



UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN GENERADOR PARA  
UNA MÁQUINA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

**SEBASTIÁN ALBERTO SANTOS SANHUEZA**

PROFESORA GUÍA:  
MÓNICA ZAMORA ZAPATA

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM  
BENJAMIN HERRMANN PRIESNITZ

SANTIAGO DE CHILE  
2023

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR  
AL TÍTULO DE MAGÍSTER EN CIENCIAS  
DE LA INGENIERÍA  
POR: SEBASTIÁN ALBERTO SANTOS SANHUEZA  
FECHA: 2023  
PROF. GUÍA: MÓNICA ZAMORA ZAPATA

## **ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN GENERADOR PARA UNA MÁQUINA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN**

En la presente memoria se estudia la transferencia de calor ocurrida en el generador de un ciclo de refrigeración por absorción de vapor, mediante simulaciones CFD realizadas con el software ANSYS Fluent. El estudio toma como punto de partida corroborar los parámetros de funcionamiento del diseño estudiado, explorar rangos operacionales, y comparar resultados con diferentes correlaciones físicas que validen y confirmen las cifras obtenidas. Se trabaja variando la temperatura del agua auxiliar de calefacción en el generador de una máquina de refrigeración, estudiando un volumen seccionado del intercambiador, con el fin de obtener modelos de simulación adecuados que reflejen de manera fiel la transmisión de calor en presencia de cambios de fase. A lo largo de la investigación se llevaron a cabo exhaustivos esfuerzos para modelar correctamente los fenómenos al interior del equipo, hasta dar con un modelo de simulación CFD en ANSYS Fluent que replica de manera correcta la transferencia de calor en el generador, permitiendo adquirir nociones del calor transferido en su interior y la fracción de masa que se evapora gracias a dicho calor. En base a estos cálculos se recomienda aumentar la temperatura del agua auxiliar caliente, y se proponen futuras investigaciones que permitan complementar aún más el estudio de los intercambiadores de calor del ciclo de refrigeración, como lo son el aumento de las dimensiones del volumen de control, variación de la temperatura a lo largo de la tubería, y complementar las correlaciones empleadas en el estudio.

*A mi familia, de sangre y de corazón*

# Agradecimientos

Agradecido estoy con Dios, por permitirme haber llegado hasta este punto, por la fuerza que me brinda, la ruta que traza, y por la familia que puso junto a mí, quienes son hoy mi más preciado tesoro.

Gracias a mi familia por estar en cada ocasión en que los necesité, por brindarme amor y apoyo incondicional, y ser mi lugar de paz cuando las adversidades parecían triunfar, a lo largo de todos estos años.

A mi profesora guía, Mónica Zamora, por su disposición y consejo a lo largo del semestre, junto al profesor Alvaro Valencia, que siempre me recibió en su oficina para cada consulta que tuviera por hacer.

Gracias también a mis amigos, de la vida y de la universidad, quienes le devolvieron la dicha a los días en los que la vida enseñó con fracasos, y junto a quienes celebré cuando tocó cosechar los triunfos. Son uno de los motivos por los cuales me siento pleno con la vida que tengo.

Chavo, gracias compadre, eres mi mejor amigo.

Gracias a todos, a quienes siguen aquí, a los que ya no están, por ustedes encontré un propósito, y ahora camino en dirección a él.

# Tabla de Contenido

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Objetivos y alcances . . . . .	2
1.1.1. Objetivo principal . . . . .	2
1.1.2. Objetivos específicos . . . . .	2
1.1.3. Alcances . . . . .	2
<b>2. Antecedentes</b>	<b>3</b>
2.1. Principios de refrigeración . . . . .	3
2.2. Tecnologías de refrigeración . . . . .	4
2.2.1. Ciclo de refrigeración por compresión . . . . .	4
2.2.2. Ciclo de refrigeración por absorción de vapor . . . . .	5
2.2.3. Pares de fluidos de trabajo trabajo . . . . .	6
2.2.3.1. Agua y bromuro de litio . . . . .	6
2.2.3.2. Amoniac y agua . . . . .	6
2.3. Ciclo de refrigeración a estudiar . . . . .	7
2.3.1. Tanque Generador-Condensador (G-C) . . . . .	8
2.3.2. Tanque Absorbedor-Evaporador (A-E) . . . . .	9
2.4. Simulación CFD . . . . .	10
2.4.1. Volume of Fluid . . . . .	11
2.4.2. Modelo de turbulencias k- $\epsilon$ . . . . .	12
2.4.3. Correlación de Bromley . . . . .	13
<b>3. Metodología</b>	<b>14</b>
3.1. Definición de geometría . . . . .	15
3.2. Configuración de modelo computacional . . . . .	18
3.3. Calidad de la malla . . . . .	19
3.3.1. Ortogonalidad . . . . .	19
3.3.2. Skewness . . . . .	20
3.4. Propiedades del fluido . . . . .	21
3.5. Modelo de cálculo . . . . .	22
3.5.1. Multifase . . . . .	22
3.5.2. Modelo de turbulencia k- $\epsilon$ . . . . .	23
3.6. Condiciones de borde . . . . .	23
3.7. Cálculos de interés . . . . .	25
<b>4. Resultados</b>	<b>26</b>
4.1. Caso 1: agua auxiliar a 60°C . . . . .	27
4.2. Flujo de calor y calor total transferido . . . . .	31

4.3. Fracción de masa evaporada . . . . .	31
4.3.1. Correlación de Bromley . . . . .	32
<b>5. Análisis de resultados</b>	<b>33</b>
5.1. Características fluidodinámicas . . . . .	33
5.2. Cálculo de calor transferido y fracción de masa evaporada . . . . .	34
<b>6. Conclusiones</b>	<b>35</b>
<b>Bibliografía</b>	<b>37</b>
0.1. Anexo A . . . . .	38
0.1.1. Caso 2: Agua auxiliar a 65°C . . . . .	38
0.1.2. Caso 3: Agua auxiliar a 70°C . . . . .	44
0.1.3. Caso 4: Agua auxiliar a 75°C . . . . .	50
0.1.4. Caso 5: Agua auxiliar a 80°C . . . . .	56

# Índice de Tablas

3.1.	Valores ortogonalidad . . . . .	19
3.2.	Valores skewness . . . . .	20
3.3.	Propiedades solución LiBr/H <sub>2</sub> O . . . . .	21
3.4.	Condiciones de borde del problema . . . . .	24
4.1.	Calor transferido Q y flujos de calor q para las distintas temperaturas de agua auxiliar. . . . .	31
4.2.	Fracciones de masa evaporada para cada caso estudiado. . . . .	31
4.3.	Fracciones de masa evaporada para cada caso estudiado. . . . .	32
4.4.	Comparación de valores obtenidos para el número de Nusselt. . . . .	32

# Índice de Ilustraciones

2.1.	Esquema de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor.[1]	4
2.2.	Diagrama del ciclo de refrigeración por absorción.[1]	5
2.3.	Diagrama del ciclo de refrigeración junto a los ciclos de aguas externas.[1]	7
2.4.	Intercambiadores de calor de la máquina de refrigeración.[1]	8
2.5.	Vistas tanque G-C.	9
2.6.	Vistas tanque A-E.	10
2.7.	Contour de fracción de volumen para fases líquidas, considerando distintas superficies de tubería. [7]	11
3.1.	Sección transversal del tanque.	15
3.2.	Sección transversal de tanque G-C, donde el generador corresponde a las tuberías de la mitad inferior.	15
3.3.	Geometría para tanque G-C.	16
3.4.	Región del generador seleccionada como zona de estudio.	17
3.5.	Dimensiones y vista isométrica del volumen de control seleccionado.	18
3.6.	Geometría utilizada para modelar la tubería en contacto con la solución de LiBr/H <sub>2</sub> O (a) y mallado generado (b).	18
3.7.	Refinado de la malla.	19
3.8.	Histograma de ortogonalidad de los elementos del mallado.	20
3.9.	Histograma del skewness de los elementos del mallado.	20
3.10.	Parámetros modelo VOF utilizado.	22
3.11.	Parámetros modelo k- $\epsilon$ utilizado.	23
3.12.	Esquema condiciones de borde en volumen de control.	24
4.1.	Vista isométrica del plano sobre el cual se ilustrarán los resultados.	26
4.2.	Comportamiento de la temperatura caso 60°C.	27
4.3.	Fracción de volumen de solución caso 60°C.	28
4.4.	Presión en el volumen de control caso 60°C.	29
4.5.	Energía cinética turbulenta caso 60°C.	30
4.6.	Gráfico comparativo entre los comportamientos contrarios de la fracción de masa evaporada y el coeficiente de transferencia de calor convectivo.	32
0.1.	Temperatura caso 65°C, para el tiempo t=0s.	38
0.2.	Temperatura caso 65°C, para el tiempo t=3s.	39
0.3.	Temperatura caso 65°C, para el tiempo t=5s.	39
0.4.	Fracción de volumen caso 65°C, para el tiempo t=0s.	40
0.5.	Fracción de volumen caso 65°C, para el tiempo t=3s.	40
0.6.	Fracción de volumen caso 65°C, para el tiempo t=5s.	41
0.7.	Presión caso 65°C, para el tiempo t=0s.	41
0.8.	Presión caso 65°C, para el tiempo t=3s.	42
0.9.	Presión caso 65°C, para el tiempo t=5s.	42

0.10.	Energía cinética turbulenta caso 65°C, para el tiempo t=0s. . . . .	43
0.11.	Energía cinética turbulenta caso 65°C, para el tiempo t=3s. . . . .	43
0.12.	Energía cinética turbulenta caso 65°C, para el tiempo t=5s. . . . .	44
0.13.	Temperatura caso 70°C, para el tiempo t=0s. . . . .	44
0.14.	Temperatura caso 70°C, para el tiempo t=3s. . . . .	45
0.15.	Temperatura caso 70°C, para el tiempo t=5s. . . . .	45
0.16.	Fracción de volumen caso 70°C, para el tiempo t=0s. . . . .	46
0.17.	Fracción de volumen caso 70°C, para el tiempo t=3s. . . . .	46
0.18.	Fracción de volumen caso 70°C, para el tiempo t=5s. . . . .	47
0.19.	Presión caso 70°C, para el tiempo t=0s. . . . .	47
0.20.	Presión caso 70°C, para el tiempo t=3s. . . . .	48
0.21.	Presión caso 70°C, para el tiempo t=5s. . . . .	48
0.22.	Energía cinética turbulenta caso 70°C, para el tiempo t=0s. . . . .	49
0.23.	Energía cinética turbulenta caso 70°C, para el tiempo t=3s. . . . .	49
0.24.	Energía cinética turbulenta caso 70°C, para el tiempo t=5s. . . . .	50
0.25.	Temperatura caso 75°C, para el tiempo t=0s. . . . .	50
0.26.	Temperatura caso 75°C, para el tiempo t=3s. . . . .	51
0.27.	Temperatura caso 75°C, para el tiempo t=5s. . . . .	51
0.28.	Fracción de volumen caso 75°C, para el tiempo t=0s. . . . .	52
0.29.	Fracción de volumen caso 75°C, para el tiempo t=3s. . . . .	52
0.30.	Fracción de volumen caso 75°C, para el tiempo t=5s. . . . .	53
0.31.	Presión caso 75°C, para el tiempo t=0s. . . . .	53
0.32.	Presión caso 75°C, para el tiempo t=3s. . . . .	54
0.33.	Presión caso 75°C, para el tiempo t=5s. . . . .	54
0.34.	Energía cinética turbulenta caso 75°C, para el tiempo t=0s. . . . .	55
0.35.	Energía cinética turbulenta caso 75°C, para el tiempo t=3s. . . . .	55
0.36.	Energía cinética turbulenta caso 75°C, para el tiempo t=5s. . . . .	56
0.37.	Temperatura caso 80°C, para el tiempo t=0s. . . . .	56
0.38.	Temperatura caso 80°C, para el tiempo t=3s. . . . .	57
0.39.	Temperatura caso 80°C, para el tiempo t=5s. . . . .	57
0.40.	Fracción de volumen caso 80°C, para el tiempo t=0s. . . . .	58
0.41.	Fracción de volumen caso 80°C, para el tiempo t=3s. . . . .	58
0.42.	Fracción de volumen caso 80°C, para el tiempo t=5s. . . . .	59
0.43.	Presión caso 80°C, para el tiempo t=0s. . . . .	59
0.44.	Presión caso 80°C, para el tiempo t=3s. . . . .	60
0.45.	Presión caso 80°C, para el tiempo t=5s. . . . .	60
0.46.	Energía cinética turbulenta caso 80°C, para el tiempo t=0s. . . . .	61
0.47.	Energía cinética turbulenta caso 80°C, para el tiempo t=3s. . . . .	61
0.48.	Energía cinética turbulenta caso 80°C, para el tiempo t=5s. . . . .	62

# Capítulo 1

## Introducción

La eficiencia energética y la sostenibilidad ambiental son preocupaciones cruciales en el panorama actual. En este contexto, la refrigeración por absorción emerge como una tecnología prometedora que puede contribuir significativamente a la optimización del uso de energía en aplicaciones de climatización y refrigeración. Los generadores de ciclo de refrigeración por absorción desempeñan un papel fundamental en este proceso, y su análisis y mejora continua son esenciales para maximizar su eficiencia y rendimiento.

El presente proyecto se sumerge en el estudio de la transferencia de calor en estos generadores, utilizando simulaciones de Dinámica de Fluidos Computacional, CFD por sus siglas en inglés, como herramienta principal de investigación. El objetivo central de esta iniciativa es validar y corroborar las condiciones de funcionamiento del diseño de un prototipo de este tipo de máquina, propuestas por Bosch y Sepúlveda (2022), proporcionando así una base sólida para la optimización de los generadores de ciclo de refrigeración por absorción.

Para alcanzar este objetivo, se han establecido una serie de objetivos secundarios que abarcan desde la revisión exhaustiva de la literatura existente sobre refrigeración por absorción y transferencia de calor en generadores, hasta el desarrollo de modelos CFD específicos para simular el comportamiento del generador en condiciones de flujo bifásico. Además, se llevará a cabo un proceso de validación riguroso, comparando los resultados de las simulaciones con datos experimentales de estudios similares.

El estudio también se adentrará en la aplicación de correlaciones existentes para flujos bifásicos en el contexto específico de los generadores de ciclos de refrigeración por absorción, lo que permitirá una comprensión más profunda de los fenómenos de transferencia de calor involucrados.

Finalmente, este estudio tiene como objetivo ofrecer recomendaciones sustentadas basadas en los resultados obtenidos, con el propósito de proponer posibles mejoras en el diseño y la operación de los generadores. De esta manera, se contribuirá a la optimización de una tecnología que puede desempeñar un papel clave en la eficiencia energética y la preservación del medio ambiente en aplicaciones de refrigeración y climatización.

## **1.1. Objetivos y alcances**

### **1.1.1. Objetivo principal**

Analizar el comportamiento de la transferencia de calor en un generador de ciclo de refrigeración por absorción, en base a simulaciones CFD, con el fin de corroborar las condiciones de funcionamiento propuestas por Bosch y Sepúlveda (2022).

### **1.1.2. Objetivos específicos**

- Determinar esquemas de simulación CFD adecuados mediante Ansys Fluent, para simular el comportamiento del generador en condiciones de flujo bifásico y evaluar la distribución de temperatura.
- Validar los resultados de las simulaciones CFD comparando estos con datos experimentales de estudios similares.
- Investigar y aplicar correlaciones existentes para flujos bifásicos como validación para resultados obtenidos en la simulación CFD.
- Recomendar posibles mejoras en el diseño o la operación de los generadores en base a los resultados obtenidos.

### **1.1.3. Alcances**

- Se excluye de los alcances la realización de una fase experimental
- Se realiza el estudio en base al diseño propuesto por Bosch y Sepúlveda, sin modificar piezas, dimensiones o condiciones de funcionamiento.
- El presente estudio se realizará en base a 5 simulaciones CFD, donde se varía la temperatura del agua auxiliar caliente para un flujo másico constante.

# Capítulo 2

## Antecedentes

En la presente sección se exponen elementos teóricos necesarios para comprender la memoria de título realizada, los cuales engloban principios de refrigeración, refrigeración por absorción, sus fluidos de trabajo, el diseño de máquina de refrigeración en el cual se basa este trabajo y antecedentes computacionales.

### 2.1. Principios de refrigeración

El término "bomba de calor" hace referencia a una clase de tecnologías que facilitan la transferencia de calor desde un ambiente de baja temperatura a uno de alta temperatura. Este concepto abarca diversos sistemas de refrigeración y calefacción que emplean bombas de calor. Para que esta transferencia de calor ocurra, es necesario suministrar energía al sistema en forma de trabajo o calor. Este principio se ilustra claramente en la afirmación de Clausius de la Segunda Ley de la Termodinámica:

*Es imposible que cualquier sistema funcione de tal manera que el único resultado sea una transferencia de energía por calor de un cuerpo más frío a un cuerpo más caliente. [2]*

Podemos decir que transferir calor de una temperatura baja a una temperatura alta requiere un gasto de energía. El tipo de entrada de energía, ya sea calor o trabajo, cambia los detalles de la tecnología que se vaya a emplear, necesaria para proporcionar la función de bombeo de calor. La refrigeración por absorción, que es el foco de este trabajo de título, es un ejemplo de estas tecnologías.

Ahora bien, un ciclo de refrigeración será aquel donde un refrigerante fluye a través de un ciclo termodinámico para poder extraer calor de algún sistema. El funcionamiento de estos sistemas se basa en realizar el transporte de calor desde un medio a otro, desde un cuerpo frío a un cuerpo caliente, mediante un fluido de trabajo. Se saca provecho de los cambios de fase de éste, para utilizar su calor latente en lugar de su calor sensible, de esta forma, el refrigerante se evapora en el cuerpo frío, mientras que en el cuerpo caliente se condensa.

Este principio de refrigeración se puede aplicar mediante diferentes tecnologías, las cuales se describen a continuación.

## 2.2. Tecnologías de refrigeración

Existen tres tipos de tecnologías de refrigeración, las cuales se diferencian por los procesos intermedios que presentan en el ciclo de refrigeración. La más desarrollada de las tres corresponde a la refrigeración por compresión de vapor o RCV, seguida por la refrigeración por absorción de vapor o RAV, segunda en cuanto a desarrollo. Por último, la refrigeración por adsorción de vapor, la cual es la menos desarrollada de las tres.

### 2.2.1. Ciclo de refrigeración por compresión

Los sistemas RCV transportan el calor desde el cuerpo frío al caliente mediante dos etapas intermedias, las cuales se caracterizan por sus componentes mecánicos principales, el compresor de vapor y la válvula de expansión. En la figura 2.1 se puede apreciar el ciclo termodinámico con sus principales componentes.

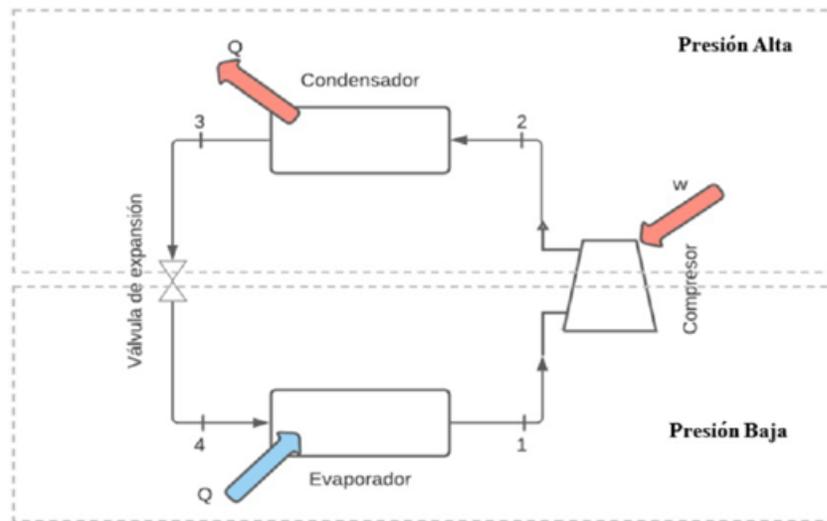


Figura 2.1: Esquema de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor.[1]

Estos ciclos de refrigeración funcionan mediante la circulación de un líquido refrigerante, el cual va captando y entregando calor a lo largo del ciclo mediante cambios de presión y volumen, como también cambios de fase. Los fenómenos físicos que permiten la refrigeración en el ciclo de la figura 2.1 se pueden describir de la siguiente forma:

1. El refrigerante sale del evaporador, luego de haber absorbido calor del cuerpo caliente que se desea enfriar. Esta absorción de calor hace que el refrigerante pase a estado gaseoso, para luego dirigirse hacia el compresor en el punto 1.
2. En el compresor, los vapores del refrigerante elevan su presión, aumentando a su vez su temperatura, para luego dirigirse hacia el condensador, lo cual corresponde al flujo 2 de la figura.
3. En el condensador el refrigerante pasa nuevamente a estado líquido, mediante un cambio de fase que libera calor al ambiente. El punto 3 representa el flujo de refrigerante después

del condensador. En este punto la presión del fluido sigue siendo elevada, lo cual dificulta la evaporación del refrigerante para el rango de temperaturas en las cuales se trabaja en el evaporador.

4. Se implementa una válvula de expansión entre el condensador y el evaporador. El refrigerante, al pasar por este componente, disminuye su presión y temperatura, volviendo hacia el evaporador en condiciones de absorber calor del cuerpo caliente en el evaporador, en el flujo 4 del esquema.

### 2.2.2. Ciclo de refrigeración por absorción de vapor

La refrigeración por absorción de vapor funciona bajo el mismo principio de la compresión de vapor, tomar calor de un cuerpo caliente, y liberar este calor al entorno para mantener dicho cuerpo a una temperatura igual o menor a la del medio. La diferencia ocurre en la compresión; esta tecnología no requiere de un compresor para elevar la entalpía del refrigerante, puesto que usa los principios de absorción y desorción de vapor para hacer dicha tarea.

La absorción es un fenómeno exotérmico que ocurre con ciertos pares de fluidos en los estados líquido y gaseoso. Estos fluidos, al entrar en contacto, sienten una atracción electromagnética que introduce al vapor dentro del líquido a través de la superficie de contacto. Al ser absorbido, el vapor cambia de estado y pasa a formar parte del líquido, creando así una solución.

Por otro lado, el fenómeno de desorción corresponde al proceso inverso, donde ambos fluidos son separados al agregar calor al sistema. Este calor genera que el refrigerante se evapore desde su estado líquido en la solución, separándose del fluido absorbente.

