

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Diseño de circuito bombeo capilar para enfriamiento pasivo de
baterías de litio para autos eléctricos

INGE-2402

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingenieros en mecánica

Presentado por:

Kleber Douglas Sojos Peralta

Jorge Elías Game Yanez

Guayaquil - Ecuador

Año: 2023

Dedicatoria

Dedico este trabajo a mis padres, que, con su amor, paciencia y sabiduría, me han enseñado el valor del esfuerzo y la perseverancia. Su ejemplo me ha impulsado a alcanzar mis metas y sueños.

A mis hermanos, eternos cómplices y amigos incondicionales, gracias por su apoyo y por las risas en los momentos necesarios. Cada desafío enfrentado y superado tiene un poco de cada uno de ustedes.

Jorge Elias Game Yáñez

Dedico este trabajo a mis amados padres los cuales me han apoyado en todos estos años de estudio y me han motivado constantemente a superar y dar lo mejor de mí en cada trabajo que realice.

A mis hermanas que me han estado conmigo todos estos años, a mi querida Mimi que ha estado conmigo ya por varios años y gracias a ella siempre he tenido la voluntad de salir adelante y a mis mascotas los cuales a su manera han estado conmigo y me han acompañado

Kleber Douglas Sojos Peralta

Agradecimientos

Mi más sincero agradecimiento a mi familia por darme el apoyo y fortaleza para culminar este proyecto y mi carrera profesional.

A todos mis amigos en cuyos consejos encontré inspiración para la culminación de mis proyectos.

A los profesores que con emoción y esmero no solo me enseñaron ingeniería, sino también a ser una mejor persona.

Jorge Elias Game Yáñez

Mi más sincero agradecimiento a mi familia y mascotas que son el motivo de mi esfuerzo, dedicación y trabajo.

A mis amigos y compañeros de trabajo que me han ayudado a convertirme en un mejor amigo, compañero y profesional.

Kleber Douglas Sojos Peralta

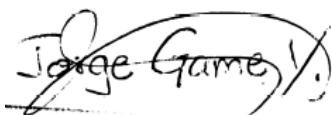
Declaración Expresa

Nosotros Kleber Sojos Peralta y Jorge Game Yanez acordamos y reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores. La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por mí/nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que me/nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de mi/nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique a los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 8 de febrero del 2024.



Jorge Elias Game Yanez



Kleber Douglas Sojos Peralta

Evaluadores

Francis Loayza Paredes, PhD
Profesor de Materia

Gonzalo Almeida Pazmiño, PhD
Tutor de proyecto

Resumen

El creciente desarrollo de la tecnología de baterías para vehículos eléctricos enfrenta desafíos significativos, siendo la densidad energética, la duración de las baterías, vida útil y seguridad uno de los mayores obstáculos.

Este proyecto presenta como solución el diseño de un circuito de bombeo capilar para enfriamiento pasivo de baterías de litio para autos eléctricos. El proceso de diseño comenzó eligiendo los componentes y materiales clave, destacando entre ellos el evaporador capilar, el condensador y el reservorio de compensación. Para el modelado del circuito de bombeo se utilizó Matlab, mientras que el diseño del evaporador capilar se realizó utilizando el método de volúmenes finitos en el programa Ansys CFD. Los resultados demostraron que el circuito es capaz de operar eficientemente sin necesidad de componentes activos adicionales y, lo más importante, mantiene la temperatura de la batería dentro de límites seguros, entre 30°C y 36°C. Se concluyó en base a resultados obtenidos que el sistema es un diseño compacto, sencillo y adaptable que cumple con los objetivos de diseño para la regulación térmica de baterías.

Este trabajo se estructura en cuatro secciones principales. El primer capítulo introduce la justificación del proyecto, define los objetivos y establece el marco teórico, abarcando las teorías y referencias fundamentales. En el segundo capítulo, se detalla la metodología adoptada, incluyendo el diseño conceptual, la elección de componentes y materiales, culminando con el diseño en detalle de la solución de gestión térmica seleccionada. El tercer capítulo se enfoca en presentar y comparar los resultados obtenidos de los modelos desarrollados en Ansys y Matlab para el circuito. Finalmente, el cuarto capítulo sintetiza los resultados alcanzados, demostrando cómo se cumplieron los objetivos planteados y sugiere direcciones para futuras investigaciones en el área

Palabras Clave: gestión térmica, evaporador capilar, CPL, ANSYS y Matlab

Abstract

The growing development of battery technology for electric vehicles faces significant challenges, with energy density, battery life, durability, and safety being some of the biggest obstacles.

This project presents as a solution the design of a capillary pumping circuit for passive cooling of lithium batteries for electric cars. The design process began by choosing key components and materials, highlighting among them the capillary evaporator, the condenser, and the compensation reservoir. Matlab was used for modeling the pumping circuit, while the design of the capillary evaporator was carried out using the finite volume method with Ansys software. The results demonstrated that the circuit is capable of operating efficiently without the need for additional active components and, most importantly, keeps the battery temperature within safe limits, between 30°C and 36°C. The results concluded with a compact, simple, and adaptable design that meets the objectives of thermal regulation of batteries.

This work is structured into four main sections. The first chapter introduces the justification for the project, defines the objectives, and establishes the theoretical framework, covering fundamental theories and references. The second chapter details the adopted methodology, including conceptual design, choice of components and materials, culminating in the detailed design of the selected thermal management solution. The third chapter focuses on presenting and comparing the results obtained from the models developed in Ansys and Matlab for the circuit. Finally, the fourth chapter synthesizes the achieved results, demonstrating how the proposed objectives were met and suggests directions for future research in the area.

Palabras Clave: *thermal management, capillary evaporator, CPL, ANSYS and Matlab*

INDICE GENERAL

| | |
|--|-------|
| Evaluadores | VII |
| Resumen..... | VIII |
| <i>Abstract</i> | IX |
| INDICE GENERAL..... | X |
| Abreviaturas | XIV |
| Simbología | XIV |
| Índice de figuras..... | XVII |
| Índice de tablas | XVIII |
| Capítulo 1 | 1 |
| 1.1. Introducción..... | 2 |
| 1.2. Definición del Problema..... | 2 |
| 1.3. Justificación del proyecto..... | 3 |
| 1.4. Objetivos | 5 |
| 1.4.1. Objetivo General | 5 |
| 1.4.2. Objetivos Específicos..... | 5 |
| 1.5. Marco teórico | 6 |
| 1.5.1. Ciclo capilar bifásico (CLP)..... | 6 |
| 1.5.2. Modelo Termodinámico | 8 |
| 1.5.3. Ciclo Termodinámico | 9 |

| | |
|---|----|
| 1.5.4. CPL – Curva de Operación..... | 11 |
| 1.5.5. Orientación..... | 12 |
| 1.5.6. Evaporador Capilar | 13 |
| 1.5.7. Componentes del Evaporador Capilar | 14 |
| 1.5.8. Límites de operación del ciclo | 19 |
| 1.5.9. Selección del fluido de trabajo..... | 21 |
| Capítulo 2..... | 22 |
| 2.1. Metodología | 23 |
| 2.2. Colección de información | 23 |
| 2.3. Requerimientos..... | 24 |
| 2.4. Alternativas de solución..... | 24 |
| 2.4.1. Alternativa A: Evaporador con cuerpo de acero inoxidable, elemento poroso de cobre y acetona como refrigerante..... | 26 |
| 2.4.2. Alternativa B: Evaporador con cuerpo de cobre, elemento poroso de aluminio y agua con aditivos como refrigerante. | 27 |
| 2.4.3. Alternativa C: Evaporador con cuerpo de acero inoxidable, elemento poroso de aluminio y amoníaco como refrigerante. | 28 |
| 2.5. Evaluación y mejor alternativa de solución | 28 |
| 2.6. Evaluación de requerimientos | 29 |
| 2.7. Diseño detallado | 29 |
| 2.7.1. Consideraciones Generales | 31 |
| 2.8. Geometría | 31 |

| | |
|---|----|
| 2.9. Metodología de diseño y simulación | 32 |
| 2.9.1. Modelado y simulación por medio de elementos finitos (ANSYS CFD (Fluent/CFX)) | 34 |
| 2.9.1.1. Mallado..... | 35 |
| 2.9.1.2. Configuración de Fluent..... | 37 |
| 2.9.2. Metodología en Matlab - Simulink | 38 |
| CAPÍTULO 3 | 40 |
| 3.1. Resultados obtenidos en Ansys Fluent..... | 41 |
| 3.2. Resultado de Matlab - Simulink..... | 45 |
| 3.2.1. Resultados del modelado de batería sin el sistema de enfriamiento | 45 |
| 3.2.2. Resultados de los trabajos del fluido y diseño de componentes | 47 |
| 3.2.2.1. Resultado de los trabajos y potencias del amoniaco en el evaporador capilar | 47 |
| 3.2.2.2. Diseño de componentes del sistema de enfriamiento | 48 |
| 4. | 53 |
| 3.2.2.2.4. Resultados del fluido de trabajo | 53 |
| 3.2.3. Resultados de la batería con el sistema de enfriamiento | 55 |
| 3.3. Análisis de Resultados | 56 |
| 3.3.1. Análisis de resultados del Ansys | 56 |
| 3.3.1.1. Análisis de Velocidad y temperatura | 56 |
| 3.3.1.1.1. Velocidad | 56 |
| 3.3.1.1.2. Temperatura..... | 59 |

| | |
|--|----|
| 3.3.1.2. Relación de fluidos de trabajo – Presión y temperatura | 60 |
| 3.3.2. Análisis de resultados de Matlab – Simulink | 62 |
| 3.3.2.1. Análisis de modelado de batería sin sistema de enfriamiento..... | 62 |
| 3.3.2.2. Análisis de la distribución de energía en el evaporador capilar y diseño del resto de componentes del sistema de refrigeración | 63 |
| 3.3.2.3. Modelado de batería con el sistema de enfriamiento | 70 |
| CAPÍTULO 4 | 72 |
| 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... | 73 |
| 4.1. Conclusiones..... | 73 |
| 4.2. Recomendaciones | 73 |
| BIBLIOGRAFIA | 75 |
| APÉNDICES | 78 |
| ECUACIONES | 78 |
| CODIGO..... | 82 |
| A. Código UDF – Ansys Fluent..... | 83 |
| B. Código Matlab..... | 99 |

Abreviaturas

| | |
|-------|--|
| ESPOL | Escuela Superior Politécnica del Litoral |
| CPL | Capillary Pumped Loop |
| LHP | Loop Heat Pipe |
| CFD | Computational Fluid Dynamics |
| PE | Polietileno |
| PP | Polipropileno |
| SS | Acero inoxidable (Stainless Steel) |

Simbología

| | |
|-------------------|---|
| ΔT | Diferencia de temperatura [K] |
| Q | Flujo de calor por unidad de área [W/m ²] |
| ρ | Densidad [kg/m ³] |
| μ | Viscosidad [Pa-s] |
| γ | Tensión superficial [N/m] |
| P | Presión [Pa] |
| A | Área transversal del evaporador capilar [m ²] |
| H | Coefficiente de transferencia de calor [W/m ² K] |
| C_p | Calor específico a presión constante [J] |
| η | Eficiencia. |
| ΔP_{vg} | Pérdida de presión en el evaporador [Pa] |
| ΔP_{tg} | Pérdida de presión por tubería de gas [Pa] |
| ΔP_{cond} | Pérdida de presión en el condensador [Pa] |

| | |
|------------------|---|
| ΔP_{tl} | Pérdida de presión por tubería de líquido [Pa] |
| ΔP_{pz} | Pérdida de presión por medio poroso [Pa] |
| r_m | Radio de curvatura del menisco [m] |
| r_p | Radio del poro [m] |
| θ | Ángulo de contacto. |
| ε | Porosidad. |
| k | Permeabilidad [N m] |
| $T_{superficie}$ | Temperatura en la carcasa del evaporador capilar [K] |
| $T_{ambiente}$ | Temperatura ambiental promedio [K] |
| $V_{vacío}$ | Volumen de espacio vacío [m ³] |
| V_{total} | Volumen total de una muestra [m ³] |
| L_v | Calor Latente de vaporización [KJ] |
| C | Capacidad de la batería [ah] |
| $Volt$ | Voltaje de la batería [V] |
| ϵ | Coeficiente de emisividad |
| σ | Constante de Stefan-Boltzmann [5.67×10 ⁻⁸ W/m ² ·K ⁴] |
| D | Diámetro de tubería [m] |
| f | Factor de fricción de Darcy |
| L | Longitud del medio poroso [m] |
| A_t | Área de transferencia de calor total en el radiador [m ²] |
| N_f | Número total de aletas |
| A_f | Área de una aleta [m ²] |
| A_{tubo} | Área de transferencia de calor de los tubos [m ²] |
| H_f | Altura de la aleta [m] |
| L_f | Longitud de la aleta [m] |

| | |
|-----------|---|
| S_f | Espaciado entre aletas [m] |
| t_f | Espesor de aletas [m] |
| C_{min} | Capacidad calórica menor entre fluidos de trabajo [J/s] |

Índice de figuras

| | |
|---|----|
| Figura 1.1 Ciclo común CPL (Louriou & Clément, 2010) (Traducido al español) | 7 |
| Figura 1.2 Ciclo común LHP (Louriou & Clément, 2010) (Traducido al español) | 7 |
| Figura 1.3 Diseño conceptual del sistema de enfriamiento (Autor: propia)..... | 8 |
| Figura 1.4 Ciclo termodinámico del sistema de Bombeo Capilar | 9 |
| Figura 1.5 Temperatura de operación (Curva azul) y la longitud de la zona bifásica en el condensador (Curva roja) frente a la carga térmica aplicada ((Louriou & Clément, 2010)) (Traducido al español) | 12 |
| Figura 1.6 Descripción general de evaporador capilar – componentes (Mottet, n.d.) (Traducido al español) | 14 |
| Figura 2.1 Corte - Vista frontal del evaporador capilar | 31 |
| Figura 2.2 Dimensiones del evaporador capilar | 32 |
| Figura 2.3 Flujograma del proceso de diseño del sistema de enfriamiento | 33 |
| Figura 2.4 Diseño del modelo en CAD del evaporador capilar | 34 |
| Figura 2.5 Ensamblaje realizado en Discovery 2023 R2..... | 35 |
| Figura 2.6 Malla generada para evaporador en Mesh – Ansys..... | 36 |
| Figura 3.2 Variación de presión respecto a la porosidad | 42 |
| Figura 3.1 Variación de Temperatura respecto a la porosidad | 42 |
| Figura 3.3 Diagrama vectorial de velocidad..... | 44 |
| Figura 3.4 Diagrama vectorial de velocidad en reservorio de compensación..... | 44 |
| Figura 3.5 Distribución de temperatura | 45 |
| Figura 3.6 Datos de temperatura de la batería sin el sistema de enfriamiento..... | 47 |
| Figura 3.7 Diseño conceptual de sistema de refrigeración..... | 53 |
| Figura 3.8 Grafica P-T del amoniaco durante un ciclo de trabajo | 54 |

| | |
|--|----|
| Figura 3.9 Resultados de la batería con el sistema de enfriamiento..... | 55 |
| Figura 3.10 Diagrama vectorial de velocidad en medio poroso | 56 |
| Figura 3.11 Diagrama vectorial de velocidad en canales de vapor..... | 58 |
| Figura 3.12 Vectores de velocidad en reservorio de liquido..... | 58 |
| Figura 3.13 Distribución de temperatura en el cuerpo y canales de vapor..... | 59 |

Índice de tablas

| | |
|---|-----------|
| <i>Tabla 1 Permeabilidad (m^2) del material de elemento poroso utilizado en los estudios experimentales y numérico (cita).....</i> | <i>17</i> |
| <i>Tabla 2 Diámetros medios de los poros del material de mecha utilizado en los estudios experimentales y numéricos.....</i> | <i>18</i> |
| <i>Tabla 3 Propiedades de fluidos comunes para bombeo capilar.....</i> | <i>21</i> |
| <i>Tabla 4 Ventajas y Desventajas de la alternativa de solución A.....</i> | <i>26</i> |
| Tabla 5 Ventajas y Desventajas de la alternativa de solución B..... | 27 |
| Tabla 6 Ventajas y Desventajas de la alternativa de solución C..... | 28 |
| Tabla 8 Puntajes de evaluación para requerimientos..... | 29 |
| Tabla 9 Matriz de decisión de alternativas planteadas | 29 |
| Tabla 10 Parámetros de diseño generales | 30 |
| Tabla 11 Valores de entrada en simulación..... | 41 |
| Tabla 12 Resultados de simulación para diferentes fluidos | 41 |
| Tabla 13 Datos de la batería del Tesla Model S..... | 46 |
| Tabla 14 Distribución de potencias asociadas a trabajos, energías y calores en el medio poroso | 48 |
| Tabla 15 Resultados obtenidos del evaporador capilar..... | 48 |

| | |
|---|----|
| Tabla 16 Datos obtenidos de las tuberías..... | 50 |
| Tabla 17 Datos iniciales del radiador | 50 |
| Tabla 18 Parámetros del intercambiador de calor | 51 |
| Tabla 19 Datos radiador | 51 |
| Tabla 20 Datos Reservorio | 52 |
| Tabla 21 Propiedades obtenidas de fluido en el ciclo capilar..... | 54 |

Capítulo 1

1.1. Introducción

En la era contemporánea, el auge de los vehículos eléctricos (VE) marca un punto crucial para la transición de vehículos más sostenibles y respetuosos con el medio ambiente. A medida que la adopción de esos vehículos se intensifica globalmente, emergen desafíos significativos que requieren soluciones tecnológicamente avanzadas e ingeniosas. Uno de los principales es la gestión eficiente de calor en las baterías de litio, el corazón energético de los VE que por muchos años ha sido uno de los principales campos de investigación y mejora en el sector debido a su capacidad de mejora y problemas de sobrecalentamiento los cuales son la principal desventaja del uso de estas baterías (López, 2019).

1.2. Definición del Problema

El sobrecalentamiento de las baterías de iones de litio en vehículos eléctricos representa un problema crítico en el funcionamiento de estos ya que impacta directamente en su eficiencia energética, seguridad y durabilidad.

Los sistemas de enfriamiento actuales son esenciales para mitigar este problema sin embargo consumen una parte significativa de la energía del vehículo, reduciendo así la eficiencia general. Este consumo energético adicional representa un desafío importante para mejorar la eficiencia de los vehículos eléctricos especialmente en climas cálidos donde el riesgo de sobrecalentamiento es mayor.

Geotab es una empresa canadiense que se encarga de desarrollar soluciones para el trabajo de gestión de flotas realizó un estudio en más de 6300 vehículos eléctricos en donde se reveló que las baterías experimentan una degradación anual promedio de 2.3% lo que indica que después de 6 años su capacidad será aproximadamente el 90% de su capacidad inicial (López, 2019).

La tasa de degradación está relacionada con el sistema de refrigeración utilizado, con baterías en vehículos como el Tesla Model S degradándose a esta tasa promedio mientras que modelos como el Nissan Leaf experimentan degradaciones del 4.2% anual (Geotab, 2020). Esta degradación se observó principalmente en climas cálidos subrayando el sobrecalentamiento como el principal afectante de la vida útil y rendimiento de la batería.

Las consecuencias del sobrecalentamiento incluyen una reducción en la capacidad de carga de la batería, una degradación acelerada en las celdas de energía y en casos extremos, riesgos de seguridad como incendios o explosiones. Por lo tanto, existe una necesidad crítica de desarrollar sistemas de enfriamiento que no se basen solo en la efectividad de la gestión térmica, sino que también sean eficientes energéticamente y no dependan de la energía del vehículo para operar.

1.3. Justificación del proyecto

La propuesta de un sistema de enfriamiento pasivo basado en un circuito de bombeo capilar para vehículos eléctricos aborda de manera directa los desafíos mencionados debido a que estos sistemas no requieren energía adicional del vehículo para funcionar, lo que representa una ventaja significativa en términos de autonomía y eficiencia energética.

El sistema de enfriamiento por circuito de bombeo capilar aprovecha directamente el calor generado por la batería para iniciar el proceso de enfriamiento convirtiendo el calor excedente en un recurso útil.

Este enfoque pasivo no solo elimina el consumo energético adicional con los sistemas de enfriamiento actuales, sino que también promete mejorar la seguridad operativa al reducir el riesgo de sobrecalentamiento prometiendo una mejora significativa en la gestión térmica, prologando la vida útil de la batería y mejorando su rendimiento sin comprometer la eficiencia térmica del mismo.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo General

Diseñar un sistema de bombeo capilar para refrigeración pasiva de baterías de litio mediante el modelado y simulación del sistema en ANSYS y Matlab destinada a prevenir sobrecalentamiento de las baterías en vehículos eléctricos.

1.4.2. Objetivos Específicos

1. Diseñar un sistema conceptual para enfriar baterías de litio que se base en el bombeo capilar de refrigerante.
2. Simular la implementación de este sistema en el vehículo por medio de modelos matemáticos en Simulink y a través del modelado por medio de elementos finitos en Ansys para obtener curvas de calentamiento en el paquete de baterías y en diversas secciones del sistema de enfriamiento.
3. Comparar las curvas de calentamiento del paquete de batería antes y después de la instalación del sistema de enfriamiento para hallar el rendimiento de este sistema y comprobar si es factible como una solución al problema planteado.

1.5. Marco teórico

1.5.1. *Ciclo capilar bifásico (CLP)*

Son ciclos que utilizan fuerzas capilares para desplazar fluido y emplean el calor latente de vaporización del fluido de trabajo para eliminar el calor (Maydanik et al., 2014). Estas propiedades hidráulicas y térmicas les permiten autorregularse según la carga de calor que debe disiparse, convirtiéndolos en sistemas pasivos autorregulados. Se encuentran actualmente entre las tecnologías avanzadas de control térmico para aplicaciones aeroespaciales.

Los ciclos capilares se dividen en dos categorías: bucle de bombeo capilar (CPL) y el tubo de calor de bucle (LHP) (Zhu et al., 2018). La principal diferencia entre ellos radica en la disposición de los componentes, como se muestra en la Figura y la Figura 0-2. Ambos sistemas constan de un evaporador, una cámara de compensación (también conocida como reservorio) y un condensador, todos conectados entre sí mediante dos líneas de transporte, una para el líquido y otra para el vapor.

Como se indicó previamente, la distinción principal entre las tecnologías de estos dos sistemas se encuentra en la ubicación y la relación entre reservorio y el evaporador. En el LHP, el depósito se encuentra incorporado en el evaporador, mientras que, en el CPL, es un componente externo que no interfiere en la ruta de circulación del fluido. Como resultado, la diferencia operativa principal es que el CPL presenta problemas transitorios durante el arranque, mientras que el LHP inicia de manera sencilla y robusta (Louriou & Clément, 2010).

El reservorio asegura las condiciones de funcionamiento adecuadas como la presión y la temperatura de saturación al fluido de trabajo, además de prevenir la difusión y microfiltraciones en el circuito.

