

DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR PARA UN PROTOTIPO POTABILIZADOR DE AGUA

NICOLÁS ZULUAGA MONTOYA

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

**Mario Alejandro Sánchez Posada, Ingeniero mecánico,
magister en ingeniería con énfasis en energía**



**UNIVERSIDAD EIA
INGENIERÍA MECÁNICA
ENVIGADO
2019**

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN.....	11
1. PRELIMINARES.....	12
1.1 Planteamiento del problema	12
1.2 Objetivos del proyecto	13
1.2.1 Objetivo General.....	13
1.2.2 Objetivos Específicos	13
1.3 Marco de referencia.....	13
1.3.1 Antecedentes.....	13
1.3.2 Marco teórico.....	14
2. METODOLOGÍA.....	34
3. DESARROLLO	35
3.1 Colector.....	35
3.1.1 Diseño conceptual	35
3.1.2 Cálculos.....	42
3.1.3 Simulación del colector solar	53
3.2 Condensador	59
3.2.1 Diseño conceptual	59
3.2.2 Cálculos.....	64
3.2.3 Simulación del condensador.....	69
4. PRESENTACIÓN Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	78
4.1 Colector.....	78

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

4.1.1	Cálculos.....	78
4.1.2	Simulación parte 1.....	80
4.1.3	Simulación parte 2.....	84
4.2	Condensador.....	86
4.2.1	Cálculos.....	86
4.2.2	Simulación parte 1.....	87
4.2.3	Simulación parte 2.....	88
5.	CONCLUSIONES Y CONSIDERACIONES FINALES.....	91
6.	ANEXOS	92
7.	REFERENCES	93
8.	REFERENCIAS.....	95

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Requerimientos de usuario para colector	35
Tabla 2. Definición métrica	36
Tabla 3. Matriz morfológica.....	40
Tabla 4. Matriz de selección	41
Tabla 5. Condiciones de trabajo	42
Tabla 6. Descripción de dimensiones del colector	45
Tabla 7. Parámetros de calidad de la malla	54
Tabla 8. Condiciones de frontera	55
Tabla 9. Criterios de convergencia.....	56
Tabla 10. Parámetros de calidad de la malla	57
Tabla 11. Condiciones de frontera	58
Tabla 12. Requerimientos de usuario para condensador	59
Tabla 13. Definición métrica.....	60
Tabla 14. Matriz morfológica.....	62
Tabla 15. Matriz de selección	64
Tabla 16. Consideraciones	65
Tabla 17. Parámetros de calidad de la malla	70
Tabla 18. Parámetros de entrada	72
Tabla 19. Criterios de convergencia.....	73
Tabla 20. Parámetros de calidad de la malla	74

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

Tabla 21. Condiciones de frontera	76
Tabla 22. Criterio de convergencia	77
Tabla 23. Resultados Caso de Medellín.....	78
Tabla 24. Resultados Caso de la Guajira.....	79
Tabla 25. Relación de coeficiente convectivo	82
Tabla 26. Relación temperatura de la placa.....	83
Tabla 27. Relación de velocidades	84
Tabla 28. Resultados caso de Medellín	86
Tabla 29. Resultados caso de Guajira	86
Tabla 30. Redimensionamiento del condensador	90

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

LISTA DE FIGURAS

Ilustración 1. Intercambiador de calor de coraza y tubos. (nauticexpo, n.d.)	15
Ilustración 2. Intercambiador de calor tipo plato (Incropera & Witt, 1999).....	16
Ilustración 3 Tubos concéntricos (Universitat politécnica de Catalunya, 2019).....	17
Ilustración 4. Intercambiador de flujo paralelo (Cengel, 2007).....	17
Ilustración 5. Intercambiador de calor de contraflujo (Cengel, 2007).	18
Ilustración 6. Intercambiador de calor de flujo cruzado (Cengel, 2007).	19
Ilustración 7. Intercambiador de calor de coraza y tubos de un paso por la coraza y un paso por los tubos (Cengel, 2007).....	19
Ilustración 8. Configuraciones para intercambiador de calor de coraza y tubos de un paso por la coraza y varios pasos por los tubos (Cengel, 2007).	20
Ilustración 9. Intercambiador de calor regenerativo e intercambiador no-regenerativo [viii].	21
Ilustración 10. Esquema colector solar de placa plana (Universidad Nacional, 2006)	22
Ilustración 11. Componentes típicos de un colector solar de placa plana. (<i>Marioloureiro</i> , 2019)	22
Ilustración 12. Colector solar tubos con vacío. (Network, 2015).....	23
Ilustración 13. Colectores cuenco parabólico (CIC, 2008).....	24
Ilustración 14. Conservación de la masa en un elemento infinitesimal de fluido.....	29
Ilustración 15. Fuerzas superficiales actuando en el elemento diferencial de volumen	31
Ilustración 16. Calor adicionado en la dirección X.....	32
Ilustración 17. Caja negra Colector solar	38
Ilustración 18. Diagrama de funciones	38
Ilustración 19. Elementos del colector solar	44
Ilustración 20. Esquema representativo del tipo de placa absorbente y tubería	45