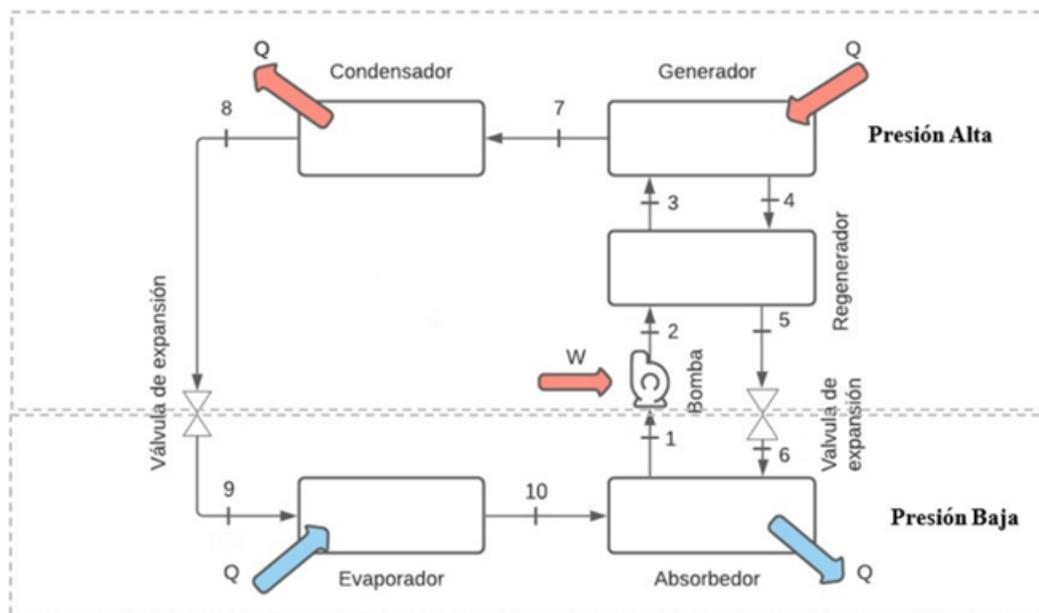


Figura 2.2: Diagrama del ciclo de refrigeración por absorción.[1]

En la figura 2.2 se puede apreciar el diagrama termodinámico de un ciclo de refrigeración por absorción. En él puede distinguirse el evaporador, lugar donde el refrigerante recibe ca-

lor de parte del cuerpo a enfriar, evaporándose y pasando hacia el absorbedor, etapa en la cual ocurre el proceso absorción, generando una mezcla líquida de refrigerante y la sustancia absorbente. Dicha solución es bombeada hacia el generador. Puede incluirse un regenerador entre el absorbedor y el generador con el fin de aumentar la eficiencia del sistema. Llegando al generador, se añade calor al ciclo con el fin de separar el refrigerante del absorbente, evaporando el refrigerante y enviando la solución sobrante de vuelta al absorbedor. El refrigerante evaporado pasa por el condensador, donde vuelve al estado líquido en un cambio de fase, y es enviado hacia el evaporador para repetir nuevamente el ciclo de refrigeración.

### **2.2.3. Pares de fluidos de trabajo trabajo**

Los principales pares de refrigerante y absorbente presentes en el mercado y en la literatura son 2, agua con bromuro de litio ( $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ) y amoníaco con agua ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ), en ambos casos, refrigerante y absorbente respectivamente. Se procede a enunciar las principales características de estos pares de fluidos.

#### **2.2.3.1. Agua y bromuro de litio**

El bromuro de litio es una sustancia salina que, a temperatura ambiente y presión atmosférica, posee un punto de fusión bastante elevado, de aproximadamente  $552^\circ\text{C}$ . Esto significa que, en las condiciones de funcionamiento usuales de una máquina de refrigeración, el LiBr se encontraría en un estado sólido. No obstante, cuando este compuesto se disuelve en agua, experimenta una transición a un estado acuoso, generando así una solución. En caso de que no ocurra la disolución, se observará una cristalización de la sal en su forma sólida.

Para el caso estudiado en este trabajo, éste es el par de trabajo empleado. El refrigerante es el agua, por lo tanto, se cuenta con temperaturas de enfriamiento acotadas inferiormente por los  $0^\circ\text{C}$ , puesto que a temperaturas inferiores el agua se cristalizará.

#### **2.2.3.2. Amoníaco y agua**

El par amoníaco agua es capaz de alcanzar temperaturas de refrigeración inferiores a  $0^\circ\text{C}$ , sin embargo, presenta más consideraciones al momento de su uso que el bromuro de litio.

De acuerdo con la normativa NFPA 704, el amoníaco se clasifica como una sustancia extremadamente peligrosa. Esto implica que su uso conlleva potenciales riesgos, especialmente en lo que respecta a su manejo. Por otro lado, durante el proceso de evaporación del amoníaco disuelto en agua, una parte del agua también se evapora, dando lugar a una mezcla de vapores en el flujo del refrigerante. Por ende, si se quiere emplear este par para trabajar, se requiere del uso de un rectificador para destilar el agua evaporada, devolviéndola a la solución.

## 2.3. Ciclo de refrigeración a estudiar

El ciclo de refrigeración particular sobre el cual trata este trabajo corresponde a la máquina de refrigeración por absorción diseñada por Bosch y Sepúlveda. Dicha propuesta consiste en el diseño de una máquina de refrigeración por absorción de vapor de simple efecto, en la cual se utiliza el par agua y bromuro de litio como refrigerante y absorbente, respectivamente. Como fuente de calor para el generador se utiliza un colector solar de tubos al vacío.

Como se pudo apreciar en la figura 2, el ciclo de refrigeración requiere flujos de calor en diferentes puntos del sistema para su funcionamiento. El evaporador y el generador son zonas del ciclo de refrigeración en las cuales se debe agregar calor al sistema, mientras que el condensador y el absorbedor ceden calor al entorno. Para que estos flujos de calor ocurran, el diseño propuesto utiliza ciclos de agua externos que añadan o extraigan calor en los puntos mencionados. Dichos ciclos externos de agua se pueden apreciar en la figura 2.3.

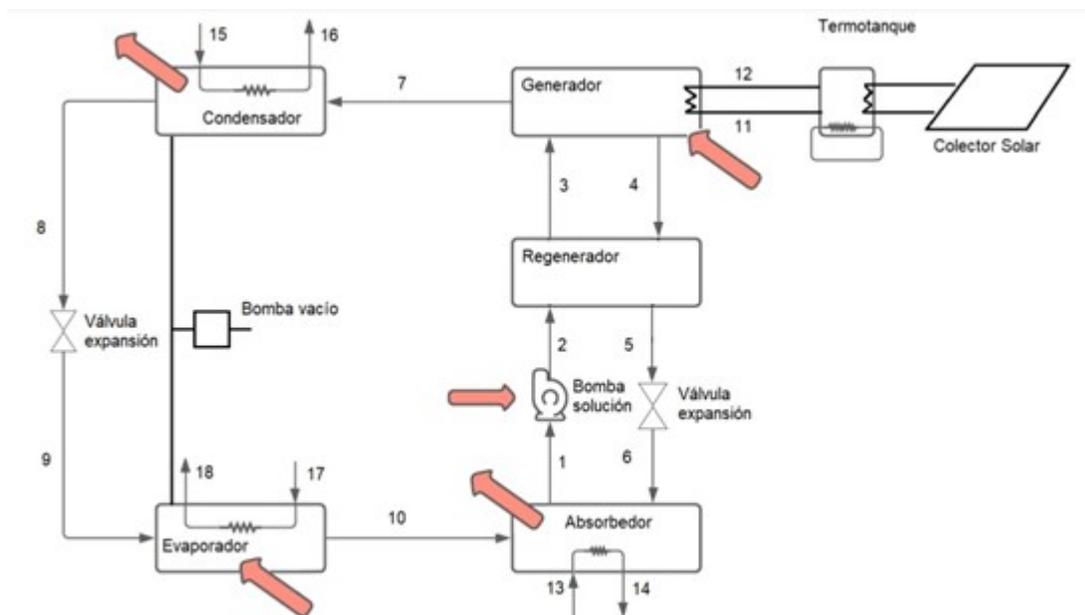


Figura 2.3: Diagrama del ciclo de refrigeración junto a los ciclos de aguas externas.[1]

Los flujos 17 y 18 en la figura 6 corresponden al flujo de agua que simula un cuerpo caliente el cual se desea refrigerar. El calor entregado por esta tubería evapora el refrigerante, para que este pase luego al absorbedor, donde forma una solución con el bromuro de litio gracias al fenómeno de la absorción. Los flujos 13 y 14 corresponden al flujo de agua externo que extrae el calor de la solución en el absorbedor, mediante el flujo de agua fría desde el punto 13 al 14. El generador, por otro lado, necesita que se añada calor para poder separar el refrigerante de la solución H<sub>2</sub>O-LiBr, calor el cual proviene de un colector solar de tubos al vacío. Dicho colector calienta agua, la cual se hace circular por el generador mediante los flujos 11 y 12, permitiendo que el agua en la solución pueda evaporarse, separándose del bromuro de litio. Finalmente, el vapor de agua obtenido en el generador avanza hacia el condensador, pasando a estado líquido gracias a los flujos 15 y 16, los cuales trasladan agua a baja temperatura. Ya en estado líquido, el agua se encamina nuevamente hacia el evaporador, para repetir nue-

vamente el ciclo.

Una de las características del ciclo termodinámico propuesto es que las presiones son iguales en el evaporador y absorbedor. Como puede apreciarse en la figura 2, estos componentes están encasillados en la zona de baja presión, la cual corresponde a 0.977 kPa. Por otro lado, el generador y el condensador se encuentran también a presiones idénticas, pero éstos se encuentran en la denominada zona de alta presión, la cual corresponde a 4.69 kPa. Se debe considerar que ambas presiones utilizadas en el ciclo corresponden a presiones subatmosféricas.

El que existan procesos isobáricos dentro del ciclo, como lo son los pares evaporador-absorbedor, y generador-condensador, posibilita el diseño de tanques en los cuales se desarrollen simultáneamente estos pares de procesos. Es por esto que Bosch y Sepúlveda [2] proponen un modelo de tanques cilíndricos, separados internamente por una bandeja, la cual permita el funcionamiento de intercambiadores de tubos en ambas secciones.

Como se mencionó previamente, el tanque de presión baja se destina para la evaporación de refrigerante y absorción de estos vapores en la solución de bromuro de litio, mientras que el tanque de presión alta se emplea para generar los procesos de desorción y condensación. En la figura 2.4 se puede apreciar de mejor manera la geometría propuesta para estos estanques.

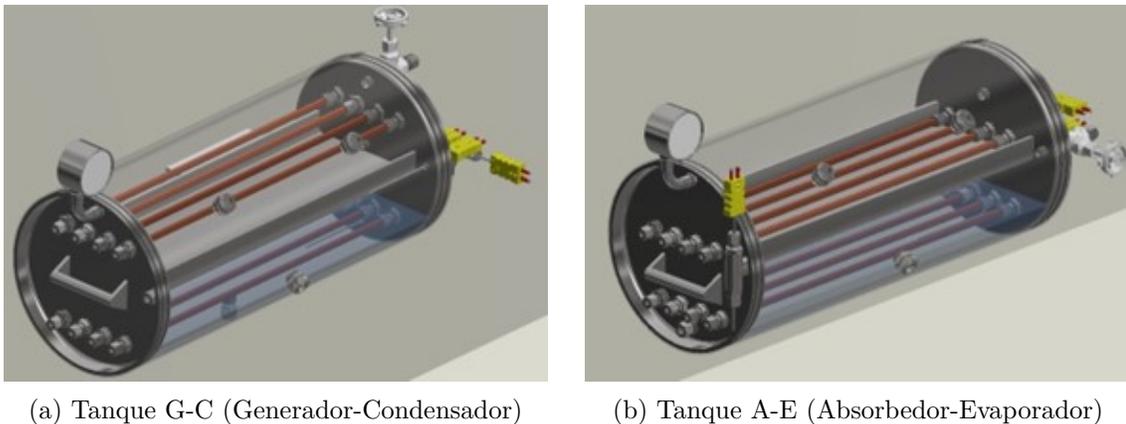


Figura 2.4: Intercambiadores de calor de la máquina de refrigeración.[1]

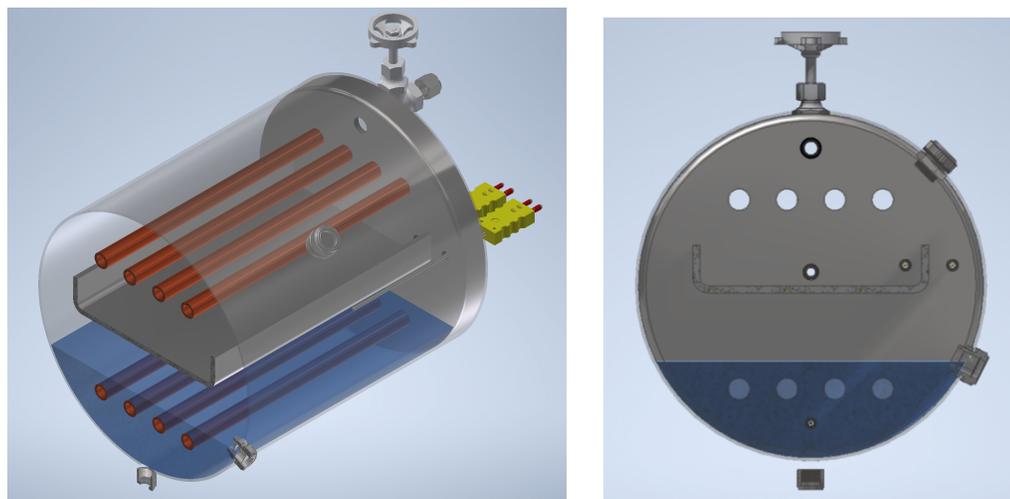
### 2.3.1. Tanque Generador-Condensador (G-C)

El tanque G-C corresponde al tanque en el cual se sitúa el generador y condensador del ciclo de refrigeración. El generador corresponde al intercambiador de calor inferior del tanque, bajo la bandeja, mientras que la mitad superior corresponde al condensador.

Los 4 tubos del generador trasladan agua caliente en su interior, con la función de evaporar el agua presente en la solución H<sub>2</sub>O-LiBr en la cual están sumergidos. Este intercambio de calor genera burbujas de vapor, las cuales se elevan hasta la superficie de la solución, liberando el vapor en la mitad superior del tanque, hacia el condensador. Parte importante del análisis de este intercambiador es la presencia de dos fases distintas, una fase líquida, correspondiente a la solución de H<sub>2</sub>O-LiBr, y una fase gaseosa, la cual sería el vapor de agua

que genera en la superficie de contacto entre los tubos y la solución.

El condensador consiste en 4 tubos, inmersos en un espacio lleno de vapor de agua. El agua que fluye por los tubos en este caso es fría, puesto que debe absorber calor del vapor, provocando que éste se condense en forma de una delgada lámina en la superficie del tubo, la cual cae a la bandeja en forma de gota. Este intercambiador por lo tanto también está en presencia de fluidos en dos fases, vapor de agua y la lámina de agua líquida que se genera en su superficie.



(a) Corte Tanque G-C

(b) Sección transversal tanque G-C

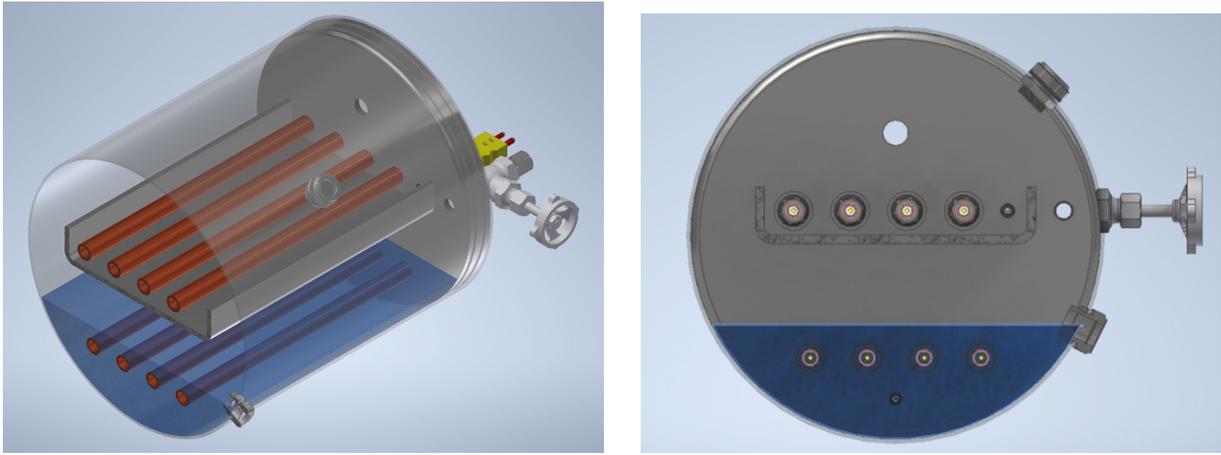
Figura 2.5: Vistas tanque G-C.

### 2.3.2. Tanque Absorbedor-Evaporador (A-E)

El tanque A-E corresponde al tanque en el cual se encuentran el absorbedor y el evaporador. El absorbedor corresponde al intercambiador de calor inferior del tanque, mientras que el evaporador corresponde al intercambiador de la mitad superior.

Los 4 tubos del evaporador se encuentran sumergidos en agua. Estos trasladan agua caliente en su interior, con la función de evaporar el agua presente en la bandeja. Este intercambio de calor genera burbujas de vapor, las cuales se elevan por el agua y se liberan hacia el interior del tanque, entrando en contacto con la superficie de la solución de  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ , ubicada en el absorbedor. Al igual que en el generador, este intercambiador de calor se encuentra en presencia tanto de agua como de vapor de agua.

El absorbedor consiste en 4 tubos inmersos en la solución  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ . El agua que fluye por los tubos en este caso es fría, puesto que debe sub enfriar la solución. Al estar la mezcla subenfriada, ésta necesitará de más vapor para estar saturada, motivo por el cual absorberá el vapor con el cual está en contacto en la superficie, llevando a cabo el fenómeno de la absorción. A diferencia de los otros intercambiadores, en este caso el intercambiador se encuentra sumergido en una solución la cual se encuentra en estado líquido en todo momento.



(a) Corte Tanque A-E

(b) Tanque A-E (Absorbedor-Evaporador)

Figura 2.6: Vistas tanque A-E.

## 2.4. Simulación CFD

La situación que se busca modelar presenta evaporación y condensación, cambios de fase generados en el generador y el condensador, respectivamente. La transferencia de calor desde el agua caliente hacia la solución de LiBr/H<sub>2</sub>O hace que esta eleve su temperatura superando su punto de ebullición, liberando vapor de agua hacia el condensador en forma de burbuja, la cual alcanza la superficie de la piscina de solución LiBr/H<sub>2</sub>O, libera el vapor al generador, donde es condensado al entrar en contacto con las tuberías de agua fría.

ANSYS Fluent ofrece varias opciones de modelado multifásico para simular flujos con varias fases. A continuación, se describen algunas de las alternativas disponibles:

### 1. Modelo Euleriano de Fases Múltiples:

Este modelo considera cada fase como un continuo separado y resuelve las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía para cada fase. Las interacciones entre las fases se modelan mediante términos de intercambio de masa, momento y energía. Es adecuado para situaciones en las que las fases están bien definidas y separadas.

Parámetros clave en este modelo son densidades y viscosidades de cada fase, coeficientes de intercambio de masa, momento y energía entre fases.

### 2. Modelo de VOF (Volume of Fluid):

El modelo VOF rastrea la interfaz entre dos o más fases en un solo conjunto de ecuaciones. Es particularmente útil para simular problemas en los que las interfaces entre las fases son importantes, como la evaporación y condensación.

Parámetros clave de este modelo son las propiedades de las fases, como densidades y viscosidades, y configuraciones de inicialización de la fracción de volumen.

### 3. Modelo de Fases Dispersas (DPM - Discrete Phase Model):

Este modelo se utiliza para simular partículas discretas (fases dispersas) en un flujo continuo (fase continua). Es útil en situaciones en las que se desea estudiar la trayectoria y el comportamiento de partículas en un flujo.

Parámetros importantes de este modelo son características de las partículas, como diámetro, densidad, velocidad inicial, y coeficientes de interacción con el fluido

#### 4. Modelo de Múltiples Fluidos:

Este modelo aborda la interacción entre múltiples fases de manera más compleja, permitiendo la coexistencia de diferentes fluidos en la misma región. Puede ser útil en casos donde las fases no están completamente separadas.

Parámetros que se deben considerar para trabajar con este modelo son Propiedades del fluido y de las partículas, tales como diámetro, densidad, y coeficientes de fricción.

La elección del modelo dependerá de la naturaleza específica del problema y de las características del flujo multifásico que se esté estudiando. ANSYS Fluent proporciona una amplia gama de opciones para abordar una variedad de situaciones en la simulación de flujos multifásicos.

##### 2.4.1. Volume of Fluid

Se elige Volume of Fluid (VOF) como el modelo a emplear para simular y rastrear las fases e interfases del problema. Esto debido a que este modelo resulta útil a la hora de analizar la interacción entre dos o más fluidos inmiscibles, o cuando se requiere representar con precisión la forma y el movimiento de las interfases entre dos fluidos [6].

El modelo de cálculo VOF en ANSYS Fluent es una herramienta poderosa para simular y comprender los flujos multifásicos y sus interfases en problemas de dinámica de fluidos. Permite el seguimiento preciso de las interfases y es ampliamente utilizado en la industria y la investigación para una variedad de aplicaciones que involucran múltiples fases de fluido.

Panahizadeh, F. (2021) emplea este modelo de simulación en el software ANSYS Fluent para investigar la transferencia de calor y masa en un reservorio de bromuro de litio y agua, dentro del cual se encuentra sumergido un tubo horizontal por donde fluye agua caliente. El estudio en 2 dimensiones se realiza variando la superficie exterior del tubo. Se pueden apreciar los resultados del estudio en la figura 2.7.

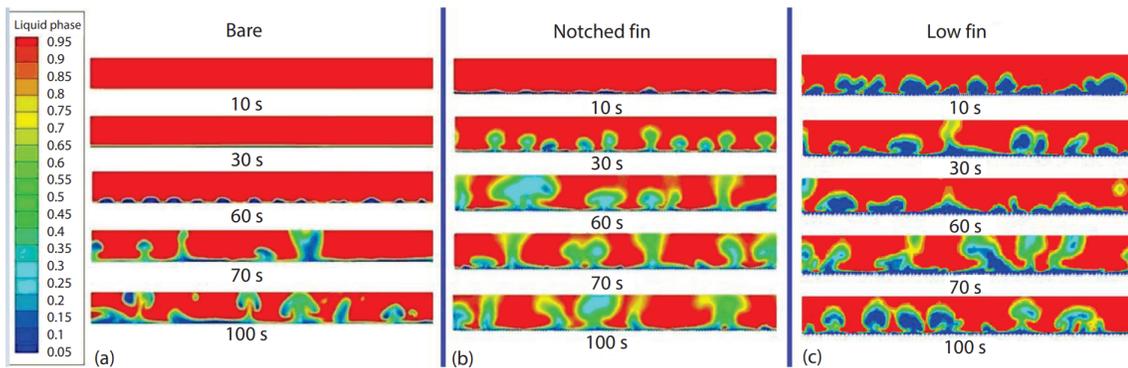


Figura 2.7: Contour de fracción de volumen para fases líquidas, considerando distintas superficies de tubería. [7]

## 2.4.2. Modelo de turbulencias k- $\epsilon$

Este modelo, propuesto por Chou [5] se utiliza para capturar y predecir los efectos de la turbulencia en los flujos de fluidos. Para esto utiliza dos ecuaciones de transporte,  $k$ , la ecuación de transporte para la energía turbulenta, y  $\epsilon$ , variable de transporte correspondiente a la disipación de energía.

La ecuación de transporte  $k$  corresponde a:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t S^2 - \rho \epsilon \quad (2.1)$$

donde:

- $\rho$ : corresponde a la densidad
- $\mu$ : corresponde a la viscosidad dinámica
- $\sigma_k$ : corresponde a una constante empírica
- $S$ : Módulo tensor de velocidad de deformación, el cual se obtiene mediante la ecuación:

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ji}} \quad (2.2)$$

- $\mu_t S^2$ : corresponde a la producción por corte
- $\rho \epsilon$ : disipación viscosa

La ecuación de transporte  $\epsilon$  corresponde a:

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = C \left( \frac{\partial x_j}{\partial x_j} \right) \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{1\epsilon} \mu_t S^2 - C_{2\epsilon} \epsilon) \quad (2.3)$$

donde:

- $\sigma_\epsilon$ ,  $C_{1\epsilon}$  y  $C_{2\epsilon}$ : constantes empíricas determinadas a partir de experimentos de referencia de flujos simples utilizando agua o aire

El modelo resuelve dos ecuaciones de transporte para  $k$  y  $\epsilon$  en función de las variables primarias del flujo, como la velocidad y la presión. Estas ecuaciones describen cómo la energía cinética turbulenta y la disipación de energía turbulenta cambian con la posición en el dominio del flujo.