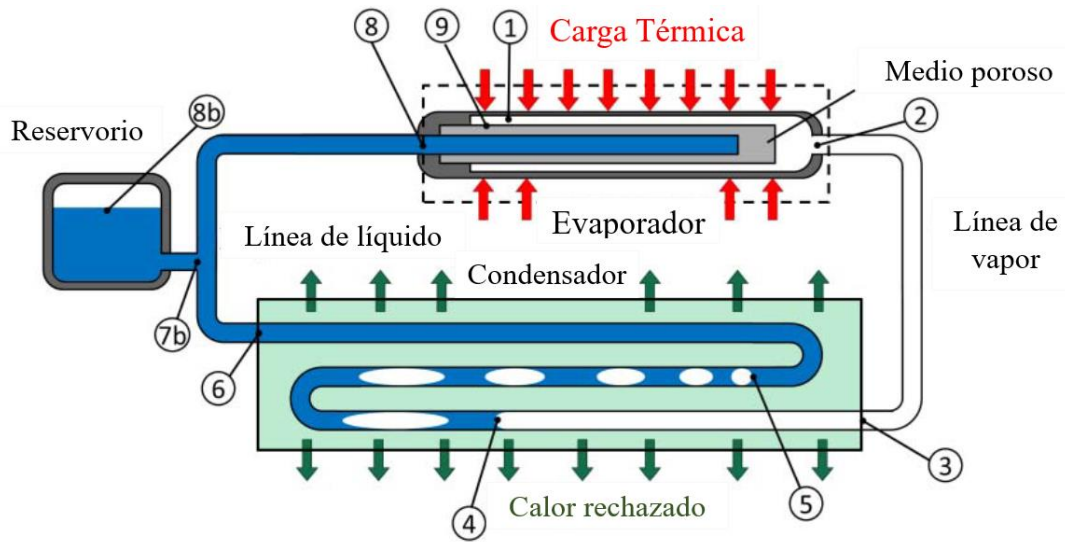


Figura 0-1 Ciclo común CPL (Louriou & Clément, 2010) (Traducido al español)

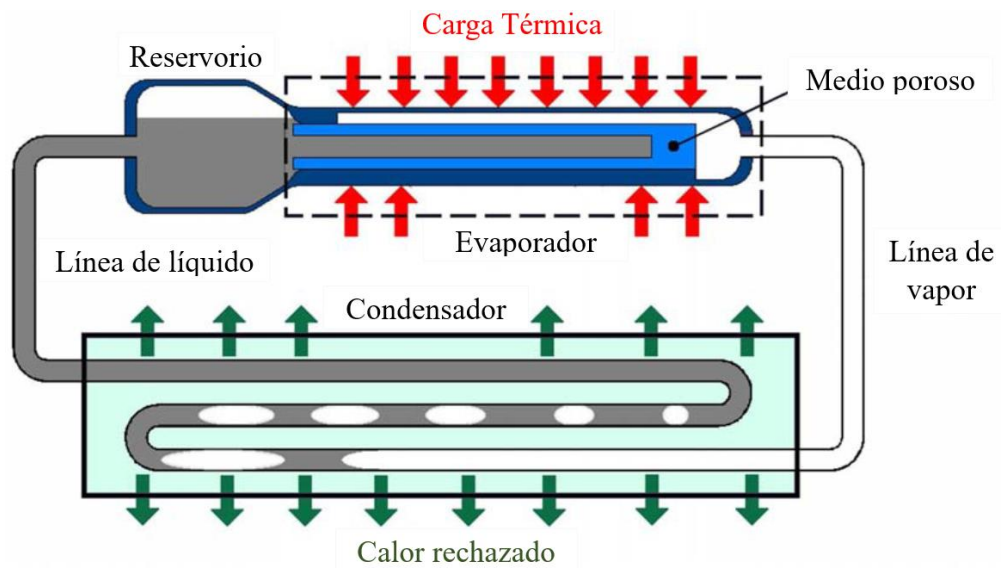


Figura 0-2 Ciclo común LHP (Louriou & Clément, 2010) (Traducido al español)

Para el desarrollo del presente proyecto se estudiará el sistema CPL para regulación térmica de baterías en vehículos eléctricos.

1.5.2. Modelo Termodinámico

Modelo unidimensional en estado estacionario CPL:

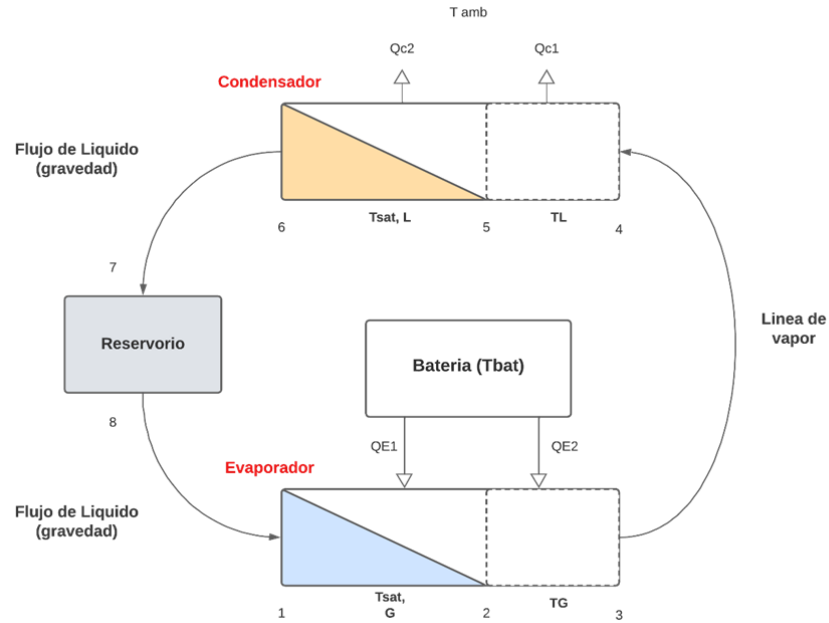


Figura 0-3 Diseño conceptual del sistema de enfriamiento (Autor: propia)

En aplicaciones destinadas al control de temperatura de baterías de litio, el calor generado en procesos de descarga y carga es útil el uso de ciclos capilares (Putra et al., 2016). A continuación, se detalla el movimiento del fluido en cada componente del bucle referente a la Figura 0-3.

Las baterías de litio se encuentran cerca de la superficie externa del evaporador. El flujo de calor que necesita ser evacuado se transfiere por conducción hasta la zona porosa (wick, ubicada dentro del evaporador) a través de la pared metálica del evaporador. Esto provoca la vaporización del fluido y la formación de meniscos en la superficie y/o dentro de la zona porosa (punto 1). El vapor se evacua a través de ranuras de vapor (puntos 2 a 3) y se transporta en la línea de vapor (puntos 3 a 4) hasta el condensador, donde el vapor se condensa en líquido y libera el calor absorbido durante el proceso de vaporización (puntos 4 a 6). Al final del

condensador (punto 6), el fluido se encuentra en estado líquido y llega a la línea de líquido. El reservorio de compensación (puntos 7 a 8) garantiza las condiciones de funcionamiento adecuadas del fluido de trabajo.

1.5.3. Ciclo Termodinámico

El ciclo termodinámico de un CPL en operación estacionaria se muestra en la Figura 0-4 en el diagrama de Presión-temperatura.

Las líneas que representan las transformaciones termodinámicas para el CPL y el LHP son similares (es decir, para el evaporador, la línea de vapor, el condensador y la estructura porosa). Como se explicó, la principal diferencia entre CPL y LHP radica en la ubicación del depósito. Por lo tanto, las transformaciones termodinámicas son diferentes para ambas tecnologías.

Los números en el diagrama de la Figura 0-4 corresponden a las ubicaciones físicas mostradas en Figura y se utilizan para describir el estado termodinámico constante del fluido dentro del bucle. Suponiendo que el proceso de vaporización ocurre solo en la interfaz de la mecha/canales de vapor (Chuang et al., 2003), lo que implica un desplazamiento de la curva de saturación, como se muestra en la Figura 0-4.

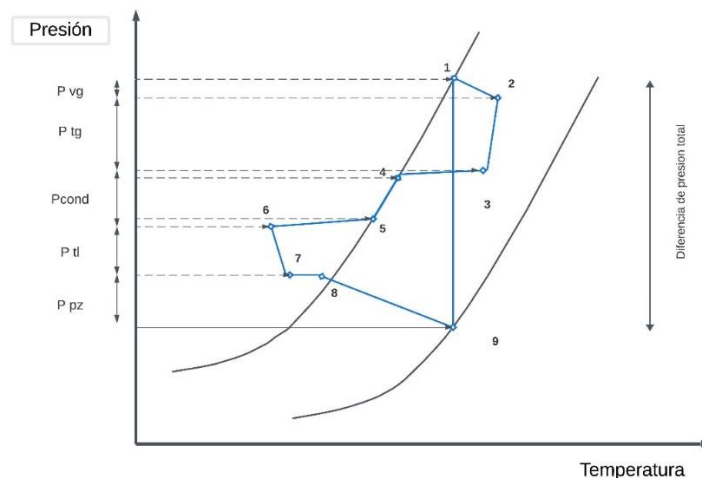


Figura 0-4 Ciclo termodinámico del sistema de Bombeo Capilar

Donde los estados térmicos del sistema son:

1→2: Evaporación (líquido a líquido saturado): La transformación se caracteriza por una pérdida de presión ΔP_g . El vapor se calienta a través de la primera parte del evaporador hasta que alcanza la temperatura de saturación.

2→3: Super calentamiento (líquido saturado a vapor saturado): El líquido se evapora a lo largo de la segunda parte del condensador. Como el cambio de fase se produce a la temperatura de saturación y se tiene en cuenta el aumento de presión, la temperatura aumenta durante el cambio de fase.

3→4: Isoentálpico: Suponiendo que la línea de vapor no esté aislada y que la temperatura ambiente sea inferior a la del vapor, el fluido se enfría ligeramente por intercambio térmico con el ambiente. La pérdida de presión ΔP_{vl} se debe a la fricción entre las paredes y el fluido.

4→5: Enfriamiento del gas: El vapor se enfría a través de la primera parte del condensador hasta alcanzar la temperatura de saturación.

5→6: Condensación (Vapor saturado a líquido saturado): El vapor se condensa a lo largo de la segunda parte del condensador. Como el cambio de fase se produce a la temperatura de saturación y se tiene en cuenta la pérdida de presión, la temperatura disminuye durante el cambio de fase.

6→7: Isoentálpico: Considerando una línea de líquido no aislada y una temperatura ambiente superior a la del líquido, añadiendo la pérdida de carga, la temperatura del líquido aumenta débilmente por intercambio térmico con el ambiente. Al igual que en el caso del conducto de vapor, la pérdida de carga a lo largo del conducto de líquido ΔP_{ll} se debe al rozamiento entre las paredes y el fluido.

7→8: Reservorio de compensación: Como ya se ha explicado, el depósito en un CPL se encuentra fuera del recorrido del líquido. El punto 7 corresponde al estado de presión-

temperatura a la entrada del depósito. Se establece una condición de equilibrio en el condensador y el fluido alcanza el estado de saturación de presión-temperatura en el punto 8.

8→1: Reservorio a condensador: El líquido fluye a través del material poroso, generando una caída de presión ΔP_w y un aumento de la temperatura debido a la carga térmica aplicada en la superficie externa del evaporador.

1.5.4. CPL – Curva de Operación

La temperatura de operación se define comúnmente como la temperatura máxima en la superficie exterior del evaporador. En condiciones estacionarias, los sistemas de ciclos capilares bifásicos pueden operar en dos modos, que se definen de la siguiente manera:

Modo de Conductancia Variable (VCM): Para cargas de calor bajas, tanto el condensador como la cámara de compensación funcionan en condiciones de dos fases (N. A. Avgerinos et al., 2016b). A medida que la carga de calor aumenta, la tasa de flujo de masa del líquido subenfriado en la entrada de la cámara de compensación aumenta, lo que resulta en una disminución de la temperatura del evaporador. En el VCM, la longitud de la zona de dos fases en el condensador aumenta a medida que la carga de calor aumenta (representada por la curva punteada roja en la Figura 0-5). La temperatura del evaporador disminuye a medida que aumenta la carga de calor, alcanzando un valor mínimo.

Modo de Conductancia Fija (FCM): Para cargas de calor más elevadas, la zona de dos fases llega hasta la salida del condensador (curva punteada roja en la Figura) (N. Avgerinos et al., 2012), y la temperatura aumenta de manera lineal con la carga de calor (curva sólida azul en la Figura 0-5).

Es importante destacar el sistema CPL puede operar en ambos modos de conductancia. Sin embargo, en el modo de conductancia variable, la curva de operación se vuelve plana, lo que significa que no hay variación de temperatura. Esto se debe a que la cámara de compensación no está hidráulicamente conectada al evaporador, y la interfaz líquido-vapor en el depósito

establece la condición de operación en el bucle (Louriou & Clément, 2010). Con el aumento de la carga de calor, la longitud de la zona de dos fases se ajusta en el condensador. Cuando la carga de calor supera un cierto umbral, el CPL opera en el modo de conductancia fija, manteniendo constante la longitud de la zona de dos fases en el condensador, y la condición de saturación en el depósito se adapta a la carga de calor aplicada.

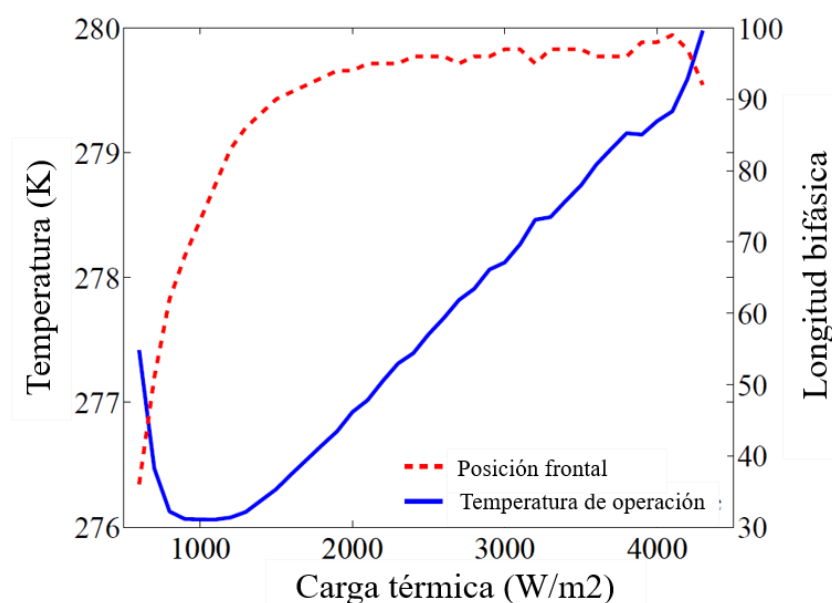


Figura 0-5 Temperatura de operación (Curva azul) y la longitud de la zona bifásica en el condensador (Curva roja) frente a la carga térmica aplicada (Louriou & Clément, 2010)

(Traducido al español)

1.5.5. Orientación

La orientación de los elementos de sistemas de ciclos capilares es un factor importante que tomar en cuenta, el efecto de la gravedad tiene un rol significativo en las condiciones de operación del sistema. En el trabajo Chuang (Chuang et al., 2003) definen dos parámetros para caracterizar la influencia de la gravedad en el rendimiento de sistemas LHP y CPL:

- La elevación se refiere a la posición relativa del evaporador en comparación con el condensador:
- La elevación positiva se refiere a la situación en la que el evaporador está por debajo del condensador.
- La elevación adversa se refiere a la situación en la que el evaporador está por encima del condensador.

La inclinación se refiere a la posición relativa del evaporador en comparación con la cámara de compensación:

- La inclinación positiva se refiere a la situación en la que el evaporador está por debajo de la cámara de compensación.
- La inclinación adversa se refiere a la situación en la que el evaporador está por encima de la cámara de compensación.

1.5.6. Evaporador Capilar

Los evaporadores capilares de medio poroso son un componente crucial en los sistemas de refrigeración y transferencia de calor, particularmente en ciclos de refrigeración por compresión de vapor. Estos evaporadores utilizan un medio poroso para facilitar la capilaridad, un fenómeno donde un líquido fluye en espacios estrechos sin la asistencia de elementos activos, y a menudo en oposición a, fuerzas externas como la gravedad.

El concepto detrás de los evaporadores capilares de medio poroso es relativamente sencillo pero efectivo. En estos sistemas, el refrigerante líquido es absorbido por el medio poroso debido a las fuerzas capilares. Esto ayuda a distribuir el refrigerante de manera uniforme a lo largo de la superficie del evaporador, lo cual es crítico para la eficiencia del proceso de transferencia de calor. Cuando el refrigerante absorbe calor de su entorno, cambia de líquido a vapor, proceso conocido como evaporación. Este cambio de fase extrae calor del entorno, proporcionando el efecto de refrigeración.

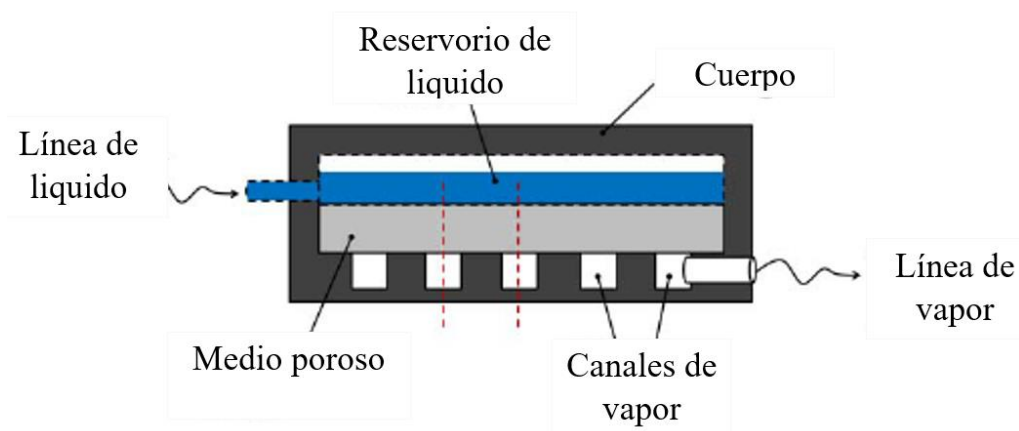


Figura 0-6 Descripción general de evaporador capilar – componentes (Mottet, n.d.)

(Traducido al español)

Un aspecto clave de los evaporadores capilares de medio poroso es su habilidad para funcionar eficientemente en orientaciones diversas, incluyendo contra la gravedad. Esto los hace particularmente útiles en aplicaciones donde el evaporador no puede ser orientado de manera óptima, como en equipos espaciales o aplicaciones móviles.

Los medios porosos utilizados varían, pero a menudo incluyen materiales como mallas metálicas, fibras sintéticas o espumas metálicas. La selección del material depende de varios factores, incluyendo la compatibilidad con el refrigerante, la capacidad de conducción de calor, y la resistencia a la corrosión.

1.5.7. Componentes del Evaporador Capilar

1.5.7.1. Comunicación entre el depósito y el evaporador

Para garantizar la continuidad del flujo de líquido y un reabastecimiento uniforme de la mecha capilar, el evaporador está conectado al reservorio mediante una línea de líquido. Esta configuración asegura que la mecha esté constantemente alimentada con líquido y establece una sólida conexión térmica e hidráulica entre la cámara de compensación y la mecha primaria.

1.5.7.2. Cubierta metálica

Las paredes metálicas del evaporador deben poseer una resistencia mecánica adecuada y una alta conductividad térmica. Según la revisión experimental realizada (N. Avgerinos et al., 2012; N. A. Avgerinos et al., 2016b), los materiales de carcasa más comunes son el acero inoxidable, el cobre y el aluminio. Es importante señalar que en algunos casos se utilizan materiales poco comunes como el níquel, el silicio o el acero al carbono.

Para que las paredes metálicas del evaporador capilar sean efectivas, es esencial que el material sea rígido, resistente, dúctil y tenaz, además de contar con una alta conductividad térmica. Por lo tanto, la elección del material debe equilibrar de manera óptima las propiedades térmicas y mecánicas del envoltorio metálico. El cobre y el aluminio ofrecen una alta conductividad térmica, pero presentan propiedades de resistencia relativamente bajas. En cambio, el acero inoxidable tiene propiedades de resistencia relativamente elevadas, aunque su conductividad térmica es menor.

1.5.7.3. Las ranuras de vapor y geometría

Las ranuras en el evaporador, Figura , desempeñan dos roles fundamentales: en primer lugar, recolectan el vapor generado en la mecha y, en segundo lugar, contribuyen de manera significativa a la transferencia de calor de la carga térmica hacia la mecha. Por este motivo, numerosos estudios (Launay et al., 2007) se centran en las características geométricas de estas ranuras, como su posición, dimensiones y forma.

La modificación de estas propiedades geométricas tiene un impacto directo en la configuración de la estructura porosa y en el tamaño de la superficie de contacto entre la mecha y la carcasa. A continuación, se enumeran las principales propiedades geométricas que se consideran: posiciones, ubicaciones, formas y dimensiones.

1.5.7.4. Medio poroso

La estructura porosa de la mecha cumple diversas funciones fundamentales, entre las que se incluyen:

- Facilitar el suministro continuo de líquido desde la cámara de compensación.
- Garantizar el proceso de evaporación de manera eficiente.
- Mantener una presión capilar adecuada para compensar las pérdidas de presión en otros componentes del bucle.
- Limitar la transferencia de calor no deseada, conocida como flujo de calor parasitario.

Los materiales más frecuentemente empleados en mechas son metales, plásticos y cerámicas. El método de fabricación convencional para producir mechas porosas involucra la sinterización de metales. El níquel (Ni) se destaca como el metal más ampliamente utilizado, aunque algunos estudios (Wan et al., 2009) han evaluado materiales como el titanio (Ti), el latón (Cu-Zn), el cobre (Cu), el acero inoxidable (SS) y el hierro (Fe), aunque con menor frecuencia. Este tipo de mechas suele tener una elevada porosidad y un diámetro promedio de poros reducido.

En pruebas experimentales (Launay et al., 2007), los materiales plásticos más comunes incluyen PTFE, polietileno (PE) y polipropileno (PP). Por último, las cerámicas también se emplean en la fabricación de mechas porosas. Un aspecto a favor de los materiales plásticos y cerámicos radica en su baja conductividad térmica, lo que contribuye a minimizar las pérdidas de calor hacia la cámara de compensación. No obstante, su porosidad tiende a ser más reducida, y su límite de sobrecalentamiento suele ser menor.

1.5.7.4.1. Porosidad

La porosidad (ε) se define en términos de la relación entre el volumen de espacio vacío (poros) y el volumen total, sin unidades y en un rango de 0 a 1 (o del 0 al 100%). Esta propiedad requiere una determinación experimental. La ecuación (1) en apéndice, muestra la relación de volúmenes.

1.5.7.4.2. Permeabilidad

La permeabilidad (K) se refiere a la capacidad de un medio poroso para transportar fluidos en presencia de un gradiente de presión. Esta propiedad está directamente vinculada a la geometría de la muestra considerada, incluyendo el tamaño de poro, la porosidad y sus dimensiones, así como a las propiedades del líquido. La permeabilidad generalmente se determina experimentalmente para una muestra específica, aunque existen algunas relaciones bien establecidas (Chuang et al., 2003; Launay et al., 2007).

Los datos sobre la permeabilidad de metales y plásticos, que se encuentran en estudios experimentales y numéricos, se resumen en la

Tabla 1. En el contexto de un CPL, se busca que la permeabilidad sea óptima con el fin de asegurar un adecuado flujo de líquido en la mecha. En los registros de la literatura, se observan valores de permeabilidad que oscilan entre 10^{-15} y $10^{-12} m^2$.

