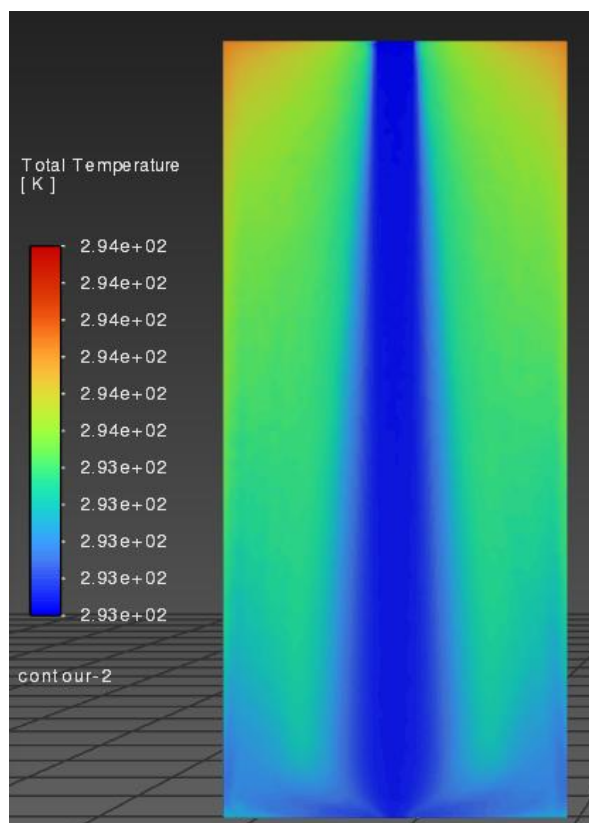


Figura 41. Contorno de temperatura en una placa inclinada a 45 grados

Area-Weighted Average Static Temperature	[K]
inlet	293
interior-air_gap-placa_aluminio	297.8597
interior-air_gap-placa_aluminio-shadow	297.8597
interior-chanel-placa_aluminio	297.82502
interior-chanel-placa_aluminio-shadow	297.82502
wall-air_gap	514.27213
wall-chanel	294.34523
Net	301.06378

Figura 42. Datos obtenidos para la placa inclinada a 45 grados

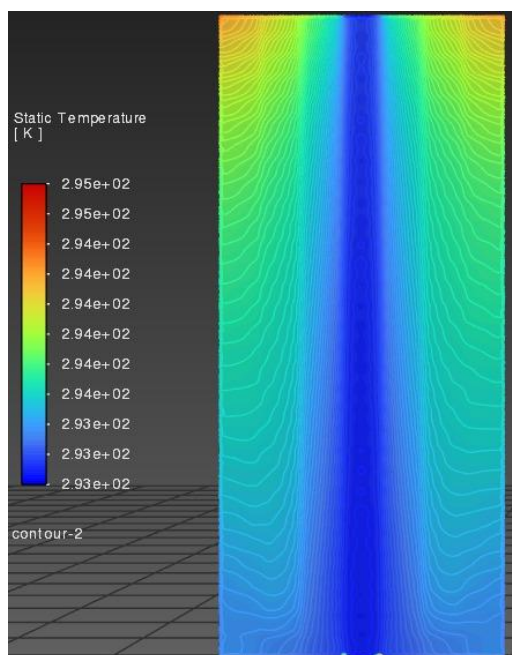


Figura 43. Contorno de temperatura para una placa inclinada a 30°

Static Temperature	[K]
calor	327.93806
connect_topologyl-shadow	293.46106
inlet	293.15
outlet	294.07085
wall-air_gap	310.7698
wall-canal	293.26829
wall-placa_al	293.5247
Net	304.58338

Figura 44. Datos obtenidos para la placa inclinada a 30°

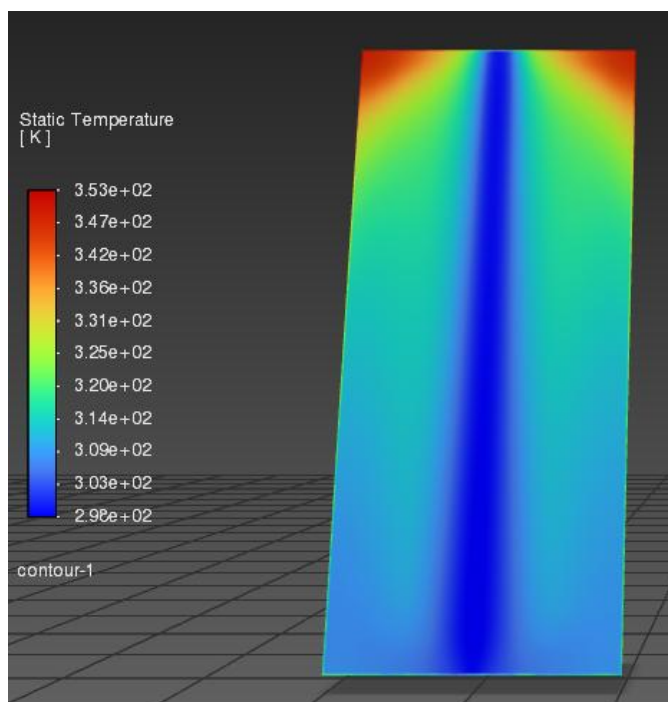


Figura 45. Contorno de temperatura para una placa inclinada a 15°

Static Temperature	[K]
calor	363
inlet	293
interior-air_gap-placa_aluminio	295.34096
interior-air_gap-placa_aluminio-shadow	295.34096
interior-chanel-placa_aluminio	295.32531
interior-chanel-placa_aluminio-shadow	295.32531
outlet	293.24575
wall-air_gap	324.31084
wall-chanel	294.05374
wall-placa_aluminio	295.64363
Net	305.11988

Figura 46. Datos obtenidos para la placa inclinada a 15°

De las figuras anteriores, la punta superior de la placa, expuesta al air gap caliente de 90 °C, redondea los valores más altos (picos en rojo y naranja), mientras que el resto de la superficie segmenta el calor de forma bastante uniforme gracias a la geometría inclinada. En equiparación con los resultados obtenidos para 15° [ver figuras 45 y 46] y para 30° [ver figuras 43 y 44], se demuestra que inclinar la placa a 45° promueve un flujo más ordenado y dirigido del aire caliente, mejora la evacuación del calor hacia el canal y distribuye de manera más homogénea la temperatura sobre la superficie inclinada a comparación de cuando se inclina a 15° y 30° [ver figuras 41 y 42].

4.2.5. Simulación y análisis de la transferencia de calor sobre la placa de enfriamiento con aletas

Con el fin de potenciar el desempeño térmico del desorbedor-condensador, se propuso el uso de aletas en la superficie de la placa de condensación. La adición de aletas busca incrementar la superficie de intercambio térmico disponible, favoreciendo así la disipación de calor hacia el fluido de enfriamiento y mejorando la eficiencia del proceso de condensación. Para evaluar el efecto de esta modificación, se desarrolló un nuevo modelo tridimensional de la placa aletada y se llevaron a cabo simulaciones numéricas bajo condiciones de operación similares a las empleadas en los casos anteriores.

Creación de la Geometría en SpaceClaim : Se abrió ANSYS Workbench y se arrastró un sistema Geometry o Fluid Flow Fluent

En la celda de Geometry, se hizo clic derecho y se seleccionó New SpaceClaim Geometry (o Edit Geometry) para lanzar SpaceClaim. Se ajustaron las unidades en metros, ingresando a File SpaceClaim Options Units o usando la esquina inferior derecha de la ventana.

Modelado de la placa de condensación: En el entorno de SpaceClaim, dentro de la pestaña **Design** o **Sketch**, se seleccionó el plano de trabajo adecuado para iniciar el diseño de la placa de condensación.

A partir de este plano, se trazó un rectángulo utilizando las dimensiones establecidas para el modelo, correspondientes a una altura de 0.18 m y un ancho de 0.08 m.

Una vez finalizado el boceto, se empleó la herramienta **Pull** para extruir el rectángulo y así otorgarle un espesor de 0.0005 m, formando el volumen base de la placa que serviría como referencia para las modificaciones posteriores.

Incorporación de aletas: Se procedió a definir un patrón de aletas en la superficie superior de la placa. Para ello, se regresó a la pestaña **Sketch** y se trazó la geometría base de una aleta, asignándole una altura de 1 mm.

Posteriormente, utilizando la herramienta **Pull**, se extruye la aleta desde la superficie de la placa, generando así la primera proyección sólida.

Dado que se requería replicar múltiples aletas de manera equidistante, se utilizó la función **Pattern**, repitiendo la geometría de la aleta a lo largo de la cara superior. Durante este proceso, se ajustaron tanto la distancia entre aletas como el número total de repeticiones para cubrir uniformemente el área deseada.

Se verificó que todas las aletas quedarán correctamente fusionadas con el cuerpo principal de la placa mediante la opción **Add Material** de la herramienta **Pull**, garantizando la continuidad del material y de la transferencia de calor.

Finalmente, para mantener el orden en el árbol de trabajo, se realizó un clic derecho sobre el cuerpo generado y se renombró a un identificador claro, como **Placa Aletada**.

Creación de dominios para el air gap y el canal de enfriamiento: Para representar la región donde se produciría la condensación del vapor de agua, se modeló el air gap sobre la superficie superior de la placa aletada.