### 2.4.3. Correlación de Bromley

La correlación de Bromley [10] aplica para el estudio de la transferencia de calor en tubos horizontales sumergidos en un fluido. Dicha correlación nace gracias al estudio de la ebullición de película saturada que surge en la superficie de los tubos cuando están sumergidos.

La correlación de Bromley requiere de un Reynolds  $<2000$ , junto con un rango para el número de Prandtl entre 2 y 20. Además, se necesita que la ebullición ocurra generando una película saturada a lo largo de la superficie. Estos tres requerimientos se cumplen para el estudio realizado.

La siguiente expresión corresponde al coeficiente puramente convectivo según esta correlación:

$$Nu = \frac{hD}{k_v} = C \left( \frac{Ar}{S'_p} \right) \quad (2.4)$$

$$Ar = \frac{g(\rho_l - \rho_v)D^3}{\rho_v \nu_v^2} \quad (2.5)$$

$$S'_p = \frac{\Delta T_{sob} C_{p,v}}{h'_{fg} Pr_v} \quad (2.6)$$

Donde:

- $C = 0,62$  constante
- $g$  : Gravedad
- $\rho_l$  : Densidad sustancia líquida
- $\rho_v$  : Densidad vapor
- $D$  : Diámetro tubería
- $\Delta T_{sob}$  : Sobrecalentamiento
- $C_{p,v}$  : Calor específico vapor
- $h_{fg}$  : Entalpía de vaporización
- $Pr_v$  : Número de Prandtl

# Capítulo 3

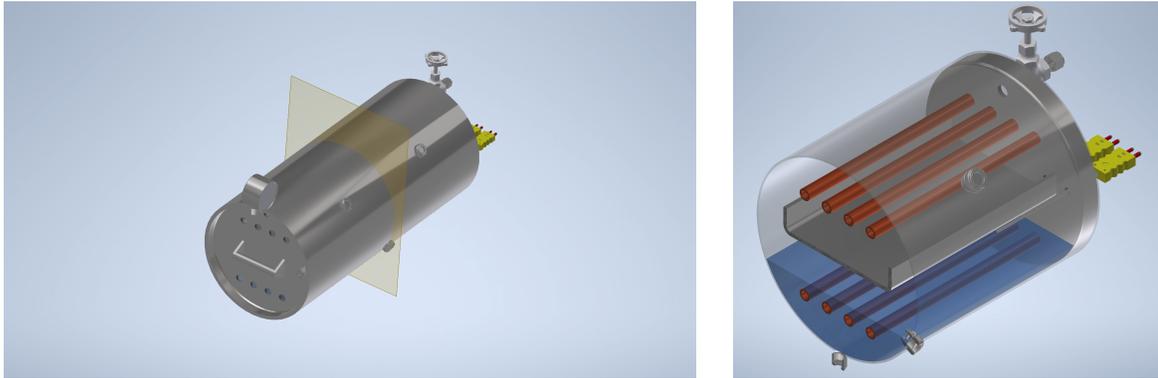
## Metodología

Para el desarrollo de este trabajo de título se realizan las siguientes etapas:

1. **Desarrollo de una revisión bibliográfica:** Dar con los antecedentes necesarios para comprender los fenómenos termodinámicos que ocurren dentro del generador, estudios similares que se hayan realizado mediante simulaciones CFD y ejemplos de análisis en los que se haya estudiado el cambio de fase ocurrido en las distintas etapas de un ciclo de refrigeración por absorción.
2. **Definición de geometría del generador:** Una vez escogida la región que se ingresará al software Ansys Fluent, se realizan simplificaciones geométricas para dar con un dominio lo más simple y simétrico posible, para así simplificar cálculos y disminuir los tiempos de simulación.
3. **Generación del mallado:** Generar una malla con calidad suficiente para garantizar resultados consistentes en la simulación.
4. **Definición de condiciones de borde:** El estudio es de naturaleza transiente, y cuenta con la presencia de cambios de fase, por lo cual se adopta el modelo de cálculo VOF, por su versatilidad y reducidos requerimientos en cuanto a parámetros. Se incluye también el modelo de turbulencia  $k - \epsilon$ , el aumento en la velocidad del fluido cuando se generan burbujas en el generador puede provocar turbulencias.
5. **Análisis de resultados:** Se analizan los flujos de calor, rangos de temperaturas y coeficientes de transferencia de calor de los materiales que forman parte del dominio de control.
6. **Validar y comparar los resultados obtenidos:** Comparar los resultados obtenidos con datos experimentales presentes en la literatura.
7. **Proponer mejoras y recomendaciones al diseño:** Recomendar mejoras al diseño en base a las conclusiones desprendidas de la investigación.

### 3.1. Definición de geometría

La geometría empleada en la realización de este estudio se basa en la sección transversal del tanque G-C, el cual se ilustra en la figura 3.1.



(a) Plano de corte para tanque G-C

(b) Detalle sección transversal, vista isométrica

Figura 3.1: Sección transversal del tanque.

La sección transversal que se puede apreciar en la figura b) es el perfil seleccionado para poder realizar las simulaciones CFD.

En la figura 3.2 se puede apreciar de manera más conveniente la vista frontal de la sección del tanque. Se pueden distinguir los 4 tubos sumergidos en el reservorio de  $\text{LiBr}+\text{H}_2\text{O}$ , sección del tubo la cual corresponde al generador, puesto que dichas 4 tuberías transportan agua caliente en su interior.

Los 4 tubos superiores, localizados sobre la bandeja de recepción de agua, corresponde al condensador de la máquina de refrigeración por absorción. Estos 4 tubos transportan agua fría para posibilitar la condensación del vapor dentro del tanque.

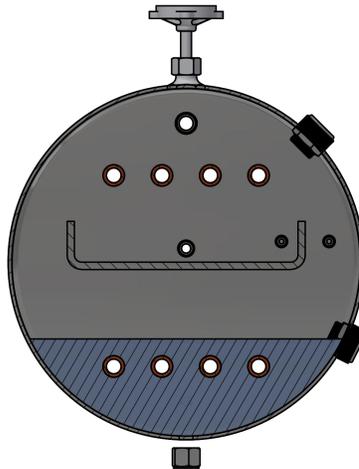


Figura 3.2: Sección transversal de tanque G-C, donde el generador corresponde a las tuberías de la mitad inferior.

Como puede verse en la figura 3.2, los tanques poseen conexiones para diferentes elementos de piping, así como instrumentos de medición de flujo, temperatura y presión. Estos elementos le quitan simetría al problema a la hora de generar el mallado, y como se busca una geometría simétrica, lo más sencilla posible, se realiza una simplificación de estas conexiones. Se obtiene así el siguiente perfil para la sección transversal del tanque G-C.

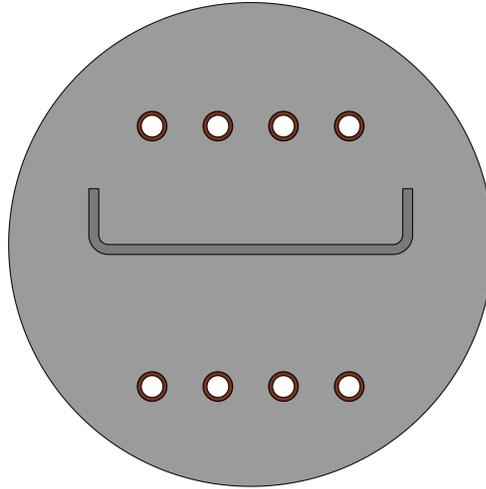


Figura 3.3: Geometría para tanque G-C.

Las 8 perforaciones para las tuberías de agua fría y caliente poseen un diámetro  $d = 9,5mm$ .

El tanque en cuestión posee en su interior el generador y el condensador del ciclo de refrigeración, por lo cual se debe considerar dentro de la simulación CFD el cambio de fase que ocurre al evaporar la solución de LiBr/H<sub>2</sub>O, como también la condensación del vapor de agua generado.

Por temas de recursos, tanto computacionales como de tiempo, se decide estudiar en primera instancia la interacción de una tubería de agua caliente sumergida en la solución de agua y bromuro de litio. Esto puesto que antes de simular la evaporación y condensación dentro de un mismo volumen de control, se requieren nociones sobre las tasas de evaporación y de condensación del fluido por separado, las cuales serán complejar de predecir al simular toda la sección del tanque.

Se resuelve seleccionar como geometría una sección cuadrada de fluido que envuelva a la tubería, que contenga en su interior al mismo tubo, la solución de LiBr/H<sub>2</sub>O, y vapor de agua. La figura 3.4 ilustra con un rectángulo rojo el dominio seleccionado para el estudio del generador, junto con sus dimensiones.

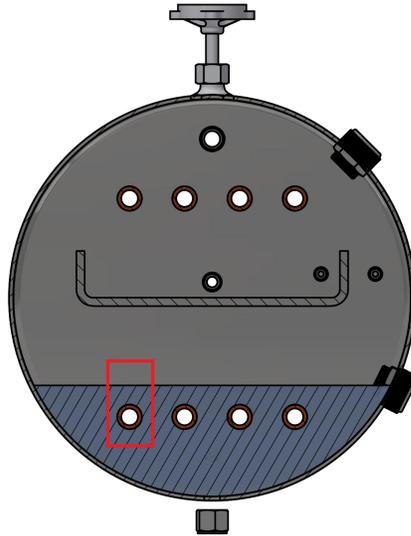


Figura 3.4: Región del generador seleccionada como zona de estudio.

El simular un cambio de fase, y en particular, la generación y el rastreo de burbujas en una simulación CFD, es un estudio que considera un alto coste computacional y de tiempo de simulación, más aún cuando el estado estacionario del sistema se alcanza después de que el generador lleva funcionando un par de minutos. Teniendo en cuenta esto, y considerando la naturaleza exploratoria del trabajo realizado, se resuelve emplear una profundidad de la sección estudiada de 1mm. Esto con la idea de disminuir los tiempos de simulación, dinamizar la entrega de resultados, y realizar correcciones al modelo en Fluent más rápidamente.

Si bien la profundidad del volumen de control es reducida, es suficiente para otorgar una superficie de tubería sobre la cual estudiar la transferencia de calor. Por la disposición de la geometría, es necesario que el estudio se realice sobre un volumen, pues es mejor para replicar la transferencia de calor y de cambios de fase que la superficie de la tubería genera. En la figura 3.5 se pueden apreciar las dimensiones del volumen a estudiar.

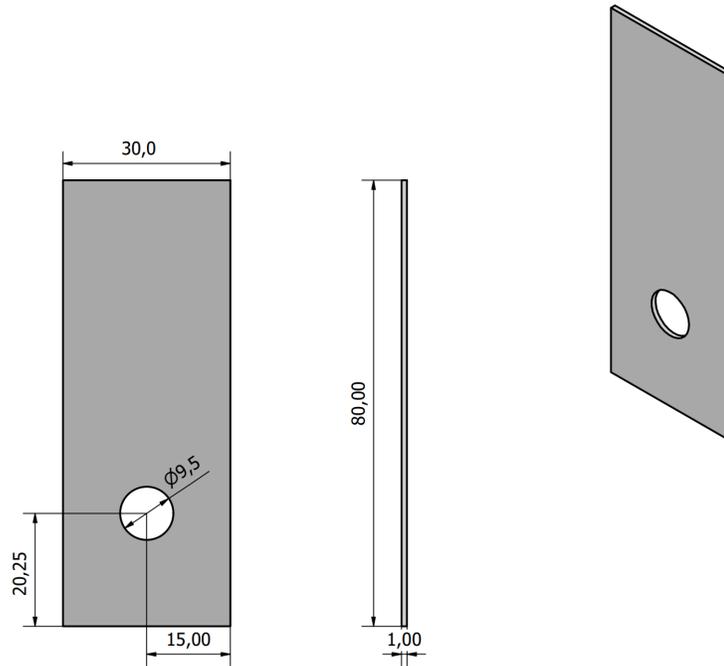


Figura 3.5: Dimensiones y vista isométrica del volumen de control seleccionado.

### 3.2. Configuración de modelo computacional

Mediante la herramienta Design Modeler del software ANSYS, se modela el cuadro seleccionado, abarcando la solución de LiBr/H<sub>2</sub>O, la sección del tubo de cobre y el flujo de agua caliente en su interior.

A raíz de lo delgado que es el volumen de control en la dimensión z, se decide excluir las geometrías del tubo de cobre y el flujo de agua en su interior. Las dimensiones del volumen de control en la coordenada z permiten asumir dicho tubo como una superficie a temperatura constante en contacto con la solución de LiBr/H<sub>2</sub>O.

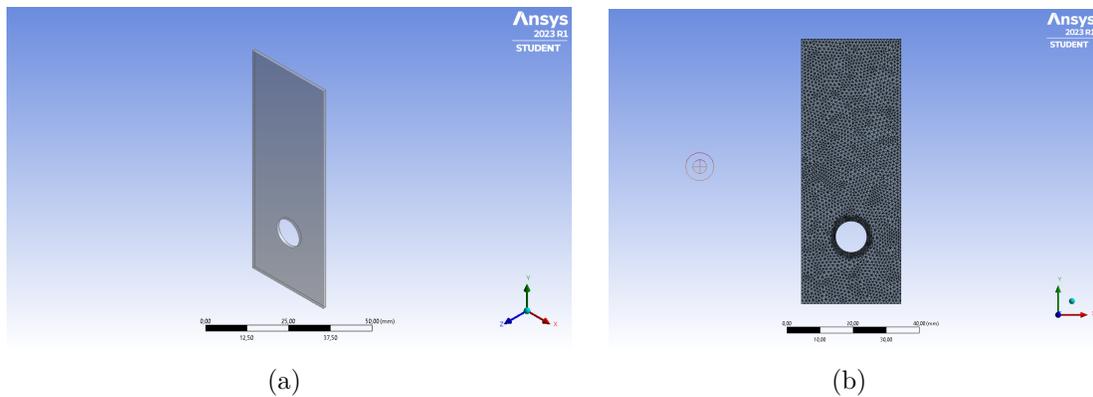


Figura 3.6: Geometría utilizada para modelar la tubería en contacto con la solución de LiBr/H<sub>2</sub>O (a) y mallado generado (b).

Para generar el mallado de esta geometría, se configura el método de elementos tetrahédricos, un sizing de 1mm como tamaño máximo de los elementos y a un refinamiento de la malla en la región próxima a perforación. En la figura 3.7 se puede apreciar en detalle el ajuste hecho a la malla

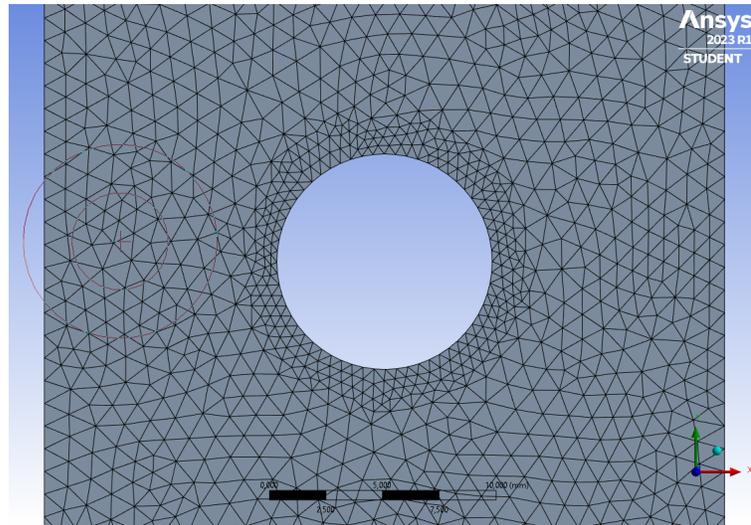


Figura 3.7: Refinado de la malla.

### 3.3. Calidad de la malla

#### 3.3.1. Ortogonalidad

Los valores de ortogonalidad obtenidos por el mallado se pueden apreciar en la tabla 3.1 y la figura 3.8.

Tabla 3.1: Valores ortogonalidad

Mínimo	8,8851e-002
Máximo	0,98416
Promedio	0,63603
Desv. estándar	0,14606

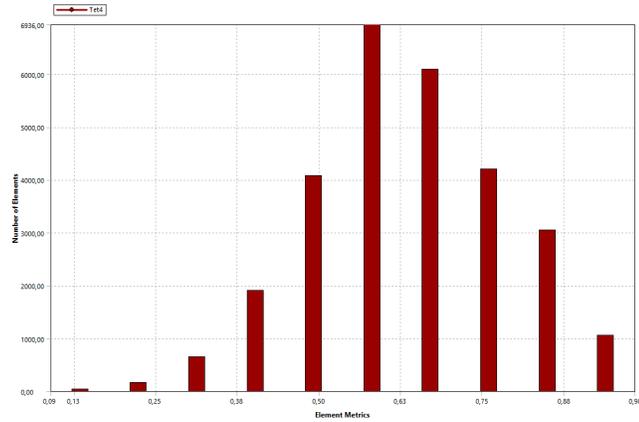


Figura 3.8: Histograma de ortogonalidad de los elementos del mallado.

### 3.3.2. Skewness

Los valores de skewness obtenidos por el mallado se pueden apreciar en la tabla 3.2 y la figura 3.9.

Tabla 3.2: Valores skewness

Mínimo	5,0605e-004
Máximo	0,91115
Promedio	0,36276
Desv. estándar	0,14811

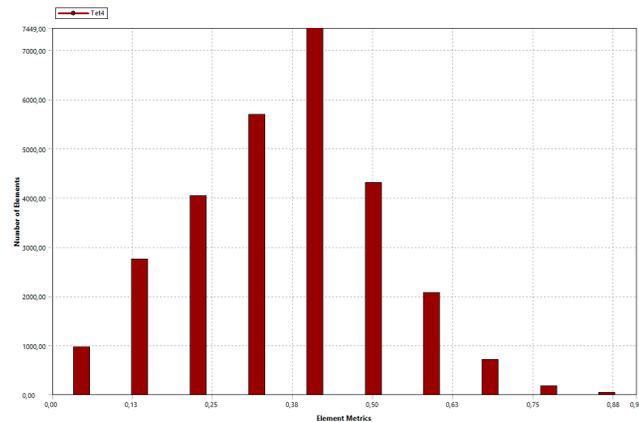


Figura 3.9: Histograma del skewness de los elementos del mallado.

La malla generada exhiben una calidad aceptable, con un skewness promedio de 0,36 y una ortogonalidad promedio de 0,63. Aunque estos valores están ligeramente fuera de los rangos ideales recomendados, es esencial tener en cuenta el contexto específico de la simulación y los desafíos asociados.

A pesar de los valores no óptimos, el skewness de la malla demuestra una distorsión controlada y un nivel de ortogonalidad que, aunque mejorable, no compromete significativamente la precisión de los resultados. La selección de estos parámetros se basó en un equilibrio entre la eficiencia computacional y la fidelidad del modelo.

### 3.4. Propiedades del fluido

El fluido empleado en la realización de este estudio corresponde a una solución compuesta por agua y bromuro de litio, refrigerante y absorbente, respectivamente. Para este caso, se resuelve especificar el material en Fluent de manera manual, debido a que el bromuro de litio no forma parte de sus bases de datos. Las propiedades termodinámicas de esta solución han sido calculadas mediante el software Engineering Equation Solver, para las condiciones de funcionamiento propuestas por Bosch y Sepúlveda (2022). Los valores obtenidos se pueden encontrar en la tabla 3.3.

Tabla 3.3: Propiedades solución LiBr/H<sub>2</sub>O

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>
Concentración	0.51	
Densidad	1531	kg/m <sup>3</sup>
Conductividad térmica	2169	W/mK
Calor específico	0.4701	J/kgK
Viscosidad	0.002107	kg/ms
T° saturación	57	°C
Peso molecular	53.87543	kg/kmol

## 3.5. Modelo de cálculo

Antes de hablar del modelo de cálculo del problema, es importante establecer ciertas consideraciones. El carácter transiente de este estudio, junto con la inclusión de la gravedad en el software Ansys Fluent, son cosas que no se deben ignorar. El carácter transiente del problema proviene de la corta ventana de tiempo que se está simulando, con el fin de dinamizar las otras simulaciones. Esto mismo hace que la solución calculada por Ansys Fluent sea dependiente del tiempo, y no de un criterio de convergencia de los residuos.

Este tiempo sobre el cual se simula puede alargarse mucho más. Idealmente, el diseño propuesto por Bosh y Sepúlveda (2022) tarda alrededor de 10 minutos en alcanzar un estado estacionario. Estado en el cual se podrían obtener mediciones de flujos de calor y calor total mucho más significativas, puesto que en el estado transiente inicial, la propagación de temperatura y los flujos de calor son aún erráticos y dependientes del tiempo.

El criterio de convergencia en simulaciones transientes con formulación explícita en ANSYS Fluent se refiere a la estabilidad del residuo temporal, es decir, que la solución se asemeje a su resultado anterior. y a la convergencia del sistema de ecuaciones en cada paso de tiempo.

### 3.5.1. Multifase

El problema cuenta con la presencia de dos fases. Por un lado, la líquida, correspondiente a la solución de bromuro de litio y agua, y por otro lado una fase gaseosa, correspondiente a vapor de agua generado por la evaporación del agua en la solución. Se considera una formulación explícita y se considera la fuerza del cuerpo implícita para una mayor precisión y continuidad en los cálculos, necesarios en las cercanías del tubo, donde ocurre la evaporación, y donde es más probable que la solución presente divergencias.

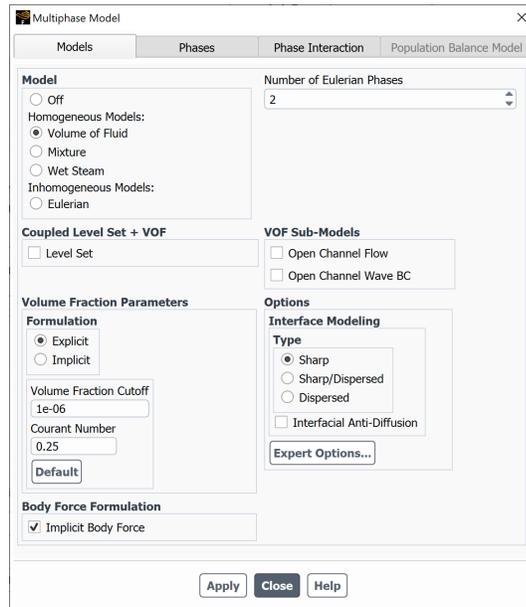


Figura 3.10: Parámetros modelo VOF utilizado.

### 3.5.2. Modelo de turbulencia k- $\epsilon$

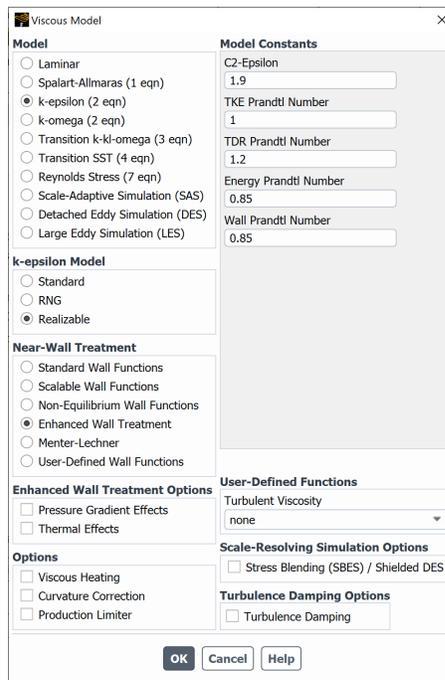


Figura 3.11: Parámetros modelo k- $\epsilon$  utilizado.