Tabla 1 Permeabilidad (m^2) del material de elemento poroso utilizado en los estudios experimentales y numérico (Louriou & Clément, 2010)

| | | Estudios experimentales | Estudios numéricos |
|-----------|------|---|---|
| Metales | Ni | $1.4 \times 10^{-14} - 1 \times 10^{-11}$ | $2 \times 10^{-14} - 1.1 \times 10^{-11}$ |
| | Ti | $2 \times 10^{-14} - 2 \times 10^{-13}$ | - |
| | Cu | 7×10^{-12} | $5.2 \times 10^{-11} - 6.075 \times 10^{-11}$ |
| | SS | $2.5 \times 10^{-14} - 1.5 \times 10^{-13}$ | 6×10^{-13} |
| | CuZn | - | - |
| | Fe | - | - |
| Plásticos | PTFE | - | 1.3×10^{-14} |
| | PE | $1.1 \times 10^{-12} - 1 \times 10^{-13}$ | 1×10^{-13} |

1.5.7.4.3. Tamaño del poro

La distribución del tamaño de poro se describe generalmente en términos del tamaño de poro promedio (o máximo) y la desviación estándar. Esta distribución de tamaños de poro está estrechamente relacionada con la presión capilar máxima, como se describe en la ecuación (3). En el caso de las mechas, es fundamental que el tamaño de poro sea pequeño para asegurar una presión capilar suficiente. Los diámetros promedio de poro para materiales comunes se encuentran en la Tabla y varían desde 1 a 20 μm para mechas convencionales, llegando a 120 μm en el caso del cobre.

Tabla 2 Diámetros medios de los poros del material de mecha utilizado en los estudios experimentales y numéricos

| | | Estudios experimentales | Estudios numéricos |
|------------------|------|-------------------------|-----------------------|
| Metales | Ni | 1,8 – 20 μm | 0,9 – 7 μm |
| | Ti | 5 -24,4 μm | - |
| | Cu | 20 – 130 μm | 3 - 21 μm |
| | SS | 19 – 20 μm | 25 μm |
| | CuZn | 9,6 μm | - |
| | Fe | 1,6 μm | - |
| Plásticos | PTFE | 1,2 – 4 μm | 2 - 10 μm |
| | PE | 7 – 12 μm | 6 μm |
| | PP | - | - |

1.5.7.4.4. Conductividad térmica efectiva

El coeficiente de conductividad térmica efectiva (k^*) es otro parámetro crucial que determina las propiedades térmicas de la estructura capilar: el transporte de calor desde la carcasa hasta la zona de evaporación y la conducción de calor hacia el depósito (flujo de calor parasitario). Una mecha sinterizada tiene la misma conductividad en cada dirección, es decir, la estructura porosa es isotrópica. La conductividad térmica efectiva es una función de la porosidad y de la conductividad térmica tanto de la matriz sólida como del fluido, indicada como kl^* para una mecha saturada de líquido.

1.5.8. Límites de operación del ciclo

Durante la operación en estado estacionario o transitoria, un sistema de ciclo capilar bifásico puede enfrentar varias limitaciones en el transporte de calor (Launay et al., 2007), relacionadas con la geometría, el fluido de trabajo, la estructura del medio poroso o la temperatura de operación (Hamdan, 2003). Estas limitaciones podrían llevar a una depresión del bucle (una falla en la operación del sistema).

1.5.8.1. Límite capilar

La capacidad de una estructura capilar para proporcionar la circulación de un determinado fluido de trabajo está limitada y se denomina limitación capilar. En otras palabras, el material poroso dentro del evaporador debe tener una capacidad de bombeo capilar suficiente. La presión capilar ΔP_{cap} se define mediante la ecuación (2) de Young-Laplace.

Donde r_m es la curvatura del menisco y σ es la tensión superficial. La ecuación muestra cómo se relaciona la diferencia de presión a través de una interfaz líquido-vapor con la curvatura de la interfaz.

Por lo tanto, la transferencia de calor máxima que un CPL puede esperar depende del valor máximo admisible de la presión capilar. Para un determinado fluido de trabajo y una estructura porosa dada, asumiendo una forma de poro cilíndrica y una tensión superficial constante, la curvatura mínima del menisco se puede expresar como una función del radio del poro r_p y el coseno del ángulo de contacto θ . Como resultado, la presión capilar máxima depende directamente del tamaño del poro y puede expresarse mediante la ecuación (3).

La presión capilar máxima debe ser mayor que la pérdida de presión total dentro del bucle (despreciando la pérdida de presión debida a la gravedad) para evitar la ruptura de la interfaz líquido-vapor. Como la se muestra en la expresión (4).

Si ΔP_T supera el valor máximo de presión capilar, el salto de presión en la interfaz provocará que la interfaz líquido-vapor retroceda y la obligará a abandonar la estructura porosa, lo que resultará en una depresión del bucle. Es esencial tener un gran control y conocimiento de la distribución del tamaño de los poros dentro de la mecha, ya que el límite capilar depende en gran medida del radio del poro

1.5.8.2. Límite de ebullición

El límite de ebullición está directamente relacionado con la formación de burbujas en el fluido dentro de la estructura porosa. Para que exista una burbuja y crezca, se requiere cierto sobrecalentamiento del líquido. Además, el tamaño de las burbujas debe ser mayor que un valor crítico; de lo contrario, las burbujas pueden quedar atrapadas dentro de la estructura porosa y bloquear el retorno del líquido, provocando la depresión del bucle.

Generalmente se distinguen dos procesos de nucleación:

- La nucleación homogénea se refiere a la formación de burbujas de vapor dentro del líquido sin la presencia de núcleos de vapor preexistentes y sin que ocurra en superficies sólidas cercanas.
- La nucleación heterogénea se refiere a la formación de burbujas de vapor dentro del líquido en una superficie calentada.

Por conducción, el flujo de calor aplicado se transfiere a la estructura porosa. Suponiendo que el medio poroso está completamente saturado de líquido (Siedel et al., 2013), por encima de cierto flujo de calor, la nucleación ocurrirá en el medio poroso en el interfaz medio poroso/carcasa; por lo tanto, se espera que ocurra una nucleación heterogénea en el éste medio poroso.

La ebullición puede iniciarse a valores de sobrecalentamiento pequeños y este valor depende de varios parámetros, lo que dificulta predecir el valor de sobrecalentamiento.

1.5.8.3. Límite de sobrecalentamiento.

En el contexto de la gestión térmica, es común que los sistemas de bucles de dos fases con bomba capilar se vean restringidos principalmente por la temperatura máxima que las baterías pueden soportar sin experimentar daños, lo cual se conoce como la limitación de sobrecalentamiento. Esto se debe a que las baterías están ubicadas en proximidad al revestimiento del evaporador, lo que los expone a la temperatura alcanzada por esta parte del sistema.

1.5.9. Selección del fluido de trabajo

La selección del fluido de trabajo se basa comúnmente en varias propiedades térmicas e hidráulicas del fluido de trabajo, como la densidad del líquido, la densidad del vapor, el calor latente de vaporización, la viscosidad del vapor, la viscosidad del líquido, la tensión superficial, la conductividad térmica del líquido o el calor específico del líquido, se muestra en la Tabla 3 las propiedades de los fluidos. (N. A. Avgerinos et al., 2016a, 2016b; Wan et al., 2009).

El principal criterio de evaluación revisado en la literatura es la temperatura de saturación. Se considera a la acetona, amoníaco, freón-134a y el agua como los fluidos de trabajo más comunes entre las aplicaciones CPL (N. A. Avgerinos et al., 2016a), estos fluidos tienen en común su temperatura de saturación.

Tabla 3 Propiedades de fluidos comunes para bombeo capilar

| Fluidos | Temperatura saturación (K) | Calor latente (kJ/kg) | Densidad líquido (kg/m ³) | Densidad vapor (kg/m ³) | Conductividad térmica del líquido (W/mK) | Calor específico Líquido (kJ/kgK) | Calor específico Gas (kJ/kgK) |
|-----------|----------------------------|-----------------------|---------------------------------------|-------------------------------------|--|-----------------------------------|-------------------------------|
| Agua | 313 | 2406,5 | 998,2 | 0,0511 | 0,602 | 4,182 | 1,894 |
| Amoníaco | 313 | 1113 | 693,7 | 11,01 | 0,638 | 4,382 | 3,428 |
| Acetona | 313 | 536 | 812 | 1,05 | 0,183 | 2,11 | 1,328 |
| Freon-134 | 313 | 163,02 | 1418 | 50,075 | 0,111 | 1,255 | 1,145 |

Capítulo 2

2.1. Metodología

En esta sección se junta la información obtenida acerca de las baterías y sus problemas de sobrecalentamiento, una vez agrupada la información se plantearán los requerimientos necesarios que debe tener la solución del problema, donde luego se plantearán alternativas de solución las cuales serán analizadas en base a los requerimientos y una matriz de decisión para posterior a eso escoger la mejor solución. Para finalmente detallar y explicar la solución planteada, así como la metodología para el diseño de la solución.

2.2. Colección de información

Para comenzar definimos el problema principal del proyecto como el sobrecalentamiento de baterías y se estableció un rango de temperatura que va desde los 15 °C hasta los 40 °C en el que la batería puede funcionar de forma óptima y hay una disminución significativa de sobrecalentamiento y degradación de las celdas.

Teniendo en cuenta el rango óptimo de temperatura para el correcto funcionamiento de la batería podemos establecer 3 parámetros principales encargados del buen funcionamiento de ésta que son la velocidad de las reacciones químicas que suceden dentro de la batería al cargarse, la capacidad del electrolito en ésta para mantenerse en estado líquido y la temperatura de seguridad que es la máxima temperatura en la que puede funcionar la batería.

Superado este rango la vida útil de la batería tiende a disminuir conforme pase el tiempo, a temperaturas menores de 15 °C aumenta la resistencia interna de transferencia de energía que tiene la batería al cargarse lo que ocasiona problemas en aumentos de tiempo de carga mientras que al superar los 40 °C la batería se sobrecalienta dando como resultado un aumento en la velocidad de degradación de las celdas ocasionando una disminución de la vida útil de ésta, como dato adicional después de cierta temperatura la batería corre un riesgo de explosión sin embargo esto depende del tipo de batería y coche eléctrico.

Para nuestro proyecto analizamos la batería de un Tesla Model S que sufre anualmente una degradación del 2.3%, debido a esto hay datos prácticos de la batería que nos permite analizarla y modelarla para su debido estudio e implementación del sistema de enfriamiento.

2.3. Requerimientos

Para que el sistema de enfriamiento pasivo para baterías de litio en coches eléctricos se considere efectivo debemos cumplir una serie de requerimientos que son:

- Eficiencia de enfriamiento y distribución uniforme de temperatura: Tiene que corregir el sobrecalentamiento de la batería cuando esta supere una temperatura promedio mayor a los 40 °C.
- Compatibilidad: El sistema de enfriamiento se debe adaptar al espacio que ocupa la batería sin interferir con otros dispositivos que estén cercanos a ésta.
- Mantenimiento mínimo y durabilidad: El sistema de enfriamiento debe requerir una revisión en periodos de mínimo 3 meses para revisión general del sistema y nivelación de refrigerante.
- Eficiencia energética: Debe aprovechar al máximo las condiciones a las que se somete al coche para el enfriamiento de la batería y debe poder evitar la instalación de dispositivos que requieran un consumo eléctrico o de otros combustibles de forma adicional.
- Costos: Debe ser una alternativa económica que pueda cumplir con los requerimientos de enfriamiento necesarios

2.4. Alternativas de solución

Para este problema se plantearon 3 alternativas de solución para el sobrecalentamiento de las baterías de litio basados en un ciclo termodinámico bifásico. Las 3 soluciones planteadas

se basan en un sistema de refrigeración que comparten un evaporador capilar de medio poroso, tuberías de conexión entre los componentes, un radiador y un reservorio

Las soluciones planteadas se basarán en los componentes del evaporador capilar siendo el principal enfoque los materiales de la carcasa, del medio poroso y el fluido refrigerante que se va a utilizar. En esta sección nos enfocaremos principalmente en los materiales de la carcasa y el medio poroso mientras que se escogerá un tipo de refrigerante principal que se relacione con los materiales escogidos y otros dos más para probar si escogimos el refrigerante óptimo para el proceso.

La idea planteada podrá beneficiar a diversos sectores en el mercado tanto ecuatoriano como mundial como lo son:

- Salud Pública: Controlar la temperatura de las baterías de litio puede evitar el sobrecalentamiento el cuál podría generar riesgos de seguridad publica debido a que en el peor de los casos la batería podría explotar.
- Seguridad y Bienestar: Disminuir y controlar la temperatura de la batería ayudará a evitar riesgos relacionados con el sobrecalentamiento como por ejemplo una posible explosión de ésta.
- Cultural y Sociales: La adaptación de un sistema de enfriamiento adicional para las baterías de coches eléctricos genera un aumento en la seguridad lo que podría motivar a cierta parte de la población a plantearse a comprar un coche de estos.
- Ambientales: Disminuir el calor generado por la batería alargará la vida útil de estas lo que generaría una disminución en la construcción de estas y ayudando de esta forma al medio ambiente, esto debido a que los materiales usados en la construcción de estas son no renovables y su extracción genera daños medioambientales.

- **Económico:** La creación de un nuevo sistema de enfriamiento abre un campo dedicado a la adaptación de este nuevo sistema a los coches eléctricos que hay en el mercado lo que daría como resultado la generación de empleos dedicados a la implementación de estos sistemas.

2.4.1. Alternativa A: Evaporador con cuerpo de acero inoxidable, elemento poroso de cobre y acetona como refrigerante.

Tabla 4 Ventajas y Desventajas de la alternativa de solución A

| Alternativa A | |
|----------------------|--|
| Ventajas | <ul style="list-style-type: none"> •Eficiencia de Enfriamiento Elevada: Destaca por su alta eficiencia en la transferencia de calor debido a la combinación de materiales. •Bajo Mantenimiento: Requiere un menor mantenimiento en comparación con las alternativas B y C, lo que contribuye a una mayor durabilidad del sistema. •Eficiencia Energética Superior: La combinación de materiales en la alternativa A proporciona una eficiencia energética superior, lo que se traduce en un rendimiento óptimo del sistema de refrigeración. •Control de peso: Puede manejar sin problemas el peso de la estructura de la batería que tiene un valor aproximado de 500 kg. |
| Desventajas | <ul style="list-style-type: none"> •Diferencia de Presión Moderada: Puede producir una diferencia de presión moderada en el circuito, aunque inferior al amoníaco, especialmente para caudales de volumen grandes y superficies porosas pequeñas. •Calor Latente Inferior al Agua: Aunque la acetona tiene un calor latente elevado, es inferior al agua, lo que puede limitar su capacidad en ciertos escenarios. |

2.4.2. Alternativa B: Evaporador con cuerpo de cobre, elemento poroso de aluminio y agua con aditivos como refrigerante.

Tabla 5 Ventajas y Desventajas de la alternativa de solución B

| Alternativa B | |
|----------------------|---|
| Ventajas | <ul style="list-style-type: none"> •Eficiencia de Enfriamiento Moderada: La combinación de una carcasa de cobre, un elemento poroso de aluminio y agua con aditivos refrigerantes proporciona una eficiencia de enfriamiento moderada •Alta Eficiencia Térmica del Cobre: La alta conductividad térmica del cobre contribuye a una eficiencia térmica significativa en la transferencia de calor. •Compatibilidad con Refrigerantes: La alternativa B ofrece compatibilidad con una mezcla de agua y etilenglicol, permitiendo un control efectivo de la calidad del refrigerante y evitando el crecimiento de algas. •Control de peso: Puede manejar sin problemas el peso de la estructura de la batería que tiene un valor aproximado de 500 kg. |
| Desventajas | <ul style="list-style-type: none"> •Menor Eficiencia que la Alternativa A: Aunque eficiente, la alternativa B presenta una eficiencia de enfriamiento menor en comparación con la Alternativa A. •Mantenimiento Moderado: Requiere un mantenimiento moderado, lo que puede afectar la durabilidad del sistema en comparación con la Alternativa A. •Costo Comparable: A pesar de su rendimiento y características, el costo de la Alternativa B es comparable al de la Alternativa A. |

2.4.3. Alternativa C: Evaporador con cuerpo de acero inoxidable, elemento poroso de aluminio y amoníaco como refrigerante.

Tabla 6 Ventajas y Desventajas de la alternativa de solución C

| ALTERNATIVA C | |
|----------------------|--|
| Ventajas | <ul style="list-style-type: none"> •Eficiencia de enfriamiento moderada: Similar a la Alternativa B, la combinación de un cuerpo de acero inoxidable, elemento poroso de aluminio y amoníaco como refrigerante proporciona una eficiencia de enfriamiento moderada. •Adaptabilidad a diferentes ángulos de Inclinación: Adecuada para caudales menores y presenta adaptabilidad a diferentes ángulos de inclinación en comparación con el agua. •Resistencia a la Corrosión del Acero Inoxidable: El cuerpo de acero inoxidable ofrece resistencia a la corrosión, mejorando la durabilidad del sistema. •Control de peso: Puede manejar sin problemas el peso de la estructura de la batería que tiene un valor aproximado de 500 kg. |
| Desventajas | <ul style="list-style-type: none"> •Diferencia de presión moderada: Similar a la Alternativa A, puede producir una diferencia de presión moderada, especialmente para caudales de volumen grandes y superficies porosas pequeñas. •Calor latente inferior al agua: Al igual que la Alternativa A, el amoníaco tiene un calor latente inferior al agua, lo que puede limitar su capacidad en ciertos escenarios. •Costo comparable: El costo de la Alternativa C es comparable al de las otras opciones, sin destacar en términos de eficiencia y mantenimiento. |

2.5. Evaluación y mejor alternativa de solución

Para realizar la evaluación de la mejor alternativa de solución se revisó la información presentada de cada una de estas y luego se evaluó y dio un puntaje asociado a cada requerimiento mencionado para posterior a eso colocar las puntuaciones obtenidas en una matriz de solución y escoger la mejor, para la calificación tenemos la siguiente tabla de puntuación que presenta el nivel de satisfacción con el que la alternativa cumple el requisito:

Tabla 7 Puntajes de evaluación para requerimientos

| Puntaje | Descripción |
|---------|-------------------------------------|
| 1 | No cumple con el requerimiento |
| 2 | Cumple apenas el requerimiento |
| 3 | Cumple a medias el requerimiento |
| 4 | Cumple gran parte del requerimiento |
| 5 | Cumple el requerimiento |

2.6. Evaluación de requerimientos

En esta sección se realizó una matriz de decisión respecto a cada uno de los requerimientos que se dio del sistema, además se otorga un porcentaje que representa la importancia de este requerimiento en nuestro sistema:

Tabla 8 Matriz de decisión de alternativas planteadas

| Criterio | % | Alternativa A | | Alternativa B | | Alternativa C | |
|-----------------------------|-------------|---------------|-------------|---------------|-------------|---------------|-------------|
| | | Idea 1 | Nota | Idea 2 | Nota | Idea 3 | Nota |
| Eficiencia de enfriamiento | 40% | 3 | 1,2 | 3 | 1,2 | 5 | 2 |
| Compatibilidad | 10% | 4 | 0,4 | 4 | 0,4 | 4 | 0,4 |
| Mantenimiento y durabilidad | 15% | 3 | 0,45 | 3 | 0,45 | 4 | 0,6 |
| Eficiencia energética | 15% | 4 | 0,6 | 4 | 0,6 | 5 | 0,75 |
| Costo | 20% | 3 | 0,6 | 4 | 0,8 | 3 | 0,6 |
| TOTAL | 100% | 17 | 3,25 | 18 | 3,45 | 21 | 4,35 |

En esta tabla podemos observar la relación entre los requerimientos y la importancia de estos en nuestro sistema respecto a las soluciones planteadas dando como resultado la alternativa a como la ganadora siendo mayor en eficiencia de enfriamiento, pero razonable en costo a comparación de la alternativa B que era más económica.

2.7. Diseño detallado

En esta sección se detalla el diseño del sistema de enfriamiento en donde comenzando por el evaporador capilar se explican los materiales del medio poroso, sus dimensiones, material del cuerpo, restricciones de tamaño y otros datos teniendo en cuenta que su aplicación es para

un coche eléctrico. Adicionalmente se menciona y detalla los datos de las otras partes del sistema de enfriamiento como el tipo de condensador, reservorio, tipos de tuberías, etc.

Durante el proceso de funcionamiento y carga de la batería en el que ocurre el calentamiento de ésta, esta va a generar un flujo de calor que se transferirá al amoniaco (fluido refrigerante) dando como resultado que este ascienda por el medio poroso y en cierto punto se evapore, una vez salga como vapor este se desplazará por una tubería de gas hacia el condensador.

En el condensador, posterior a la transferencia de calor desde el fluido al entorno circundante, el fluido de trabajo condensado se desplazará a lo largo de la tubería de líquido impulsado tanto por la gravedad como por la fuerza capilar generada por la estructura porosa dentro del evaporador. Finalmente, regresará a la cámara de compensación para repetir este ciclo continuamente.

Tabla 9 *Parámetros de diseño generales*

| Parámetro | |
|--|-------------------|
| Tipo Evaporador | Forma plana |
| Área activa de disipación [m ²] | 2 x 1.3 |
| Material del cuerpo | Acero inoxidable |
| Material de elemento poroso | Aluminio |
| Material de reservorio | Aluminio |
| Longitud línea de vapor [mm] | 1000 |
| Longitud línea de líquido [mm] | 1000 |
| Diámetro de tubería líquido/vapor [m] | 5e-3 |
| Tipo de condensador | Tubos – aletas |
| Volumen de condensador max [m ³] | 0.4 x 0.4 x 0.1 |
| Método de disipación | Aire + ventilador |
| Fluido de trabajo | Amoniaco |

Para evaluar la respuesta del sistema de refrigerante se realizó la simulación tanto por ANSYS por medio del modelado de elementos finitos como por Matlab por medio de ecuaciones algebraicas.

2.7.1. Consideraciones Generales

- Cubierta Metálica: Las paredes metálicas del evaporador están fabricadas con acero inoxidable para proporcionar resistencia mecánica y una alta conductividad térmica.
- El sistema en conjunto está perfectamente aislado de fuentes externas, es decir, es un sistema adiabático.
- Ranuras de Vapor: Geometría detallada de las ranuras de vapor, que desempeñan un papel crucial en la recolección de vapor generado en la mecha y contribuyen a la transferencia de calor.
- Material de medio poroso: Aluminio, la estructura porosa, diseñada para facilitar la evaporación eficiente, está hecha de aluminio debido a su capacidad para mantener una presión capilar adecuada y contribuir a la transferencia de calor.

2.8. Geometría

Durante el proceso de simulación se usará un modelo a escala del evaporador capilar funcionando junto al fluido refrigerante, en la Figura 2.1-1 se puede observar una vista frontal del evaporador:

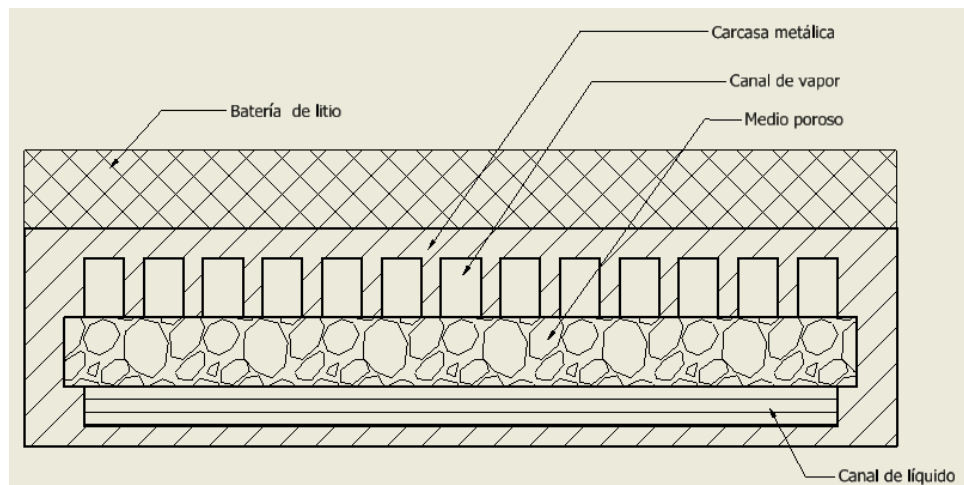


Figura 2.1-1 Corte - Vista frontal del evaporador capilar

Las dimensiones que caracterizan la geometría en este corte se encuentran representadas en la imagen, la profundidad de evaporador depende de la geometría, en este caso se la estableció las medidas que se observan en la Figura 2.1-2.