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

Ilustración 21. Circuito de resistencias colector.....	49
Ilustración 22. Circuito de resistencias para dimensionamiento de aislamiento.....	52
Ilustración 23. Dimensiones del dominio de aire	53
Ilustración 24 .Gráficas de calidad de malla.....	54
Ilustración 25.Condiciones de frontera.....	55
Ilustración 26. Tubería y placa plana	57
Ilustración 27.Gráficas de calidad de malla.....	58
Ilustración 28.Condiciones de frontera.....	58
Ilustración 29. Caja negra	61
Ilustración 30. Diagrama de funciones	62
Ilustración 31. Descripción del condensador.....	66
Ilustración 32. circuito de resistencias condensador	68
Ilustración 33. Dimensiones del dominio de aire	70
Ilustración 34. Gráficas de calidad de malla 1	71
Ilustración 35. Condiciones de frontera.....	72
Ilustración 36. Condensador	74
Ilustración 37.Gráficas de calidad de malla.....	75
Ilustración 38. Condiciones de frontera.....	76
Ilustración 39. Distribución de temperaturas sobre el colector	80
Ilustración 40. Perfil de velocidad del aire	81
Ilustración 41. Coeficiente de convección sobre la cubierta	81
Ilustración 42. Distribución de temperatura en la placa absorbente	82
Ilustración 43. Flujo de calor sobre la placa absorbente.....	83

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

Ilustración 44. Velocidad del agua dentro de la tubería.....	84
Ilustración 45. Distribución de temperatura para el agua	85
Ilustración 46. Perfil de velocidad del aire externo	87
Ilustración 47. Distribución del coeficiente convectivo.....	88
Ilustración 48. Temperatura del fluido.	89
Ilustración 49. Fracción volumétrica de agua líquida.....	90

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

RESUMEN

En el siguiente documento se presenta el desarrollo del trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico.

El proyecto llamado “Diseño de intercambiadores de calor para un prototipo potabilizador de agua” se enmarca en la problemática planteada anteriormente por los estudiantes Esteban Lozada Giraldo y Mateo Sánchez Monsalve sobre la escasez de agua en las zonas costeras más remotas de Colombia. Sin embargo, el prototipo presentado por Esteban y Mateo no alcanzó los resultados esperados debido a una falla crítica en el diseño de los intercambiadores de calor, lo cual impidió la evaporación de agua y, por ende, la toma de datos para verificar el funcionamiento del prototipo.

Este proyecto pretende como tal el diseño de los intercambiadores de calor necesarios para para el prototipo de desalinización de agua que corresponden a un colector solar y a un condensador con un caudal requerido de dicho prototipo de 18 L/día. En el proyecto se realizó un dimensionamiento con base en teoría de diseño de intercambiadores de calor y colectores para luego simular las geometrías calculadas mediante software CFD, luego comparar los resultados de los cálculos, simulación y finalmente realizar ajustes al diseño base.

Palabras clave: CFD (dinámica de fluidos computacional), diseño, intercambiador, prototipo.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

ABSTRACT

The proposal and development for mechanical engineering undergraduate thesis is presented in the following document.

The project called “Development of heat exchangers for a water purification prototype” is framed in the problematic raised previously by the students Esteban Lozada Giraldo and Mateo Sanchez Monsalve about the scarcity of water in the most remote coastal areas of Colombia. Whereas, the prototype presented by Esteban and Mateo didn't reach the expected results due to a critical failure in the design of the heat exchangers, which avoided the evaporation of the water, therefore, the collection of the data to verify the operation of the prototype.

This project pretends to reach the design of the heat exchangers needed for the operation of the prototype for water purification that are a solar collector and a condenser to reach the flow rate necessary in this prototype of 18 L/dia. In this project were made a sizing of the exchangers based on design theories of solar collectors and condensers then Doing a CFD simulation from the designs previously made, comparing the results from the calculations, the simulations and finally adjusting the base design.

Keywords: CDF (computer fluid dynamics), thermal design, heat exchangers.

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de grado se encuentra basado en la problemática sufrida en la operación de un prototipo de desalinización solar específicamente en sus intercambiadores de calor (colector solar y condensador), planteado por planteado por Lozada y Sánchez en el año 2016 (Lozada & Sánchez), dos estudiantes de ingeniería mecatrónica de la Universidad EIA. En el cual se obtuvo un resultado insatisfactorio del prototipo debido a que se no logró evaporar y condensador el caudal de diseño durante la operación del equipo.