Se activa la casilla realizable en el modelo de turbulencia. Esto puesto que dicha opción mejora la precisión en la predicción de flujos turbulentos. Esto último se logra disminuyendo la dependencia del modelo de la calidad de la malla, además de conservar de mejor manera las turbulencias, teniendo en cuenta la producción, transporte y disipación de la energía turbulenta de manera más precisa. Esta opción viene particularmente bien para este estudio, puesto que complementa la calidad de la malla, haciendo que el modelo dependa en menos proporción de ésta.

## 3.6. Condiciones de borde

Para el ingreso de las condiciones de borde al software ANSYS Fluent se deben tomar consideraciones respecto a la geometría del problema.

Para empezar, el modelo requiere que haya ingreso de solución salina al estanque, de lo contrario, el generador terminaría evaporando por completo el agua de la solución. Se genera entonces un efecto de llenado de estanque en lugar de un flujo en movimiento desde un inlet a un outlet.

Se fija la altura que alcanza la solución en el volumen de control manteniendo la profundidad a la cual están sumergidos los tubos de cobre, 19mm entre el centro y la superficie de la mezcla de agua y bromuro de litio.

Los parámetros ingresados como condición de borde se pueden apreciar en la tabla 3.4

Tabla 3.4: Condiciones de borde del problema

Etiqueta	Parámetro	Valor	Unidades
B	$\dot{m}_s$	2.17E-06	$kg/m^3$
C	$T_s$	52	$^{\circ}C$
A	$T_t$	60, 65, 70, 75, 80	$^{\circ}C$
D	$T_f$	20	$^{\circ}C$
C	$P_{GC}$	4.69	kPa

Los parámetros de la tabla 3.4 corresponden a las etiquetas A, B, C y D en la figura 3.12.

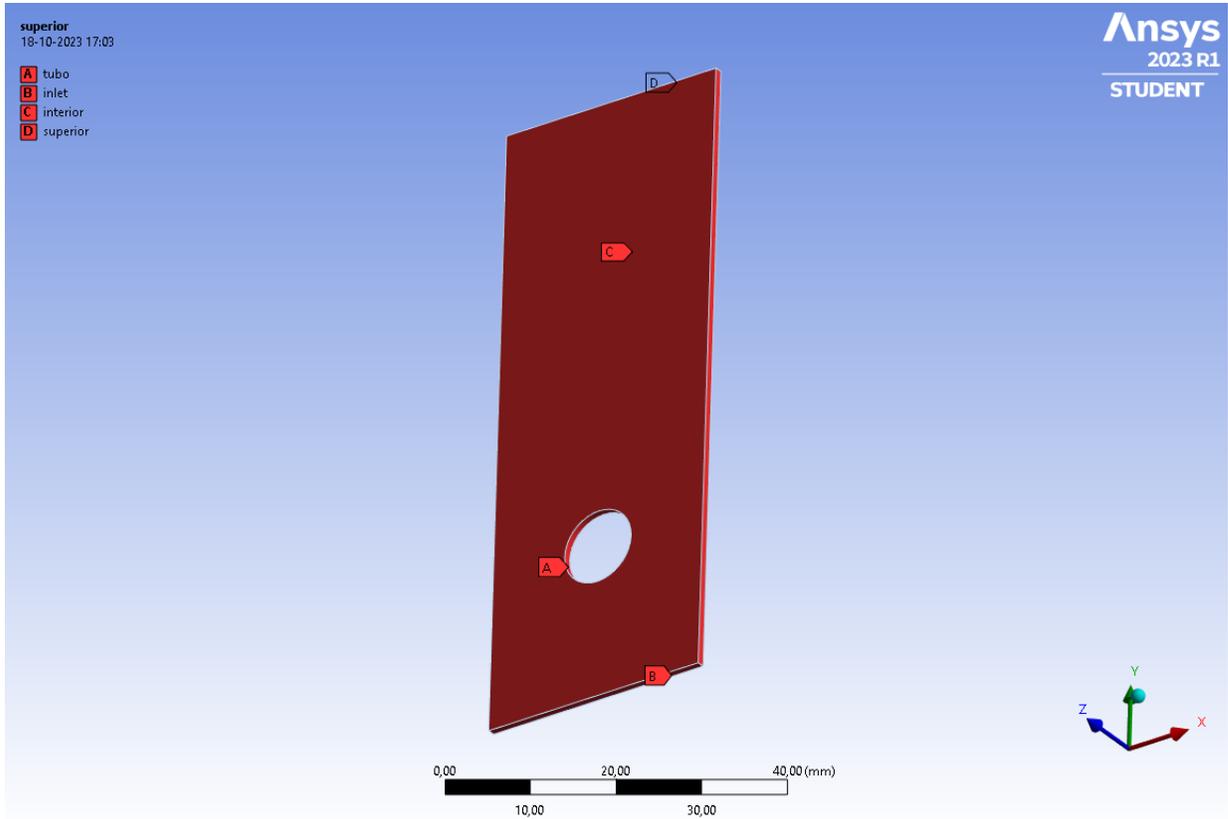


Figura 3.12: Esquema condiciones de borde en volumen de control.

Donde:

- $\dot{m}_s$ : Flujo másico de solución H<sub>2</sub>O-LiBr que ingresa al volumen de control.
- $T_s$ : Temperatura de ingreso de la solución al tanque.
- $T_t$ : Temperatura de la tubería caliente. Esta va variando entre 5 casos diferentes.
- $T_f$ : Temperatura fría superior. Temperatura designada para el muro superior de la geometría.
- $P_{GC}$ : Presión tanque GC

### 3.7. Cálculos de interés

Una vez realizadas las simulaciones CFD de los 5 casos de interés, se procederá a calcular los flujos de calor  $q$ [W] y calor total transferido  $Q$ [J] en la superficie de la tubería. Para esto, se extraerá desde el software Ansys Fluent el calor total transferido en la superficie del tubo, para así luego obtener el flujo de calor dividiendo este monto en los 5 segundos que dura la simulación.

Teniendo ya estos montos se puede proceder con el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor convectivos  $h$ [W/m<sup>2</sup>K] para cada caso estudiado. Este último coeficiente puede variar dependiendo de factores como la viscosidad, densidad y conductividad térmica del fluido con el que se trabaje, por lo cual es de interés observar su comportamiento con diferentes condiciones de operación.

Se puede despejar  $h$  utilizando la Ley de enfriamiento de Newton:

$$q = hA\Delta T \quad (3.1)$$

Donde:

- $A$  = Superficie externa del tubo en el volumen de control
- $\Delta T$  = Diferencia de temperatura entre el fluido y la tubería

Por otro lado, es de interés también conocer la fracción de masa que se está evaporando con el calor suministrado al fluido, por lo cual se incluirá también en los resultados una tabla con la fracción de masa evaporada y la tasa de evaporación. Ambas cantidades se calcularán para cada temperatura de la tubería mediante las herramientas de cálculo de Fluent.

La fracción de masa evaporada se notará bajo **Mass Integral**, función de Fluent que arroja la fracción de masa evaporada obtenida tras integrar sobre todo el volumen de control. La tasa de evaporación se notará como **Mass Average**, función de Fluent la cual arroja el promedio ponderado de la fracción de masa en todas las celdas del dominio. La primera es una fracción adimensional, mientras que la segunda es un cociente de unidades [kg/m<sup>3</sup>s].

# Capítulo 4

## Resultados

En la presente sección se exponen los resultados de las simulaciones CFD realizadas sobre la fracción de tubería estudiada. Se exponen capturas correspondientes a los tiempos 0, 3 y 5 segundos de simulación, ilustrando la variación de la temperatura, fracción de volumen, presión y energía cinética turbulenta en el volumen de control. Se ilustran estos parámetros para los 5 casos de temperatura de agua auxiliar estudiados, sin embargo, en esta sección se expondrá sólo el 1, correspondiente al agua auxiliar a 60°C. El resto de casos se pueden encontrar en la sección de Anexos.

Los resultados son ilustrados sobre un plano paralelo al plano XY, el cual divide el volumen de control de manera simétrica, como se ilustra en la figura:

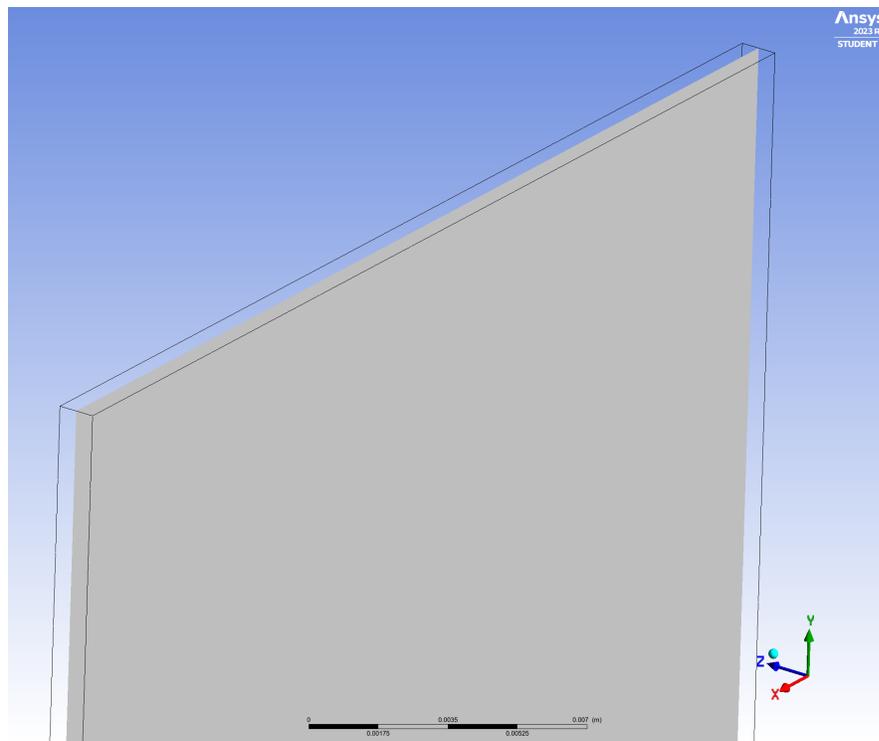


Figura 4.1: Vista isométrica del plano sobre el cual se ilustrarán los resultados.

## 4.1. Caso 1: agua auxiliar a 60°C

- Comportamiento general de la temperatura

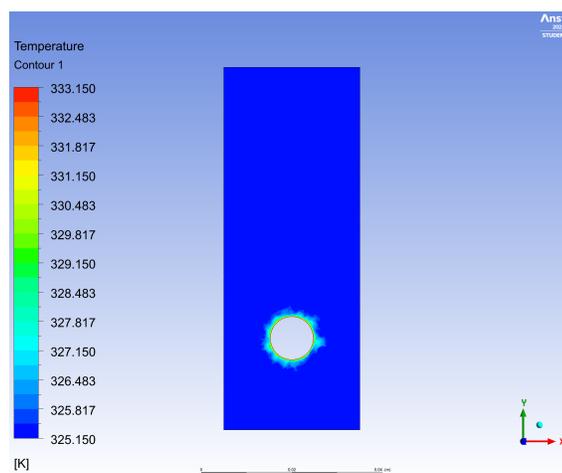
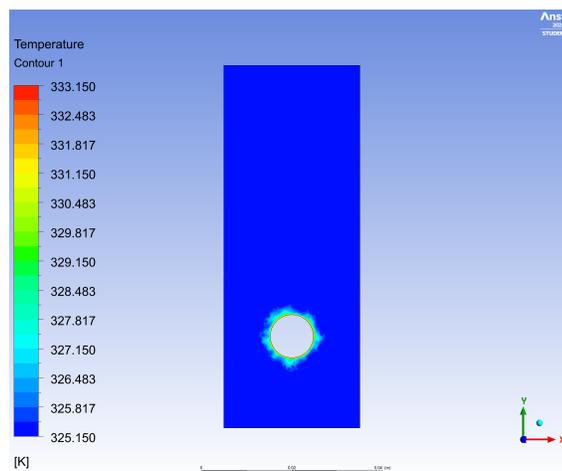
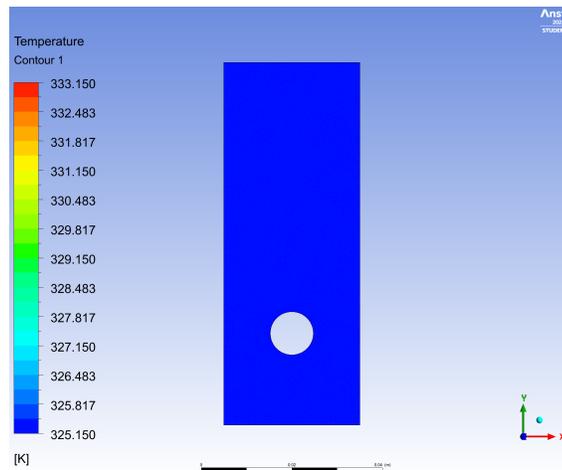


Figura 4.2: Comportamiento de la temperatura caso 60°C.

- Fracción de volumen de fases en la solución

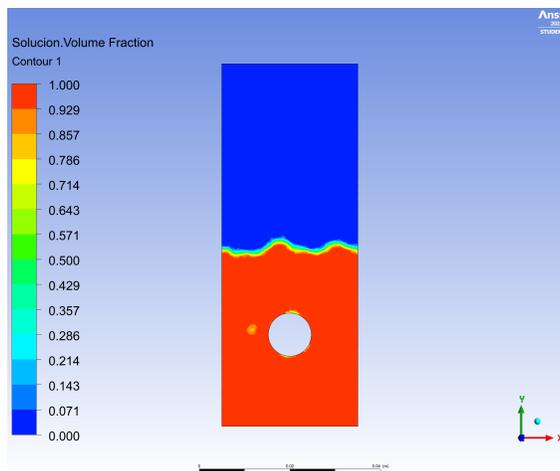
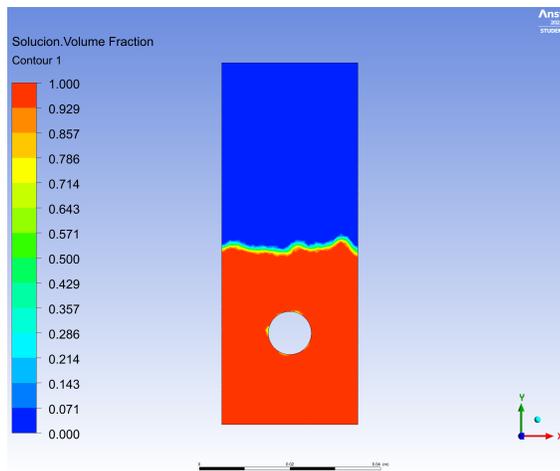
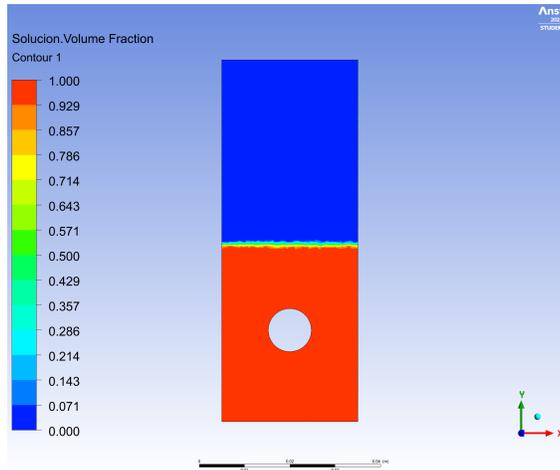
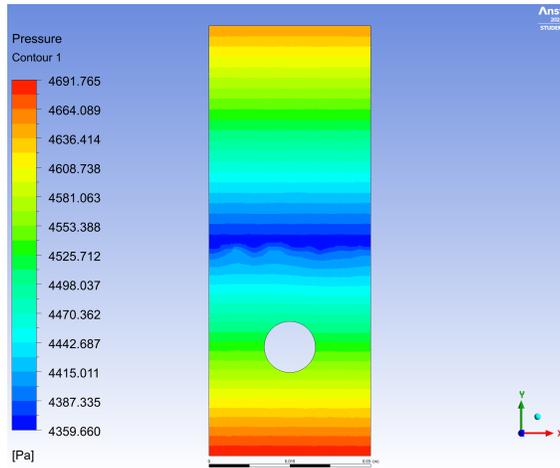
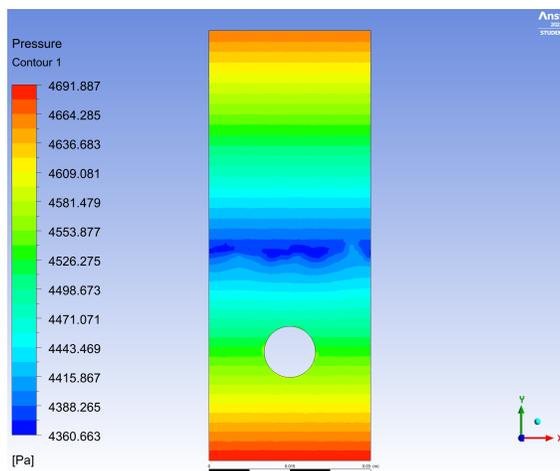


Figura 4.3: Fracción de volumen de solución caso  $60^{\circ}C$ .

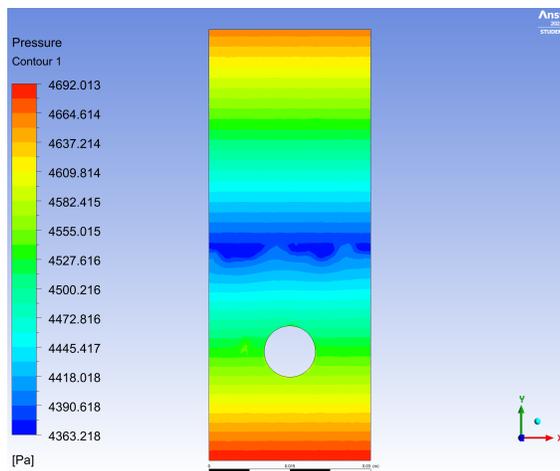
- Presión en el volumen de control



(a) Tiempo  $t=0s$ .



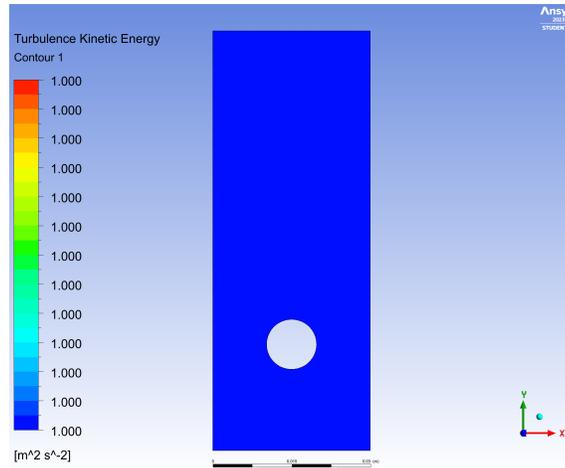
(b) Tiempo  $t=3s$ .



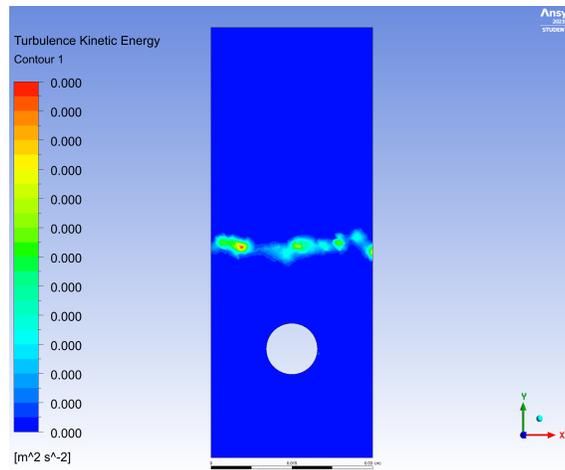
(c) Tiempo  $t=5s$ .

Figura 4.4: Presión en el volumen de control caso  $60^{\circ}C$ .

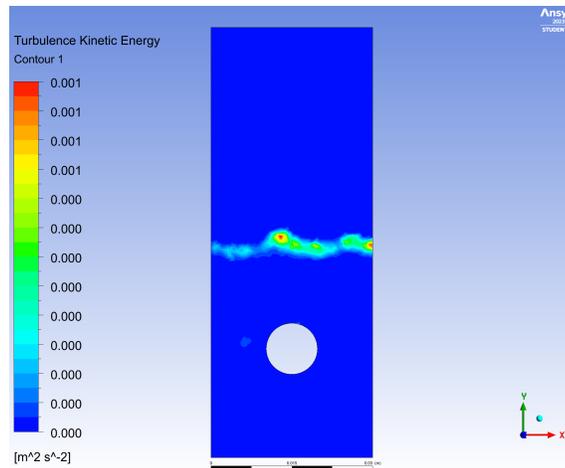
- Energía cinética turbulenta



(a) Tiempo  $t=0s$ .



(b) Tiempo  $t=3s$ .



(c) Tiempo  $t=5s$ .

Figura 4.5: Energía cinética turbulenta caso  $60^{\circ}C$ .

## 4.2. Flujo de calor y calor total transferido

Los siguientes valores del calor transferido  $Q$  en la superficie del tubo fueron obtenidos vía simulación CFD mediante el software Ansys Fluent. Los valores para el flujo de calor  $q$  se obtuvieron despejando el término  $q$  desde la ecuación 3.1. El calor transferido  $Q$  corresponde al calor que fluyó de la superficie de la tubería a la solución de agua y bromuro de litio en un lapso de 5 [s]. La siguiente tabla expone los resultados para los 5 casos estudiados.

Tabla 4.1: Calor transferido  $Q$  y flujos de calor  $q$  para las distintas temperaturas de agua auxiliar.

<b>T° tubo [°C]</b>	<b>Q[J]</b>	<b>q[W]</b>	<b>h[W/m<sup>2</sup>K]</b>
60	0,523	0,105	438,1
65	0,847	0,169	436,7
70	1,153	0,231	429,6
75	1,393	0,279	405,9
80	1,450	0,290	347,2

## 4.3. Fracción de masa evaporada

Los siguientes valores de fracción de masa evaporada se obtuvieron mediante el software Ansys Fluent, usando la herramienta Mass Integral sobre todo el volumen de control. Los resultados obtenidos corresponden a valores adimensionales, puesto que son fracciones de la masa total del volumen estudiado. La siguiente tabla expone los resultados para los 5 casos estudiados.

Tabla 4.2: Fracciones de masa evaporada para cada caso estudiado.

<b>T° tubo [°C]</b>	<b>Frac. masa evaporada</b>
60	2,82E-07
65	2,98E-06
70	6,49E-06
75	8,11E-06
80	1,04E-05

Para el estudio se considera el valor absoluto entre las temperaturas del tubo y la solución para analizar los comportamientos del flujo de calor y la fracción de masa evaporada. Se emplea una temperatura de 52 °C para la solución de LiBr/H<sub>2</sub>, y la temperatura del tubo varía según los 5 casos estudiados.

Los valores de  $h$  tienden a disminuir a medida que aumenta la diferencia de temperatura entre la tubería y la solución, mientras que por el lado de la fracción de masa evaporada, esta tiende a aumentar junto con la diferencia de temperatura. Estos comportamientos contrarios se pueden ver reflejados de mejor manera en la tabla 4.3 y la figura 4.6

Tabla 4.3: Fracciones de masa evaporada para cada caso estudiado.