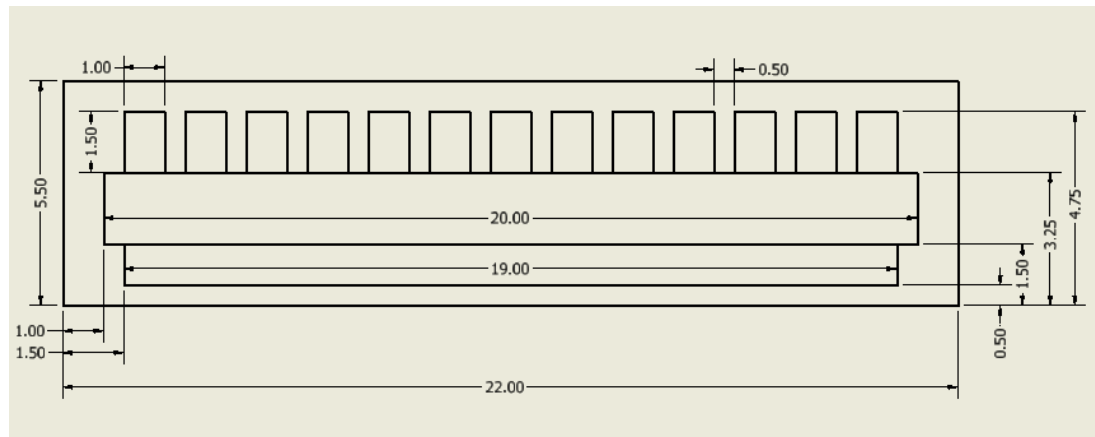


Figura 2.1-2 Dimensiones del evaporador capilar

2.9. Metodología de diseño y simulación

La metodología de diseño y simulación consiste en los pasos que vamos a dar para el proceso de diseño del sistema de enfriamiento el cuál puede ser observado.

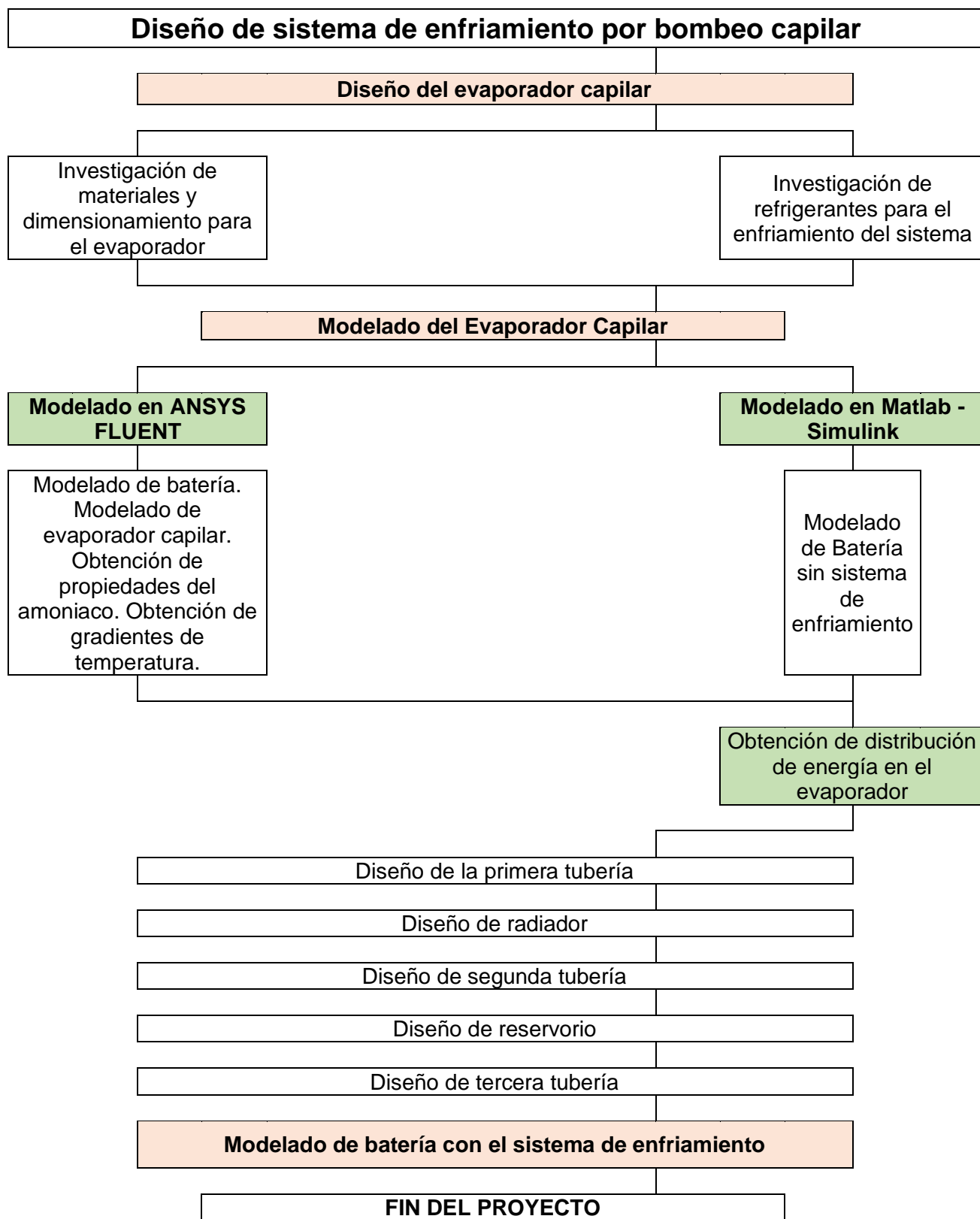


Figura 2.1-3 Flujograma del proceso de diseño del sistema de enfriamiento

2.9.1. Modelado y simulación por medio de elementos finitos (ANSYS CFD (Fluent/CFX))

Para la construcción del modelo, se emplearon las herramientas de diseño Inventor 2023 y Discovery 2023 R2 ambos versión estudiantil. En Inventor, se generó el diseño de cada componente del evaporador como piezas independientes, considerando las dimensiones del corte transversal como se muestra en la Figura 2.1-2. En la Figura 2.1-4 se muestra la vista explotada de los componentes del evaporador, en donde la pieza 1 y 4 corresponden a las placas inferior y superior del cuerpo respectivamente, la pieza 2 es la zona líquida, la pieza 3 es la zona porosa y por último la pieza 5 son los canales de vapor.

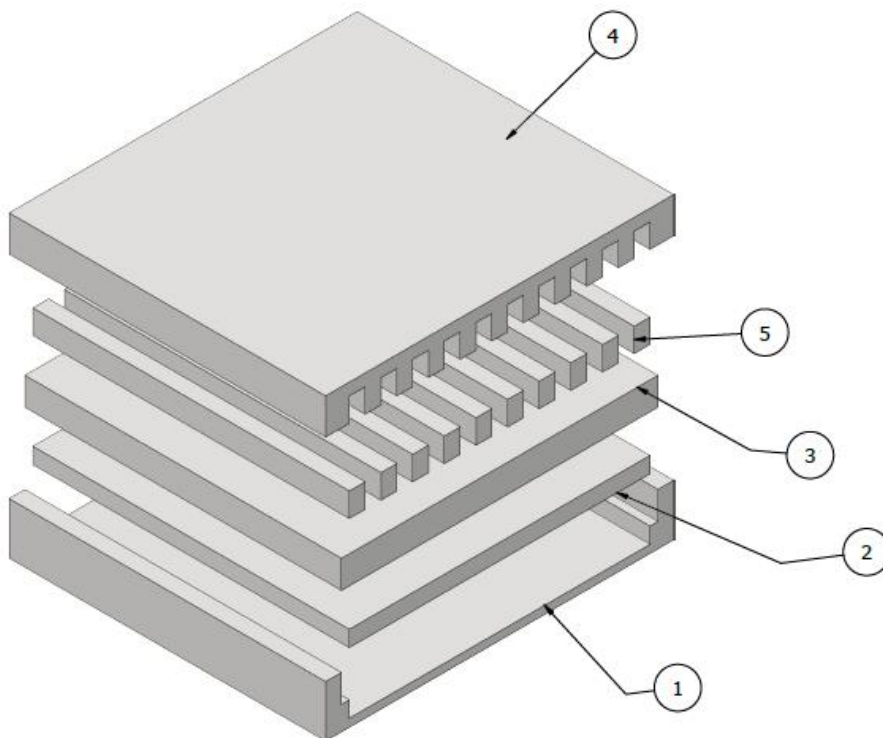


Figura 2.1-4 Diseño del modelo en CAD del evaporador capilar

Luego, en Discovery 2023 R2, se importaron estas piezas modeladas y se llevó a cabo el ensamblaje correspondiente para configurar el evaporador de acuerdo con la representación visual proporcionada en la Figura 2.1-5. Este paso aseguró la coherencia estructural del

evaporador capilar, garantizando la fidelidad del diseño original al momento de su implementación.

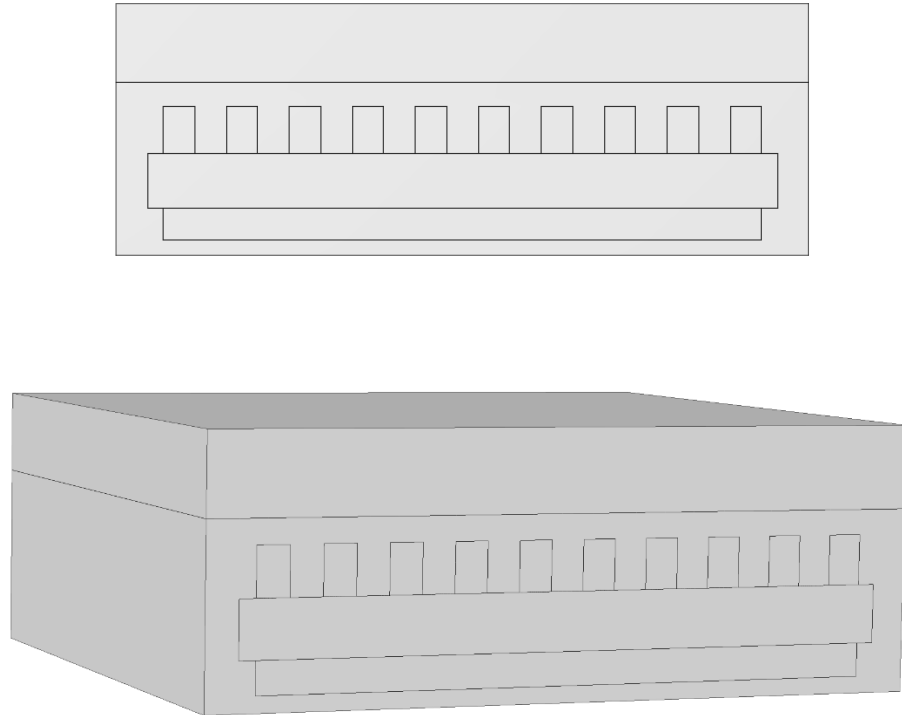


Figura 2.1-5 Ensamblaje realizado en Discovery 2023 R2

2.9.1.1. Mallado

En la generación de la malla, se empleó la herramienta "Mesh" incorporada en Ansys 2023 R2. En la pestaña "Mesh" de ANSYS Fluent, se recomienda seleccionar el método de mallado regular para todos los componentes del modelo. Configura el "Body Sizing" para definir las dimensiones de las celdas de la malla, estableciendo un tamaño de elemento de 1 mm para equilibrar la precisión de los resultados y el costo computacional.

En la sección de "Select Names", configura nombres de dominios para las superficies de control, facilitando la selección ordenada de estas superficies, lo cual es esencial para definir

condiciones de contorno y monitorear resultados en áreas específicas de la simulación. Por ejemplo:

- Canales de vapor - “gas_zone”
- Canal de líquido - “liquid_zone”
- Elemento poroso – “porous_zone”
- Cubierta metálica – “casting_zone”
- Superficie superior – “battery_surface”
- Contornos aislados – “insulated_surfaces”
- La entrada de líquido – “inlet”
- La salida de gas – “outlet”

Esta configuración nos proporciona una malla con 1063153 nodos y 225280 elementos, el mallado se muestra en la Figura 2.1-6:

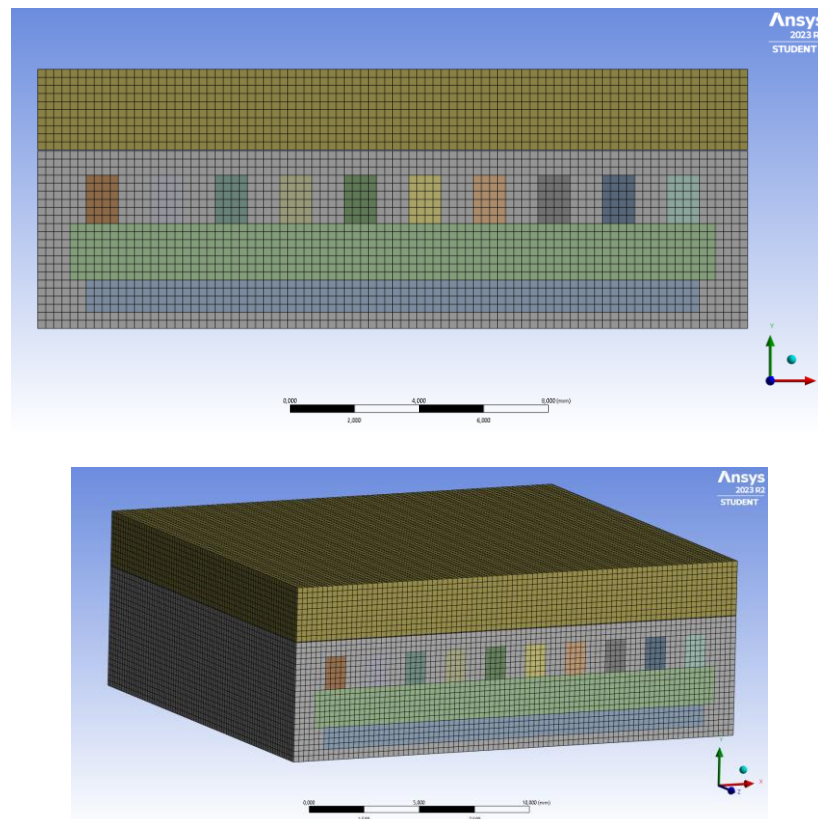


Figura 2.1-6 Malla generada para evaporador en Mesh – Ansys

2.9.1.2. Configuración de Fluent

Se utilizó la herramienta "Fluent" de Ansys 2023 R2 versión estudiante para el proyecto. El proceso de simulación comenzó con la definición de materiales como amoníaco líquido, amoníaco gaseoso, acero inoxidable y aluminio en la pestaña "Materials" de ANSYS Fluent, lo cual estableció automáticamente sus propiedades termofísicas. Luego, en la configuración general, se seleccionó la opción "transiente" para analizar los cambios temporales de las variables y se definió la gravedad con un valor de 9.81 m/s^2 en la dirección -y.

En la pestaña "Models", se activó la opción "Energy" para el modelado de energía en el sistema. Además, se eligió y activó el "Multiphase Model", optando por el modelo VOF (Volume of Fluid) debido a su eficacia en la representación de fracciones volumétricas en interfaces porosas. Se asignaron fases para amoníaco líquido y vapor, se activó la tensión superficial y se configuró el modelo de "evaporación-condensación" para la transferencia de masa.

La configuración del medio poroso se realizó en "Cell Zone Conditions", seleccionando la zona correspondiente y ajustando las propiedades de porosidad y permeabilidad, con la opción de flujo laminar activada. Las condiciones de entrada y salida se definieron en "Boundary Conditions", estableciendo parámetros de velocidad y temperatura para la entrada y configurando el flujo de calor en la superficie de la batería.

Las funciones definidas por el usuario (UDF) se implementaron en la sección "Define", asignando la UDF a las zonas pertinentes, en particular a la zona porosa. El método de solución se estableció en "Simple" en "Solution Methods". La inicialización se realizó en "Solution Controls", optando por una inicialización híbrida y utilizando los valores de entrada del fluido. Finalmente, en "Solution Controls", se configuró el tiempo y el monitoreo del proceso, estableciendo 1000 pasos de tiempo y 20 iteraciones máximas por paso, dando inicio al cálculo.

2.9.2. Metodología en Matlab - Simulink

Para la metodología en Matlab vamos a basarnos en el flujograma del proceso que ya definimos, esto significa que vamos a tener dos procesos que realizar en esta sección, la primera consiste en el modelado térmico de la batería y el segundo consiste en diseñar el resto de los componentes del sistema de enfriamiento a partir de los resultados obtenidos en el modelado por Ansys CFD y con ayuda de las ecuaciones mencionadas en la sección del apéndice referentes a la metodología en Matlab.

2.9.2.1. Modelado térmico de batería sin sistema de refrigeración por bombeo capilar

Para el modelado térmico de la batería tendremos un proceso que consiste en tres partes las cuales realizaremos para poder obtener el modelado térmico:

- Definición de las propiedades de la batería: En esta sección vamos a definir las propiedades térmicas de la batería del Tesla Model S.
- Caracterización de energías involucradas: En esta sección definiremos las energías y/o potencias involucradas durante el proceso de descarga de la batería
- Balance de potencias: Con las propiedades térmicas de la batería y la caracterización de las energías involucradas procederemos a realizar un balance de potencias en la batería que nos permitirá medir la variación de la temperatura durante la descarga respecto al tiempo.

2.9.2.2. Análisis del evaporador capilar y diseño de componentes en el sistema de enfriamiento por bombeo capilar

Esta sección comienza una vez obtenidos los resultados del modelado por elementos finitos en Ansys CFD debido a que ya obtendremos las propiedades del amoníaco a la entrada y a la salida del evaporador capilar, se realizarán tres procesos en esta sección los cuales son:

2.9.2.2.1. Obtención de distribución de energía en el evaporador capilar

En esta sección vamos a realizar un balance de energía en el medio poroso que represente la variación de energía entre la entrada que es el flujo de calor proveniente de la salida y las variables de salida que son las potencias asociadas a los trabajos de presión, porosidad, viscosidad y tensión superficial, el calor de vaporización responsable del cambio de estado del fluido con el fin de poder medir la energía que se necesita para cada proceso.

2.9.2.2.2. Diseño de componentes del sistema de refrigeración

En esta sección vamos a partir de los resultados obtenidos del modelado en Ansys CFD y con ayuda del programa REDPROP que es un programa especializado en conseguir las propiedades de una serie de fluidos con datos iniciales de presión y temperatura vamos a obtener las propiedades del amoníaco en la entrada y salida de cada componente.

Los componentes que se proceden a diseñar son los siguientes: Tubería 1, Radiador, Tubería 2, Reservorio, Tubería 3.

Una vez realizado este proceso vamos a obtener una curva de operación que refleje la variación de presión y temperatura del amoníaco durante un ciclo de refrigeración.

2.9.2.3. Modelado de la batería con el sistema de refrigeración

En esta sección partimos con los resultados del sistema de refrigeración ya completo, para esto vamos a volver a realizar el balance de energía en la batería, pero esta vez eliminaremos por completo el flujo de calor resultante de la energía perdida de la batería y procederemos a iterar valores de temperatura respecto al tiempo hasta obtener una gráfica que refleje la variación de temperatura de la batería con el sistema de refrigeración ya instalado.

CAPÍTULO 3

3.1. Resultados obtenidos en Ansys Fluent

Se realizaron simulaciones para tres fluidos diferentes: agua, amoniaco y acetona, manteniendo constantes las condiciones operacionales. Se evaluaron medios porosos con distintas tasas de porosidad, específicamente de 0.6, 0.7 y 0.8, para determinar su influencia en la dinámica del sistema. Se configuraron superficies de control para registrar parámetros críticos como la temperatura interna de la batería, la temperatura en el evaporador, la presión de salida y la velocidad de salida del gas. Estos resultados se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 10 Valores de entrada en simulación

| Fluido | Porosidad | Presión in [Pa 10 ⁶] | Temp Entrada [K] | Velocidad Entrada [m/s] |
|----------|-----------|----------------------------------|------------------|-------------------------|
| Agua | 0,6 | 1,0133 | 295 | 1,5 |
| | 0,75 | 1,0133 | 295 | 1,5 |
| | 0,85 | 1,0133 | 295 | 1,5 |
| Amoniaco | 0,6 | 1,0133 | 295 | 1,5 |
| | 0,75 | 1,0133 | 295 | 1,5 |
| | 0,85 | 1,0133 | 295 | 1,5 |
| Acetona | 0,6 | 1,0133 | 295 | 1,5 |
| | 0,75 | 1,0133 | 295 | 1,5 |
| | 0,85 | 1,0133 | 295 | 1,5 |

Tabla 11 Resultados de simulación para diferentes fluidos

| Fluido | Porosidad | Temperatura de batería [K] | Delta T | Velocidad gas [m/s] | Temperatura de gas [K] | Presión de salida [Pa 10 ⁶] |
|----------|-----------|----------------------------|---------|---------------------|------------------------|---|
| Agua | 0,6 | 308,78 | 9,84 | 0,0605 | 303,21 | 1,0400 |
| | 0,75 | 309,46 | 9,98 | 0,0606 | 303,15 | 1,1000 |
| | 0,85 | 310,37 | 10,82 | 0,0608 | 304,29 | 1,0980 |
| Amoniaco | 0,6 | 308,24 | 13,01 | 0,0628 | 302,08 | 1,1765 |
| | 0,75 | 307,97 | 13,74 | 0,0643 | 302,91 | 1,2124 |
| | 0,85 | 307,78 | 14,08 | 0,0677 | 303,73 | 1,1928 |
| Acetona | 0,6 | 306,24 | 14,86 | 0,0773 | 303,75 | 1,1307 |
| | 0,75 | 306,17 | 15,06 | 0,0768 | 303,97 | 1,1604 |
| | 0,85 | 306,05 | 15,35 | 0,0767 | 303,91 | 1,0100 |

Se pueden observar que la acetona proporciona una mayor diferencia de temperatura entre el evaporador y la batería (15.35 K) en comparación con el agua (10.82 K) y el amoniaco (14 K), lo que significa que mantiene la temperatura de la batería en un rango inferior de temperatura. Por otro lado, el amoniaco genera una mayor diferencia de presión ($1.21 \times 10^6 \text{ Pa}$) lo que significa que es un fluido más adecuado para mantener una diferencia de presión que mantenga el circuito operativo continuamente, en contraste con la diferencia del agua ($1.098 \times 10^6 \text{ Pa}$) y la acetona ($1.16 \times 10^6 \text{ Pa}$).