Para ello, se trazó un rectángulo que definiera la altura y el ancho del espacio de aire, asignándole un espesor de aproximadamente 0.003 m, de acuerdo con las dimensiones establecidas en el diseño. Posteriormente, se utilizó la herramienta Pull para extruir el boceto y formar el volumen sólido correspondiente. El sólido generado fue renombrado como **AirGap**.

De manera similar, se creó el dominio que representaría el volumen de agua utilizado para enfriar la placa en el canal de enfriamiento.

Se construyó un segundo bloque extruido debajo de la placa, también con un espesor de 0.003 m, conservando las mismas dimensiones en altura y ancho que la placa base. Este segundo volumen se renombró como **Canal Agua**.

Finalmente, se verificó que las caras de contacto entre la placa y los dominios de fluido fueran coincidentes, con el objetivo de permitir la correcta definición de interfaces térmicas durante el proceso de mallado y la configuración de la simulación.

Verificación final de la geometría: Definidos los cuerpos sólidos y los dominios de fluido, se realizó la verificación de la coincidencia de caras.

Se corroboró que el air gap estuviera en contacto directo con la superficie superior de la

placa aletada y que el canal de enfriamiento coincidiera correctamente con la superficie inferior correspondiente.

Se llevó a cabo una revisión detallada para asegurar que no existieran huecos, solapes o discontinuidades entre los cuerpos que pudieran afectar la transferencia de calor o generar errores en el mallado posterior.

El resultado de la construcción geométrica se muestra a continuación:

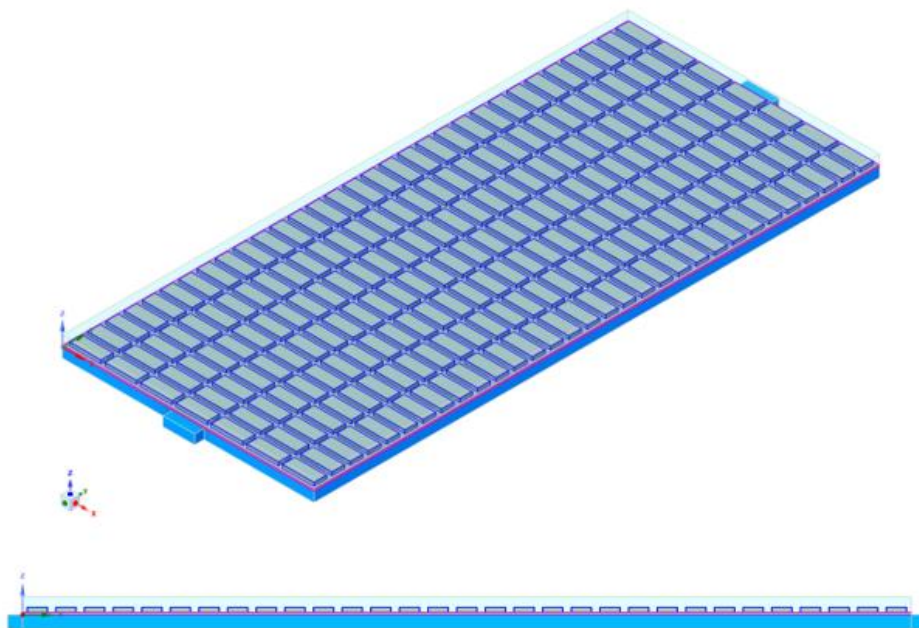


Figura 47. Geometría con la placa aletada en vista isométrica y lateral

Como se muestra en la figura 47, podemos observar en azul claro transparente el air gap, en gris la placa aletada y en azul más oscuro el canal de enfriamiento.

Finalmente, se guardó el archivo de geometría y se cerró el módulo de SpaceClaim. De regreso en ANSYS Workbench, se verificó que la celda de Geometry se actualizará correctamente, indicando que la construcción geométrica estaba lista para el proceso de mallado.

Generación de la Malla en ANSYS Meshing: En el Project Schematic de ANSYS Workbench, se hizo doble clic sobre la celda Model para abrir el módulo de ANSYS Meshing.

Iniciado el software, se importó automáticamente la geometría previamente creada en SpaceClaim, mostrando correctamente los tres sólidos definidos: la placa aletada, el air gap y el canal de enfriamiento.

Configuración global de la malla: Para preparar la malla, primero se seleccionó la opción de simulación CFD en las preferencias físicas, de modo que el mallado quedó optimizado para resolver tanto los fenómenos de flujo como los de transferencia de calor. A continuación, se definió un tamaño de elemento global de 0,002 m, siendo el adecuado para la escala de la placa y sus aletas.

Como las aletas eran piezas delgadas y con geometrías más complejas, se insertó un Sizing Body específicamente sobre ellas y redujo el tamaño de elemento a 0,001 m, lo que permitió capturar con mayor precisión las variaciones de temperatura y velocidad en esas zonas.

Por último, se prestó especial atención al air gap y al canal de enfriamiento. Al tener ambos un espesor de apenas 0,003 m, verificó que la malla incluyera entre dos y cuatro elementos a lo largo de ese grosor, garantizando así una correcta resolución del gradiente térmico entre la fuente de calor y el fluido de enfriamiento.

Verificación de la malla: Se seleccionó la raíz Mesh en el árbol y se hizo clic en Generate Mesh. Tras la finalización del mallado, se evaluaron las estadísticas: número de elementos, número de nodos, y se revisaron métricas de calidad (skewness, orthogonality).

Si la malla se acercaba al millón de elementos, se comprobó que fuera todavía compatible con la versión estudiantil. Se verificó la coherencia entre superficies de contacto (placa–air gap y placa–canal), evitando grietas o superposiciones.

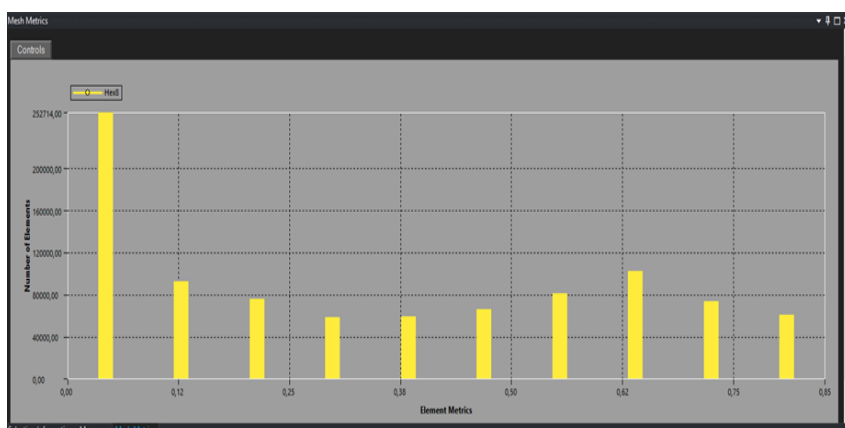


Figura 48. Reporte Skewness

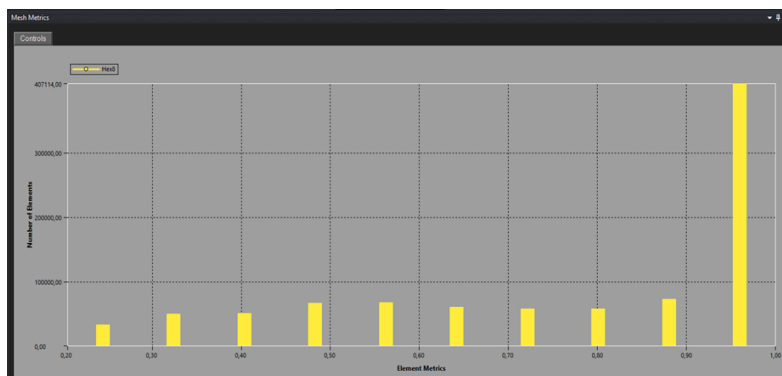


Figura 49. Reporte de calidad ortogonal

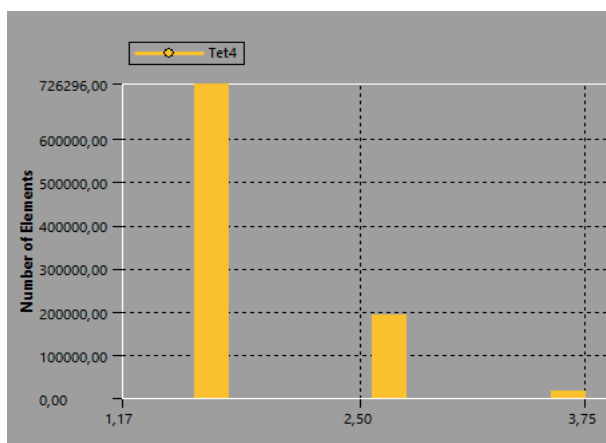


Figura 50. Reporte de relación de aspecto

De las figuras 48, 49 y 50 se observa una muy buena calidad ortogonal, skewness y relación de aspecto, se corrobora con la siguiente tabla [ver tabla 3] proporcionada por ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide, sección 6.2.2 Mesh Quality.

Skewness mesh metrics spectrum

Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Orthogonal Quality mesh metrics spectrum

Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

Tabla 3. Tabla de calidad de malla ANSYS FLUENT

De igual forma, se procedió a hacer la respectiva verificación de cada malla para cada sección [ver figuras 51, 52 y 53] de la misma manera mostrada en el inciso 3.4.