$\Delta T^\circ$ [°C]	$h$ [W/m <sup>2</sup> K]	Frac. masa evaporada
8	438,1	2,82E-07
13	436,7	2,98E-06
18	429,6	6,49E-06
23	405,9	8,11E-06
28	347,2	1,04E-05

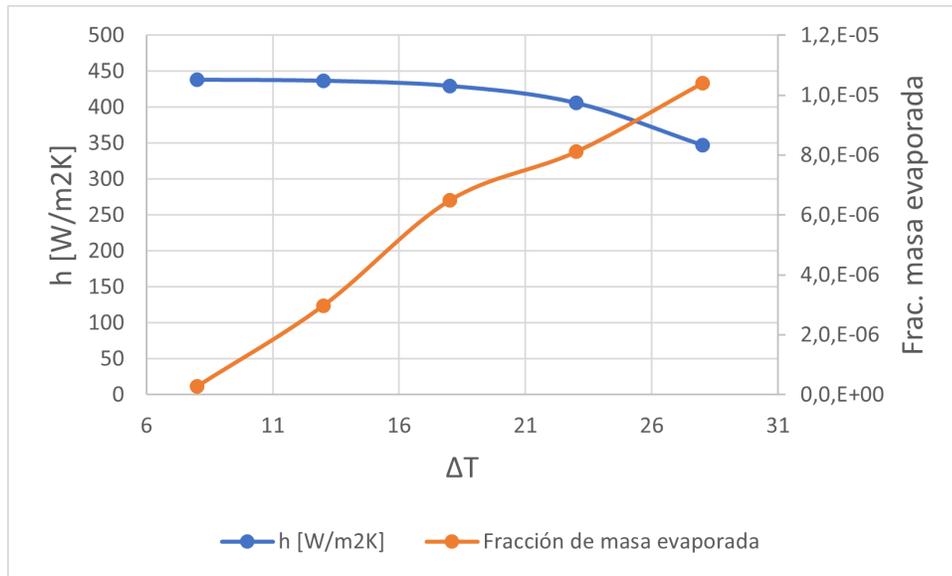


Figura 4.6: Gráfico comparativo entre los comportamientos contrarios de la fracción de masa evaporada y el coeficiente de transferencia de calor convectivo.

### 4.3.1. Correlación de Bromley

Aplicando la correlación de Bromley a los datos obtenidos en las simulaciones realizadas, se obtienen los siguientes valores para los 5 casos estudiados. En la tabla 4.4 se realiza una comparación entre los Nusselt obtenido mediante la correlación de Bromley y los valores arrojados por Fluent.

Tabla 4.4: Comparación de valores obtenidos para el número de Nusselt.

Temperatura	Bromley	Simulación
60	29,2	1035
65	26,0	1579
70	24,2	2089,3
75	22,8	2849,6
80	21,5	2790

# Capítulo 5

## Análisis de resultados

### 5.1. Características fluidodinámicas

Los contours obtenidos a partir de las simulaciones muestran resultados que calzan con los comportamientos esperados, más precisamente. En particular, la generación de burbujas de vapor de agua, generadas a partir de la evaporación del agua en la mezcla LiBr-H<sub>2</sub>O, ilustran correctamente los cambios de fase que se buscaba obtener.

La propagación de la temperatura en la solución no presenta diferencias notorias en los distintos casos estudiados. Esto puede deberse, por un lado, al breve intervalo de tiempo simulado, como también por la dimensión que tiene la geometría con respecto al eje z. La acotada superficie de tubería que se forma en el volumen de control influye en la cantidad de calor que se transmitirá a la solución, y por ende, al alza de temperatura que se obtendrá.

Por otro lado, los videos generados de fracción de volumen ilustran la formación de burbujas mediante la evaporación por nucleación del fluido. La limitante en la generación de estas simulaciones era el tiempo, aún así, los segundos simulados son suficientes para apreciar la evaporación en todo el rango de temperaturas propuesto. Se logra apreciar que existe mayor evaporación para el caso  $T_t=80^\circ\text{C}$ . Entendiendo esta evaporación como la fracción de masa evaporada.

Con respecto al comportamiento de la presión dentro del volumen de control, se puede apreciar un comportamiento similar en los 5 casos estudiados, con una presión que va aumentando a medida se desciende en el volumen de control, producto de la presión hidrostática que ejerce la solución. La parte que resulta contraintuitiva es el comportamiento de la presión en la zona gaseosa, donde la mayor presión se encuentra en la zona superior del volumen de control, en lugar de encontrarse en contacto con la superficie de la solución. Esto ocurre por una de las condiciones de borde que se impuso, que fue fijar la temperatura de la cara superior del volumen de control en  $20^\circ\text{C}$ . Esto se hizo para replicar lo que ocurre con el vapor dentro del tanque G-C. Dicho vapor se debe condensar cuando entra en contacto con los tubos de cobre que trasladan agua fría en el condensador. Para replicar esto, se fija la temperatura de la cara superior en  $20^\circ\text{C}$ , al igual que las tuberías del condensador en el tanque G-C.

El comportamiento de la presión es el mismo que se debiese esperar en el volumen completo del tanque. Puesto que la temperatura baja y la condensación en la parte superior del

tanque provocan que el gas aumente su densidad en las proximidades de las tuberías frías, lo cual genera que este vapor de agua sea cada vez más pesado que el que se encuentra en contacto con la solución de LiBr/H<sub>2</sub>O, aumentando así la presión en la zona superior del volumen de control.

La energía cinética turbulenta se puede apreciar como movimientos caóticos en la superficie de la solución, cuando las burbujas se elevan desde la tubería hasta la fase gaseosa del volumen de control. Por lo que se puede apreciar en las figuras, en este punto del estudio la energía cinética turbulenta no presenta un mayor impacto en el comportamiento general del fluido dentro del dominio.

Ahora bien, los comportamientos vistos en las capturas de las simulaciones están restringidas a los primeros segundos de operación desde que comienza a operar el generador. Esto es algo que se debe considerar a la hora de analizar estas figuras, puesto que la energía cinética turbulenta o la propagación de la temperatura pueden variar de manera considerable conforme pasen los minutos y se establezca el sistema en un estado estacionario.

## 5.2. Cálculo de calor transferido y fracción de masa evaporada

Respecto al flujo de calor total transferido, los valores calculados presentan una clara tendencia. No es de extrañarse que a medida que caliente el fluido con un sólido a mayor temperatura, provoque que el calor transmitido aumente. Luego, en base a la ley de enfriamiento de Newton, resulta congruente que los valores obtenidos para el coeficiente de transferencia de calor convectivo  $h$  disminuyan conforme aumenta el flujo de calor, puesto que el área de la tubería será la misma siempre.

Ahora bien, al comparar estas tendencias con la de las tasas de evaporación, se puede apreciar un comportamiento opuesto. A medida que aumenta la diferencia de temperaturas entre la tubería y la solución, aumenta de la misma forma la proporción de masa que cambia de estado y se evapora. El punto de operación inicial propuesto por Bosch y Sepúlveda (2022) es operar con agua auxiliar caliente a 70°C, sin embargo, se podría sacar mayor provecho a la favorable tasa de evaporación que se tendría al aumentar dicha temperatura en 6 grados, hasta alcanzar el punto de cruce entre las curvas  $h$  y Fracción de masa evaporada de la figura 4.6. Queda aún por saber si el generar esa cantidad extra de vapor es óptimo para el tanque G-C. Posiblemente la tasa de condensación del condensador funcione también con rangos y tendencias, las cuales aún deben investigarse, de forma que su comprensión complemente los conocimientos adquiridos para el generador.

Por último, observando el comportamiento de los valores obtenidos en la tabla 4.4, es posible identificar una incongruencia entre ambos datos. Esta variación inesperada puede deberse al cálculo de los factores empleados en la correlación, puesto que esta necesita de diversos parámetros los cuales se podrían ajustar en futuras investigaciones para así llegar a resultados más concretos.

# Capítulo 6

## Conclusiones

Se realizó un estudio mediante simulación CFD para analizar la transferencia de calor ocurrida en el interior del tanque G-C de una máquina de refrigeración.

El desafío era encontrar una manera efectiva de abordar el problema, puesto que se carecía de nociones sobre los requerimientos computacionales y de tiempo que podría tomar el realizar un estudio CFD de todo el ciclo de refrigeración, ante lo cual, se consigue dar con una estructura de trabajo que logra dar con un primer paso para el modelado de este intercambiador de calor.

Las simulaciones CFD realizadas consiguen ilustrar de manera correcta los comportamientos de los parámetros temperatura, fracción de volumen, presión y energía cinética turbulenta. Estos parámetros sirven como un aporte al estudio y comprensión de la transferencia de calor en el generador del tanque G-C. A su vez, ofrecen una buena validación puesto que los comportamientos observados en las figuras muestran comportamientos similares a los esperados. Aún hay más aspectos por estudiar en esta etapa del ciclo de refrigeración, quedando ahora como tarea el ampliar la geometría hasta las dimensiones reales de las tuberías, e incorporar la variación de temperatura en el flujo al interior de los tubos.

Según los resultados obtenidos, las recomendaciones que se pueden ofrecer a la máquina de refrigeración por absorción tienen que ver más con temas operacionales que con diseño y geometría de los tanques. Se recomienda incrementar la temperatura del agua auxiliar que entra al generador hasta  $76^{\circ}\text{C}$ , esto con el objetivo de incrementar la tasa de evaporación. Queda aún por investigar el intercambio de calor en el condensador, y verificar si este aumento en el vapor generado beneficia el rendimiento del ciclo de refrigeración.

En base a lo estudiado y trabajado, se deja como recomendación también el ser cauto a la hora de estudiar el generador de la máquina de refrigeración mediante simulaciones CFD. Esto porque la presencia de cambios de fase en el volumen de control puede dar para un investigación mucho más rigurosa y detallada de lo que el intercambio de calor requiere. Se recomienda complementar el estudio de los tanques G-C y A-E vía simulaciones CFD con correlaciones y modelos de cálculo para intercambiadores de manera macro, puesto que el tiempo y el recurso computacional que puede llegar a tomar el simular el tanque G-C completo es enorme.

El trabajo realizado concluye como un primer eslabón, que fija modelos, conceptos y variables de interés para poder continuar con el complejo estudio de analizar la transferencia de calor en los intercambiadores del ciclo de refrigeración por absorción propuesto por Bosch y Sepúlveda (2022).

# Bibliografía

- [1] Bosch, B., Sepúlveda, S. (2022). Diseño y planificación del montaje de una máquina prototipo de refrigeración solar por absorción para uso docente. Departamento de ingeniería Mecánica, FCFM, U. de Chile, Santiago.
- [2] Herold, K. E. et al. (2016). Absorption Chillers and Heat Pumps (2.a. ed.). CRC Press.
- [3] Song, J. Y., Lee, J. W., & Kang, Y. T. (2019). Comparisons of Nu correlations for H<sub>2</sub>O/LiBr solution in plate heat exchanger for triple effect absorption chiller application. *Energy*, 172, 852–860. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.02.013>
- [4] Lee, J. H., Kim, D. H., Kim, S. M., Kim, M. S., Kim, I. G., Woo, S. M., . . . Park, C. W. (2019). Heat transfer characteristics of a falling film generator for various configurations of heating tubes in an absorption chiller. *Applied Thermal Engineering*, 148, 1407–1415. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.08.007>
- [5] Lecture2:RANS Turbulence Models in ANSYS Fluent. 2017.
- [6] ANSYS FLUENT 18.0 Theory Guide. 200
- [7] Panahizadeh, F., Hamzehei, M., Farzaneh-Gord, M., & Villa, A. A. O. (2021). Numerical Study on Heat and Mass Transfer Behavior of Pool Boiling in LiBr/H<sub>2</sub>O Absorption Chiller Generator Considering Different Tube Surfaces. *Thermal Science*, 25, 1599–1610. <https://doi.org/10.2298/TSCI200403204P>
- [8] Rivera, W., & Xicale, A. (2001). Heat transfer coefficients in two phase flow for the water/lithium bromide mixture used in solar absorption refrigeration systems. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 70(3), 309–320. [https://doi.org/10.1016/S0927-0248\(01\)00073-3](https://doi.org/10.1016/S0927-0248(01)00073-3)
- [9] Tahir, F., Mabrouk, A., & Koç, M. (2020). CFD analysis of falling film hydrodynamics for a lithium bromide (LiBr) solution over a horizontal tube. *Energies*, 13(2). <https://doi.org/10.3390/en13020307>
- [10] Arévalo, R., Rebollo, L., Abánades, A., Muñoz, J., Omaña, R. & Pérez, O. (2007). Revisión general de la transferencia de calor por ebullición en película en piscina. 8º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica.

## 0.1. Anexo A

### 0.1.1. Caso 2: Agua auxiliar a 65°C

- Comportamiento general de la temperatura:

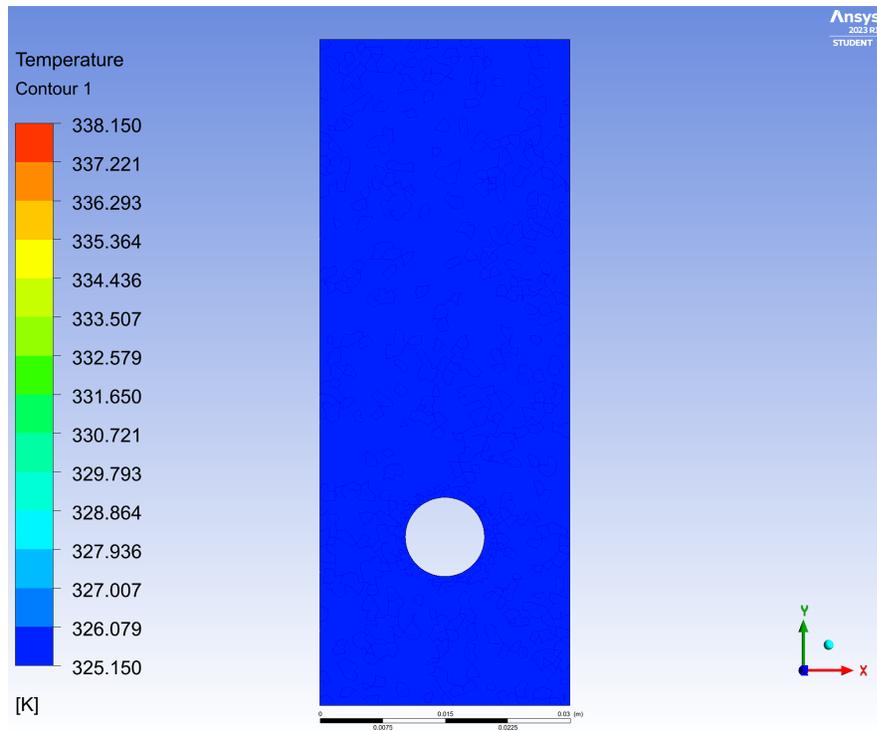


Figura 0.1: Temperatura caso 65°C, para el tiempo  $t=0s$ .

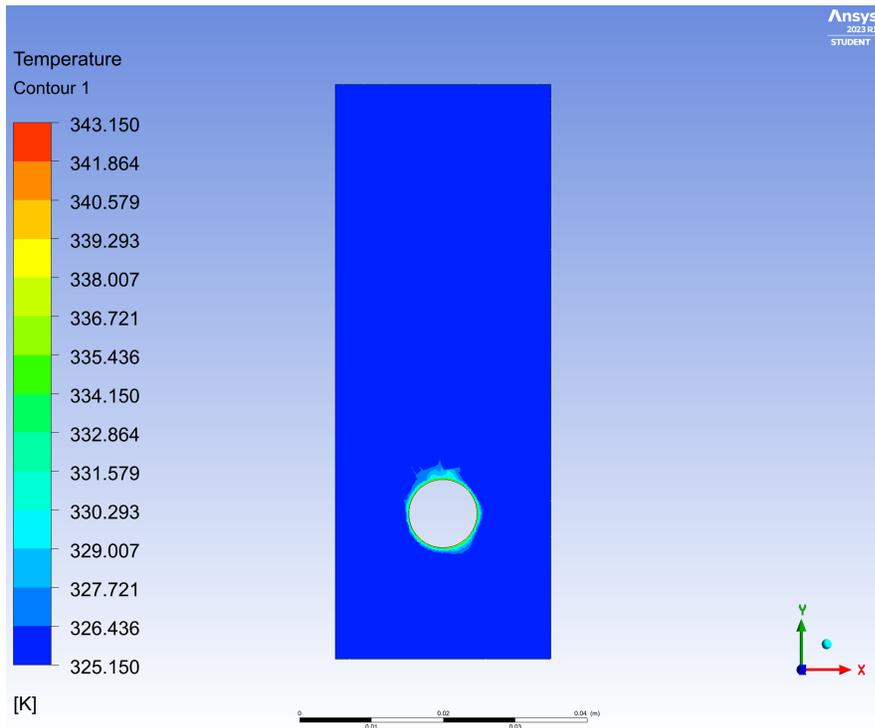


Figura 0.2: Temperatura caso 65°C, para el tiempo  $t=3s$ .

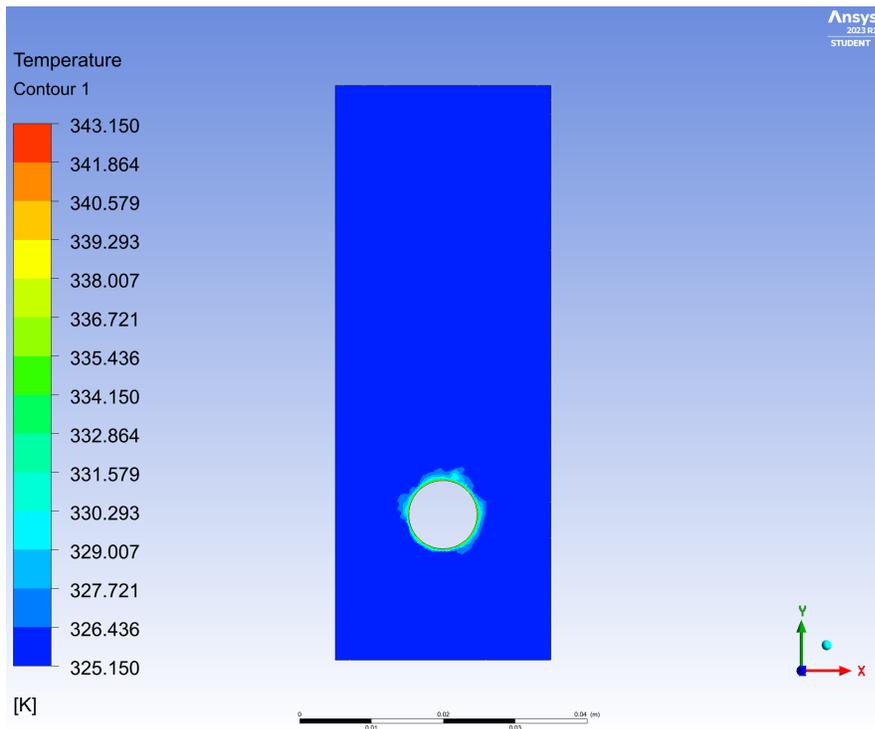


Figura 0.3: Temperatura caso 65°C, para el tiempo  $t=5s$ .

- Fracción de volumen de fases en la solución

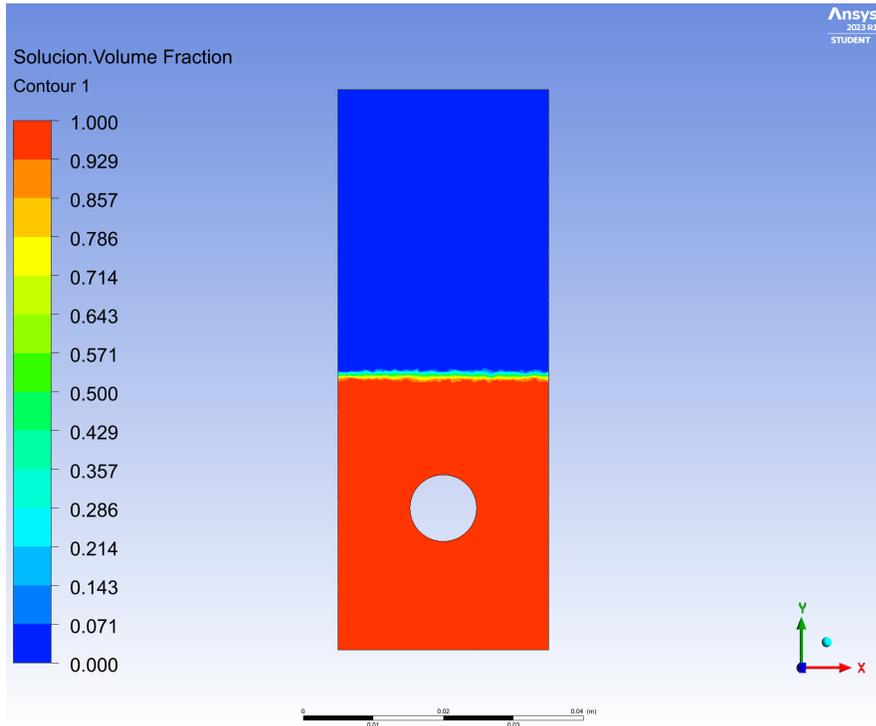


Figura 0.4: Fracción de volumen caso 65°C, para el tiempo  $t=0s$ .

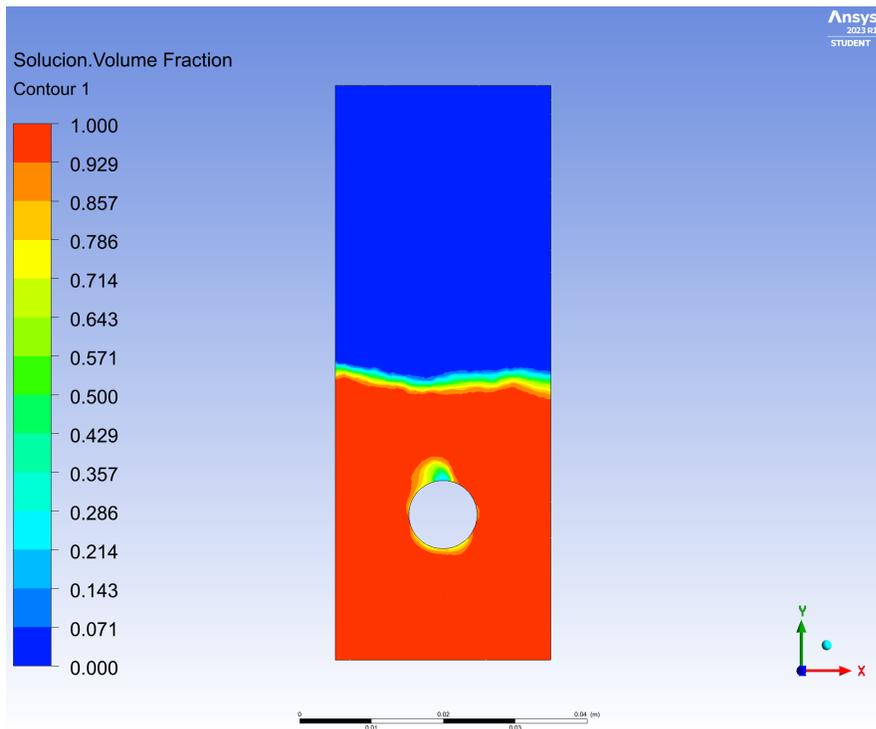


Figura 0.5: Fracción de volumen caso 65°C, para el tiempo  $t=3s$ .