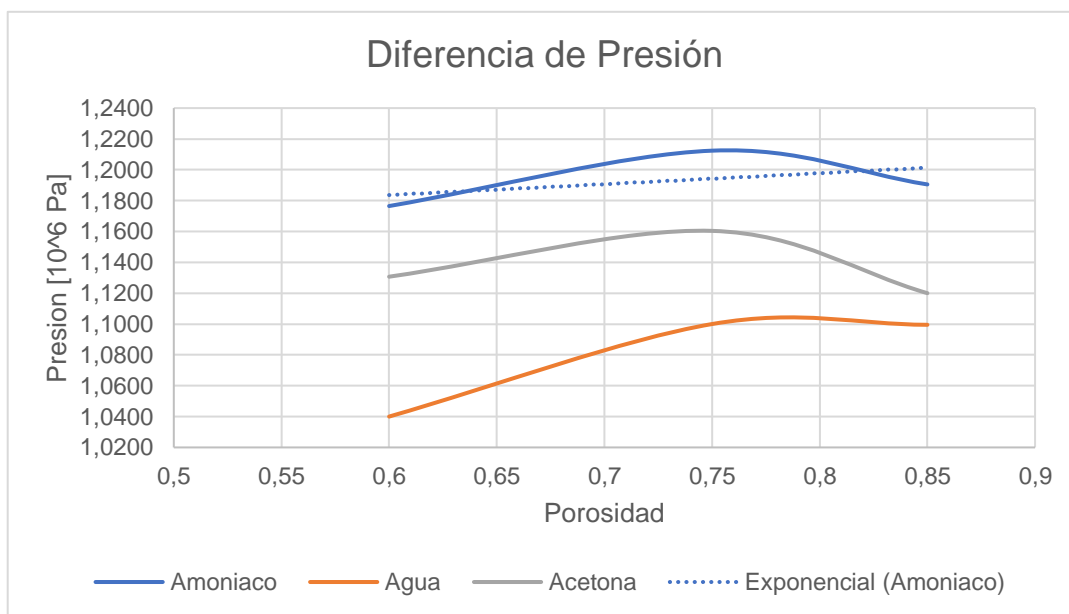


Figura 2.1-8 Variación de Temperatura respecto a la porosidad

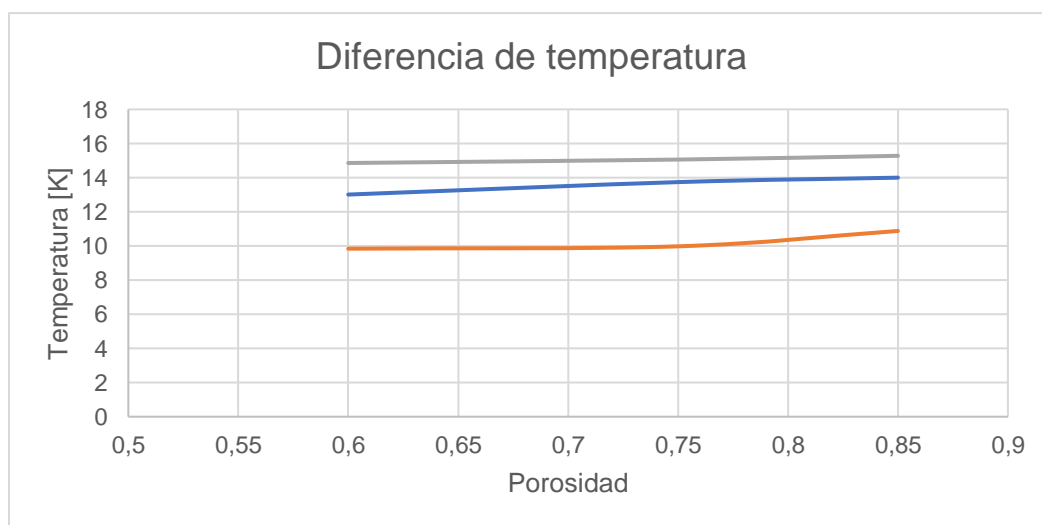


Figura 2.1-7 Variación de presión respecto a la porosidad

3.1.1. Resultados de temperatura - velocidad

Las simulaciones numéricas en volúmenes finitos en ANSYS presentadas a continuación se obtuvieron para una geometría 3D presentada en la Figura 2.1-5.

Las propiedades del amoniaco son: densidad del líquido: $r_l = 610 \text{ kg/m}^3$, densidad del vapor: $r_v = 0.6894 \text{ kg/m}^3$, conductividad térmica del líquido: $l_l = 0.493 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, conductividad térmica del vapor: $l_v = 0.0247 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, capacidad calorífica específica del líquido: $C_{pl} = 4.7 \times 10^3 \text{ J/K} \cdot \text{kg}$ y capacidad calorífica específica del vapor: $C_{pv} = 80.08 \text{ J/K} \cdot \text{kg}$.

Se eligió aluminio como material para el medio poroso; sus propiedades son: porosidad (ϵ) = 0.8, permeabilidad (k) = $2.0 \times 10^{-14} \text{ m}^2$, densidad del sólido (r_s) = 2719 kg/m^3 , conductividad térmica del sólido (l_s) = $202.4 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, capacidad calorífica específica del sólido (C_{ps}) = $871 \text{ J/K} \cdot \text{kg}$. El acero inoxidable se eligió material para la carcasa del evaporador; sus propiedades son: conductividad térmica (l_c) = $16.27 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, densidad (r_c) = 8030 kg/m^3 , capacidad calorífica específica (C_{pc}) = $502.48 \text{ J/K} \cdot \text{kg}$. Estos materiales de carcasa y medio poroso son compatibles con el amoniaco.

Inicialmente, la estructura del medio poroso está saturada por fluido en estado líquido, la presión y la temperatura son respectivamente $1 \times 10^6 \text{ Pa}$ a 295 K en medio poroso completamente. La temperatura del líquido en la entrada es $T_0 = 295 \text{ K}$ y la presión de entrada es $p_0 = 1 \times 10^6 \text{ Pa}$, mientras que la presión de salida es $p_1 = 1.018 \times 10^6 \text{ Pa}$. La carga térmica aplicada en la carcasa externa es aplicada de acuerdo con el modelo de la batería aplicado, el flujo de calor promedio es aproximadamente de $40\,000 \text{ W/m}^2$ de la batería a la cara superior del evaporador.

3.1.1.1. Velocidad

Se muestra específicamente los vectores de velocidad del líquido dentro de la mecha porosa, donde la magnitud de la velocidad del líquido es de 10^{-4} .

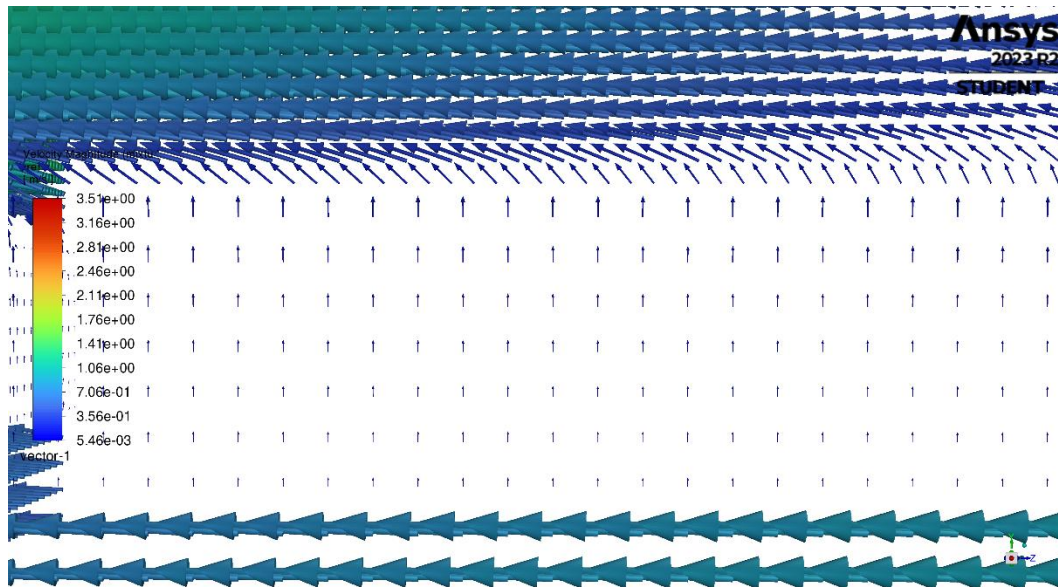


Figura 2.1-9 Diagrama vectorial de velocidad

La Figura 2.1-9 muestra los resultados de los vectores de velocidad líquida en la cavidad de compensación. Como se observa, la velocidad cerca de la entrada es uniforme a lo largo de la dirección del flujo, y lejos de la entrada, la velocidad disminuye gradualmente.

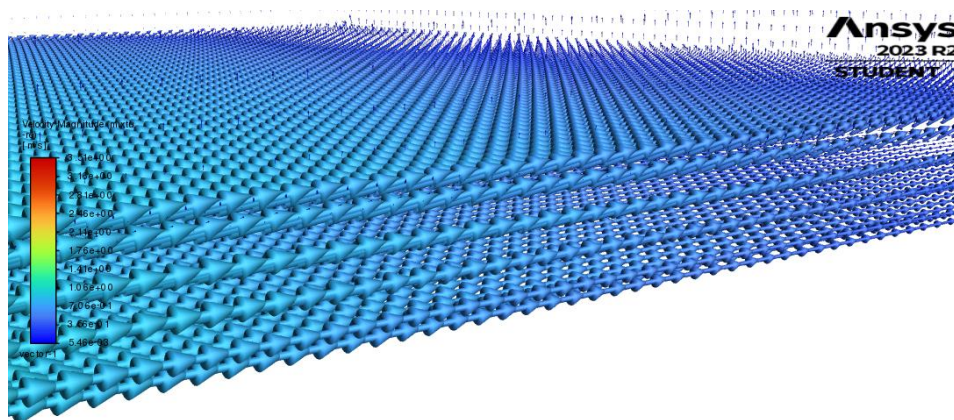


Figura 2.1-10 Diagrama vectorial de velocidad en reservorio de compensación

3.1.1.2. Temperatura

El perfil de temperatura descrito en la Figura 2.1-11 muestra las características dentro del medio poroso y la carcasa del evaporador para un flujo de calor de 40000 W/m^2 . La alta conductividad térmica del acero inoxidable hace que la temperatura de la carcasa sea casi uniforme.

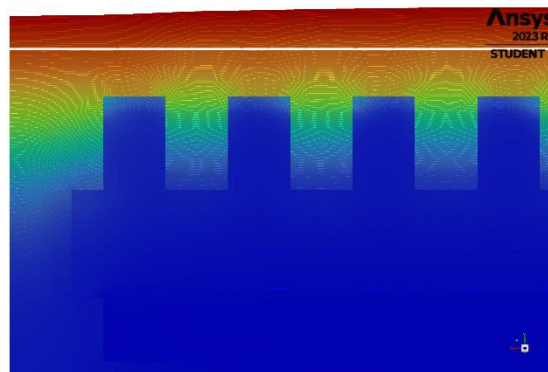
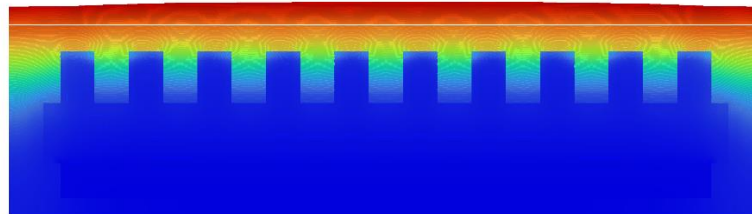


Figura 2.1-11 Distribución de temperatura

3.2. Resultado de Matlab - Simulink

3.2.1. Resultados del modelado de batería sin el sistema de enfriamiento

A partir de los datos obtenidos de la batería obtuvimos sus principales datos que nos ayudaron a diseñar el sistema de enfriamiento:

Tabla 12 Datos de la batería del Tesla Model S

| Datos obtenidos del Tesla model S | |
|--|------|
| Capacidad de la celda [ah] | 2,2 |
| Número de celdas | 5000 |
| C-rate | 2,5 |
| Voltaje nominal mínimo [V] | 3,7 |
| Voltaje nominal máximo [V] | 4,3 |
| Tiempo aproximado de funcionamiento [h] | 7,4 |

Con las propiedades obtenidas planteamos el balance de energía en la batería del coche cuando éste está en movimiento lo que se observa en la ecuación 11, durante este proceso no tenemos una energía de entrada por lo que esta da un valor de cero, la energía de salida se dividió en 3 componentes como se observa en la ecuación 16 y la energía almacenada se representó como la energía de una celda multiplicada por el número total de celdas como se observa en la ecuación 12, con las condiciones de clima a una temperatura ambiente de 25 °C y los datos de la tabla 3-3 se planteó la ecuación de temperatura respecto al tiempo dándonos como resultado la figura 3.6.

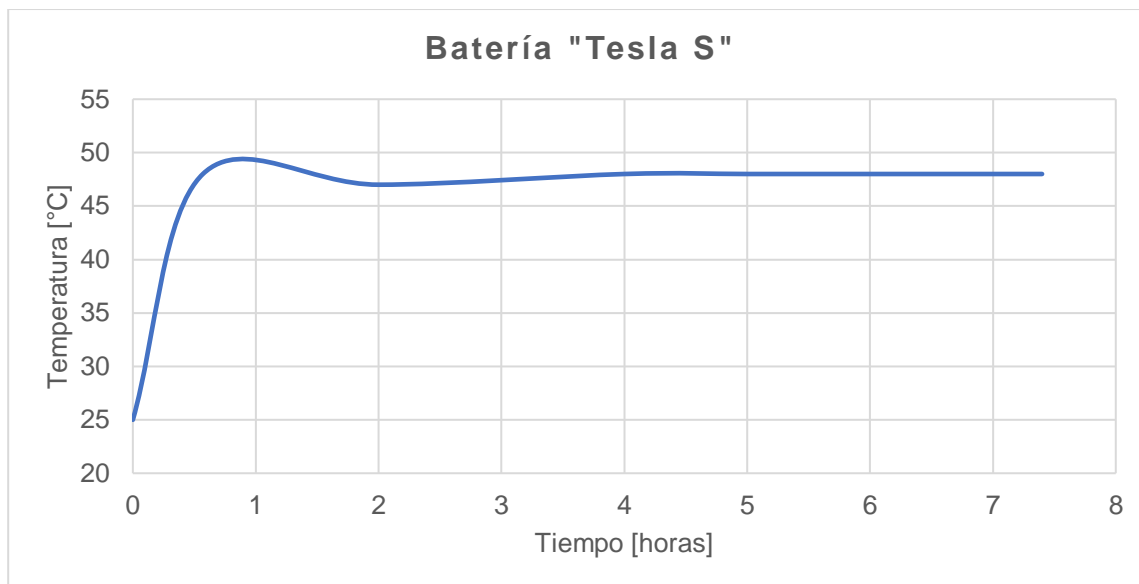


Figura 2.1-12 Datos de temperatura de la batería sin el sistema de enfriamiento

3.2.2. Resultados de los trabajos del fluido y diseño de componentes

3.2.2.1. Resultado de los trabajos y potencias del amoniaco en el evaporador capilar

La energía almacenada en el sistema en unidades de potencia es de 104000 W como se observó en la ecuación 12, a partir de esto podemos obtener las potencias asociadas a los trabajos de entrada como lo son la de presión y porosidad, viscosidad, tensión superficial; adicionalmente tenemos las potencias asociadas al calor de vaporización y de la energía cinética. Para este procedimiento se usaron las ecuaciones 18, 19, 20, 21 y 22 para las potencias y se usaron las ecuaciones 23 y 24 para hallar el flujo másico y la velocidad promedio del amoniaco en el medio poroso. Por ejemplo, si quisiéramos calcular la potencia asociada al trabajo de tensión superficial usamos la ecuación 18:

$$P_{tensión\ superficial} = \cdot (33.9 * 10^{-3}) * (16.938) = 0.573\ W$$

Siguiendo este procedimiento se calculó los valores obtenidos en la tabla 3-4:

Tabla 13 Distribución de potencias asociadas a trabajos, energías y calores en el medio poroso

| Distribución de potencias de energías en el medio poroso [W] | | |
|--|---------------------------------|-----------|
| Entrada | Flujo de calor de la batería | 104000,00 |
| | Total | 104000,00 |
| Salida | Potencia de presión y porosidad | 4,18 |
| | Potencia de viscosidad | 2389,70 |
| | Potencia de tensión superficial | 0,573 |
| | Potencia de vaporización | 130780,00 |
| | Potencia cinética | 5,20 |
| | Total | 133179,66 |
| Variación de energía | | -29179,66 |
| %Error | | 28,06 |

3.2.2.2. Diseño de componentes del sistema de enfriamiento

El sistema de enfriamiento se diseñó a partir de los datos obtenidos de las propiedades del amoníaco a la entrada y salida del evaporador capilar:

Tabla 14 Resultados obtenidos del evaporador capilar

| Propiedades | Unidades | Entrada | Salida |
|-------------|----------------------|-------------|-----------------|
| Temperatura | (K) | 295 | 308 |
| Presión | (MPa) | 1,01 | 1,19 |
| Densidad | (kg/m ³) | 607,56 | 9,1649 |
| Entalpía | (kJ/kg) | 445,8 | 1633,5 |
| Entropía | (kJ/kg-K) | 1,8297 | 5,7403 |
| Cv | (kJ/kg-K) | 2,7688 | 2,1682 |
| Cp | (kJ/kg-K) | 4,7578 | 3,2296 |
| Calidad | (kg/kg) | Subenfriado | Sobre calentado |
| Viscosidad | (μPa-s) | 135,9 | 10,067 |

Con estos datos se procedió a diseñar el sistema de enfriamiento dando como resultado los siguientes componentes:

3.2.2.2.1. Tuberías

Los resultados obtenidos en tuberías fueron calculados primero obteniendo el número de Reynolds usando la ecuación 26:

$$Re = \frac{(7.6659)(2)(0.05)}{10.067(10^{-6})} = 76414$$

A partir de este valor y tomando un valor de rugosidad promedio para el acero inoxidable 304 de 0.0015 mm procedemos a obtener el valor del coeficiente de fricción despejando la ecuación 27 donde obtenemos:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{e}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.019$$

Obtenido el valor del coeficiente de fricción procedemos a obtener la variación de presión en la tubería con la ecuación 25:

$$\Delta P = 0.019 \frac{1}{0.05} \frac{(7.6659)(2)^2}{2} = 5.83 Pa$$

A partir de esta variación de presión podemos obtener la variación de temperatura con la ecuación 28 sin embargo al haber una relación de presión insignificante, no vamos a obtener una variación de temperatura significativa.

Los datos de las tuberías obtenidos de sus 3 secciones son las siguientes:

Tabla 15 Datos obtenidos de las tuberías

| Material | Diámetro interno [mm] | Longitud Tramo 1 [m] | Longitud Tramo 2 [m] | Longitud Tramo 3 [m] | Conductividad Térmica [W/m-K] | $\Delta P1$ [Pa] | $\Delta P2$ [Pa] | $\Delta P3$ [Pa] |
|----------------------|-----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|-------------------------------|------------------|------------------|------------------|
| Acero Inoxidable 304 | 50 | 1 | 1,5 | 1 | 17 | 5,83 | 13,45 | 5,83 |

3.2.2.2.2. Radiador

Para el diseño del radiador se partió de las siguientes suposiciones basadas en las dimensiones del coche eléctrico y en características de los radiadores de éstos:

Tabla 16 Datos iniciales del radiador

| Dimensiones del radiador | |
|-----------------------------|--|
| Área base: | 600 mm x 400 mm |
| Factor de aumento por aleta | 5 |
| Material: | Aluminio |
| Suposiciones: | <ul style="list-style-type: none"> •Velocidad del coche de 60 km/h •Coeficiente global de transferencia de calor (U): 300 W/m²K |

Para obtener los datos finales del radiador se partió encontrando el área total de transferencia de calor con la ecuación 29. Luego de esto se encontró la capacidad de enfriamiento de cada fluido a partir de la ecuación 32 y las suposiciones planteadas. A partir de la ecuación 33 se halló el NTU y con el valor encontrado se

calculó la efectividad de intercambiador de calor que puede ser encontrada con la ecuación 33 y luego calculando la capacidad de enfriamiento dando como resultado:

Tabla 17 *Parámetros del intercambiador de calor*

| Parámetros del radiador | |
|--|--------------------|
| Área de transferencia de calor (A_t) | 1,2 m ² |
| Capacidad calórica - aire | 4833,65 J/s |
| Capacidad calórica - amoniaco | 143,21 J/s |
| NTU | 2,51 |
| Efectividad del intercambiador de calor | 91,90% |
| Q_{real} | 1316,15 W |

Con estos datos, el modelo de radiador diseñado es el siguiente:

Tabla 18 *Datos radiador*

| Características | Resultados |
|--------------------------------|--|
| Tipo de Radiador | Tubo y aleta |
| Material | Aluminio |
| Área de Transferencia de Calor | 1.2 m ² |
| Capacidad de Enfriamiento | 1316.15 W |
| Pérdida de Presión | 2,31 KPa |
| Eficiencia | Aproximadamente 91.9% |
| Temperatura de Entrada | 303 K |
| Temperatura de Salida | 295 K |
| Beneficios Clave | <ul style="list-style-type: none"> • Optimización de la temperatura de baterías • Mínima resistencia al flujo de amoníaco • Alta eficiencia de transferencia de calor • Diseño ligero y duradero |

3.2.2.3. Reservorio

Tabla 19 Datos Reservorio

| Componente | Descripción | Especificaciones |
|--|---|---|
| Reservorio de Almacenamiento | Contenedor para amoníaco líquido. | <ul style="list-style-type: none"> •Capacidad: 10 litros •Material: Acero inoxidable •Dimensiones: 25 cm de diámetro x 20 cm de altura •Grosor del material: 2-5 mm |
| Válvula de Control Proporcional | Regula el flujo de amoníaco desde el reservorio. | <ul style="list-style-type: none"> •Material: Acero inoxidable •Tipo: Proporcional |
| Sensor de Flujo de Turbina | Mide el caudal de amoníaco. | <ul style="list-style-type: none"> •Tipo: Turbina |
| Válvula de Alivio de Presión | Previene la sobrepresión en el sistema. | <ul style="list-style-type: none"> •Material: Acero inoxidable •Presión Máxima: Ajustada a la presión máxima segura del sistema |
| Manómetros | Monitoriza la presión en el sistema. | <ul style="list-style-type: none"> •Rango de Medición: Ajustado al rango de presión del sistema |
| Aislamiento Térmico | Reduce la transferencia de calor entre el amoníaco y el ambiente. | <ul style="list-style-type: none"> •Material: Poliuretano o espuma de poliestireno expandido •Grosor: 5 cm (0.05 m) |
| Tuberías | Conduce el amoníaco desde y hacia el reservorio. | <ul style="list-style-type: none"> •Material: Acero inoxidable •Diámetro: 50 mm •Grosor del material: 3 mm |

A partir de los componentes mencionados se realizó un diseño conceptual del sistema de refrigeración en donde se observa la batería posicionada sobre el evaporador capilar, las tuberías, el radiador y el reservorio.