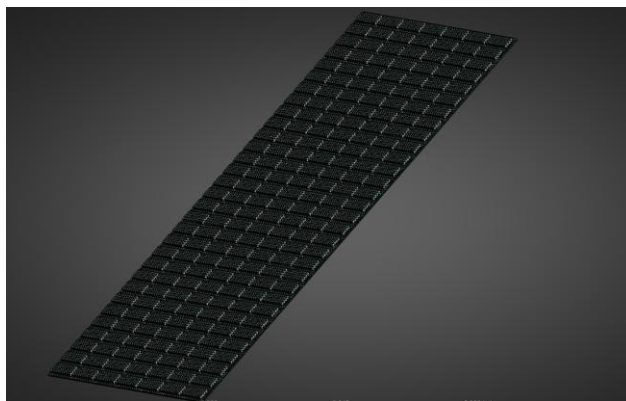


Figura 51. Verificación de malla para la placa aletada

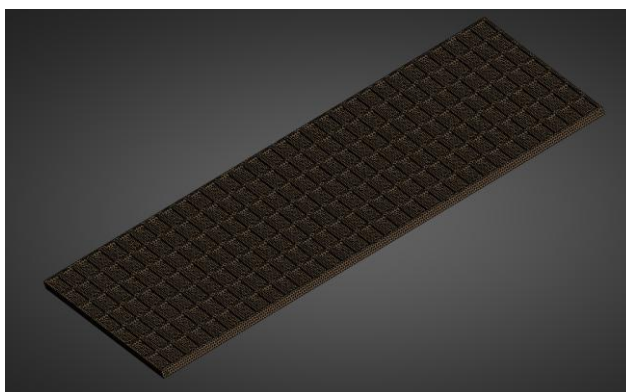


Figura 52. Verificación de malla para el espaciado de aire

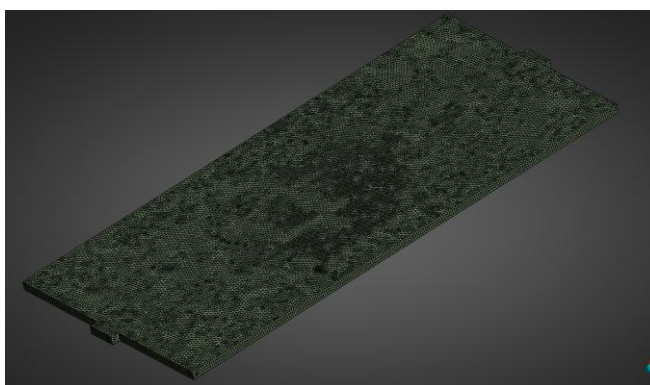


Figura 53. Verificación de malla para el canal de enfriamiento

En el perfil de temperatura mostrado en la figura 54 se aprecia claramente cómo el calor ingresa por la parte superior del air gap y se transmite a través de la placa hasta el canal de enfriamiento. La zona etiquetada como calor (316,15 K) marca el límite caliente, mientras que la entrada del agua mantiene 293 K que sería la temperatura más fría en el dominio.

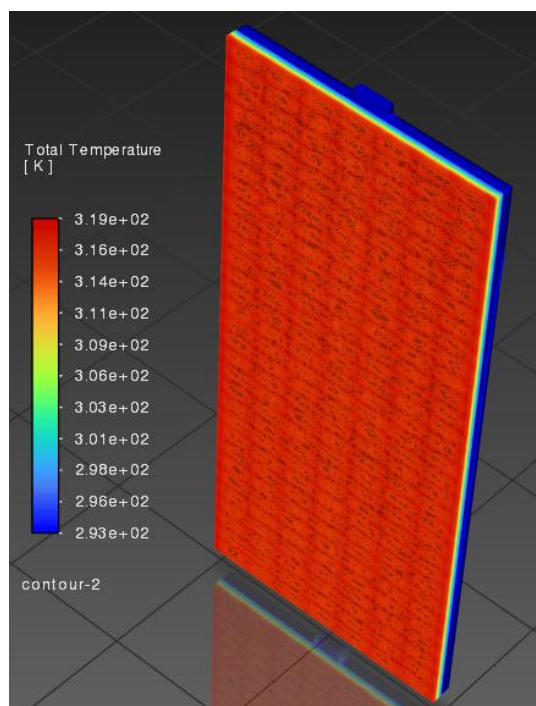


Figura 54. Perfil de temperatura de todo el dominio computacional

Inmediatamente debajo, el contorno del air gap muestra valores cercanos a 293,2 K en la interfase con la placa y un ligero incremento hasta 294,6 K en la cara de aluminio que da al gap; esto indica que la placa comienza a calentarse por conducción desde el vapor. En la cara opuesta, la interfase placa–canal mantiene ya valores próximos a los 293,2 K, lo que demuestra que el aluminio, gracias a su alta conductividad, disipa rápidamente la energía térmica hacia el agua sin acumular grandes gradientes internos ($\Delta T \approx 1,4$ K a través de la placa).

Por su parte, el agua de enfriamiento, que ingresó a 293 K, alcanzó una temperatura de salida de 293,92 K tras recorrer el canal bajo la placa aletada. Ese incremento de apenas 0,92 K indica que, aunque el agua captó el calor transmitido por el aluminio, la mayor parte del gradiente quedó frenado en el air gap y en las propias aletas. El valor neto de temperatura, alrededor de 296,9 K, valida que el sistema evacuó parte significativa del calor latente, pero aún hay margen de mejora en el intercambio con el fluido refrigerante. En conjunto, estos resultados demostraron que la adición de aletas incrementó un poco la eficacia térmica del condensador, aunque la resistencia térmica del air gap sigue siendo el factor limitante principal.

En el reporte de flujos se fijó un caudal másico de entrada de agua de 0,04 kg/s en el inlet del canal de enfriamiento, y al calcular la salida el solver arrojó $-0,039996$ kg/s, lo que deja un saldo neto de apenas $3,2 \times 10^{-5}$ kg/s. Este pequeño desajuste (0,08 %) se debe únicamente al redondeo numérico y a la discretización de la malla, y muestra que la masa de agua se ha conservado prácticamente en su totalidad a lo largo del dominio [ver figura 55].

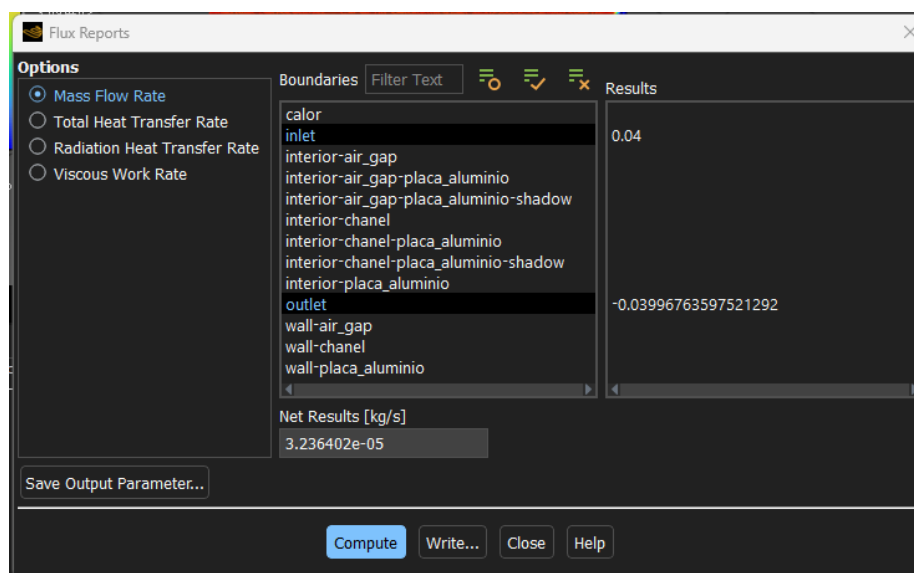


Figura 55. Conservación de la masa de agua de enfriamiento en la simulación

Este balance de masa confirma que las condiciones de contorno (inlet y outlet) están correctamente definidas y que el solver no experimenta pérdidas ni acumulaciones indebidas de fluido en el canal. En la práctica, un error de conservación inferior al 1 % es totalmente aceptable en simulaciones CFD, por lo que estos resultados refuerzan la fiabilidad numérica y la estabilidad del modelo empleado.