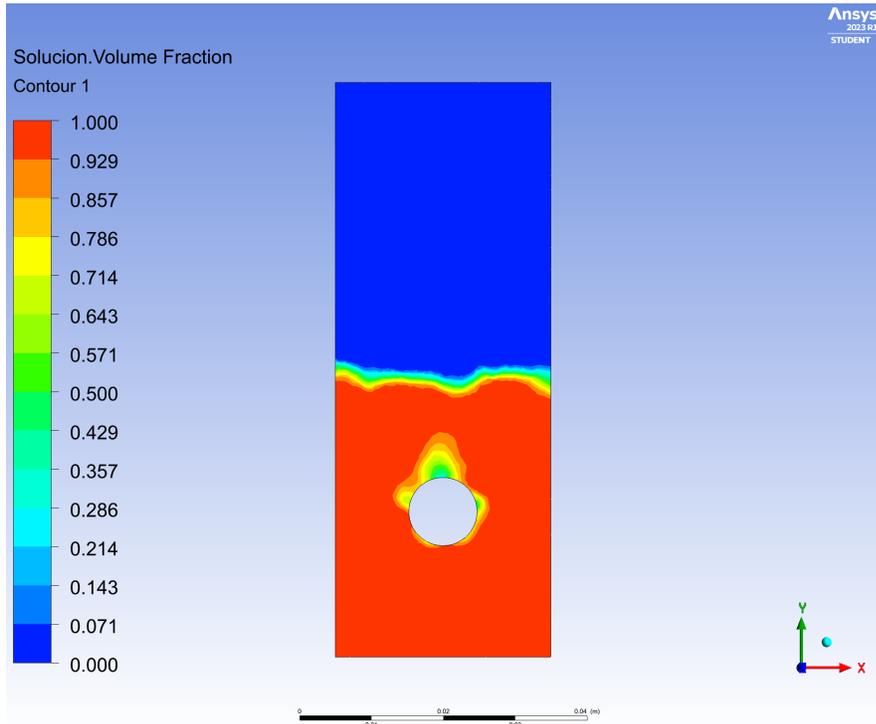


Figura 0.6: Fracción de volumen caso 65°C, para el tiempo  $t=5s$ .

- Presión en el volumen de control

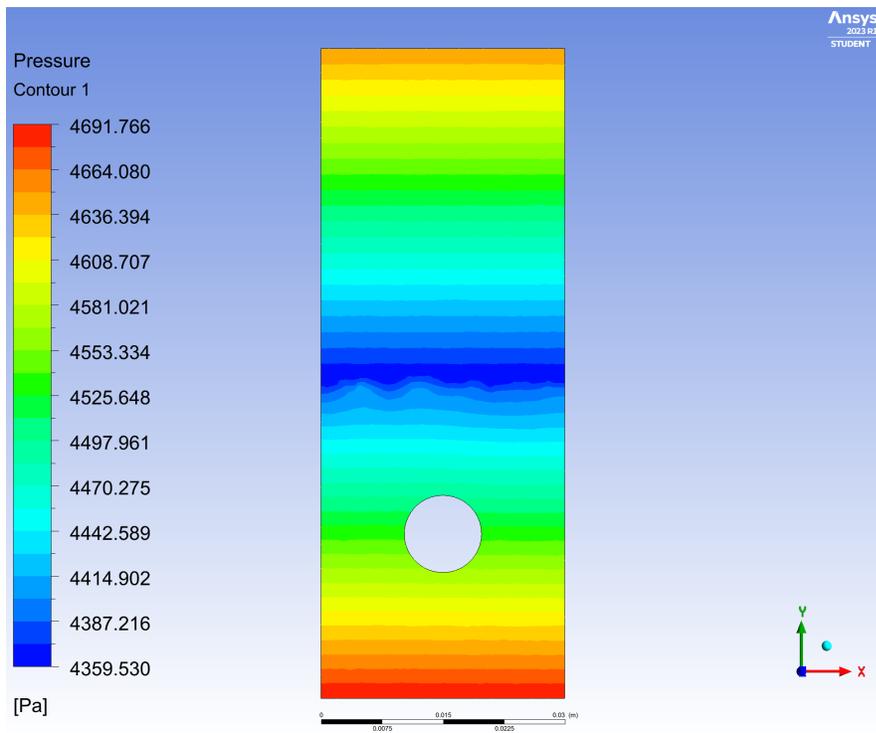


Figura 0.7: Presión caso 65°C, para el tiempo  $t=0s$ .

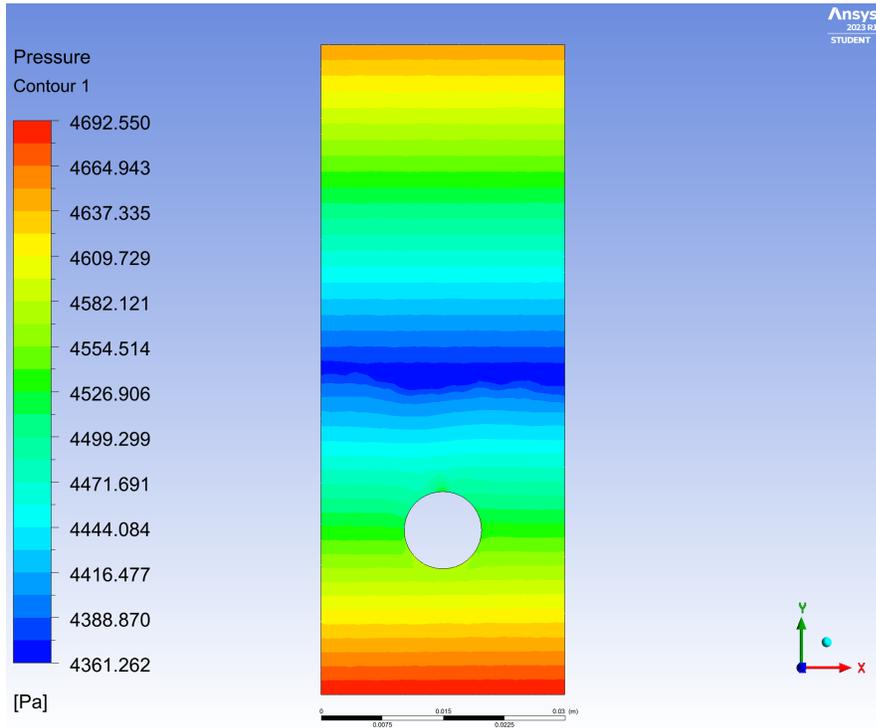


Figura 0.8: Presión caso 65°C, para el tiempo  $t=3s$ .

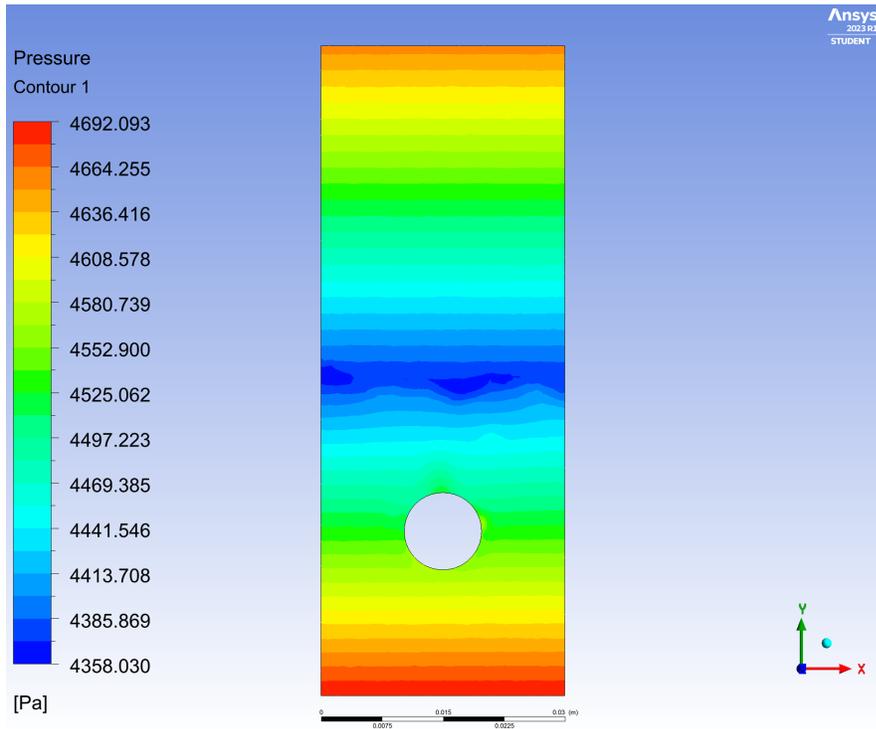


Figura 0.9: Presión caso 65°C, para el tiempo  $t=5s$ .

- Energía cinética turbulenta



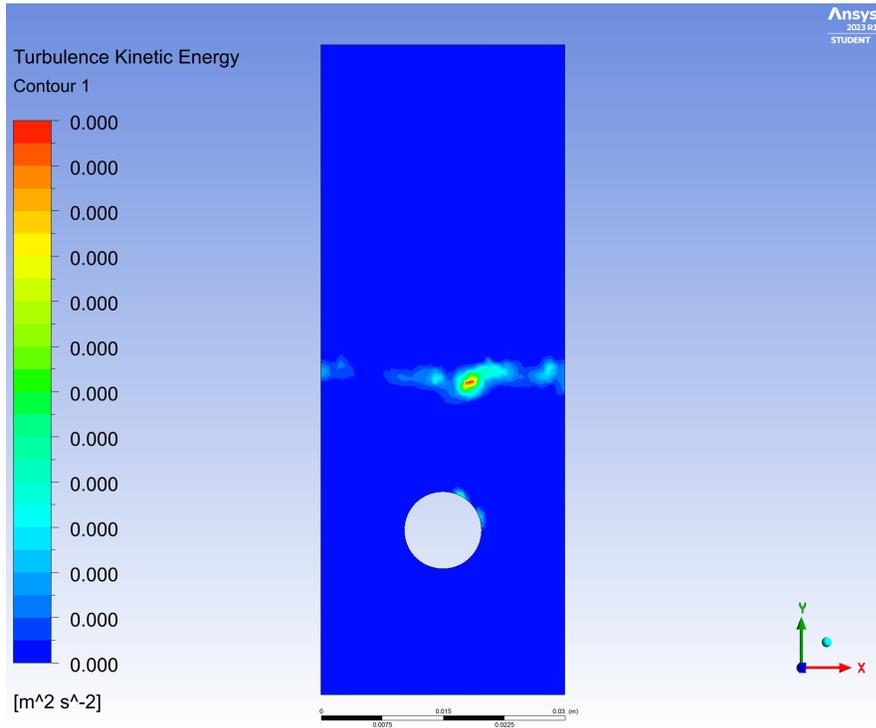


Figura 0.12: Energía cinética turbulenta caso 65°C, para el tiempo  $t=5s$ .

### 0.1.2. Caso 3: Agua auxiliar a 70°C

- Comportamiento general de la temperatura

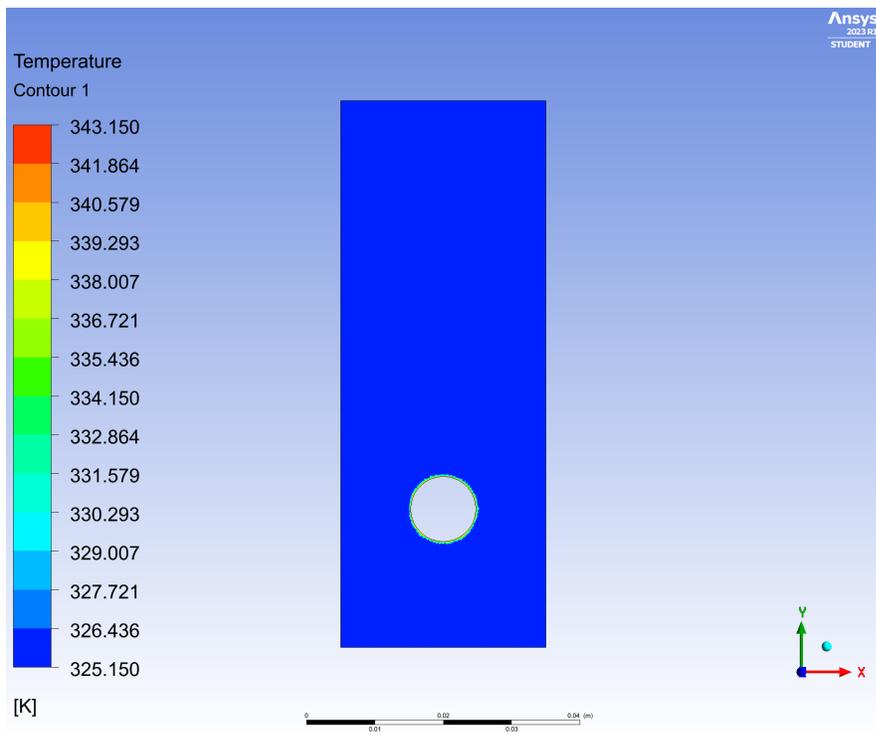


Figura 0.13: Temperatura caso 70°C, para el tiempo  $t=0s$ .

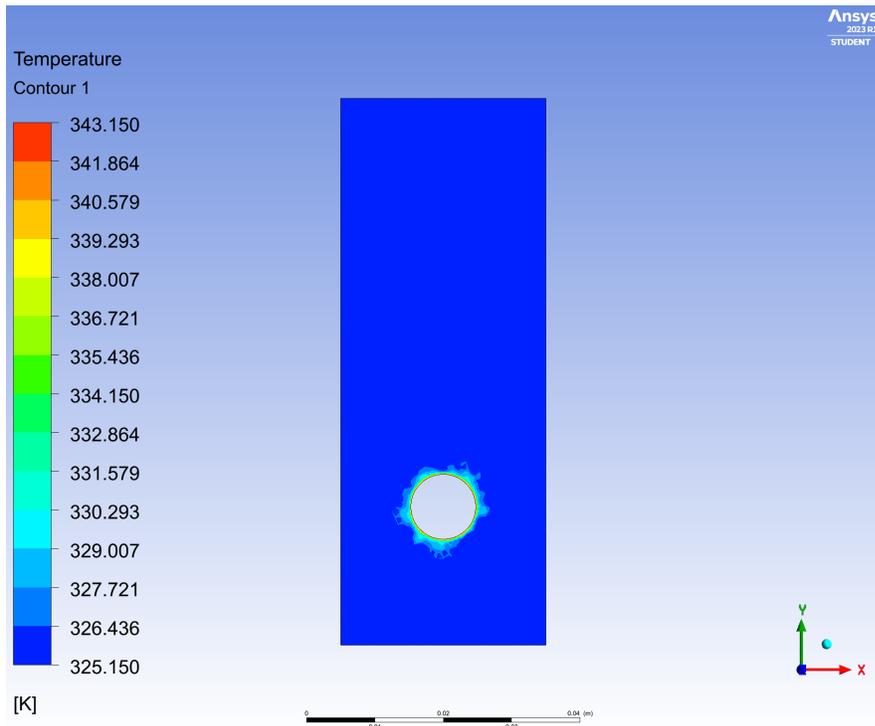


Figura 0.14: Temperatura caso 70°C, para el tiempo  $t=3s$ .

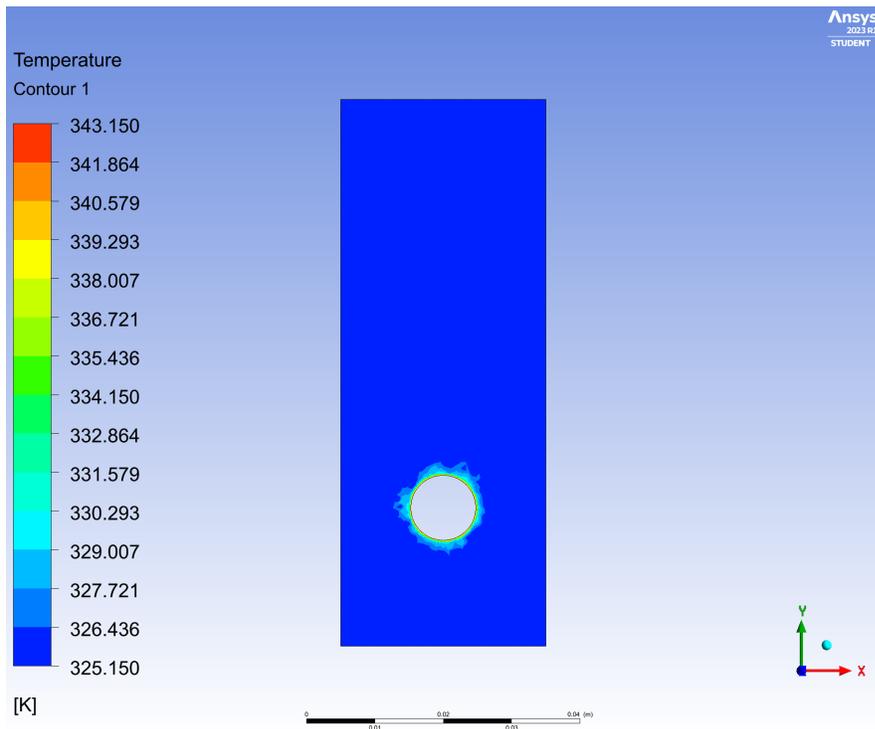


Figura 0.15: Temperatura caso 70°C, para el tiempo  $t=5s$ .

- Fracción de volumen de fases en la solución

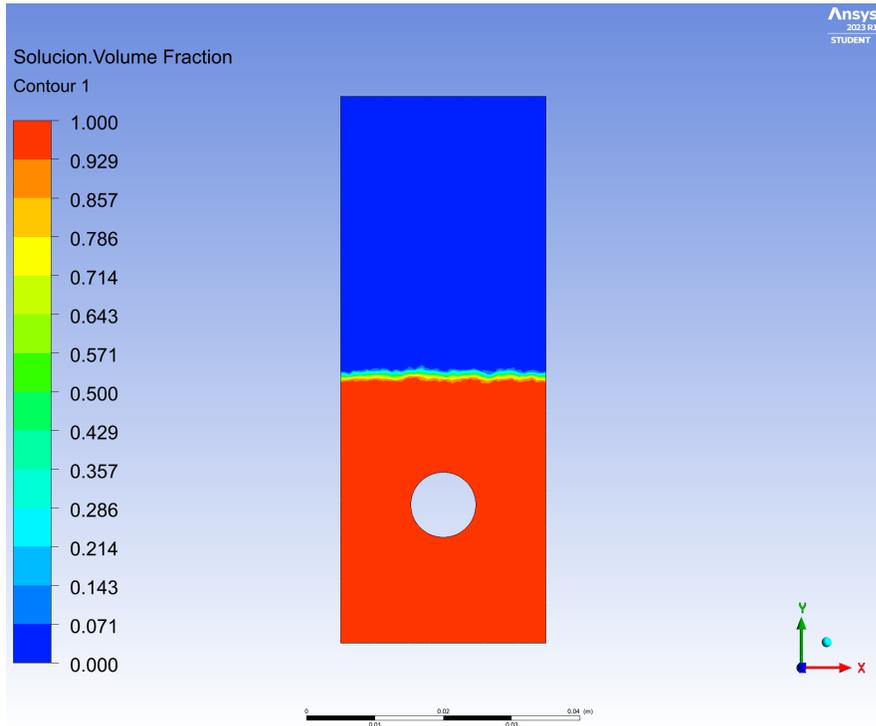


Figura 0.16: Fracción de volumen caso 70°C, para el tiempo  $t=0s$ .

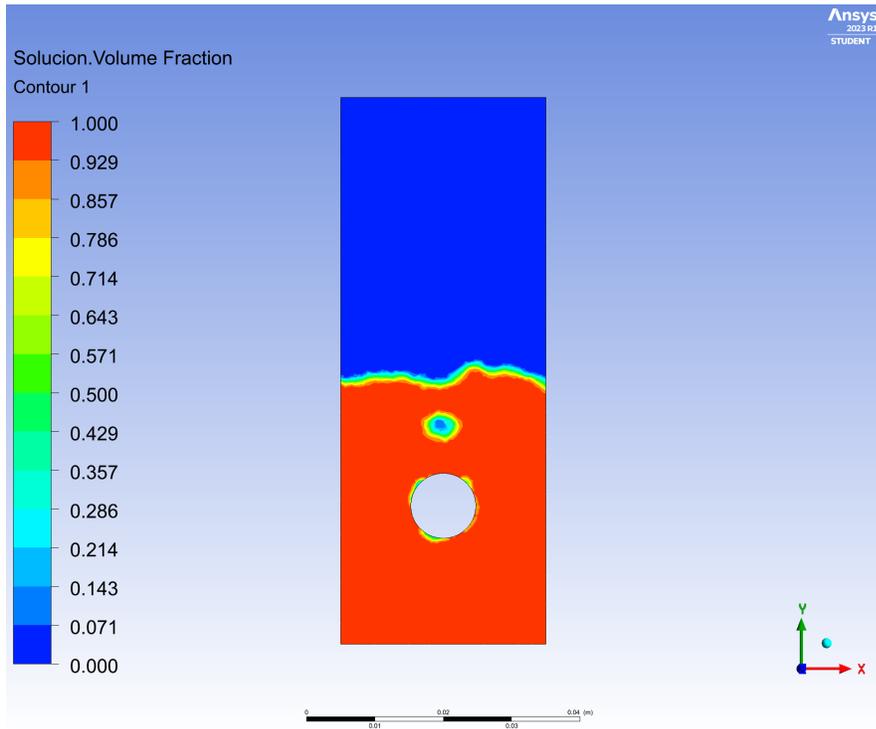


Figura 0.17: Fracción de volumen caso 70°C, para el tiempo  $t=3s$ .

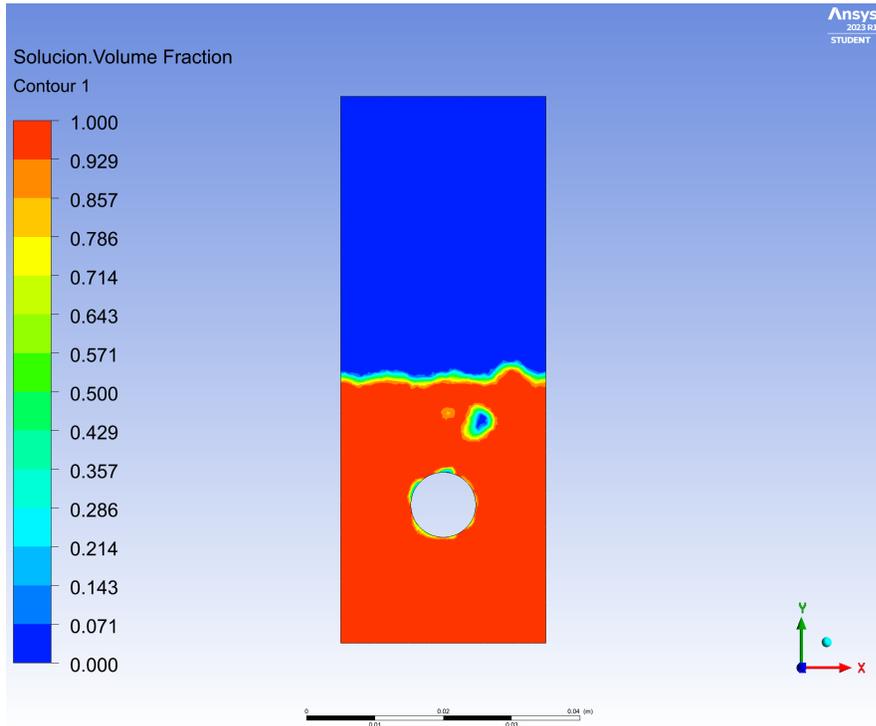


Figura 0.18: Fracción de volumen caso 70°C, para el tiempo  $t=5s$ .