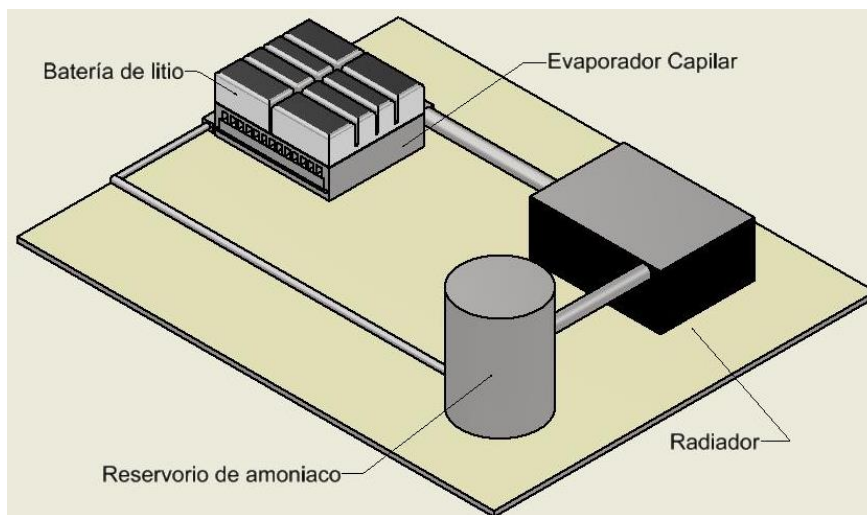


Figura 2.1-13 Diseño conceptual de sistema de refrigeración

3.2.2.4. Resultados del fluido de trabajo

A partir de los datos obtenidos podemos obtener datos de pérdidas de presión que sufre el amoníaco al pasar por cada uno de los componentes del sistema.

Tabla 20 Propiedades obtenidas de fluido en el ciclo capilar

| Ciclo de Refrigeración | | | | | | | | |
|------------------------|----------------------|--------------------|-------------------|----------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| Propiedades | | Entrada evaporador | Salida evaporador | Tubería 1 | Radiador | Tubería 2 | Sumidero | Tubería 3 |
| Temperatura | (K) | 295 | 308 | 308 | 295 | 295 | 295 | 295 |
| Presión | (MPa) | 1,01 | 1,19 | 1,1842 | 1,1818 | 1,1684 | 1,1678 | 1,01 |
| Densidad | (kg/m ³) | 607,56 | 9,1649 | 8,9638 | 607,71 | 607,7 | 607,7 | 607,56 |
| Entalpía | (kJ/kg) | 445,8 | 1633,5 | 1643,5 | 445,87 | 445,87 | 445,87 | 445,8 |
| Entropía | (kJ/kg-K) | 1,8297 | 5,7403 | 5,775 | 1,829 | 1,8291 | 1,8291 | 1,8297 |
| Cv | (kJ/kg-K) | 2,7688 | 2,1682 | 2,1275 | 2,7689 | 2,7689 | 2,7689 | 2,7688 |
| Cp | (kJ/kg-K) | 4,7578 | 3,2296 | 3,1395 | 4,7558 | 4,7559 | 4,7559 | 4,7578 |
| Calidad | (kg/kg) | Subenfriado | Supercalentado | Supercalentado | Subenfriado | Subenfriado | Subenfriado | Subenfriado |
| Viscosidad | (μPa-s) | 135,9 | 10,067 | 10,193 | 136,04 | 136,03 | 136,03 | 135,9 |

Con los datos del ciclo capilar se obtuvo la gráfica P-T del fluido durante un ciclo de trabajo:

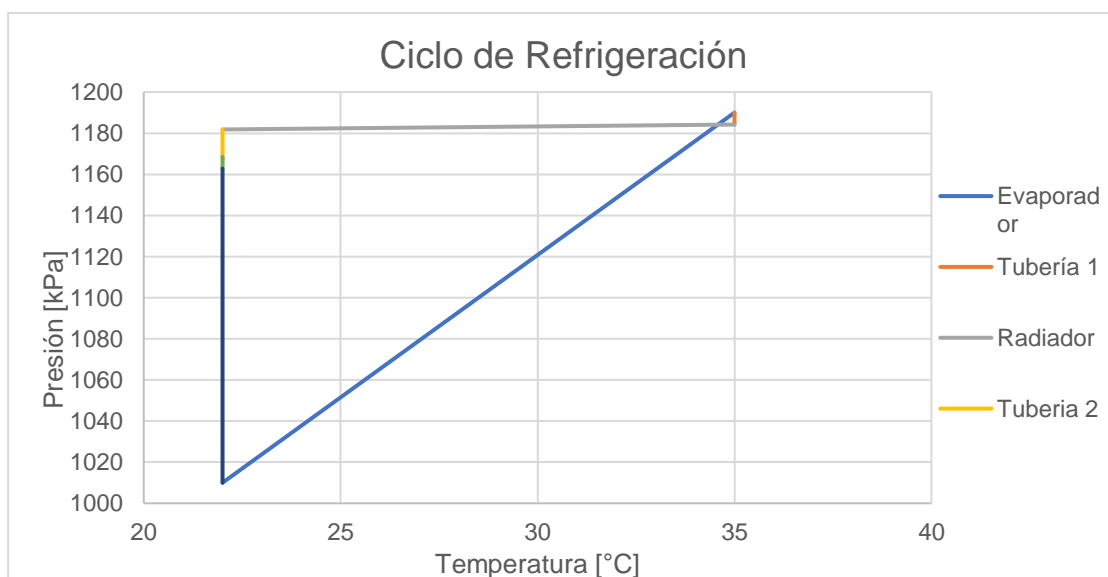


Figura 2.1-14 Gráfica P-T del amoníaco durante un ciclo de trabajo

3.2.3. Resultados de la batería con el sistema de enfriamiento

Con el sistema de enfriamiento instalado se realizó nuevamente un cálculo de la energía del sistema que nos permitió obtener una gráfica de temperatura respecto al tiempo de la batería con el sistema de enfriamiento:

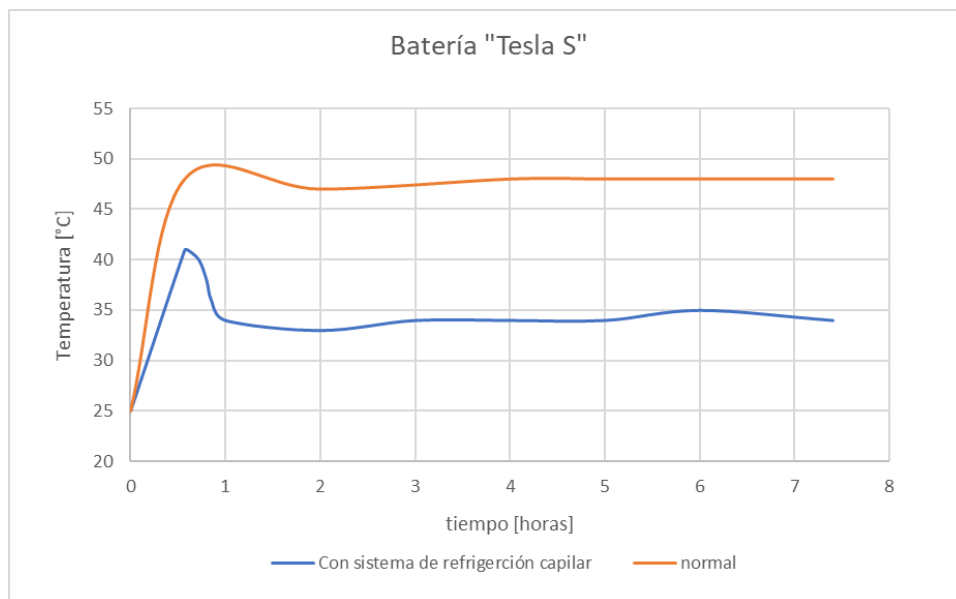


Figura 2.1-15 Resultados de la batería con el sistema de enfriamiento

3.3. Análisis de Resultados

3.3.1. Análisis de resultados del Ansys

3.3.1.1. Análisis de Velocidad y temperatura

3.3.1.1.1. Velocidad

La Figura 3.3.3-1 muestra específicamente los vectores de velocidad del líquido dentro de la mecha porosa, donde la magnitud de la velocidad del líquido es de 10^{-4} . Como se observa, la estructura de la mecha contiene una región de vapor bajo las aletas, que está separada de la región líquida por la interfaz vapor-líquido.

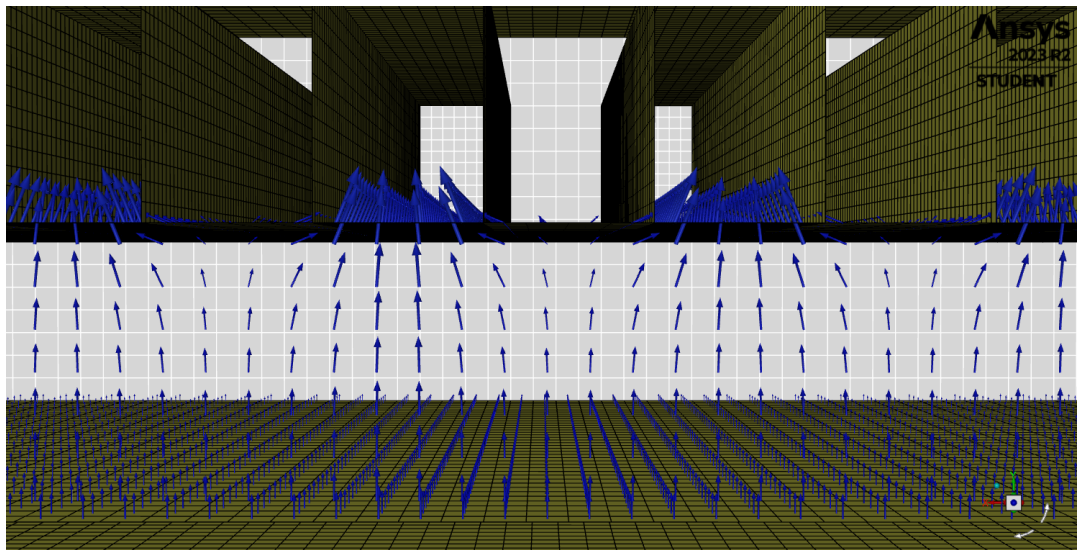


Figura 3.3.3-10 Diagrama vectorial de velocidad en medio poroso

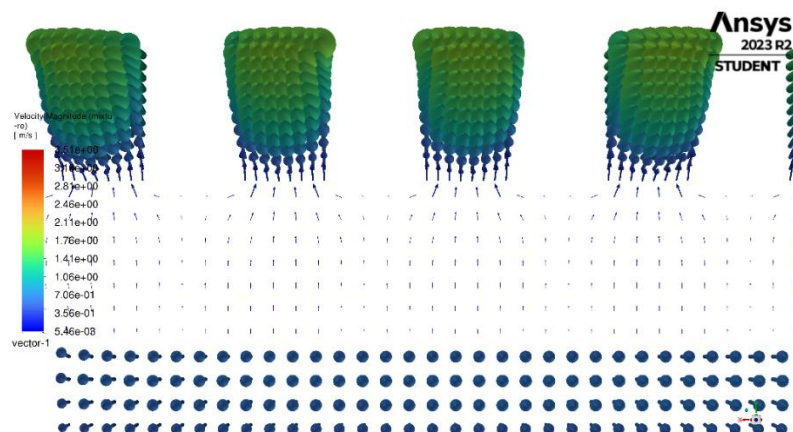
Naturalmente, se forman finas brechas entre las aletas y la superficie superior de la mecha, saturadas por vapor, permitiendo que el vapor escape de la mecha hacia las ranuras de vapor. La forma de la interfaz vapor-líquido es ondulada cerca

de la superficie superior de la mecha, y la región de vapor es muy pequeña. La velocidad máxima del gas en los canales de vapor es de aproximadamente 2.3 m/s.

El líquido fluye hacia la mecha desde el borde de la cavidad de compensación de la mecha y es impulsado a evaporarse en la interfaz vapor-líquido por la fuerza capilar de la mecha. Esto está asociado con estructuras porosas caracterizadas por una distribución uniforme del tamaño de los poros, en este caso para un radio medio del poro de $0.9 \mu\text{m}$.

La *Figura 3.3-2*

Figura 3. también indica que la evaporación del líquido ocurre principalmente cerca de la superficie superior de la estructura de la mecha, y la velocidad del líquido es casi uniforme en la mayoría de la zona líquida (1.5 m/s). Al mismo tiempo, debido al efecto de conducción de calor de la pared metálica lateral, la evaporación del líquido también se produce cerca de la superficie izquierda de la mecha. Dado que la zona de vapor es muy pequeña, los vectores de velocidad del vapor no se presentan en este documento.



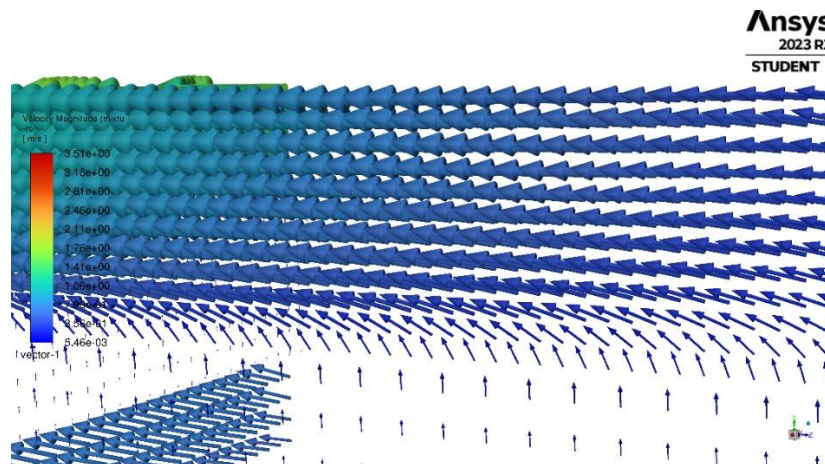


Figura 3.3-2

Figura 3.11 Diagrama vectorial de velocidad en canales de vapor

Dado que la evaporación del líquido ocurre principalmente en las proximidades de la superficie superior de la mecha, el líquido entra casi uniformemente en la mecha desde la cavidad de compensación, como se muestra en la *Figura 3.*

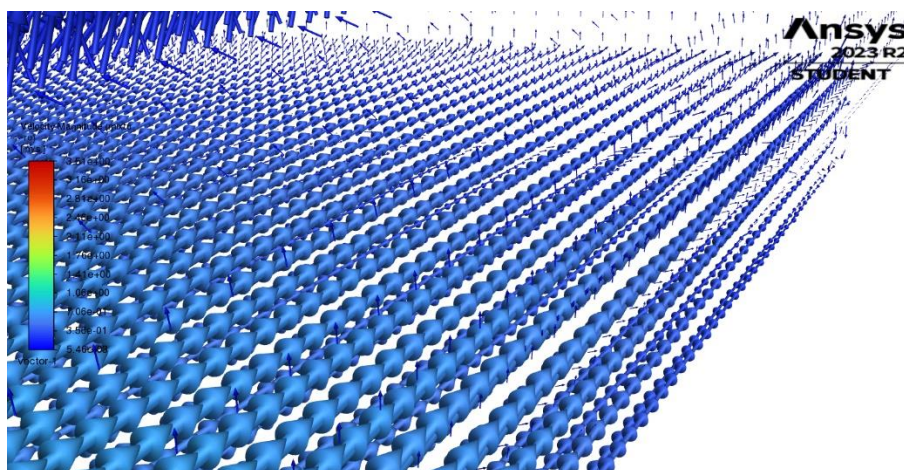


Figura 3.12 Vectores de velocidad en reservorio de liquido

3.3.1.1.2. Temperatura

En el medio poroso, el perfil de temperatura es simétrico con respecto al eje de la aleta de la carcasa. El gradiente de temperatura aumenta más rápidamente en la superficie superior, saturada por vapor, y varía ligeramente en la zona inferior, saturada por líquido.

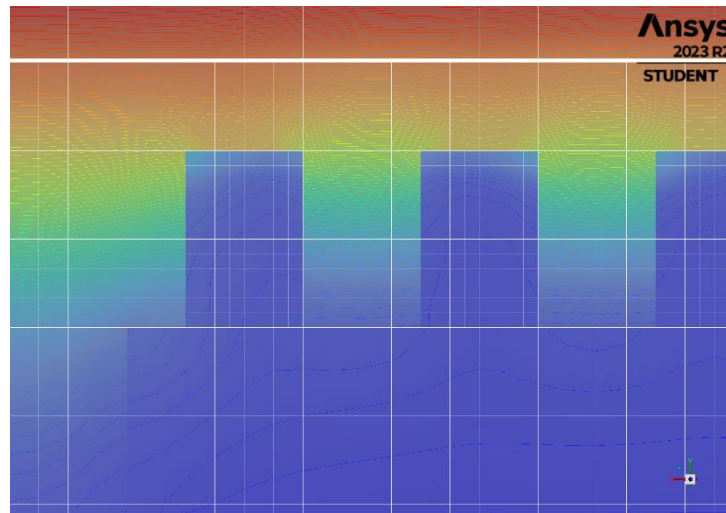


Figura 3.13 Distribución de temperatura en el cuerpo y canales de vapor

La *Figura* muestra la distribución de temperatura del evaporador para el flujo de calor dado. Debido a la gran diferencia en la conductividad térmica entre las aletas metálicas y el vapor, el calor se transfiere principalmente a la mecha por conducción a través de las aletas. La forma de la interfaz vapor-líquido, donde el nivel de contorno de temperatura es igual a la temperatura de saturación de 313 K dentro de la mecha, es ondulada y está determinada principalmente por los parámetros geométricos de las aletas y las ranuras de vapor.

La interfaz vapor-líquido se localiza en las proximidades de la superficie superior de la estructura de la mecha. En referencias como, se puede observar que cuando se incrementa el flujo de calor, la interfaz vapor-líquido dentro de la mecha se aleja de las aletas y el tamaño de la zona de vapor y las brechas se agrandan, como se puede observar en la Figura 3.3.3-1.

Debido a que el grosor de la pared lateral no es despreciable en el caso del evaporador, es necesario considerar la influencia de la conducción de calor de la pared metálica lateral en la capacidad de transporte de calor. A un flujo de calor de $q = 4 \times 10^4 \text{ W/m}^2$, dado que la conductividad térmica del aluminio es mayor que la del acero inoxidable, la interfaz vapor-líquido solo se localiza en la parte superior del medio poroso y no se extiende a través de las paredes laterales por lo tanto el calor no se extiende a la cavidad de compensación lo que indica que es seguro para el funcionamiento normal del CPL.

Con un aumento del flujo de calor puede lograrse una conducción térmica significativa por las paredes del evaporador hacia la cavidad de compensación entonces el vapor puede generarse allí, bajo esta condición, y la presencia de vapor en esa zona puede bloquear total o parcialmente el flujo de líquido hacia la interfaz vapor-líquido para evaporarse, resultando eventualmente en el secado del evaporador.

3.3.1.2. Relación de fluidos de trabajo – Presión y temperatura

Se observa una relación directa entre la porosidad y las temperaturas del evaporador y de la batería para todos los fluidos, lo que sugiere que una mayor porosidad mejora la transferencia de calor. A medida que la porosidad aumenta, también lo hace la temperatura del evaporador, lo que indica que una estructura más porosa facilita la transferencia de calor desde el evaporador hacia el fluido.

La diferencia entre la temperatura del evaporador y la de la batería, proporciona una medida de la eficacia de la transferencia de calor. Aunque el Delta T tiende a aumentar con la porosidad para el agua y el amoníaco, la acetona muestra el mayor Delta T en todas las porosidades, lo que podría indicar un mejor rendimiento de enfriamiento o una conductividad térmica más alta. Esto podría interpretarse como una indicación de que la acetona es eficiente en la absorción de calor en el evaporador.

La velocidad del gas muestra tendencias interesantes; para el agua y la acetona, disminuye con la porosidad, mientras que para el amoníaco aumenta. Esto podría reflejar las propiedades físicas inherentes de cada fluido y cómo interactúan con el medio poroso. El amoníaco, conocido por sus propiedades como refrigerante, parece exhibir un comportamiento más dinámico en respuesta a los cambios de porosidad, lo que podría ser beneficioso en aplicaciones donde se requiere una rápida disipación del calor.

La temperatura del gas a la salida también es una variable crucial y muestra una tendencia a disminuir con la porosidad para el agua y el amoníaco, pero no para la acetona, lo cual es un indicativo de que las propiedades de transferencia de calor de la acetona son menos afectadas por la porosidad en comparación con los otros fluidos.

Finalmente, la presión de salida no sigue una tendencia consistente con la porosidad entre los diferentes fluidos, lo que sugiere que otros factores, como la viscosidad del fluido y las características específicas del sistema de enfriamiento. La consistencia de la presión de entrada en todas las mediciones establece un punto de referencia para analizar los efectos de la porosidad y el tipo de fluido en la presión de salida. Curiosamente, la presión de salida más baja se observa en la acetona con

una porosidad de 0.85, lo que podría indicar una vaporización más efectiva o un cambio en la dinámica del flujo a través del sistema a alta porosidad.

3.3.2. Análisis de resultados de Matlab – Simulink

3.3.2.1. Análisis de modelado de batería sin sistema de enfriamiento

Para este análisis se supuso que tenemos al coche eléctrico Tesla Model S yendo a una velocidad constante de 60 km/h, partimos de la ecuación 21 tomando como la energía de entrada como cero debido a que no hay energía entrando a la batería del coche eléctrico mientras está en funcionamiento.

La energía de salida se tomará como la suma de la energía utilizada por el coche más la energía perdida en forma de calor por convección en la ecuación 24 y la pérdida por radiación en la ecuación 25, el planteamiento de esta ecuación puede ser visto en la ecuación 26 (Zolis, 2017).

La energía almacenada en la batería se conseguirá a partir de los datos obtenidos en la tabla 3-3 donde se observan parámetros técnicos de la batería, estos datos junto a la ecuación 22 ayudarán a representar la energía almacenada, sin embargo todos estos parámetros están en Joules nos ayudará ya que al tener el tiempo estimado de duración de la batería a una velocidad promedio ya que mencionamos podemos agregar un parámetro de tiempo al balance de energía en donde tomaremos los datos obtenidos de los materiales y una temperatura ambiental aproximada de 20 °C nos da como resultado una curva que alcanza su máxima temperatura que es de alrededor de 49 grados a los 40 minutos aproximadamente como se observa en la figura 3.8, en este punto debemos dejar la ecuación a un lado debido a que esta presenta un aumento de temperatura infinito y seguir con la lógica del funcionamiento de la batería analizada que nos indica que tendrá una temperatura

de 47 grados aproximadamente lo cual no está dentro del rango de funcionamiento óptimo de temperatura en el cual se minimizan procesos como la degradación de las celdas.

Para finalizar el modelado de la batería colocamos una serie de puntos en la temperatura de sobrecalentamiento de la batería y se procedió a realizar una curva con tendencia polinómica que permita unir todos los puntos obtenidos dando como resultado la gráfica de la representación térmica del funcionamiento de la batería sin el sistema de enfriamiento.

Esta gráfica se adapta perfectamente al comportamiento de una batería que tiene problemas de sobrecalentamiento debido a que la temperatura conforme se use el coche eléctrico va a empezar a sobrecalentarse y llegará a una temperatura en un cierto tiempo en la que no se podrá calentar más, sino que se mantendrá constante siendo este el caso del peligro de degradación por sobrecalentamiento prolongado (Fernández, 2015).