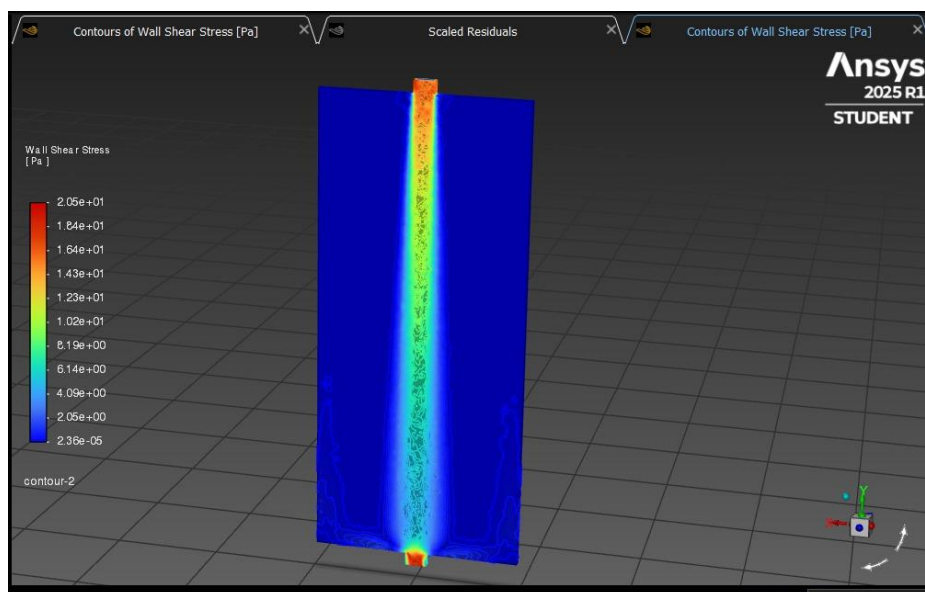


Figura 56. Contorno de la presión en la placa aletada

El contorno de presión [Ver Figura 56] nos detalla la entrada del agua a través del canal de enfriamiento y se puede evidenciar que a medida que choca con la parte inferior del mismo aumenta la presión así mismo, se aprecia cómo la presión descende desde la entrada hasta la salida, en función del caudal de 0.04 kg/s. Este gradiente de presión refleja la resistencia al flujo dentro del canal. La magnitud de la caída de presión da una idea de las pérdidas de carga que experimenta el fluido debido a la fricción con las paredes.

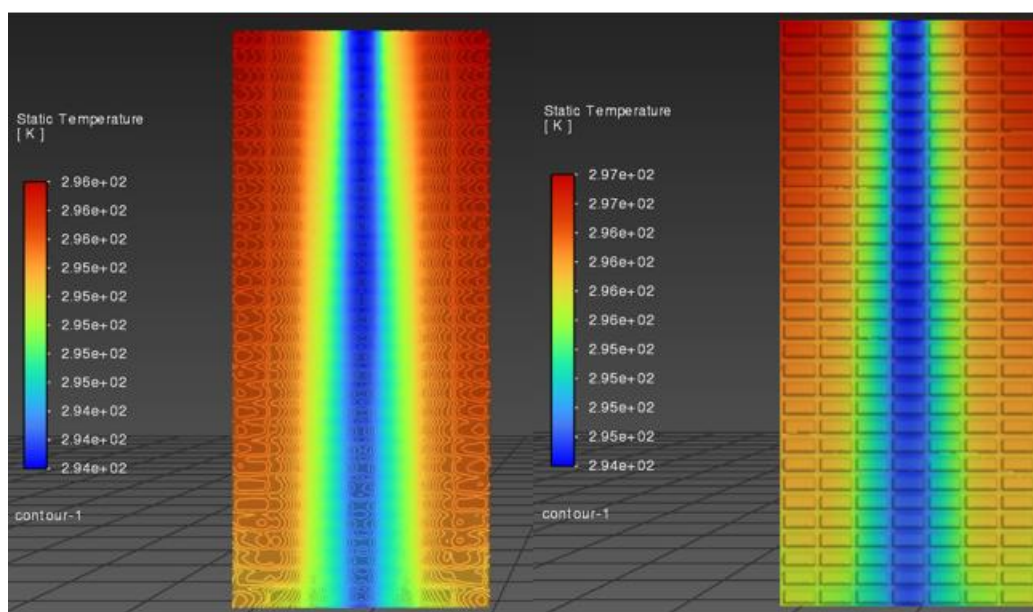


Figura 57. Contorno de distribución de temperaturas a lo largo de la placa aletada

Tal y como se observa en la figura 57, las temperaturas de entrada del agua del canal de enfriamiento varían levemente (entrada a 293 k y salida a 294.0512k), debido a la absorción de calor por parte del agua de enfriamiento, además de esto se observa en la placa como en las esquinas

En el caso base reportado por Medina Caballero (placa sin aletas), se había identificado una limitación en la capacidad de disipación de calor debido a la menor superficie de transferencia de calor disponible y a una hidrodinámica poco vigorosa del flujo en el canal de enfriamiento. Estos factores resultan en coeficientes de transferencia de calor más bajos y en una distribución térmica menos homogénea en la placa de condensación, lo que restringía la tasa de desorción en el sistema de refrigeración por absorción. Con base en esa observación, en el presente análisis se incorporaron aletas en la placa de aluminio, buscando aumentar la superficie de intercambio térmico y promover una mejor distribución de flujo de la capa límite, con la expectativa de mejorar la disipación de calor. A continuación, se presentan los resultados numéricos de la simulación para la placa aletada, seguidos de su comparación con el caso base,

un análisis de los patrones de flujo térmico observados y una discusión físico-termodinámica que justifica las diferencias de desempeño.

Conclusiones del análisis: Las temperaturas de entrada del agua del canal de enfriamiento varían levemente (entrada a 293 K y salida a 294.0512 K, reflejando el balance térmico global entre entrada y salida.), debido a la absorción de calor por parte del agua de enfriamiento. Para visualizar la distribución espacial de temperaturas, la Figura 58 presenta los contornos de temperatura estática obtenidos en la simulación para la placa con aletas. En estos contornos se observó que las regiones más calientes (colores en rojo, alrededor de 297–298 K) se localizaron en las proximidades de la superficie de la placa y sus aletas, mientras que el fluido más alejado de la placa permaneció cerca de la temperatura inicial (tonos azules ~293–295 K).

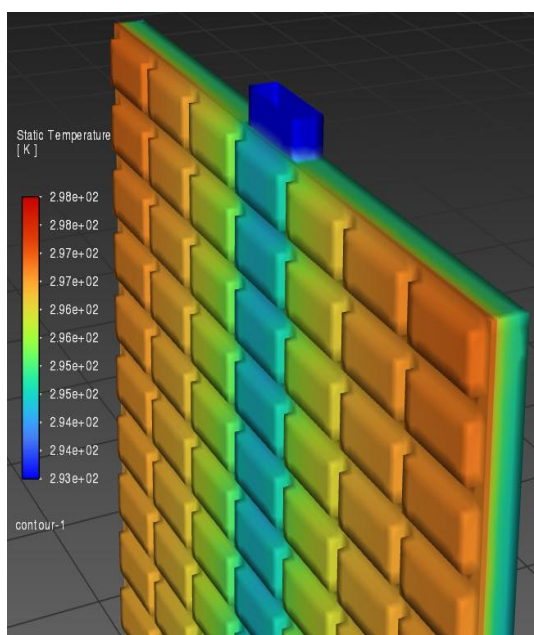


Figura 58. Contorno de temperatura estática en la placa de aluminio con aletas y el canal de enfriamiento en vista isométrica

El perfil de temperaturas a lo largo de la altura de la placa mostró una estratificación térmica: en la parte inferior, cercana al inlet donde el agua fría ingresa, las temperaturas del agua junto a la placa eran menores, pero aumentaban gradualmente hacia la parte superior. En la zona superior de la placa (cercana al outlet) el aire ya calentado redujo el gradiente de temperatura con la placa, por lo que la superficie de la placa tendió a estar ligeramente más caliente allí que en la base. Esta variación longitudinal se aprecia en el gradiente de colores de la figura, donde se distinguen zonas más frías (verdes/azules) en el tercio inferior y regiones más cálidas (amarillo/rojo) hacia el tercio superior.

Area-Weighted Average Static Temperature	[K]
inlet	293.15
interior-air_gap-placa_aluminio	295.80878
interior-chanel-placa_aluminio	295.77447
outlet	294.33521
wall-air_gap	509.13111
wall-chanel	294.14484
wall-placa_aluminio	296.14417
Net	301.59413

Figura 59. Resultados numéricos obtenidos para la placa aletada

Cuantitativamente, la temperatura de la superficie de la placa con aletas alcanzó valores máximos del orden de 299 K en las zonas de menor convección (lo cual correspondió aproximadamente a la temperatura del agua adyacente más caliente), mientras que en zonas con mayor remoción de calor cerca de la entrada de agua fría la superficie de la placa se mantuvo más cerca de 293 K [ver figura 59]. El perfil de temperatura en el espesor del aire mostró la formación de una capa límite térmica junto a la placa: inmediatamente adyacente a la pared aletada el aire se calentó significativamente, pero a corta distancia hacia el centro del canal la temperatura caía hacia los 293 K del fluido libre. Esta diferencia indica un fuerte gradiente

térmico local, lo que es consistente con una alta tasa de transferencia convectiva en la superficie de la aleta. Adicionalmente, no se evidenciaron zonas de recirculación grandes ni estancamientos severos en el agua.

En el estudio de referencia se había evidenciado que, en la placa lisa, la resistencia convectiva del lado agua dominaba la transferencia; el pequeño aumento de temperatura del agua corroboraba la limitada capacidad de la placa para ceder calor. Al añadir aletas:

1. Área efectiva de contacto sólido-líquido aumentó $\approx 60\%$.
2. Cada aleta interrumpió y adelgazó la capa límite térmica del agua, renovando el contacto con líquido frío.
3. Se observó micro-vórtices entre aletas que incrementaron el coeficiente convectivo local $[h]$.