- Presión en el volumen de control

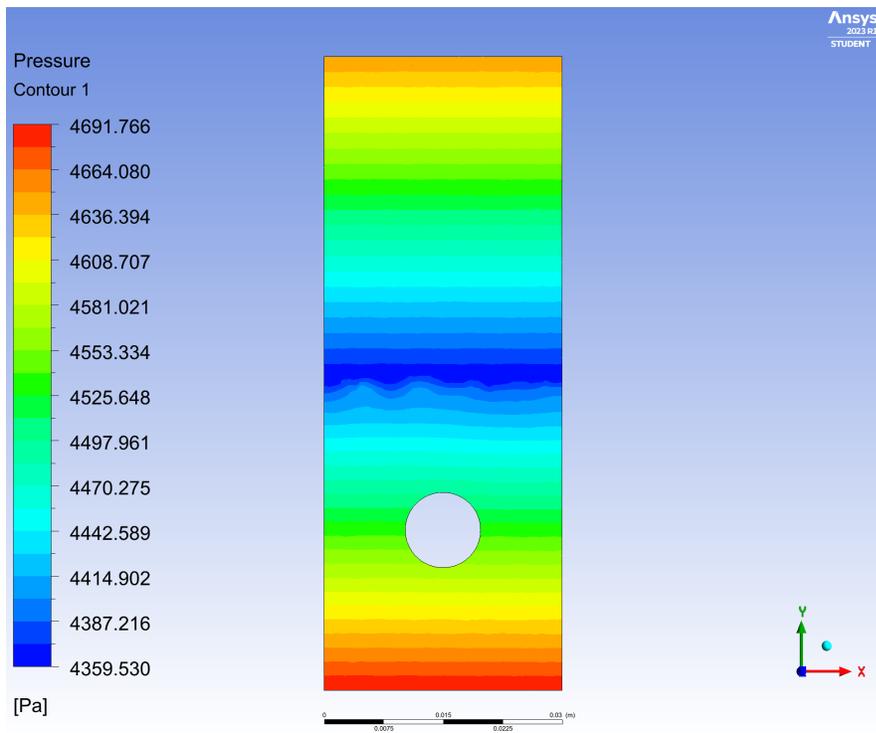


Figura 0.19: Presión caso 70°C, para el tiempo  $t=0s$ .

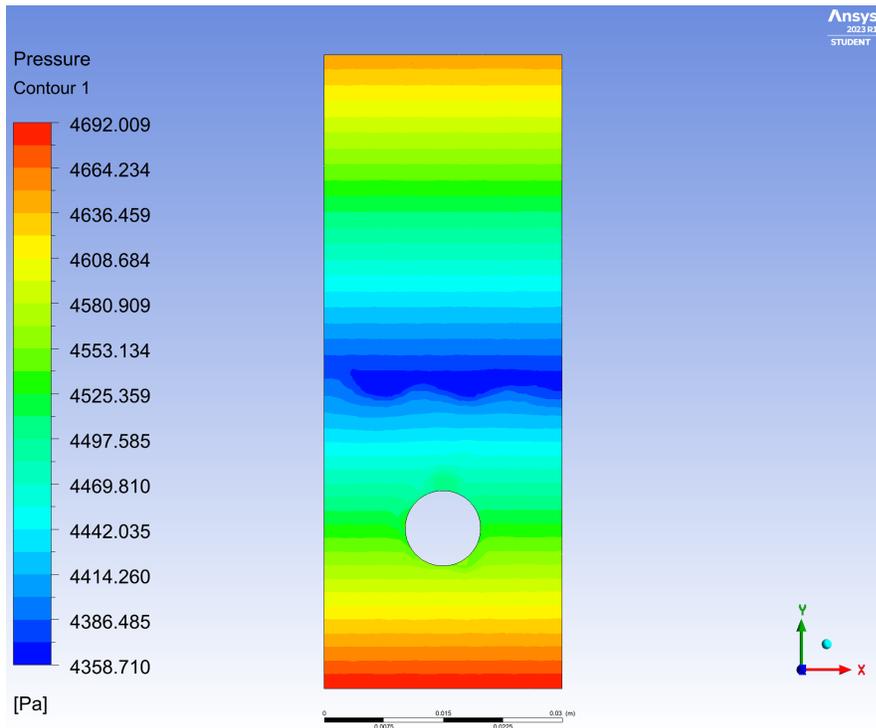


Figura 0.20: Presión caso 70°C, para el tiempo  $t=3s$ .

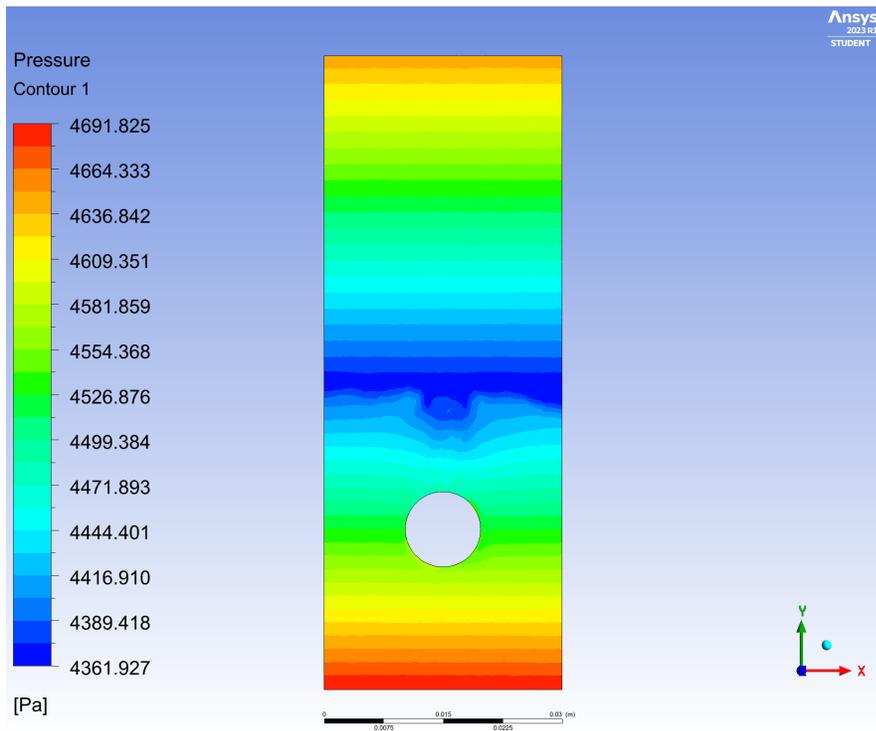


Figura 0.21: Presión caso 70°C, para el tiempo  $t=5s$ .

- Energía cinética turbulenta



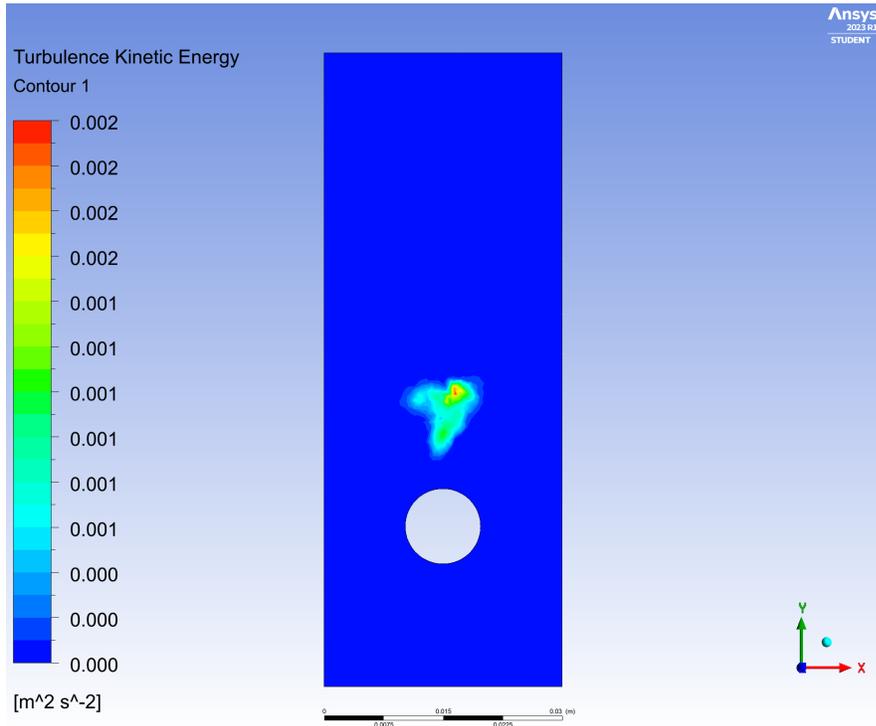


Figura 0.24: Energía cinética turbulenta caso 70°C, para el tiempo t=5s.

### 0.1.3. Caso 4: Agua auxiliar a 75°C

- Comportamiento general de la temperatura

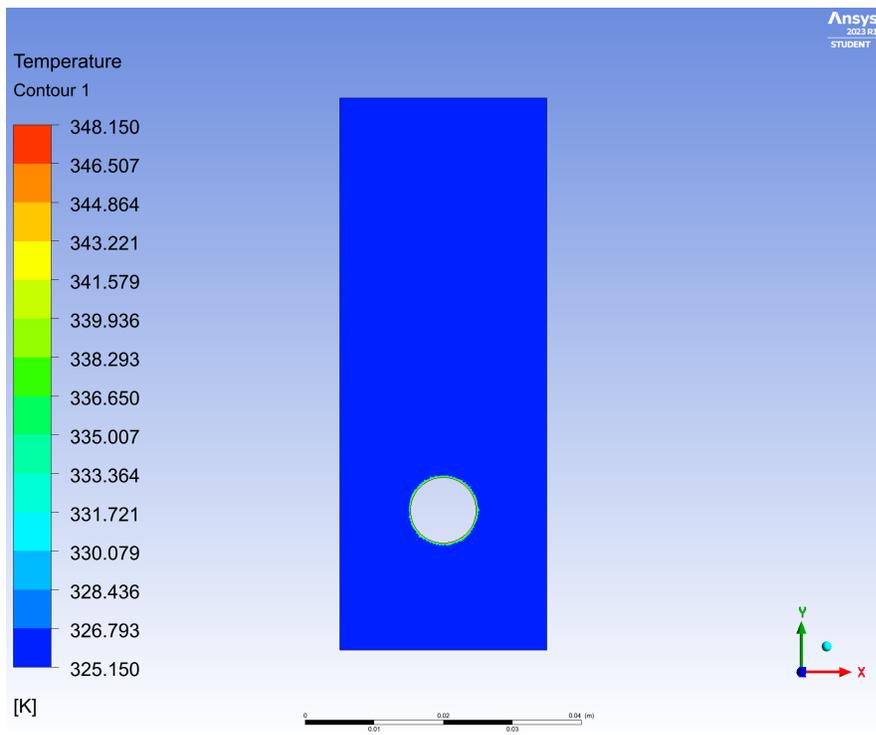


Figura 0.25: Temperatura caso 75°C, para el tiempo t=0s.

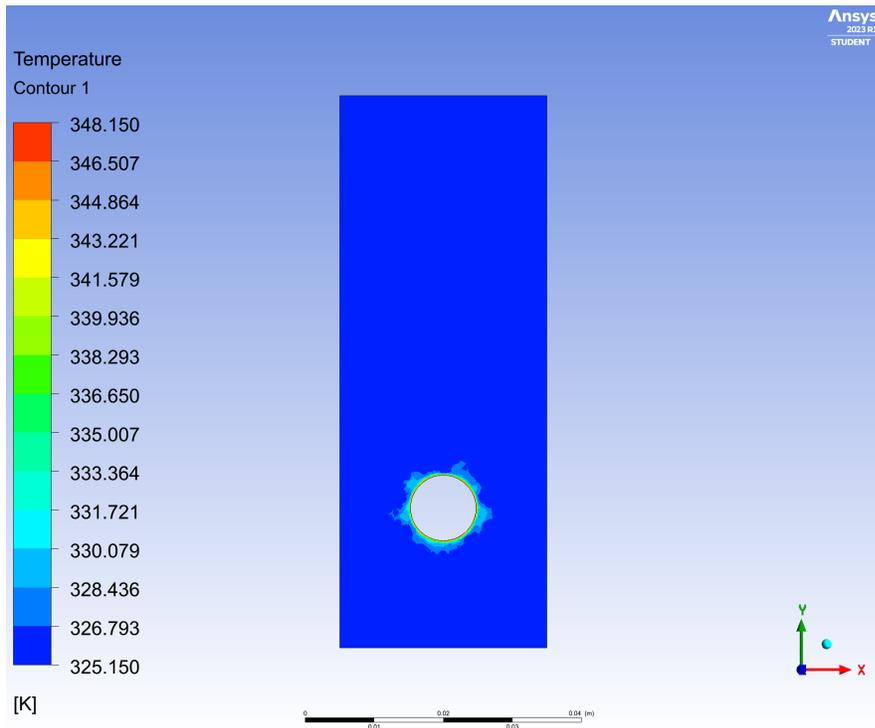


Figura 0.26: Temperatura caso 75°C, para el tiempo  $t=3s$ .

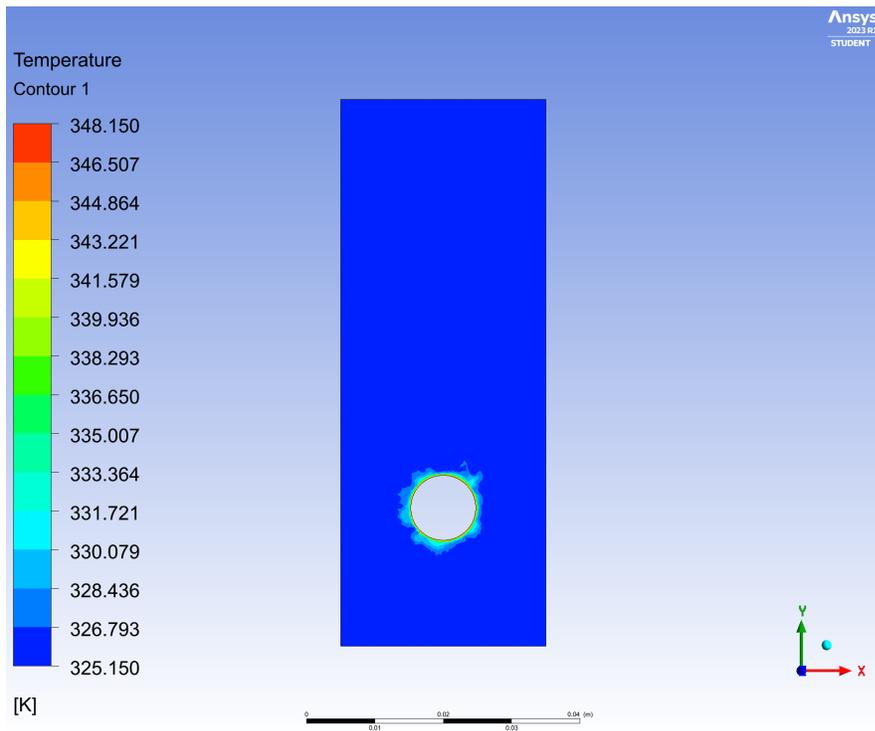


Figura 0.27: Temperatura caso 75°C, para el tiempo  $t=5s$ .

- Fracción de volumen de fases en la solución

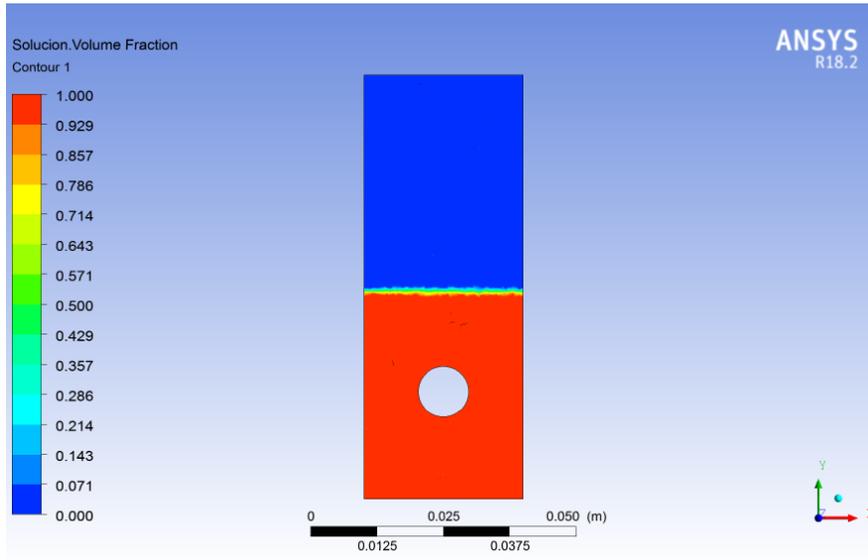


Figura 0.28: Fracción de volumen caso 75°C, para el tiempo  $t=0s$ .

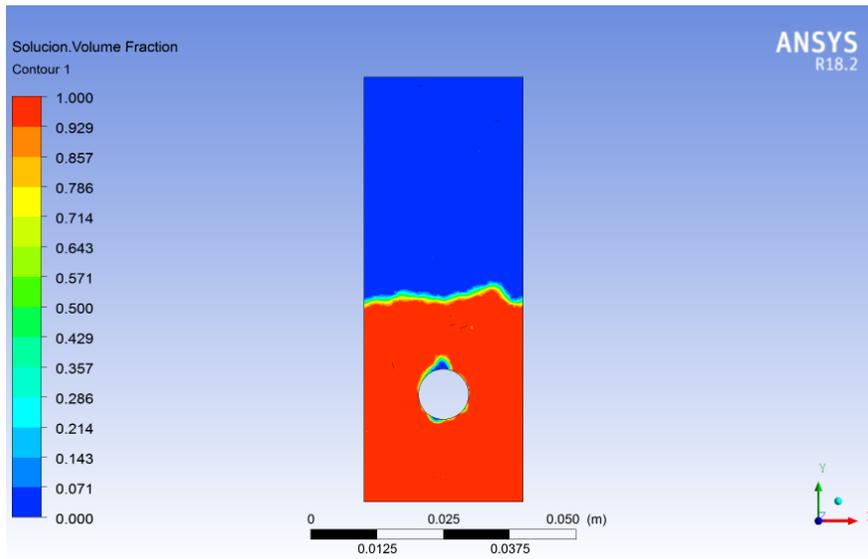


Figura 0.29: Fracción de volumen caso 75°C, para el tiempo  $t=3s$ .

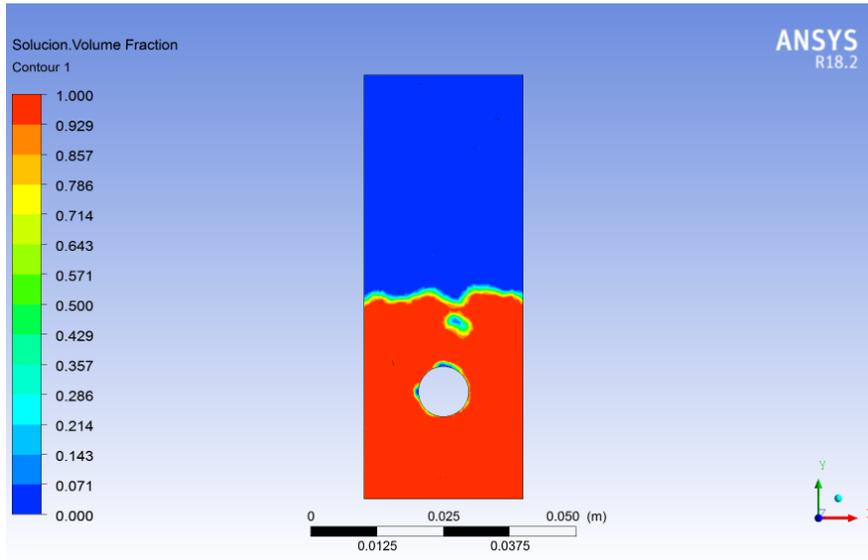


Figura 0.30: Fracción de volumen caso 75°C, para el tiempo  $t=5s$ .

- Presión en el volumen de control

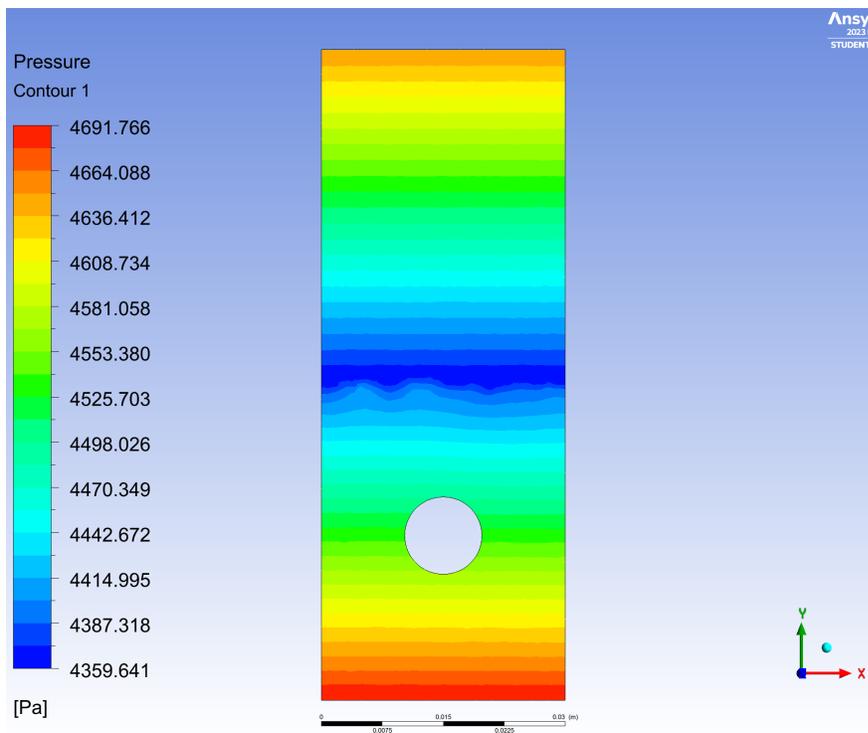


Figura 0.31: Presión caso 75°C, para el tiempo  $t=0s$ .

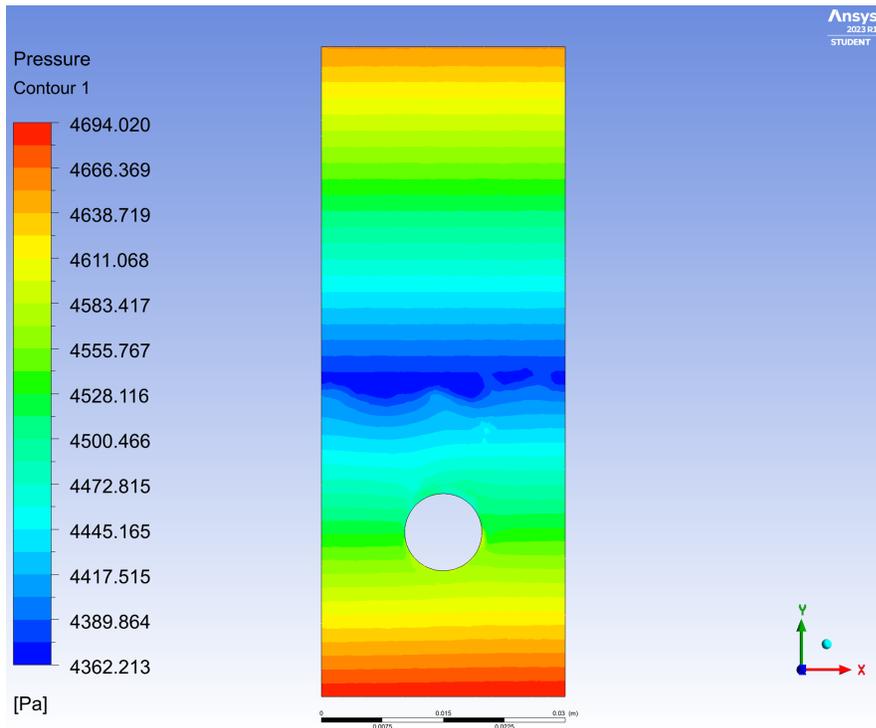


Figura 0.32: Presión caso 75°C, para el tiempo  $t=3s$ .