3.3.2.2. Análisis de la distribución de energía en el evaporador capilar y diseño del resto de componentes del sistema de refrigeración

3.3.2.2.1. Análisis de distribución de energía en el evaporador capilar

Para hallar la distribución de energía tomamos la potencia térmica proveniente del flujo de calor de la batería del coche eléctrico al sufrir un sobrecalentamiento que viene dado por la ecuación 12,

Tomando este parámetro de entrada vamos a tener una serie de potencias de salida las cuales son representadas en la tabla 3-4 y los resultados obtenidos de esta tabla vienen dados por:

- Potencia asociada al trabajo de presión porosidad: Este trabajo da como resultado 4.18 W el cual representa la interacción entre la presión necesaria para impulsar al amoniaco para que atravesase el medio poroso y la resistencia al flujo que ofrece una estructura porosa los cuales combinan tanto efectos de presión como de porosidad.
- Potencia asociada a la tensión superficial: Esta potencia es la menor de todas y su valor es insignificante al lado de las otras potencias, esta se relaciona con la formación de meniscos y generación de presiones capilares que afecta al flujo y distribución del líquido al pasar por este.
- Potencia asociada al trabajo de viscosidad: Esta potencia es la mayor de las potencias asociadas a un trabajo realizado por el fluido al pasar por el medio porosa, al ser un valor alto podemos darnos cuenta de que el amoniaco tuvo caídas de presiones al pasar por el medio poroso debido a una alta resistencia del amoniaco lo que nos lleva a pensar que el amoniaco tuvo problemas en su fase líquida para atravesar el medio poroso.
- Potencia asociada a la energía cinética: Esta potencia se asocia a la energía cinética que surge del movimiento del fluido en el medio poroso, su valor es insignificante al lado de otras potencias debido a que la variación de velocidad de movimiento del amoniaco al atravesar el medio poroso no es tan alta como para producir una cantidad de energía notable.

- Potencia asociada al calor de vaporización: Esta potencia es la mayor de todas y podemos asociarla a la energía necesaria para evaporar el amoníaco en el medio poroso. Para esta potencia tenemos un valor de 133179.7 W lo cual es mayor a la potencia de entrada dando la diferencia de temperatura un error del 28% comparado con la energía de entrada.

Este error en la potencia de vaporización puede estar asociado con las asunciones realizadas para usar cada ecuación ya que estas ecuaciones usadas son versiones algebraicas simplificadas y están sujetas a un mayor porcentaje de error que las ecuaciones diferenciales que deberían usarse sin embargo esto involucraría un uso de softwares especializados que no pueden ser conseguidos de manera gratuita.

La variación de energía obtenida representa la diferencia entre la energía de entrada y salida la cual dio un valor de -29179.66 W y un error del 28% lo que representa un error notable pero explicado debido a la falta de eficiencia del Matlab para la resolución de problemas del tipo diferencial.

3.3.2.2.2. Diseño de los otros componentes del sistema de refrigeración

Tuberías

Para el diseño de las tuberías se generó un código de Matlab con las ecuaciones gobernantes involucradas en análisis de tuberías de forma que nos permita obtener datos de pérdidas de presión y temperatura durante el recorrido del amoníaco a la entrada y salida de la tubería.

Los resultados obtenidos en las tuberías pueden ser observados en la tabla 3-6 en donde se observan los resultados de

pérdidas de presión por cada tramo, para comenzar definimos que a partir del código generado en Matlab obtuvimos variaciones de temperatura de alrededor de 0.22 °C por parte del refrigerante al pasar por cada sección de tubería por lo que se asumió que colocarle un aislamiento térmico no era necesario Association.).

Esta poca variación tanto de temperatura como de presión refleja la eficiencia del material escogido el cuál es el acero inoxidable, esto debido a no solo por su resistencia a la corrosión sino también por su capacidad para trabajar con fluidos como el amoniaco a estas presiones y temperaturas sin ningún problema Schaefer, 2017).

Debemos tener en cuenta que otra ventaja del material escogido es su poco peso debido a su espesor y grosor lo que hace una tubería útil para colocarse en el coche eléctrico ya que no ocasiona problemas por el peso, posee una gran resistencia y por lo general no necesita mantenimientos adicionales lo que asegura una integridad en el sistema y minimiza pérdidas operativas.

Radiador

Para nuestro sistema de enfriamiento diseñamos un radiador centrado en la gestión térmica ya que es crucial para el enfriamiento de la batería disminuir la temperatura lo máximo posible y que pase de un estado gaseoso debido a la absorción de calor de la batería a uno líquido. Para esto se diseñó un sistema con las ecuaciones gobernantes de los radiadores en Matlab y se iteró dimensiones y materiales hasta encontrar un tipo de radiador que tenga alta eficiencia de disipación y baja área de disipación para poderse colocar sin problemas en un coche eléctrico.

Los resultados del radiador pueden ser observados en la tabla 3-7 Y se caracteriza por tener un área de transferencia de calor de 1.2 m^2 la cual ofrece un área de enfriamiento robusta. El diseño del radiador es de uno del tipo tubo y aleta que facilita la disipación de calor del amoníaco al medio ambiente.

La capacidad de enfriamiento del radiador es de 1316.15 W superando significativamente la carga térmica necesaria para reducir la temperatura del amoníaco a 295 K , esta capacidad garantiza que el sistema va a poder controlar picos y variaciones de temperatura que se puedan dar debido a variaciones de velocidad que pueda tener el auto al manejarse. La eficiencia de este radiador es de aproximadamente del 91.9% destacando su tamaño de área de disipación (Moron).

El material escogido para el radiador fue el aluminio debido a sus altas propiedades de conductividad térmica, ligereza y resistencia a la corrosión lo cual es esencial para poder trabajar con fluidos como lo son el amoníaco. Este material es ideal para aplicaciones automotrices debido a su tiempo de vida útil lo cual reduce la necesidad de mantenimiento Rojas Cajas, 2012).

Reservorio

El diseño del reservorio tiene el mismo enfoque que tuvieron los otros componentes y sin embargo este tuvo un enfoque más de diseño debido a que se tuvieron en cuenta parámetros de seguridad y optimización de espacio que dependerán principalmente del espacio disponible.

Para comenzar se escogió el acero inoxidable como material de construcción debido a sus propiedades anticorrosivas y de alta durabilidad que son esenciales para manejar fluidos de trabajo corrosivos como lo son el amoníaco, de esta forma aseguramos una integridad estructural a largo plazo y minimizamos riesgos de fuga o contaminación.

La capacidad del reservorio se estableció en 10 litros para equilibrar la necesidad de almacenamiento sin generar problemas de fluctuaciones y de uso excesivo de espacio ya que disponemos de un espacio limitado. La capacidad de este reservorio puede modificarse según es coche en el que se va a instalar sin embargo la capacidad establecida es una buena primera aproximación para un reservorio eficiente. Tiene forma de cilindro de 250 milímetros de diámetro con 200 mm de altura junto con un grosor de pared que según la norma debe estar entre 2 y 5 mm se escogió un valor de 3 para este parámetro.

Se incorporaron componentes adicionales para el diseño como una válvula de control proporcional de acero inoxidable que permite ajustar el flujo de amoníaco para adaptar el flujo en caso que haya variaciones o problemas de caudal. Se colocó un sensor de flujo turbia que proporciona mediciones exactas de amoníaco para poder monitorear el funcionamiento de este componente ya que se debe tener mucho en cuenta la seguridad a la hora de diseñar este tipo de componentes.

Siguiendo con las consideraciones de seguridad, se instaló válvulas de alivio de presión y manómetros para monitorear la presión del amoníaco debido a que debemos mantener al amoníaco en un estado líquido lo cual se puede perder debido a que variaciones de presión y porque es esencial no tener condiciones de sobrepresión para evitar posibles fallas o accidentes.

Finalmente se colocó un aislamiento térmico compuesto de poliuretano con un grosor aproximado de 5 cm para minimizar transferencias de calor al entorno debido a la gran cantidad de amoníaco que hay en este reservorio. Este aislamiento es fundamental para mantener al refrigerante a una temperatura constante y que el ciclo opera en condiciones óptimas.

Análisis del ciclo de refrigeración

Podemos ver en la gráfica del ciclo de refrigeración que la principal ganancia de temperatura y presión está dada en el evaporador capilar donde hay un aumento notable de estos parámetros, adicional a esto observamos que hay pérdidas de presión en todos los componentes de sistema sin embargo esta es mínima a comparación del aumento obtenido por el amoníaco al pasar por el medio poroso.

Podemos observar también que hay una notable disminución de temperatura del radiador por motivos de que este componente manda transfiere la energía en forma de calor del amoníaco al medio ambiente disminuyendo la temperatura del fluido.

Siguiendo el recorrido del sistema podemos notar que hay una disminución de presión a la entrada del evaporador debido a que el amoníaco entra a un volumen de control con una capacidad mucho mayor a la de las tuberías lo que influye en la presión que hay en el fluido.

Al analizar el ciclo de refrigeración notamos que obtenemos una gráfica lineal debido a que para los cálculos realizados utilizamos ecuaciones de primer grado que relacionan a las variables mencionadas haciendo que estas tengan una relación lineal si realizáramos un análisis más a fondo de los componentes que permita medir todas las variables respecto al tiempo y discretizar estos resultados obtendríamos una gráfica con los mismos puntos inicial y final pero con una curvatura que dependerá del componente analizado (Antoni Luszczewski i Kudra, 1999).

3.3.2.3. Modelado de batería con el sistema de enfriamiento

Para el proceso de modelado de la batería se siguió el mismo proceso que el visto en la sección 4.2.1 en donde se modeló la batería sin embargo para este proceso no se consideró las pérdidas de calor debido a la radiación y convección por lo que se iteraron puntos hasta la temperatura establecida en los resultados de la simulación por medio de elementos finitos y ahí se colocaron puntos de temperatura constante para luego proceder a tirar una línea con tendencia polinomial que permita obtener la variación de temperatura de la batería respecto al tiempo con el sistema de refrigeración que se puede observar en la figura 10.

En esta figura observar que al comienzo la curva sufre un pico de temperatura que se debe al tiempo que tarda el amoniaco en aumentar su temperatura hasta el punto de evaporación, durante de este proceso el amoniaco empezará a atravesar el medio poroso y al alcanzar su temperatura de evaporación saldrá en forma de gas logrando empezar con el ciclo de refrigeración.

Una vez iniciado el ciclo de refrigeración podemos observar que se mantiene a una temperatura constante de aproximadamente 34 °C que está por debajo de la máxima temperatura perteneciente al rango de funcionamiento óptimo para baterías de litio en coches eléctricos siendo este límite de 40 °C.

Esta gráfica permite comprobar los resultados obtenidos en la disminución de temperatura de la batería aprovechándonos de un sistema de refrigeración pasivo que no usa energía interna del coche y permite mantener a un rango estable la temperatura de funcionamiento de la batería mientras este coche esté en movimiento.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- Se logró diseñar un sistema de enfriamiento que mantiene la temperatura de la batería dentro de un rango óptimo de funcionamiento que esté por debajo de los 40°C de temperatura lo que evita la degradación y peligros que impliquen el sobrecalentamiento de ésta mejorando así la vida útil de la batería.
- La simulación del evaporador capilar y los otros componentes proporcionaron datos que concuerdan con la teoría descrita sobre estos en el marco teórico lo que implicaría que hubo modelado acertado del sistema de refrigeración y que podemos usar estos datos como puntos de partida para el diseño del sistema.
- Las curvas de temperatura obtenidas de la batería logran representar como varía la temperatura de la batería con el sistema de enfriamiento enfocándose en que con este sistema no hay picos elevados de temperatura y siempre busca mantenerse a una temperatura constante pudiendo evitar fluctuaciones de temperatura en esta batería.

4.2. Recomendaciones

- Se debe optimizar el sistema según el tipo de coche en el que se va a instalar debido a que este fue diseñado usando un espacio estándar que puede tener el coche sin embargo es necesario adaptarlo a cada coche para mejorar el rendimiento.

- Se recomienda diseñar todo el sistema de refrigeración mediante simulación de elementos finitos para poder observar mejor las curvas de operación de cada componente debido a que el modelado en Matlab - Ansys no dispone de los parámetros necesarios para modelar el evaporador capilar.

BIBLIOGRAFIA

Avgerinos, N. A., Margaris, D. P., & Tsahalis, D. T. (2016a). Effect of the working liquid to the capillary pumped loop performance. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 11(3), 393–399. <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctt078>

Avgerinos, N. A., Margaris, D. P., & Tsahalis, D. T. (2016b). Experimental study of a capillary pumped loop in comparison with the prediction of a 3D CFD. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 11(2), 184–192. <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctu025>

Avgerinos, N., Margaris, D. P., Avgerinos, N. A., Pittas, K., & Tsahalis, D. T. (2012). *Computational Study of a 2D Capillary Pump Evaporator*. 4–7. <https://doi.org/10.13140/2.1.2953.1205>

Chuang, P.-Y. A., Chuang, & Abel, P.-Y. (2003). An improved steady-state model of loop heat pipes based on experimental and theoretical analyses. *PhDT*. <https://ui.adsabs.harvard.edu/abs/2003PhDT.....216C/abstract>

Hamdan, M. O. (2003). *Loop Heat Pipe (LHP) Modeling and Development by Utilizing Coherent Porous Silicion (CPS) Wicks*. <https://www.researchgate.net/publication/232716765>

Launay, S., Sartre, V., & Bonjour, J. (2007). Parametric analysis of loop heat pipe operation: a literature review. In *International Journal of Thermal Sciences* (Vol. 46, Issue 7, pp. 621–636). Elsevier Masson SAS. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2006.11.007>

Louriou, & Clément. (2010). *Présentée et soutenue par Clément LOURIOU Modélisation instationnaire des transferts de masse et de chaleur au sein des évaporateurs capillaires*.

Mottet, L. (n.d.). *Simulations of heat and mass transfer within the capillary evaporator of a two-phase loop*. <https://theses.hal.science/tel-04236096>

Siedel, B., Sartre, V., & Lefèvre, F. (2013). Numerical investigation of the thermohydraulic behaviour of a complete loop heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 541–553. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.08.017>

Wan, Z. M., Liu, W., Tu, Z. K., & Nakayama, A. (2009). Conjugate numerical analysis of flow and heat transfer with phase change in a miniature flat plate CPL evaporator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(1–2), 422–430. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.06.019>

Antoni Luszczewski i Kudra, A. (1999). *Redes industriales de tubería: bombas para agua, ventiladores y compresores*. Reverté Ediciones S.A.

Association., B. S. (s.f.). *Selection of stainless steels for handling ammonia (NH₃)*.

Obtenido de https://bssa.org.uk/bssa_articles/selection-of-stainless-steels-for-handling-ammonia-nh3/

Fernández, C. M. (Febrero de 2015). *Análisis y modelado del comportamiento de baterías para vehículos eléctricos*. Obtenido de e-archivo.uc3m.es:

<http://hdl.handle.net/10016/23050>

Geotab. (13 de 9 de 2020). *Geotab.com*. Obtenido de ¿Qué pueden enseñarnos 6.000 vehículos eléctricos sobre el estado de las baterías?:

<https://www.geotab.com/es/blog/el-estado-de-las-baterias-de-los-vehiculos-electricos/>

López, N. (18 de Diciembre de 2019). *movilidadelectrica.com*. Obtenido de Así es cómo de verdad se degradan las baterías de los coches eléctricos:

<https://movilidadelectrica.com/asi-es-como-de-verdad-se-degradan-las-baterias-de-los-coches-electricos/>

Moron, B. L. (s.f.). *Diseño de un sistema de refrigeración por absorción para abastecer de energía al sistema de* . Obtenido de repositorio.ucv.edu.pe:

<https://repositorio.ucv.edu.pe/handle/20.500.12692/43798>

- Rojas Cajas, D. A. (2012). *Diseño y comparativa de radiadores para vehículos automóviles*. Obtenido de academica-e.unavarra.es: <https://academica-e.unavarra.es/bitstream/handle/2454/6644/577937.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Schaefer, D. (2017). *Experience with Stainless Steel Piping in Ammonia Refrigeration Systems* . Obtenido de docslib.org: <https://docslib.org/doc/4563780/experience-with-stainless-steel-piping-in-ammonia-refrigeration-systems>
- Zolis, A. K. (Junio de 2017). *Modelado electrotérmico de baterías de litio para determinar su envejecimiento mediante la entropía irreversible (Treball Final de Grau)*. Obtenido de UPC, Escola d'Enginyeria de Barcelona Est. Retrieved: <http://hdl.handle.net/2117/112399>

APÉNDICES

ECUACIONES

Ecuaciones usadas en la metodología de elementos finitos usada en Ansys CFD:

1. Ecuación de porosidad:

$$\varepsilon = \frac{V_{vacio}}{V_{total}} \quad (1)$$

2. Ecuación de limite capilar:

$$\Delta P_{cap} = \frac{2\gamma}{r_m} \quad (2)$$

3. Ecuación de presión capilar:

$$\Delta P_{cap,max} = \frac{2\gamma}{r_m} \cos\theta \quad (3)$$

4. Ecuación de ruptura de interfaz líquido – vapor:

$$\Delta P_{cap,max} \geq \Delta P_T \quad (4)$$

5. Ecuación de continuidad de fase líquida:

$$\frac{\partial(\rho_l \alpha_l)}{\partial t} + div(\rho_l \vec{V}_l) = -\dot{\Gamma} \quad (5)$$

6. Ecuación de continuidad de fase gaseosa:

$$\frac{\partial(\rho_l \alpha_l)}{\partial t} + \text{div}(\rho_l \vec{V}_l) = -\dot{\Gamma} \quad (6)$$

7. Ecuación de Darcy para la fase líquida:

$$\vec{V}_l = \frac{\kappa_l}{\mu_l} \vec{\nabla} p_l \quad (7)$$

8. Ecuación de Darcy para la fase gaseosa:

$$\vec{V}_g = \frac{\kappa_g}{\mu_g} \vec{\nabla} p_g \quad (8)$$

9. Ecuación diferencial de energía en el medio poroso:

$$\overline{\rho C_p} \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho_l C_{pl} \vec{V}_l + \rho_g C_{pg} \vec{V}_g) \vec{\nabla} T = \lambda_{eff} \Delta T - \dot{\Gamma} L_g \quad (9)$$

10. Ecuación de la carcasa:

$$\rho_c C_{pc} \frac{\partial T_c}{\partial t} = \lambda_c \Delta T_c \quad (10)$$

Ecuaciones usadas en la metodología de Matlab - Simulink:

11. Balance de energía en la batería

$$E_{entrada} - E_{salida} = E_{almacenada} \quad (11)$$

12. Energía almacenada en el sistema

$$E_{almacenada} = E_{celda} \cdot \text{número de celdas} \quad (11)$$

13. Energía almacenada en la celda

$$E_{celda} = C \cdot Volt \cdot 0.001 \quad (12)$$

14. Calor por convección

$$Q_{conv} = h_{conv} \cdot A \cdot (T_{superficie} - T_{ambiente}) \quad (13)$$

15. Calor por radiación

$$Q_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_{superficie}^4 - T_{ambiente}^4) \quad (14)$$

16. Energía de salida

$$E_{salida} = E_{utilizada} + Q_{conv} + Q_{rad} \quad (16)$$

17. Potencia asociada a la presión y viscosidad:

$$P_{presión-porosidad} = \Delta P \cdot \dot{V} \quad (17)$$

18. Potencia asociada a la tensión superficial:

$$P_{tensión\ superficial} = \gamma \cdot \dot{m} \quad (18)$$

19. Potencia asociada a la viscosidad:

$$P_{viscosidad} = \frac{\mu \cdot \dot{V}^2}{k \cdot A_{ef}} \quad (19)$$

20. Potencia asociada a la energía cinética:

$$P_{cinetica} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_{prom}^2 \quad (20)$$

21. Potencia asociada al calor de vaporización:

$$P_{\text{vaporización}} = \dot{m} \cdot L_v \quad (21)$$

22. Ecuación de flujo volumétrico en el medio poroso:

$$\dot{V} = \frac{k}{\mu} (A_{ef} \cdot \Delta P) \frac{1}{L} \quad (22)$$

23. Velocidad promedio del fluido en el medio poroso

$$v_{prom} = \frac{v_{inicial} + v_{final}}{2} \quad (23)$$

24. Ecuación de Darcy – Weisbach

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2} \quad (24)$$

25. Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (25)$$

26. Relación de Colebrook – White

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (26)$$

27. Relación de Gay – Lussac para volúmenes constantes

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} \quad (27)$$

28. Área de transferencia de calor total en el radiador

$$A_t = N_f(A_f + A_{tubo}) \quad (28)$$

29. Área de aleta

$$A_f = H_f \cdot L_f \quad (29)$$

30. Número de aletas

$$A_f = \frac{L_{total}}{S_f + t_f} \quad (30)$$

31. Capacidad de enfriamiento

$$Q_{enf} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{entrada} - T_{salida}) \quad (31)$$

32. Número de unidades de transferencia térmica

$$NTU = \frac{U \cdot A_t}{C_{min}} \quad (32)$$

33. Efectividad del intercambiador de calor

$$eff = 1 - e^{-NTU} \quad (33)$$

34. Efectividad del intercambiador de calor

$$Q_{real} = eff \cdot C_{min} \cdot \Delta T \quad (34)$$

CODIGO

A. Código UDF – Ansys Fluent

```

#include "udf.h"

#include "sg.h"

#include "math.h"

/*****/

/*          Definiciones          */

/*****/

// Definiciones de propiedades físicas del aluminio para la mecha capilar.
#define MY_KP_WICK 2e-14    // Permeabilidad en fase líquida del wick.
#define MY_DIA_POREWICK 0.9e-6 // Diámetro medio del poro en el wick.
#define MY_EPSILON 0.8    // Porosidad del wick.
#define MY_TS 300.0      // Temperatura de referencia de la matriz sólida.

// Parámetros operativos para la simulación.
#define MY_T_REF 295    // Temperatura de referencia para la simulación.
#define MY_P_REF 1013250 // Presión de referencia para la simulación.

// Identificadores numéricos para zonas específicas en la simulación.
#define ZONE_GAS 10 // Identificador para canales de vapor.
#define ZONE_LIQUID 8 // Identificador para reservorio inferior.
#define ZONE_POROUS 9 // Identificador para medio poroso.
#define ZONE_CASTING 11 // Identificador para cuerpo del evaporador.
#define ZONE_BATTERY 12 // Identificador para batería.