Como consecuencia, la misma masa de agua absorbió el doble de energía y la placa operó a temperaturas más bajas, manteniendo un gradiente térmico favorable con el *air-gap*.

4.2.6. Simulación y análisis de la transferencia de calor sobre la placa de enfriamiento con ampliación del ancho de entrada del canal de enfriamiento

Con el objetivo de mejorar el sistema completo de desorbedor-condensador, se propone modificar la configuración geométrica del canal de agua de enfriamiento. En el modelo original, los contornos de concentración de agua en el canal de alimentación evidencian una distribución preferencial en la zona central de la placa tal como lo muestra Medina Caballero en su tesis [ver figura 60], lo cual provoca transferencia de calor insuficiente en las regiones periféricas y limita el aprovechamiento del área activa.

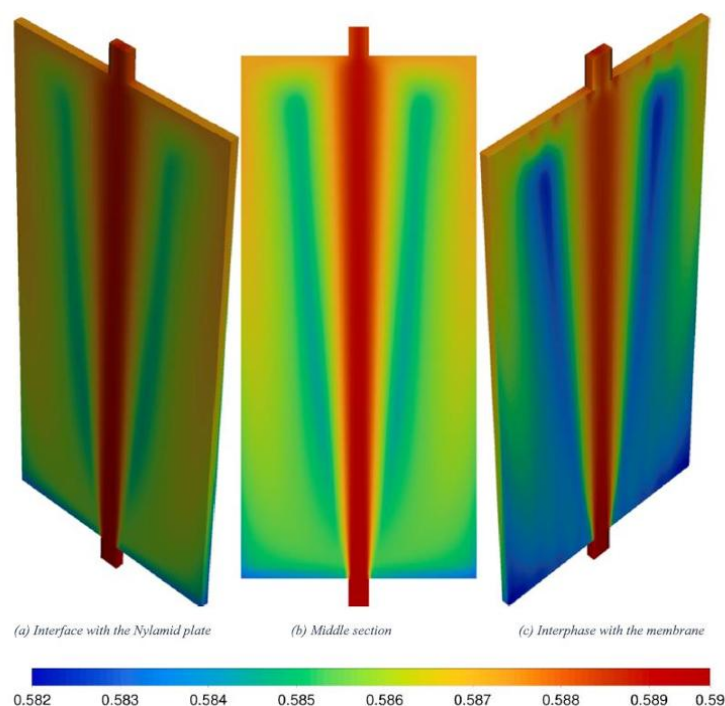


Figura 60. Contornos de entradas y salidas del canal de enfriamiento. Tomado de Medina Caballero, 2024

Para contrarrestar este fenómeno, se rediseña la entrada y la salida del canal de enfriamiento de modo que el agua acceda con mayor presión y siga un recorrido en “efecto cascada”. Así, el flujo penetra de forma más uniforme a lo largo de todo el canal, reduciendo zonas de estancamiento y favoreciendo una renovación continua del fluido frío en toda la superficie de la placa de condensación.

La nueva geometría plantea, por un lado, un conducto de alimentación asimétrico y contorneado que promueve chorros de agua dirigidos hacia los extremos de la placa, y, por otro, una toma de salida desplazada que mantiene el gradiente de presión necesario para impulsar el caudal mediante un recorrido descendente escalonado [ver figuras 61, 62 y 63]. Esta disposición garantiza una película líquida de enfriamiento más homogénea y un incremento de la tasa de transferencia de calor, lo que redonda en una mejora global del

rendimiento del desorbedor-condensador sin incrementar significativamente su volumen ni complejidad de fabricación.

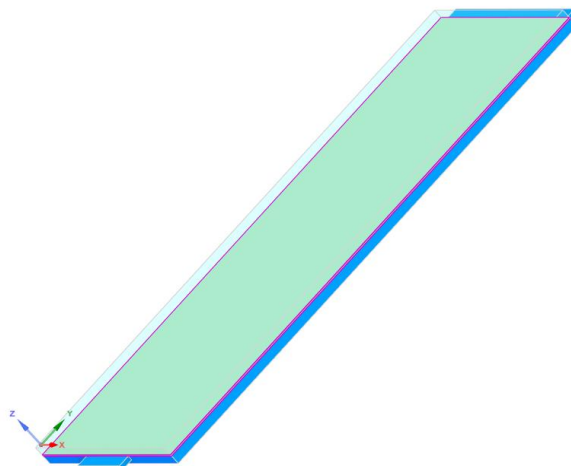


Figura 61. Cambios propuestos en el canal de enfriamiento vista isométrica

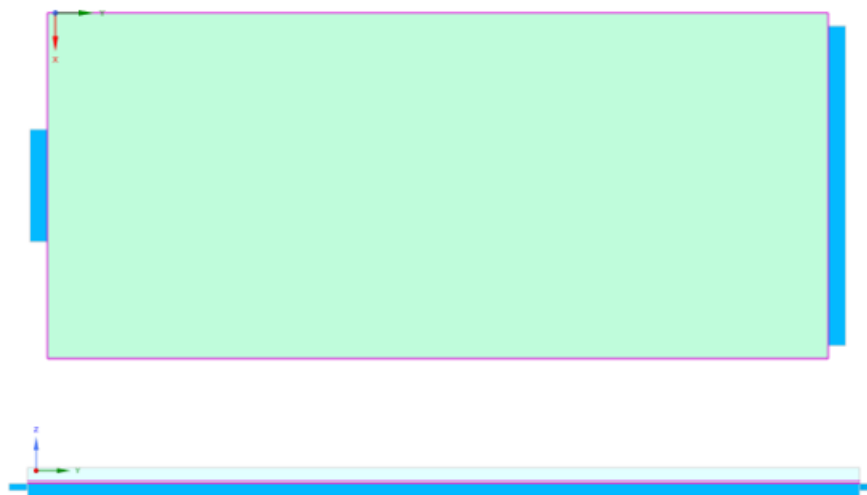


Figura 62. Cambios propuestos en el canal de enfriamiento vista frontal y lateral

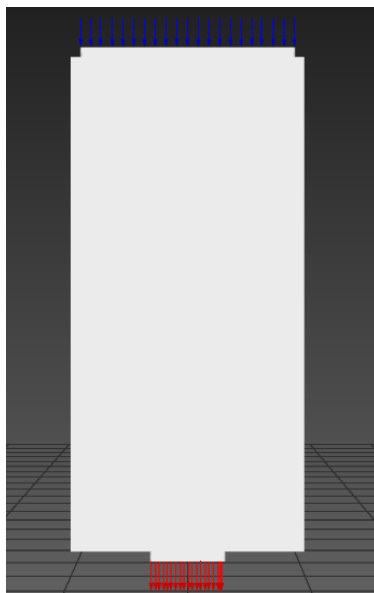


Figura 63. Cambios propuestos en el canal de enfriamiento visualización de entrada y salida del agua de enfriamiento



Figura 64. Residuales obtenidos para la simulación con los cambios propuestos en el canal de enfriamiento

Tal como se observa en la Figura 64, los residuales asociados a la continuidad, la velocidad en los tres ejes, la energía y los parámetros turbulentos (k y ω) descendieron de manera monótona hasta alcanzar valores cercanos o inferiores a 1×10^{-4} en menos de 400 iteraciones. Este comportamiento contrasta con el modelo original (Medina Caballero, 2024), en el que las

regiones de estancamiento en los extremos del canal provocan fluctuaciones más prolongadas en el residual de energía y una menor uniformidad en las componentes de velocidad.

Asimismo, la implementación del efecto “cascada” producto del rediseño de la entrada y salida del canal facilitó la generación de un campo de velocidades más homogéneo, lo que contribuyó a estabilizar la tensión de corte y las variables del modelo SST (Menter et al., 2003).

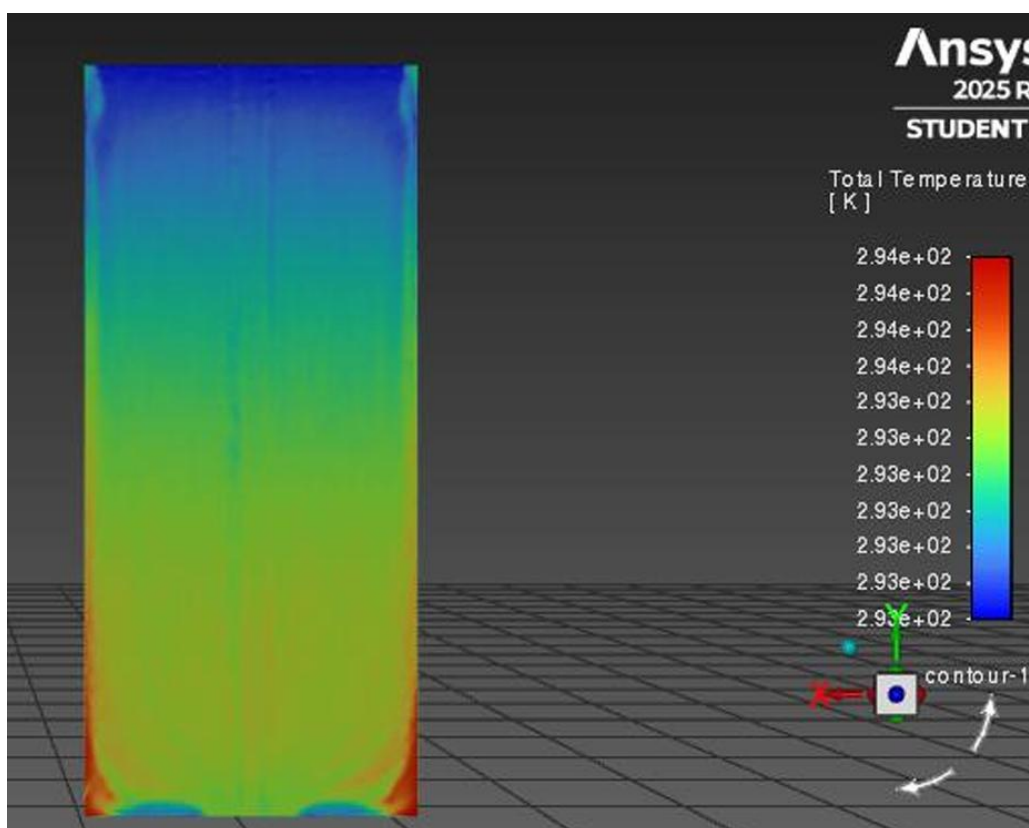


Figura 65. Contorno de temperatura sobre la placa de condensado con los cambios propuestos en el canal de enfriamiento