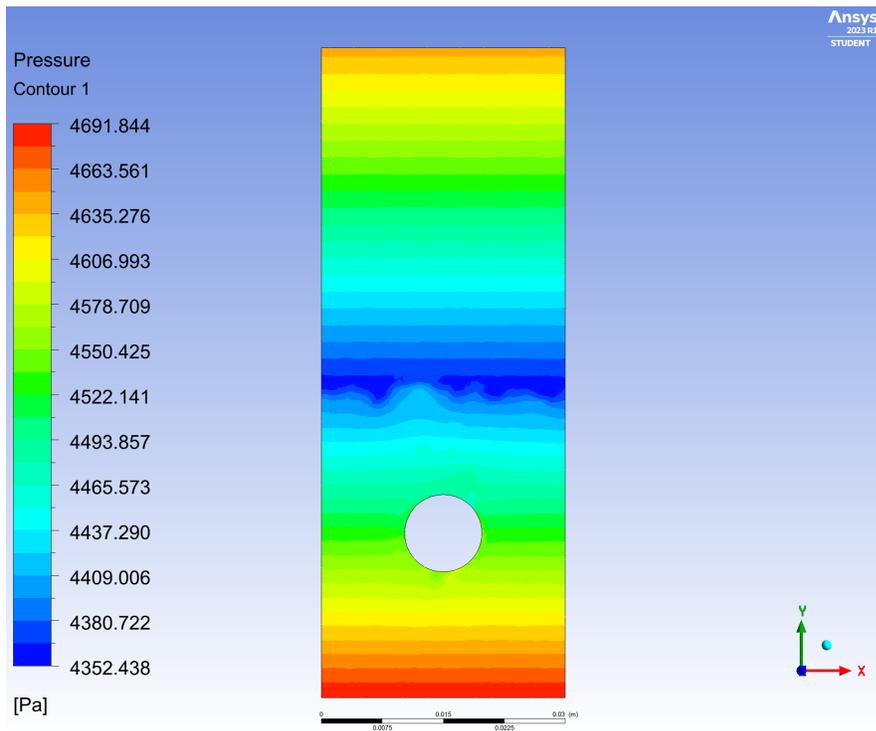


Figura 0.33: Presión caso 75°C, para el tiempo  $t=5s$ .

- Energía cinética turbulenta



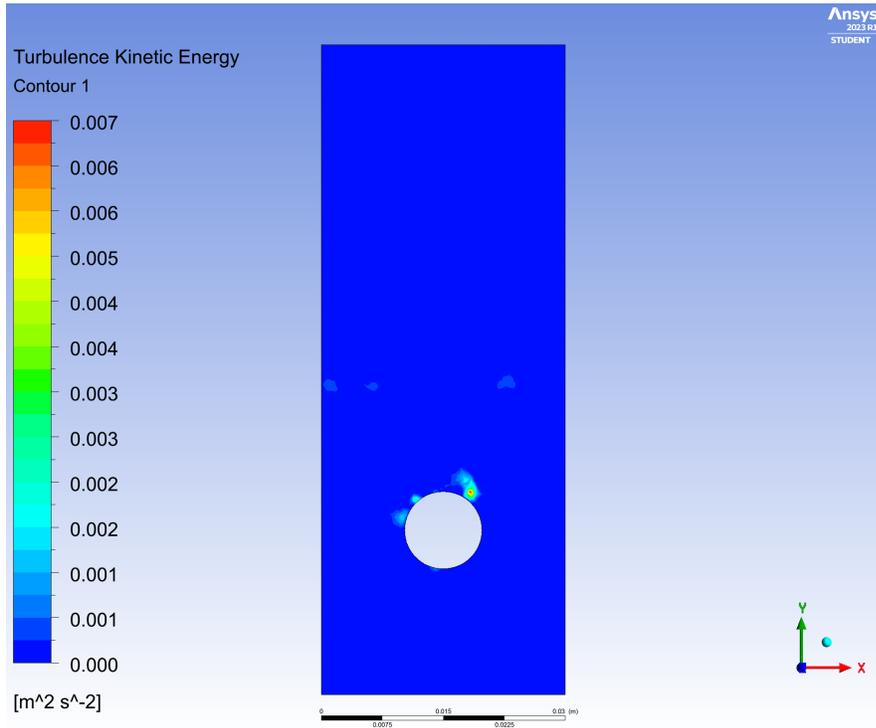


Figura 0.36: Energía cinética turbulenta caso 75°C, para el tiempo  $t=5s$ .

#### 0.1.4. Caso 5: Agua auxiliar a 80°C

- Comportamiento general de la temperatura

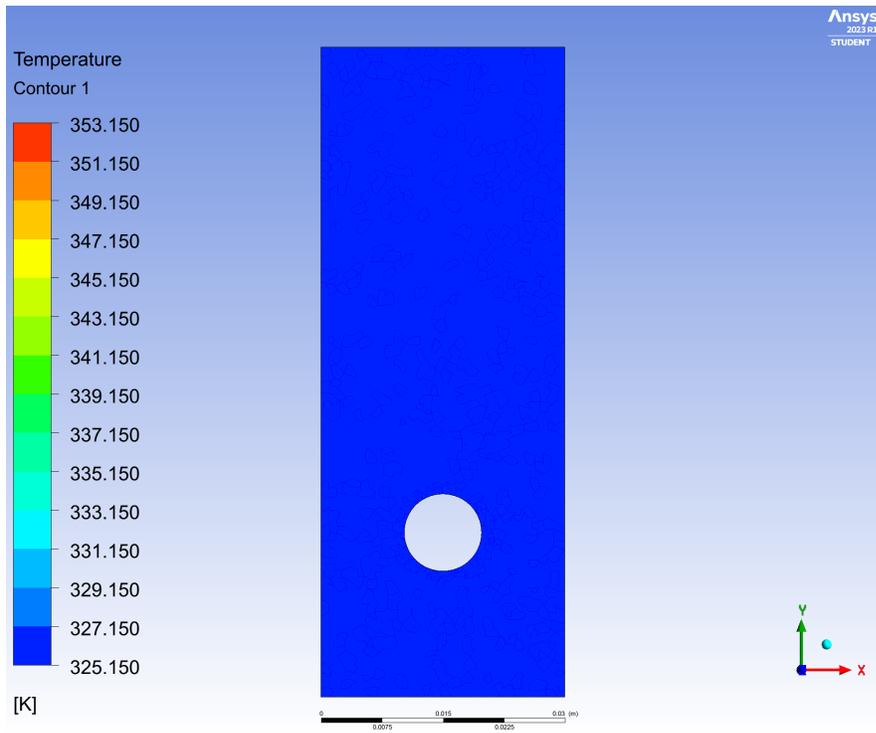


Figura 0.37: Temperatura caso 80°C, para el tiempo  $t=0s$ .

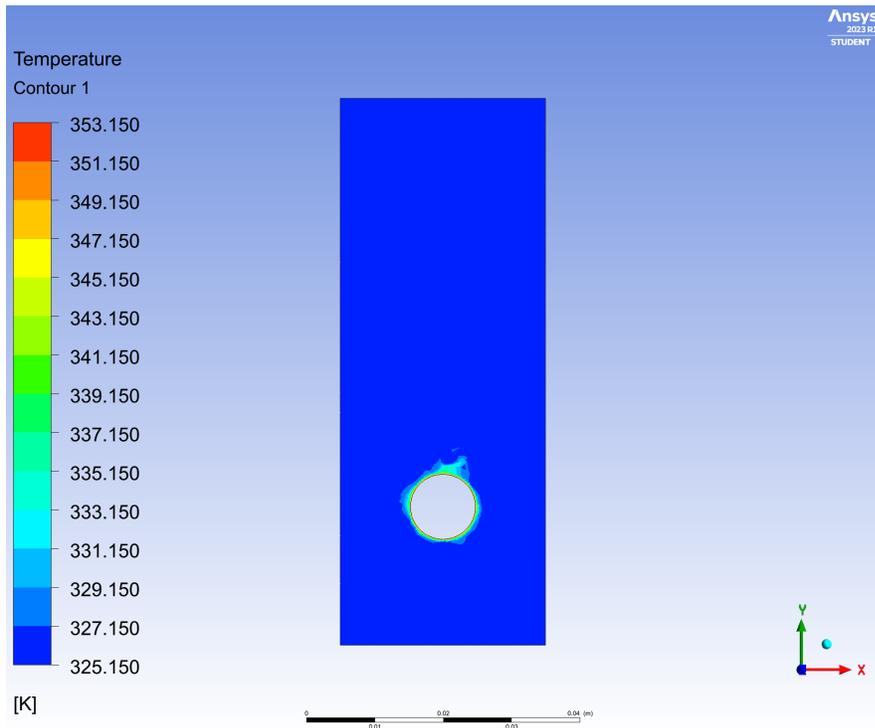


Figura 0.38: Temperatura caso 80°C, para el tiempo  $t=3s$ .

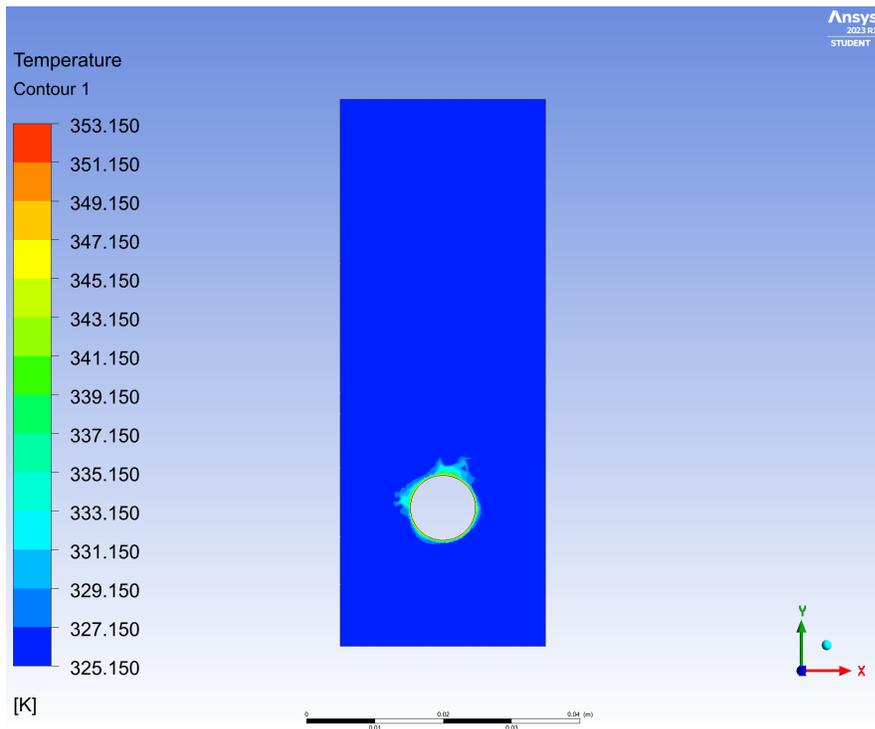


Figura 0.39: Temperatura caso 80°C, para el tiempo  $t=5s$ .

- Fracción de volumen de fases en la solución

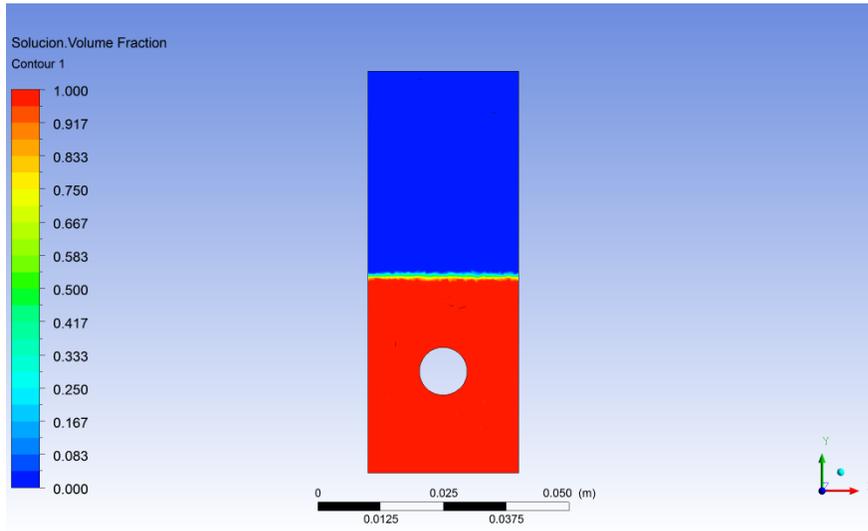


Figura 0.40: Fracción de volumen caso 80°C, para el tiempo  $t=0s$ .

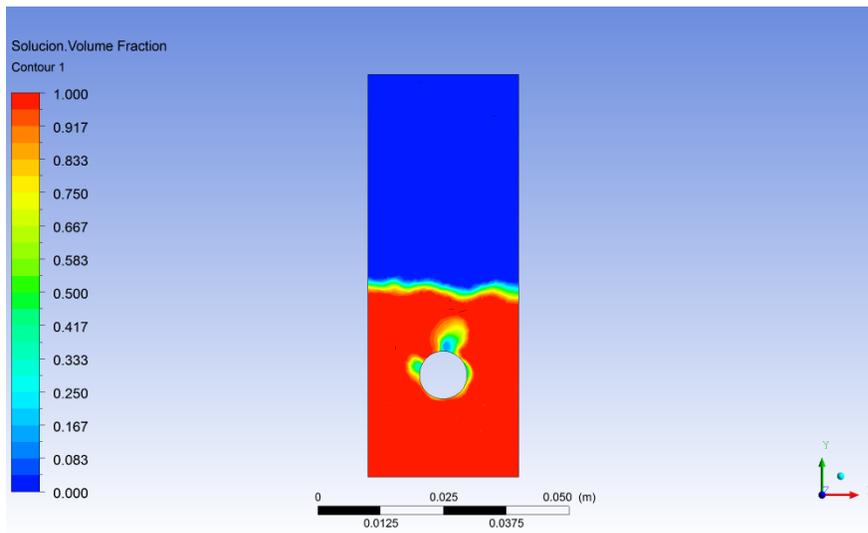


Figura 0.41: Fracción de volumen caso 80°C, para el tiempo  $t=3s$ .

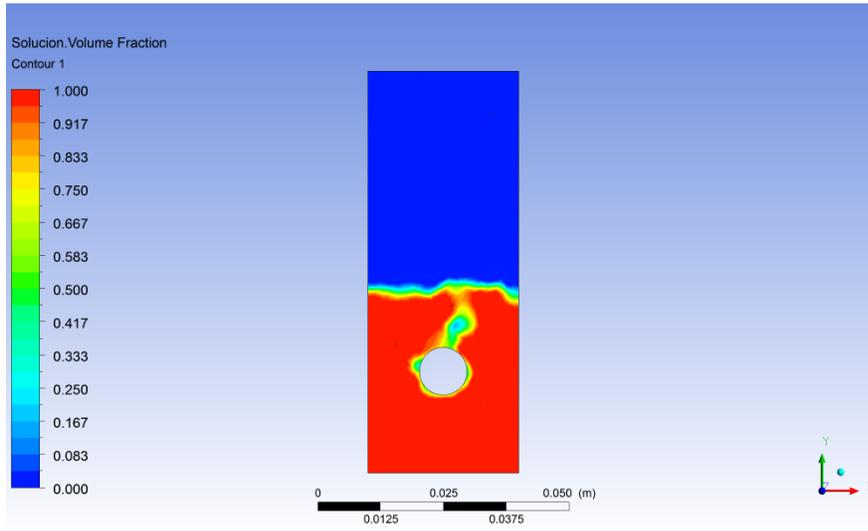


Figura 0.42: Fracción de volumen caso 80°C, para el tiempo  $t=5s$ .

- Presión en el volumen de control

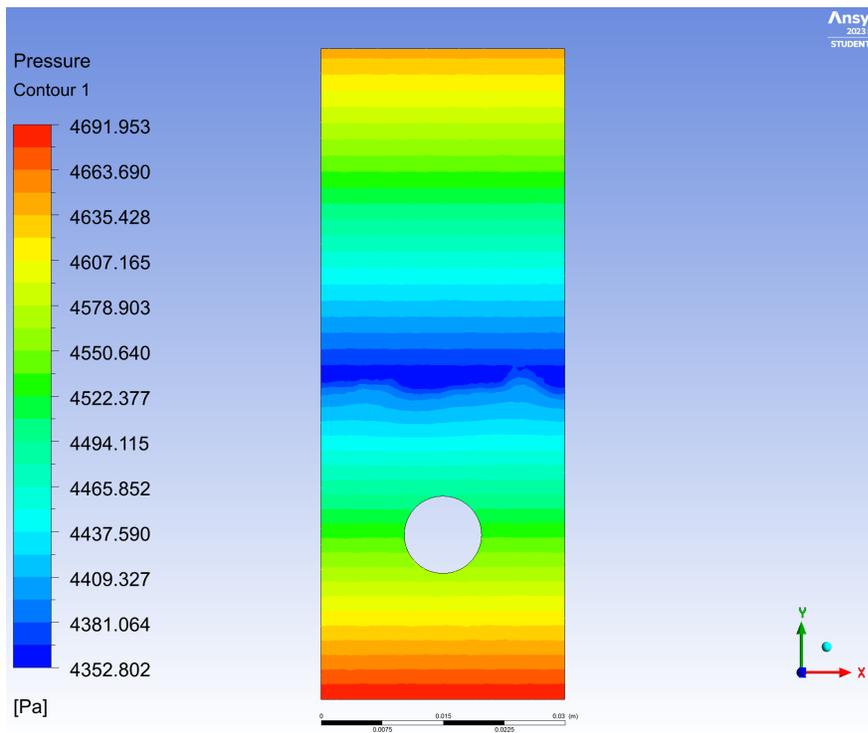


Figura 0.43: Presión caso 80°C, para el tiempo  $t=0s$ .

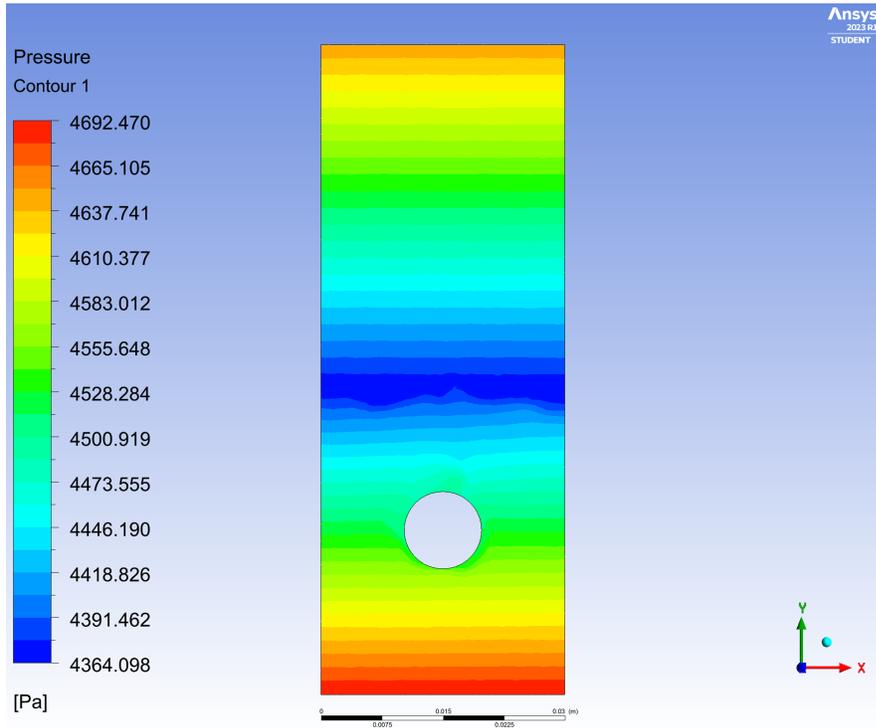


Figura 0.44: Presión caso 80°C, para el tiempo  $t=3s$ .

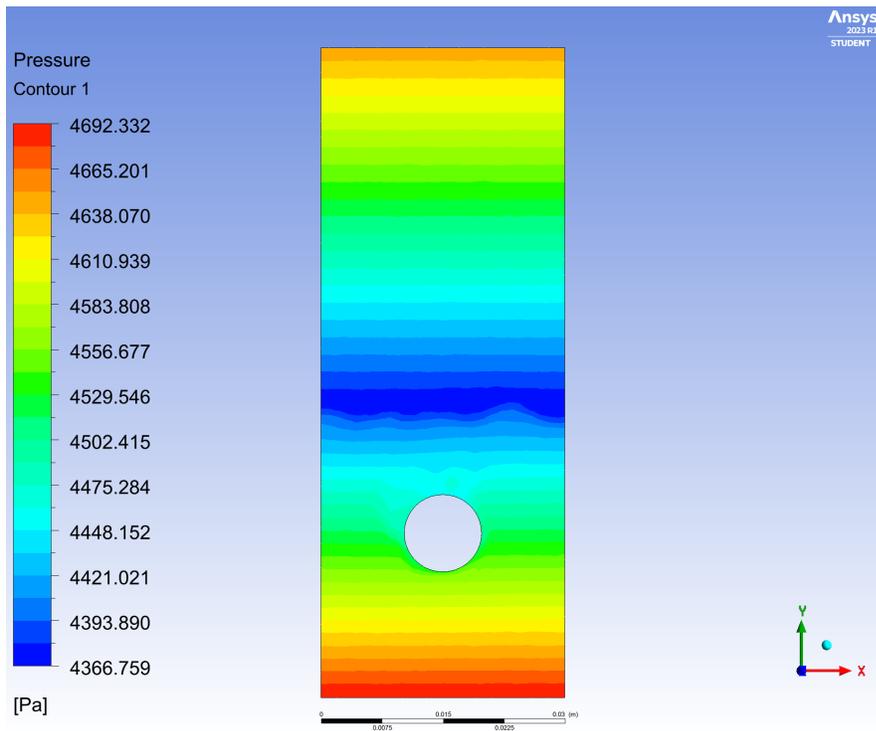


Figura 0.45: Presión caso 80°C, para el tiempo  $t=5s$ .

- Energía cinética turbulenta



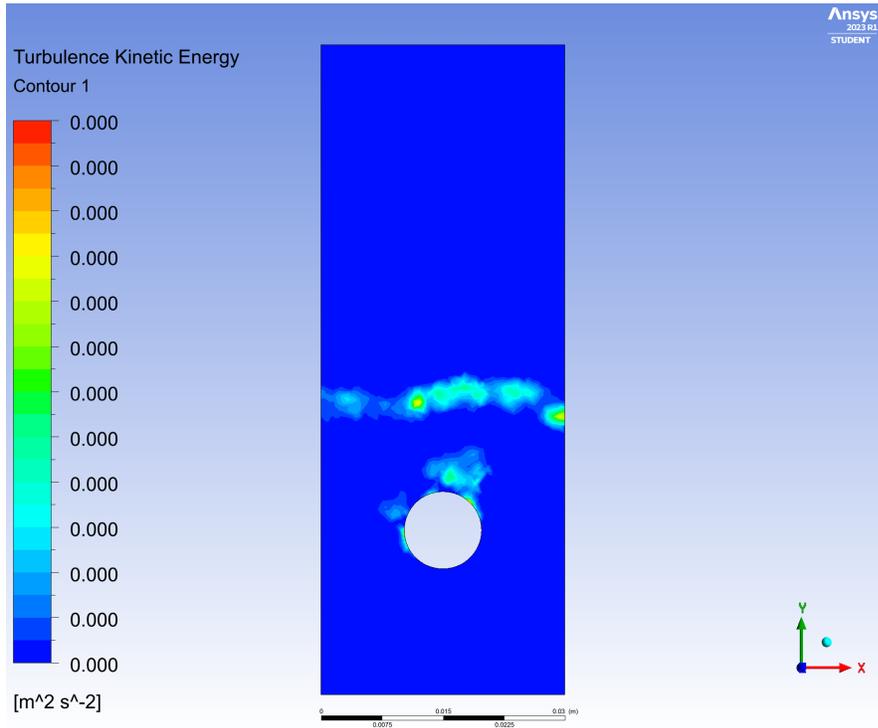


Figura 0.48: Energía cinética turbulenta caso 80°C, para el tiempo  $t=5s$ .