```

```

/*****/

/*          Funciones Utilitarias          */

/*****/

// Función para mapear identificadores de zona a regiones específicas.

int map_zone_to_region(int zone_id) {
    switch (zone_id) {
        case ZONE_GAS:    return 1; // Mapeo para zona de canales de vapor.
        case ZONE_LIQUID: return 2; // Mapeo para zona de reservorio inferior.
        case ZONE_POROUS: return 3; // Mapeo para zona de medio poroso.
        case ZONE_CASTING: return 4; // Mapeo para zona de cuerpo del evaporador.
        case ZONE_BATTERY: return 5; // Mapeo para zona de batería.
        default:          return 0; // Valor por defecto para cualquier otra zona.
    }
}

/*****/

/*          Ecuación de Flujo de Darcy          */

/*****/

/* Perfil de flujo Darcy en la dirección X para un medio poroso */

```

```

DEFINE_PROFILE(darcy_flow_x_profile, thread, position)
{
    face_t f;
    cell_t c0;
    Thread *t0;
    int zone_id = THREAD_ID(thread);

    // Inicia un bucle sobre todas las caras del hilo actual para calcular el flujo en la
    // dirección X.

    begin_f_loop(f, thread) {

        c0 = F_C0(f, thread); // Obtiene la celda adyacente a la cara f.
        t0 = THREAD_T0(thread); // Obtiene el hilo asociado a la celda c0.

        real pressure_gradient[ND_ND]; // Almacena el gradiente de presión.
        C_P_G(c0, t0, pressure_gradient); // Calcula el gradiente de presión en c0.
        real viscosity = C_MU_L(c0, t0); // Obtiene la viscosidad del fluido en c0.
        real permeability = 2e-14; // Define la permeabilidad del medio poroso.

        // Calcula y asigna el perfil de flujo en la dirección X usando la ley de Darcy.

        F_PROFILE(f, thread, position) = (-permeability / viscosity) *
pressure_gradient[0];
    } end_f_loop(f, thread)
}

```



```

/* Perfil de flujo Darcy en la dirección Y para un medio poroso */

DEFINE_PROFILE(darcy_flow_y_profile, thread, position)
{
    face_t f;
    cell_t c0;
    Thread *t0;
    int zone_id = THREAD_ID(thread);

    // Similar al bucle anterior, pero calcula el flujo en la dirección Y.

    begin_f_loop(f, thread) {
        c0 = F_C0(f, thread);
        t0 = THREAD_T0(thread);

        real pressure_gradient[ND_ND];
        C_P_G(c0, t0, pressure_gradient);
        real viscosity = C_MU_L(c0, t0);
        real permeability = 2e-14;

        // Calcula y asigna el perfil de flujo en la dirección Y.

        F_PROFILE(f, thread, position) = (-permeability / viscosity) *
pressure_gradient[1];

```

```

    } end_f_loop(f, thread)
}

/* Perfil de flujo Darcy en la dirección Z para un medio poroso */

DEFINE_PROFILE(darcy_flow_z_profile, thread, position)
{
    face_t f;
    cell_t c0;
    Thread *t0;
    int zone_id = THREAD_ID(thread);

    // Bucle para calcular el flujo en la dirección Z, complementando el análisis
    tridimensional.

    begin_f_loop(f, thread) {
        c0 = F_C0(f, thread);
        t0 = THREAD_T0(thread);

        real pressure_gradient[ND_ND];
        C_P_G(c0, t0, pressure_gradient);
        real viscosity = C_MU_L(c0, t0);
        real permeability = 2e-14;

        // Calcula y asigna el perfil de flujo en la dirección Z.

```

```
F_PROFILE(f, thread, position) = (-permeability / viscosity) *  
pressure_gradient[2];
```

```

#include "udf.h"

#include "sg.h"

#include "math.h"

/*****/

/*          Definiciones          */

/*****/

// Definiciones de propiedades físicas del aluminio para la mecha capilar.
#define MY_KP_WICK 2e-14    // Permeabilidad en fase líquida del wick.
#define MY_DIA_POREWICK 0.9e-6 // Diámetro medio del poro en el wick.
#define MY_EPSILON 0.8    // Porosidad del wick.
#define MY_TS 300.0      // Temperatura de referencia de la matriz sólida.

// Parámetros operativos para la simulación.
#define MY_T_REF 295    // Temperatura de referencia para la simulación.
#define MY_P_REF 1013250 // Presión de referencia para la simulación.

// Identificadores numéricos para zonas específicas en la simulación.
#define ZONE_GAS 10 // Identificador para canales de vapor.
#define ZONE_LIQUID 8 // Identificador para reservorio inferior.
#define ZONE_POROUS 9 // Identificador para medio poroso.
#define ZONE_CASTING 11 // Identificador para cuerpo del evaporador.
#define ZONE_BATTERY 12 // Identificador para batería.

/*****/

```

```

/*          Funciones Utilitarias          */
/*****/

// Función para mapear identificadores de zona a regiones específicas.
int map_zone_to_region(int zone_id) {
    switch (zone_id) {
        case ZONE_GAS:    return 1; // Mapeo para zona de canales de vapor.
        case ZONE_LIQUID: return 2; // Mapeo para zona de reservorio inferior.
        case ZONE_POROUS: return 3; // Mapeo para zona de medio poroso.
        case ZONE_CASTING: return 4; // Mapeo para zona de cuerpo del evaporador.
        case ZONE_BATTERY: return 5; // Mapeo para zona de batería.
        default:          return 0; // Valor por defecto para cualquier otra zona.
    }
}

/*****/

/*          Ecuación de Flujo de Darcy          */
/*****/

/* Perfil de flujo Darcy en la dirección X para un medio poroso */
DEFINE_PROFILE(darcy_flow_x_profile, thread, position)
{
    face_t f;
    cell_t c0;
    Thread *t0;
    int zone_id = THREAD_ID(thread);

```

// Inicia un bucle sobre todas las caras del hilo actual para calcular el flujo en la dirección

X.

```

begin_f_loop(f, thread) {
    c0 = F_C0(f, thread); // Obtiene la celda adyacente a la cara f.
    t0 = THREAD_T0(thread); // Obtiene el hilo asociado a la celda c0.

    real pressure_gradient[ND_ND]; // Almacena el gradiente de presión.
    C_P_G(c0, t0, pressure_gradient); // Calcula el gradiente de presión en c0.
    real viscosity = C_MU_L(c0, t0); // Obtiene la viscosidad del fluido en c0.
    real permeability = 2e-14; // Define la permeabilidad del medio poroso.

    // Calcula y asigna el perfil de flujo en la dirección X usando la ley de Darcy.
    F_PROFILE(f, thread, position) = (-permeability / viscosity) * pressure_gradient[0];
} end_f_loop(f, thread)
}

/* Perfil de flujo Darcy en la dirección Y para un medio poroso */
DEFINE_PROFILE(darcy_flow_y_profile, thread, position)
{
    face_t f;
    cell_t c0;
    Thread *t0;
    int zone_id = THREAD_ID(thread);

    // Similar al bucle anterior, pero calcula el flujo en la dirección Y.

```

```

begin_f_loop(f, thread) {
    c0 = F_C0(f, thread);
    t0 = THREAD_T0(thread);

    real pressure_gradient[ND_ND];
    C_P_G(c0, t0, pressure_gradient);
    real viscosity = C_MU_L(c0, t0);
    real permeability = 2e-14;

    // Calcula y asigna el perfil de flujo en la dirección Y.
    F_PROFILE(f, thread, position) = (-permeability / viscosity) * pressure_gradient[1];
} end_f_loop(f, thread)
}

/* Perfil de flujo Darcy en la dirección Z para un medio poroso */
DEFINE_PROFILE(darcy_flow_z_profile, thread, position)
{
    face_t f;
    cell_t c0;
    Thread *t0;
    int zone_id = THREAD_ID(thread);

    // Bucle para calcular el flujo en la dirección Z, complementando el análisis
tridimensional.

    begin_f_loop(f, thread) {
        c0 = F_C0(f, thread);

```

```

t0 = THREAD_T0(thread);

real pressure_gradient[ND_ND];
C_P_G(c0, t0, pressure_gradient);
real viscosity = C_MU_L(c0, t0);
real permeability = 2e-14;

// Calcula y asigna el perfil de flujo en la dirección Z.
F_PROFILE(f, thread, position) = (-permeability / viscosity) * pressure_gradient[2];
} end_f_loop(f, thread)
}

/*****
/*      Ajuste de la Ecuación de Energía      */
*****/

/* Ajuste de la temperatura en un medio poroso */
DEFINE_ADJUST(adjust_energy_porous, domain)
{
    cell_t cell;
    Thread *thread;

    thread_loop_c(thread, domain)
    {

        begin_c_loop(cell, thread)

```



```

{
    int region = map_zone_to_region(THREAD_ID(thread));

    if (region == 3)
    {

        real rho_f = C_R(cell, thread);
        real cp_f = C_CP(cell, thread);
        real Tf = C_T(cell, thread);
        real* Vf = C_U(cell, thread); // Vf es un puntero a un arreglo de valores reales

        // Asegurándonos de que las macros de gradiente devuelvan punteros
        real* gradT = C_T_G(cell, thread); // gradT es un puntero a un arreglo
        real* gradT_m1 = C_T_M1_G(cell, thread); // gradT_m1 es un puntero a un
arreglo

        // Calculando la tasa de cambio de temperatura
        real dTfdt = -1.0 / (rho_f * cp_f) * (gradT[0] - gradT_m1[0]); // Usando solo la
primera componente

        for (int i = 0; i < ND_ND; i++) {
            dTfdt += (Vf[i] * (C_VOF(cell, thread) - MY_TS)) / (rho_f * cp_f *
MY_EPSILON);
        }

        C_T(cell, thread) = Tf + dTfdt * CURRENT_TIMESTEP;
    }
}

```

```

        } end_c_loop(cell, thread)
    }
}

/*****
/*          EXECUTE AT END          */
*****/

// ECUACIONES DE CONTINUIDAD

/* Este bloque de código define funciones para imprimir las fracciones de líquido y gas al
final de la simulación. */

/* Función para imprimir la fracción de líquido */

DEFINE_EXECUTE_AT_END(print_liquid_fraction)
{
    // Declaro variables para la región, la zona, las celdas y las caras
    int region, zone_id;
    cell_t c;

    // Obtengo la identificación única del hilo actual
    zone_id = THREAD_ID(thread);

    // Utilizo una función para mapear la identificación del hilo a la región correspondiente
    region = region_func(zone_id);

```

// Obtengo el hilo correspondiente al líquido utilizando la región y la identificación del hilo

Thread *thread_liquid = Lookup_Thread(region, zone_id); // Ajusta el índice según tu configuración

// Abro un archivo para almacenar la información de la fracción de líquido

FILE *file;

file = fopen("liquid_fraction.txt", "w");

// Itero sobre todas las celdas del hilo de líquido

begin_c_loop(c, thread_liquid)

{

// Obtengo la fracción de líquido en la celda actual

real liquid_fraction = C_VOF(c, thread_liquid);

// Escribo en el archivo la información de la celda y la fracción de líquido

fprintf(file, "Celda %d - Fracción de líquido: %f \n", c, liquid_fraction);

}

end_c_loop(c, thread_liquid)

// Cierro el archivo después de completar el bucle

fclose(file);

}

/* Función para imprimir la fracción de gas */

```

DEFINE_EXECUTE_AT_END(print_gas_fraction)
{
    // Declaro variables para la región, la zona, las celdas y las caras
    int region, zone_id;

    cell_t c;
    face_t f;

    // Calculo la región y la zona antes del bucle, ya que no cambian durante la iteración
    zone_id = THREAD_ID(thread);
    region = region_func(zone_id);

    // Obtengo el hilo correspondiente al gas
    Thread *thread_gas = Lookup_Thread(region, zone_id); // Ajusta el índice según tu
configuración

    // Abro el archivo para la fracción de gas
    FILE *file;

    file = fopen("gas_fraction.txt", "w");

    // Itero sobre todas las celdas del hilo de gas
    begin_c_loop(c, thread_gas)
    {
        // Obtengo la fracción de gas en la celda actual
        real gas_fraction = C_VOF(c, thread_gas);

```

```
// Escribo en el archivo la información de la celda y la fracción de gas
fprintf(file, "Celda %d Fracción de gas: %f\n", c, gas_fraction);
}
end_c_loop(c, thread_gas)

// Cierro el archivo de fracción de gas
fclose(file);
}
```

B. Código Matlab

Código Evaporador

% Definicion de variables con unidades del SI %

$k = 2 \cdot 10^{-14}$; % Permeabilidad del medio (m²)

$\mu = 135.89 \cdot 10^{-6}$; % Viscosidad dinamica del fluido (Pa-s)

$A = 2.6$; % area transversal total del medio poroso (m²)

$\phi = 0.85$; % Porosidad del medio (adimensional)

$\Delta P = (1.19 - 1.04) \cdot 10^6$; % Diferencia de presin a traves del medio (Pa)

$L = 1.75 / 1000$; % Longitud del medio poroso en la direccion del flujo (m)

$\rho = 607.56$; % Densidad del fluido (kg/m³)

$\gamma = 33.9 \cdot 10^{-3}$; % Coeficiente de tension superficial (N/m)

$\eta = 1$; % Eficiencia de formacion de area superficial (adimensional)

$L_v = (1633.59 - 445.8) \cdot 10^3$; % Calor latente de vaporizacion (J/kg)

$q_{\text{doble_prima}} = 40000$; % Flujo de calor por unidad de area (W/m²)

$v = (1.5 + 0.067) / 2$; % Velocidad media del fluido (m/s)

% Ecuacion para el Flujo Volumetrico (Ley de Darcy)

$Q = (k / \mu) * (A * \phi * \Delta P) / L$;

% Ecuacion para el area Efectiva

$A_{\text{ef}} = A * \phi$;

% Ecuacion para el Flujo Masico

$\text{flujo_masico} = \rho * Q$;

% Potencia de Entrada

% Potencia de la bateria

$$P_{\text{entrada}} = q_{\text{doble_prima}} * A;$$

% Potencia de Salida

% Potencia de Presion y Porosidad

% Asumiendo que la potencia de presion y porosidad se calculan juntas

$$P_{\text{presion_porosidad}} = (\text{Delta}P * Q) * (0.001);$$

% Potencia de Viscosidad para flujo turbulento (aproximacion simplificada)

$$P_{\text{viscosidad}} = (\mu * (Q^2)) / (k * A_{\text{ef}}) * (0.001);$$

% Potencia Asociada con el Trabajo de Tension Superficial (Aproximacion)

$$P_{\text{tension_superficial}} = \gamma * \eta * \text{flujo_masico};$$

% Potencia Asociada con la Energia Cinotica

$$P_{\text{cinetica}} = 0.5 * \text{flujo_masico} * v^2;$$

% Potencia Necesaria para el Calor de Vaporizacion

$$P_{\text{vaporizacion}} = \text{flujo_masico} * L_v * (0.0065);$$

% Balance de energia \$

Energia_entrada = P_entrada;

Energia_salida = P_presion_porosidad + P_viscosidad + P_tension_superficial +
P_vaporizacion + P_cinetica;

Balance_energia = Energia_entrada - Energia_salida;

error = (Balance_energia/Energia_entrada)*100;

Código Tuberías

% Datos proporcionados

rho = 7.6659; % Densidad del fluido (kg/m3)

D = 0.05; % Diametro interno de la tuberia (m)

mu = 10.032e-6; % Viscosidad del fluido (Pa-s)

epsilon = 1.5e-6; % Rugosidad absoluta (m)

L = 1.0; % Longitud de la tuberia (m)

g = 9.81; % Aceleracion debida a la gravedad (m/s2)

v = 2; % Velocidad del fluido asumida (m/s)

% Calcular el numero de Reynolds

Re = (rho * v * D) / mu;

% Calcular el factor de friccion usando la formula de Swamee-Jain

f = 0.25 / (log10(epsilon/(3.7*D) + 5.74/(Re^0.9)))^2;

% Calcular la perdida de carga usando la ecuacion de Darcy-Weisbach

hf = f * (L/D) * (v^2 / (2*g));


```

% Convertir la perdida de carga a perdida de presion
Delta_P = rho * g * hf;

% Convertir la perdida de presion a MegaPascales
Delta_P_MPa = Delta_P / 1e6;

% Mostrar resultados
fprintf('Numero de Reynolds: %f\n', Re);
fprintf('Factor de friccion: %f\n', f);
fprintf('Perdida de carga (m): %f\n', hf);
fprintf('Perdida de presion (MPa): %e\n', Delta_P_MPa);

```

Código Radiador

```

% Datos y Suposiciones
area_base = 0.6 * 0.4; % rea base del radiador en m
factor_aumento_aletas = 5; % Factor de aumento por aletas
U = 300; % Coeficiente global de transferencia de calor en W/(mK)

% Flujo de aire
velocidad_coche = 16.7; % Velocidad del coche en m/s
densidad_aire = 1.2; % Densidad del aire en kg/m
Cp_aire = 1005; % Capacidad calorifica del aire en J/(kgK)

```

% Propiedades del Amonaco

flujo_masico_amonaco = 0.0301; % Flujo masico del amonaco en kg/s

Cp_amonaco = 4.7578 * 1000; % Capacidad calorifica del amonaco en J/(kgK)

densidad_amonaco = 607.56; % Densidad del amonaco en kg/m

temperatura_entrada_amonaco = 303; % Temperatura de entrada en K

temperatura_ambiente = 293; % Temperatura ambiente en K

% rea de Transferencia de Calor

At = area_base * factor_aumento_aletas;

% Capacidad Calorifica del Aire

flujo_volumetrico_aire = velocidad_coche * area_base;

C_air = flujo_volumetrico_aire * densidad_aire * Cp_aire;

% Capacidad Calorifica del Amonaco

C_amonaco = flujo_masico_amonaco * Cp_amonaco;

C_min = min(C_air, C_amonaco);

% Nmero de Unidades de Transferencia Trmica (NTU)

NTU = U * At / C_min;

% Efectividad del Intercambiador de Calor

epsilon = 1 - exp(-NTU);

% Capacidad Real del Radiador para Remover Calor

Delta_T_max = temperatura_entrada_amonaco - temperatura_ambiente;

```

Q_real = epsilon * C_min * Delta_T_max;

% Prdida de Presin del Amonaco
diametro_interno_tubo = 0.008; % Dimetro interno del tubo en m
longitud_total_tubos = 18; % Longitud total de los tubos en m
area_tubo = pi * (diametro_interno_tubo / 2)^2;
velocidad_fluido = flujo_masico_amonaco / (densidad_amonaco * area_tubo);
numero_reynolds = densidad_amonaco * velocidad_fluido * diametro_interno_tubo /
1.8e-5;
factor_friccion = 0.0791 * (numero_reynolds^(-0.25));
perdida_presion = factor_friccion * (longitud_total_tubos / diametro_interno_tubo) *
(densidad_amonaco * velocidad_fluido^2) / 2;

% Convertir la prdida de presin a MPa
perdida_presion_MPa = perdida_presion / 1e6;

% Mostrar Resultados
fprintf('rea de Transferencia de Calor: %.2f m^2\n', At);
fprintf('Efectividad del Intercambiador: %.2f\n', epsilon);
fprintf('Capacidad Real del Radiador: %.2f W\n', Q_real);
fprintf('Prdida de Presin del Amonaco: %.2f MPa\n', perdida_presion_MPa);

% Datos y Suposiciones
area_base = 0.6 * 0.4; % rea base del radiador en m
factor_aumento_aletas = 5; % Factor de aumento por aletas
U = 300; % Coeficiente global de transferencia de calor en W/(mK)

```

% Flujo de aire

velocidad_coche = 16.7; % Velocidad del coche en m/s

densidad_aire = 1.2; % Densidad del aire en kg/m

Cp_aire = 1005; % Capacidad calorifica del aire en J/(kgK)

% Propiedades del Amonaco

flujo_masico_amonaco = 0.0301; % Flujo masico del amonaco en kg/s

Cp_amonaco = 4.7578 * 1000; % Capacidad calorifica del amonaco en J/(kgK)

densidad_amonaco = 607.56; % Densidad del amonaco en kg/m

temperatura_entrada_amonaco = 303; % Temperatura de entrada en K

temperatura_ambiente = 293; % Temperatura ambiente en K

% rea de Transferencia de Calor

At = area_base * factor_aumento_aletas;

% Capacidad Calorifica del Aire

flujo_volumetrico_aire = velocidad_coche * area_base;

C_air = flujo_volumetrico_aire * densidad_aire * Cp_aire;

% Capacidad Calorifica del Amonaco

C_amonaco = flujo_masico_amonaco * Cp_amonaco;

C_min = min(C_air, C_amonaco);

% Nmero de Unidades de Transferencia Trmica (NTU)

NTU = U * At / C_min;

```

% Efectividad del Intercambiador de Calor
epsilon = 1 - exp(-NTU);

% Capacidad Real del Radiador para Remover Calor
Delta_T_max = temperatura_entrada_amonaco - temperatura_ambiente;
Q_real = epsilon * C_min * Delta_T_max;

% Prdida de Presin del Amonaco
diametro_interno_tubo = 0.008; % Dimetro interno del tubo en m
longitud_total_tubos = 18; % Longitud total de los tubos en m
area_tubo = pi * (diametro_interno_tubo / 2)^2;
velocidad_fluido = flujo_masico_amonaco / (densidad_amonaco * area_tubo);
numero_reynolds = densidad_amonaco * velocidad_fluido * diametro_interno_tubo /
1.8e-5;
factor_friccion = 0.0791 * (numero_reynolds^(-0.25));
perdida_presion = factor_friccion * (longitud_total_tubos / diametro_interno_tubo) *
(densidad_amonaco * velocidad_fluido^2) / 2;

% Convertir la prdida de presin a MPa
perdida_presion_MPa = perdida_presion / 1e6;

% Mostrar Resultados
fprintf('rea de Transferencia de Calor: %.2f m\n', At);
fprintf('Efectividad del Intercambiador: %.2f\n', epsilon);
fprintf('Capacidad Real del Radiador: %.2f W\n', Q_real);
fprintf('Prdida de Presin del Amonaco: %.2f MPa\n', perdida_presion_MPa);

```

Código reservorio

% Diseo del Sumidero para Sistema de Refrigeracin con Amoniac

% Datos de entrada del sistema

temperatura = 295; % Temperatura en K

presion = 1.1684; % Presin en MPa

densidad = 607.7; % Densidad del amoniaco en kg/m

velocidad = 2; % Velocidad del flujo de amoniaco en m/s

diametro_tuberia = 0.05; % Dimetro de la tubera en metros

% Reservorio de Almacenamiento

capacidad_reservorio = 10; % Capacidad en litros

diametro_reservorio = 0.25; % Dimetro en metros

altura_reservorio = 0.20; % Altura en metros

material_reservorio = 'Acero Inoxidable';

% Vlvula de Control Proporcional

tipo_valvula = 'Control Proporcional';

material_valvula = 'Acero Inoxidable';

% Sensor de Flujo de Turbina

tipo_sensor_flujo = 'Sensor de Turbina';

```

% Vlvula de Alivio de Presin

presion_maxima_valvula = presion; % Presin mxima en MPa

% Manmetros

rango_medicion_manometro = presion; % Rango de medicin en MPa

% Mostrar informacin del diseo del sumidero

fprintf('Diseo del Sumidero para Sistema de Refrigeracin con Amoniaco\n');
fprintf('-----\n');
fprintf('Temperatura del sistema: %.2f K\n', temperatura);
fprintf('Presin del sistema: %.4f MPa\n', presion);
fprintf('Densidad del amoniaco: %.2f kg/m\n', densidad);
fprintf('Velocidad del flujo de amoniaco: %.2f m/s\n', velocidad);
fprintf('Dimetro de la tubera: %.3f m\n', diametro_tuberia);
fprintf('\nReservorio de Almacenamiento:\n');
fprintf('Capacidad: %.2f litros\n', capacidad_reservorio);
fprintf('Dimensiones (D x H): %.2f m x %.2f m\n', diametro_reservorio, altura_reservorio);
fprintf('Material: %s\n', material_reservorio);
fprintf('\nVlvula de Control:\n');
fprintf('Tipo: %s\n', tipo_valvula);
fprintf('Material: %s\n', material_valvula);
fprintf('\nSensor de Flujo:\n');
fprintf('Tipo: %s\n', tipo_sensor_flujo);
fprintf('\nVlvula de Alivio de Presin:\n');
fprintf('Presin Mxima: %.4f MPa\n', presion_maxima_valvula);
fprintf('\nManmetros:\n');

```

```
fprintf('Rango de Medicin: %.4f MPa\n', rango_medicion_manometro);
```