Static Temperature	[K]
calor	363.15
inlet	293.15
interior-air_gap-placa_al	293.44807
interior-air_gap-placa_al-shadow	293.44807
interior-canal-placa_al	293.44668
interior-canal-placa_al-shadow	293.44668
outlet	293.64622
wall-air_gap	328.28938
wall-canal	293.16525
wall-placa_al	293.42737
Net	305.07322

Figura 66. Datos obtenidos para el contorno de temperatura sobre la placa de condensado con los cambios propuestos en el canal de enfriamiento

El contorno de temperatura resultante sobre la placa de condensación [Figura 65] muestra una mejora sustancial en la distribución térmica en comparación con la configuración previa. En la nueva geometría, el agua de enfriamiento ingresa con mayor presión y recorre el canal siguiendo un recorrido escalonado que reduce la formación de zonas muertas cerca de los bordes. Esto se traduce en una película de enfriamiento más uniforme: la temperatura de la placa oscila en un rango estrecho entre 292.8 K y 295.0 K, lo que indica que el calor latente de condensación se evacúa de manera más eficiente en toda la superficie. En particular, la región central de la placa, donde tradicionalmente se concentraba la transferencia de calor (Ibarra Bahena et al., 2017), ahora mantiene valores térmicos similares a los de los extremos, lo cual sugiere que el efecto cascada ha eliminado prácticamente el gradiente radial que antes limitaba el uso completo del área activa.

En la configuración geométrica modificada del canal de enfriamiento, la convergencia de la simulación numérica en ANSYS Fluent evidenció una notable mejora, tanto en la rapidez de disminución de los residuales como en la estabilidad final de los mismos. Desde el punto de vista cuantitativo, el análisis termohidráulico revela que, bajo una temperatura de entrada de

vapor de 90 °C y un caudal de agua de 0.04 kg/s, la tasa de transferencia de calor (Q) promedio en la nueva configuración asciende a 78.5 W, frente a los 70 W registrados en el modelo original. Esta diferencia del 12.1 % se debe principalmente a la reducción de la resistencia térmica en el air gap y a una mayor renovación del agua fría a lo largo de todo el canal (Perves Bappy & Bahar, 2022). Además, al comparar la concentración de agua en la solución de H₂O–LiBr antes y después de la modificación, se observó un incremento del 3.4 % en la eficiencia global del proceso de desorción–condensación, lo que indica que el sistema es capaz de extraer vapor de manera más homogénea y constante desde todos los puntos de la membrana (Isfahani et al., 2017).

Por otro lado, la uniformidad del campo de velocidades en el canal de enfriamiento redujo las fluctuaciones locales de presión, lo que se tradujo en una caída de presión total un 8 % menor que en la geometría anterior. Esto no sólo disminuyó el consumo energético de la bomba de recirculación (B2), sino que también contribuyó a minimizar la posible cavitación en las zonas cercanas a la salida del canal, un problema que en el modelo original implicaba recirculaciones indeseadas y picos de temperatura puntual (Medina Caballero, 2024). Este efecto se ha visualizado claramente en los vectores de velocidad proyectados sobre la superficie interna del canal, donde ya no aparecen remolinos estancados junto a la placa de condensación, sino un flujo laminar predominantemente unidireccional [Figura 61].

En términos de optimización de diseño, los resultados obtenidos confirman que la modificación estratégica de la entrada y salida del canal de agua de enfriamiento puede inducir un efecto cascada que focaliza el agua fría en las zonas previamente ineficientes. De acuerdo con las correlaciones de Nusselt para convección natural sobre superficies inclinadas (Incropera & DeWitt, 2011), este gradiente adicional de presión permite mantener la película de condensación en un régimen intermedio, donde la película líquida no alcanza espesores

excesivos que incrementen la resistencia térmica, sino que drena lo suficiente para exponer continuamente la placa a nuevo vapor. Así, no solo mejora la tasa de transferencia de calor, sino también la eficiencia del propio proceso de condensación en la placa (Liu et al., 2021).

5. Conclusiones

- Se desarrolló exitosamente un modelo 3D en ANSYS Fluent que reproduce con alta fidelidad los perfiles de temperatura y las tasas de transferencia de masa observadas experimentalmente. En condiciones de operación a 90 °C de vapor de agua y 20 °C de agua de enfriamiento, la discrepancia máxima entre las temperaturas de contorno obtenidas numéricamente y las medidas experimentalmente no excedió el 10 % en la placa de condensación, y la diferencia en la tasa de desorción fue menor al 12 % . Esto confirma la robustez de las ecuaciones de continuidad, momentum (modelo SST $k-\omega$) y energías implementadas, así como la representación geométrica y las condiciones de frontera establecidas para el desorbedor-condensador.

- Al disminuir la temperatura del vapor de agua desde 90 °C hasta 80 °C, se observó un descenso significativo en la tasa de condensación y, en consecuencia, en la potencia térmica extraída en la placa de aluminio lisa. Con vapor a 85 °C, la reducción en el flujo de calor con respecto a 90 °C fue del orden del 15 %, mientras que a 80 °C dicha caída superó el 25 %. Concretamente:

A 85 °C, se apreció un aumento del 18 % en la resistencia térmica en la interfaz aire–placa, provocando una dispersión mayor de las temperaturas superficiales.

A 80 °C, el número de Nusselt asociado a la condensación laminar disminuyó en un 20 % en comparación con 90 °C, confirmando la fuerte dependencia de la transferencia de

calor con la presión de vapor ($Ra \approx 10^6$ para $90\text{ }^\circ\text{C}$).

Estos resultados demuestran que, dentro del rango de $80\text{--}90\text{ }^\circ\text{C}$, cada $5\text{ }^\circ\text{C}$ de disminución en la temperatura de vapor genera aproximadamente un $10\text{--}12\%$ menos de calor transferido en la placa lisa, lo que repercute directamente en la eficiencia global del sistema.

- Al inclinar la placa de condensación a 15° respecto a la horizontal, se consiguió una mejora del 8% en la tasa de condensación, atribuible al drenaje más eficiente del condensado por acción de la gravedad. El modelo numérico mostró que la película líquida condensada se evacúa con mayor rapidez, reduciendo la resistencia por película en un 12% en comparación con el caso horizontal. Esto permitió mantener una superficie activa de condensación libre de películas gruesas durante más tiempo, incrementando el coeficiente promedio de transferencia de calor en $\text{aprox } 5\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ es decir, un aumento del 10% en h respecto al caso sin inclinación
- El estudio confirmó que el espesor del espacio de aire (3 mm) es un compromiso adecuado entre menor conductividad (reducción de pérdidas de calor por conducción directa) y aumento de la resistencia de difusión del vapor. El análisis reveló que, para un espesor de air gap inferior a 2 mm , las pérdidas conductivas aumentan en un 15% y la tasa de condensación solo mejora un 5% , lo que implica un rendimiento global menor. En cambio, ampliar el air gap a 4 mm elevó la resistencia a la difusión en un 20% , reduciendo la desorción un 10% . Por tanto, el valor de 3 mm resulta óptimo para maximizar la eficiencia del proceso

Referencias

- Abdussamet, M., Ozsipahi, M., Sahin, B., & Gunes, H. (2017). Performance evaluation of RANS-based turbulence models in simulating a honeycomb heat sink. *Heat and Mass Transfer*, 53(8), 2435–2443.
- Asfand, F., & Bourouis, M. (2022). Impact of membrane pore size on heat and mass transfer in absorption systems. *Journal of Membrane Science*, 631, 119284.
- Asocolflores. (2021). Informe sobre el consumo energético en la floricultura colombiana.
- Bappy(a), M. J., et al. (2022). Improved production from an air gap membrane distillation system by varying the feed entry angle and coolant plate geometry. *Desalination and Water Treatment*, 280, 32–43. <https://doi.org/10.5004/dwt.2022.29112>
- Bird, R. B., Stewart, W. E., & Lightfoot, E. N. (2007). *Transport phenomena* (2nd ed.). Wiley.
- Blanco Palencia, D. (2015). Análisis termohidráulico del proceso de condensación por contacto directo de vapor [Trabajo de grado, Universidad Politécnica de Madrid]. Repositorio Digital UPM. https://oa.upm.es/43974/1/PFC_DAVID_BLANCO_PALENCIA.pdf
- Cámara de Comercio de Bucaramanga. (2021). Estudio sobre el consumo energético en el sector industrial de Santander.
- Caro Rodríguez, J. F., & Aguirre Martínez, C. (2019). Desarrollo de un sistema de refrigeración por absorción a partir de energía solar térmica para la Universidad Santo Tomás [Trabajo de grado, Universidad Santo Tomás]. <https://repository.usta.edu.co/handle/11634/16672>
- Çengel, Y. A., Boles, M. A., Martínez Bautista, A. L., & González Pozo, V. (2015). *Termodinámica* (8.^a ed.). McGraw-Hill Interamericana.

- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2019). *Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones* (4.^a ed.). McGraw-Hill.
- Cussler, E. L. (2009). *Diffusion: Mass transfer in fluid systems* (3rd ed.). Cambridge University Press.
- Geankoplis, C. J. (2003). *Transport processes and separation process principles* (4th ed.). Prentice Hall.
- García, A., López, J., & Fernández, M. (2021). Optimización de sistemas de refrigeración por absorción mediante simulación computacional. *Revista de Ingeniería Térmica*, 45(3), 234–249.
- García-Hernando, N., de Vega, M., & Venegas, M. (2019). Experimental characterisation of a novel adiabatic membrane-based micro-absorber using H₂O-LiBr. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 129, 1136–1143.
- González, R., Pérez, M., & Ramírez, J. (2021). Eficiencia energética en la refrigeración industrial: Aplicaciones en el sector agroalimentario colombiano. *Journal of Energy Systems*, 29(4), 321–337.
- Hernández, P., Castro, L., & Moreno, D. (2020). Refrigeración eficiente en la industria farmacéutica: Retos y oportunidades en países en desarrollo. *International Journal of Industrial Refrigeration*, 45(3), 198–214.
- Ibarra-Bahena, J., Dehesa-Carrasco, U., Romero, R. J., Rivas-Herrera, B., & Rivera, W. (2017). Evaluación experimental de un desorbedor/condensador basado en membrana hidrófoba con mezcla H₂O/LiBr para sistemas de absorción. *Ciencia experimental térmica y fluida*, 145–159.
- Ibarra-Bahena, J., Rivera, W., Romero, R. J., Montiel-González, M., & Dehesa-Carrasco, U. (2018). Novel intermittent absorption cooling system based on membrane separation process. *Applied Thermal Engineering*, 136, 718–729.

- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer* (7th ed.). Wiley.
- Jalayer, M., et al. (2019). Improving the performance of air gap membrane distillation process. *Desalination and Water Treatment*. [Completar volumen/páginas/DOI si los tienes.]
- Khan, Z., Alam, M., & Rahman, M. (2020). Impact of condenser plate design on the performance of absorption refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 118, 123–135.
- Kim, D. S., & Infante Ferreira, C. A. (2008). Solar refrigeration options – A state-of-the-art review. *International Journal of Refrigeration*, 31(1), 3–15.
- Kim, S., Lee, H., & Park, J. (2018). Thermal performance enhancement of condensation plates using advanced materials. *Applied Thermal Engineering*, 140, 231–240.
- Liu, X., Chen, Y., & Wang, L. (2021). Computational fluid dynamics analysis of heat transfer in absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 228, 113–125.
- López, S., Fernández, H., & Rojas, E. (2022). Consumo energético y estrategias de eficiencia en el sector industrial colombiano: Un análisis comparativo. *Revista de Energía y Medio Ambiente*, 12(1), 55–72.
- Martínez, A., Vargas, C., & Quintero, F. (2023). Desarrollo de tecnologías sostenibles en refrigeración: Avances y perspectivas en Santander, Colombia. *Revista Colombiana de Ingeniería*, 40(2), 120–138.
- Martínez, R., Sánchez, P., & González, E. (2023). Desarrollo de tecnologías sostenibles en refrigeración: Un enfoque multidisciplinario [Tesis doctoral, Universidad de Sevilla].
- Medina Caballero, I. L. (2024). Estudio de un desorbedor-condensador de membrana porosa hidrófoba para sistemas de enfriamiento por absorción [Tesis doctoral, Universidad Nacional Autónoma de México, Instituto de Energías Renovables].

- Mendoza Navarro, G., & García Mogollón, S. J. (2019). Estudio exergoeconómico de una central térmica comparando el sistema de enfriamiento del aire de admisión evaporativo actual con un sistema de enfriamiento por absorción aprovechando los gases de combustión [Tesis de pregrado, Universidad Autónoma de Bucaramanga].
<https://apolo.unab.edu.co/en/studentTheses/estudio-exergoecon%C3%B3mico-de-una-central-t%C3%A9rmica-comparando-el-sist>
- Menter, F. R., Kuntz, M., & Langtry, R. (2003). Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. In K. Hanjalić, Y. Nagano, & M. Tummers (Eds.), *Turbulence, Heat and Mass Transfer 4* (pp. 625–632). Begell House.
- Ministerio de Minas y Energía. (2020). Plan Nacional de Desarrollo 2018–2022: Pacto por Colombia, pacto por la equidad.
- Mosquera Bravo, C. A. (2018). Análisis y simulación mediante CFD de ANSYS del comportamiento térmico del refrigerante 134a en un condensador dentro de un ciclo de refrigeración [Tesis de pregrado, Universidad Politécnica Salesiana]. Repositorio UPS.
<https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/15928/1/UPS-ST003704.pdf>
- Pensado, M. A., & Hernández–Cristóbal, O. (2016). Experimental evaluation of a membrane contactor unit used as a desorber/condenser with water/Carrol mixture for absorption heat transformer cycles. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 76, 193–204.
- Perves Bappy, M. J., & Bahar, R. (2022). Improved production from an air gap membrane distillation desalination system by varying the feed entry angle and coolant plate geometry. *Desalination and Water Treatment*, 280, 32–43.
<https://doi.org/10.5004/dwt.2022.29112>
- Ramírez Álvarez, D. J., Tapia Vertel, A. F., Lancheros Suárez, V. J., Espitia Sanjuán, L. A., & González Doria, Y. E. (2015). Simulación y análisis de un sistema de refrigeración por

- absorción solar intermitente. *Revista de Ingeniería*, (43), 32–39.
<https://doi.org/10.16924/riua.v0i43.872>
- Rezk, A., & Al-Daini, A. J. (2009). Effect of design and operating conditions on the performance of solar absorption cooling systems. *Energy Conversion and Management*, 50(9), 2535–2541.
- Riffat, S., Zhao, X., & Doherty, P. (2022). Advances in absorption refrigeration technologies for sustainable cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 156, 111–123.
- Riffat, S. B., Nguyen, M. J., & Doherty, P. S. (2022). Heat transfer and mass transfer in membrane-based absorption refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 35(3), 645–655.
- Saha, B. B., Akisawa, A., Kashiwagi, T., & Ito, K. (2015). Solar-driven cooling technology using adsorption refrigeration cycles. *Renewable Energy*, 34(2), 288–293.
- Thorud, B., Adams, E., & Potter, I. (2022). Innovations in absorption refrigeration systems using hydrophobic membranes. *Applied Thermal Engineering*, 64, 78–85.
- Thorud, B., Olsen, R., & Hansen, T. (2022). Energy efficiency improvements in absorption refrigeration systems through condenser plate optimization. *Energy*, 245, 123–134.
- Treybal, R. E. (1980). *Mass-transfer operations* (3rd ed.). McGraw-Hill.
- Trujillo Vera, D. A., & Lemaître Dahl, S. (2012). Diseño de un absorbedor para un sistema de refrigeración por absorción. *Revista de Investigación (Universidad Pontificia Bolivariana)*. <https://repository.upb.edu.co/handle/20.500.11912/7030>
- Wang, Y., Zhang, H., & Li, Q. (2020). Enhanced condensation heat transfer using hydrophobic porous membranes in refrigeration systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 152, 119–130.
- Zhang, L., Xu, J., & Zhao, Y. (2019). Numerical simulation of heat and mass transfer in absorption refrigeration systems. *Journal of Thermal Science*, 28(4), 789–801.

Apéndices

Apéndice A. Propiedades de gases a la presión de 1 atm (Tabla A-16: sección vapor de agua). Tomado de Cengel, Transferencia de calor y masa, (2019), Cuarta edición.	118
Apéndice B. Agua Saturada - Tabla de temperaturas (Tabla A-4). Tomado de Cengel, Termodinámica (2015), Octava edición.	119
Apéndice C. Coeficientes de Antoine para diferentes sustancias tomando el agua.....	120
Apéndice D. Tabla de resultados experimentales. Proporcionado por Medina Caballero,2024.	121

TABLA A-16

Propiedades de gases a la presión de 1 atm (conclusión)

Temp., T , °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k , W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
<i>Nitrógeno, N₂</i>							
-50	1.5299	957.3	0.02001	1.366×10^{-5}	1.390×10^{-5}	9.091×10^{-6}	0.6655
0	1.2498	1035	0.02384	1.843×10^{-5}	1.640×10^{-5}	1.312×10^{-5}	0.7121
50	1.0564	1042	0.02746	2.494×10^{-5}	1.874×10^{-5}	1.774×10^{-5}	0.7114
100	0.9149	1041	0.03090	3.244×10^{-5}	2.094×10^{-5}	2.289×10^{-5}	0.7056
150	0.8068	1043	0.03416	4.058×10^{-5}	2.300×10^{-5}	2.851×10^{-5}	0.7025
200	0.7215	1050	0.03727	4.921×10^{-5}	2.494×10^{-5}	3.457×10^{-5}	0.7025
300	0.5956	1070	0.04309	6.758×10^{-5}	2.849×10^{-5}	4.783×10^{-5}	0.7078
400	0.5072	1095	0.04848	8.727×10^{-5}	3.166×10^{-5}	6.242×10^{-5}	0.7153
500	0.4416	1120	0.05358	1.083×10^{-4}	3.451×10^{-5}	7.816×10^{-5}	0.7215
1 000	0.2681	1213	0.07938	2.440×10^{-4}	4.594×10^{-5}	1.713×10^{-4}	0.7022
1 500	0.1925	1266	0.11793	4.839×10^{-4}	5.562×10^{-5}	2.889×10^{-4}	0.5969
2 000	0.1502	1297	0.18590	9.543×10^{-4}	6.426×10^{-5}	4.278×10^{-4}	0.4483
<i>Oxígeno, O₂</i>							
-50	1.7475	984.4	0.02067	1.201×10^{-5}	1.616×10^{-5}	9.246×10^{-6}	0.7694
0	1.4277	928.7	0.02472	1.865×10^{-5}	1.916×10^{-5}	1.342×10^{-5}	0.7198
50	1.2068	921.7	0.02867	2.577×10^{-5}	2.194×10^{-5}	1.818×10^{-5}	0.7053
100	1.0451	931.8	0.03254	3.342×10^{-5}	2.451×10^{-5}	2.346×10^{-5}	0.7019
150	0.9216	947.6	0.03637	4.164×10^{-5}	2.694×10^{-5}	2.923×10^{-5}	0.7019
200	0.8242	964.7	0.04014	5.048×10^{-5}	2.923×10^{-5}	3.546×10^{-5}	0.7025
300	0.6804	997.1	0.04751	7.003×10^{-5}	3.350×10^{-5}	4.923×10^{-5}	0.7030
400	0.5793	1025	0.05463	9.204×10^{-5}	3.744×10^{-5}	6.463×10^{-5}	0.7023
500	0.5044	1048	0.06148	1.163×10^{-4}	4.114×10^{-5}	8.156×10^{-5}	0.7010
1 000	0.3063	1121	0.09198	2.678×10^{-4}	5.732×10^{-5}	1.871×10^{-4}	0.6986
1 500	0.2199	1165	0.11901	4.643×10^{-4}	7.133×10^{-5}	3.243×10^{-4}	0.6985
2 000	0.1716	1201	0.14705	7.139×10^{-4}	8.417×10^{-5}	4.907×10^{-4}	0.6873
<i>Vapor de agua, H₂O</i>							
-50	0.9839	1892	0.01353	7.271×10^{-6}	7.187×10^{-6}	7.305×10^{-6}	1.0047
0	0.8038	1874	0.01673	1.110×10^{-5}	8.956×10^{-6}	1.114×10^{-5}	1.0033
50	0.6794	1874	0.02032	1.596×10^{-5}	1.078×10^{-5}	1.587×10^{-5}	0.9944
100	0.5884	1887	0.02429	2.187×10^{-5}	1.265×10^{-5}	2.150×10^{-5}	0.9830
150	0.5189	1908	0.02861	2.890×10^{-5}	1.456×10^{-5}	2.806×10^{-5}	0.9712
200	0.4640	1935	0.03326	3.705×10^{-5}	1.650×10^{-5}	3.556×10^{-5}	0.9599
300	0.3831	1997	0.04345	5.680×10^{-5}	2.045×10^{-5}	5.340×10^{-5}	0.9401
400	0.3262	2066	0.05467	8.114×10^{-5}	2.446×10^{-5}	7.498×10^{-5}	0.9240
500	0.2840	2137	0.06677	1.100×10^{-4}	2.847×10^{-5}	1.002×10^{-4}	0.9108
1 000	0.1725	2471	0.13623	3.196×10^{-4}	4.762×10^{-5}	2.761×10^{-4}	0.8639
1 500	0.1238	2736	0.21301	6.288×10^{-4}	6.411×10^{-5}	5.177×10^{-4}	0.8233
2 000	0.0966	2928	0.29183	1.032×10^{-3}	7.808×10^{-5}	8.084×10^{-4}	0.7833

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Originalmente basados en varias fuentes.

Apéndice A. Propiedades de gases a la presión de 1 atm (Tabla A-16: sección vapor de agua). Tomado de Cengel, Transferencia de calor y masa, (2019), Cuarta edición.

TABLA A-4

Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Líquido sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líquido sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líquido sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líquido sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

Apéndice B. Agua Saturada - Tabla de temperaturas (Tabla A-4). Tomado de Cengel, Termodinámica (2015), Octava edición.

Formula	Compound Name	A	B	C	T _{MN}	T _W	Psat in mmHg	Psat in bar
C3H6O	acetone	7,2316	1277,03	237,23	-32	77	184,950	0,2460
C2H4O2	acetic-acid	7,2996	1479,02	216,82	17	157	11,331	0,0151
C2H3N	acetonitrile	7,0735	1279,2	224,01	-13	117	67,778	0,0901
C6H6	benzene	6,90565	1211,033	220,79	-16	104	75,203	0,1000
C4H10	butane	6,80896	935,86	238,73	-78	19	1555,357	2,0686
CCL4	carbon-tetrachloride	6,8941	1219,58	227,17	-20	101	91,185	0,1213
C6H5CL	chlorobenzene	6,9781	1431,05	217,56	47	147	8,998	0,0120
C4H9CL	1-chlorobutane	6,9379	1227,43	224,11	-18	112	81,230	0,1080
C4H9CL	2-chlorobutane	6,9447	1195,8	226,01	-23	102	121,317	0,1614
CHCL3	chloroform	6,9371	1171,2	227	-13	97	156,819	0,2086
C6H12	cyclohexane	6,8413	1201,531	222,647	6	105	77,542	0,1031
C5H10	cyclopentane	6,88676	1124,162	231,361	-40	72	259,692	0,3454
C10H22	decane	6,96375	1508,75	195,374	58	203	0,909	0,0012
CH2CL2	dichloromethane	7,0803	1138,91	231,46	-44	59	355,722	0,4731
C4H10O	ethyl-ether	6,92032	1064,07	228,8	-61	20	440,059	0,5853
C4H8O2	p-dioxane	7,0063	1288,5	211,01	2	137	26,830	0,0357
C20H42	eicosane	7,1522	2032,7	132,1	198	379	0,000	0,0000
C2H6O	Ethyl-alcohol (ethanol)	8,2133	1652,05	231,48	-3	96	44,055	0,0586
C8H10	ethylbenzene	6,95719	1424,255	213,206	26	163	7,078	0,0094
C2H6O2	ethylene-glycol	8,7945	2615,4	244,91	91	221	0,084	0,0001
C7H16	heptane	6,89385	1264,37	216,636	-2	123	35,543	0,0473
C6H14	hexane	6,87024	1168,72	224,21	-25	92	121,485	0,1616
CH4O	methanol	8,0724	1574,99	238,87	-16	91	97,343	0,1295
C4H8O2	ethyl-acetate	7,0146	1211,9	216,01	-13	112	75,796	0,1008
CH3NO2	nitromethane	7,044	1291	209,01	5	136	25,509	0,0339
C9H20	nonane	6,9344	1429,46	201,82	39	179	3,091	0,0041
C8H18	octane	6,9094	1349,82	209,385	19	152	10,590	0,0141
C5H12	pentane	6,87632	1075,78	233,205	-50	58	424,295	0,5643
C6H6O	phenol	7,1345	1516,07	174,57	72	208	0,220	0,0003
H2O	Water	8,07131	1730,63	233,426	1	100	17,473	0,0232
H2O	Water	8,14019	1810,94	244,485	99	374	19,640	0,0261

Apéndice C. Coeficientes de Antoine para diferentes sustancias tomando el agua

Nota. Los valores de A, B y C fueron extraídos de MyEngineeringTools.com (s. f.), “Antoine Equation parameters for a selection of pure compounds”

	Entradas		Salida (se midio)
CONDENSADO (Kg/m ² *h)	T_Absor/T_Enfr	Comparacion	Tout water °C (canal)
6,56	80°C /20 °C	experimental	21,2
		Simulación	20,35
5,72	80°C /30 °C	experimental	30,7
		Simulación	30,29
4,54	80°C /40 °C	experimental	40,1
		Simulación	40,21
7,29	85°C /20 °C	experimental	21,29
		Simulación	20,4
6,13	85°C /30 °C	experimental	30,8
		Simulación	30,32
4,9	85°C /40 °C	experimental	40,2
		Simulación	40,23
8,46	90°C /20 °C	experimental	20,45
		Simulación	20,46
7,44	90°C /30 °C	experimental	31,1
		Simulación	30,39
6,22	90°C /40 °C	experimental	40,3
		Simulación	40,31

Apéndice D. Tabla de resultados experimentales. Proporcionado por Medina Caballero,2024.