Por lo anterior, se usarán metodologías de diseño basadas en teoría ingenieril y experimental; verificando estos diseños por medio de dinámica de fluidos computacional realizada a los intercambiadores (colector y condensador).

1. PRELIMINARES

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En el año 2015, la ONU adoptó los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) “como un llamado universal para poner fin a la pobreza, proteger el planeta y garantizar que todas las personas gocen de paz y prosperidad para 2030” (PNUD, 2019). El ODS número 6 hace énfasis en el agua limpia y el saneamiento, ya que la escasez de recursos hídricos y la mala calidad del agua tienen repercusiones significativas en la seguridad alimentaria y los medios de subsistencia (Naciones Unidas, 2019). Para el 2015, el 90% de la población mundial contaba con acceso a una fuente mejorada de suministro de agua, sin embargo, más de 660 millones de personas aún carecían de este.

En Colombia, la Constitución Política define el bienestar general y el mejoramiento de la calidad de vida como una finalidad del Estado: “será objetivo fundamental de su actividad la solución de las necesidades insatisfechas de salud, de educación, de saneamiento ambiental y de agua potable” (Const., 1991, art. 366). No obstante, según cifras del DANE, en el año 2016 en Colombia el 92.3% de los habitantes tenían acceso a métodos de abastecimiento de agua adecuados¹; esto se traduce en más de 3 millones y medio de personas con dificultades para conseguir este recurso (ILAC, 2017). Uno de los departamentos más afectados es La Guajira, donde el 83.7% de la población vive sin agua limpia y 9 de cada 10 habitantes viven en condiciones de pobreza (Bradshaw-Smith, 2015). Aunque el agua siempre ha sido escasa en el departamento, la falta del recurso ocasionó una crisis humanitaria en el 2014. A pesar de los fallos emitidos por la Corte Constitucional y las medidas cautelares impuestas por la Comisión Interamericana de Derechos Humanos (CIDH) el problema sigue sin resolverse (EL TIEMPO, 2019).

En el año 2016 Lozada y Sánchez estudiantes de la universidad EIA desarrollaron un prototipo para la potabilización de agua de mar como una alternativa para el acceso de la población de la Guajira a agua dulce aprovechando la energía solar mediante un colector solar y la velocidad del viento para un condensador como fuentes para suministrar la energía para el proceso de evaporación y condensación del agua, desafortunadamente dicho desarrollo presentó fallas operativas puesto que no se lograba para evaporar en colector solar y posteriormente condensar el caudal de diseño requerido de aproximadamente 18 L/día.

El problema se puede evidenciar entonces en:

¿Cómo diseñar correctamente los intercambiadores de calor para producir el caudal requerido para el prototipo de desalinización solar?

¹ Los métodos de abastecimiento de agua adecuados son: acueducto, otra fuente por tubería, pozo con bomba y pila pública.

1.2 OBJETIVOS DEL PROYECTO

1.2.1 Objetivo General

Diseñar los intercambiadores de calor para un sistema de desalinización solar que produzca un caudal de agua dulce de 18 litros por día.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Realizar el diseño térmico del condensador y el colector solar para el prototipo potabilizador de agua.
- Dimensionar los intercambiadores de calor para el prototipo potabilizador de agua.
- Validar mediante simulación CFD el dimensionamiento calculado.

1.3 MARCO DE REFERENCIA

1.3.1 Antecedentes

El uso de la desalinización podría generar un impacto enorme en el suministro de agua potable. Debido a que alrededor del 97,5% del agua de la tierra corresponde a agua salada; además, del porcentaje restante correspondiente a agua dulce, el 90% se encuentra en estado sólido en diferentes glaciares ¹.

Existen diversos desarrollados y prototipos para la desalinización de agua de mar, en la Universidad Centroamericana José Simeón Cañas se desarrolló un potabilizador solar el cual plantea un diseño enfocado en el aprovechamiento máximo de los rayos solares, haciendo la estructura del potabilizador en forma de pirámide, y del uso de materiales de bajo costo, tales como bandejas de aluminio forradas en plástico. Para verificar el funcionamiento del prototipo se hicieron cuatro pruebas de diez horas cada una, se midió la radiación media y el volumen desalinizado de líquido cada vez. Con respecto a los resultados obtenidos: se presenta contaminación del agua desalinizada debido a la falta de diseños eficaces para la delimitación de los caudales de agua; y más relevante aún, el hecho de que el proyecto no logró demostrar relación directa entre la radiación solar y el funcionamiento del desalinizador, debido a fallas herméticas en el prototipo que permitían un intercambio directo con el aire (Baires & Montes, 2013).

En el año 2016 los estudiantes Esteban Lozada Giraldo y Mateo Sánchez Monsalve de la universidad EIA desarrollaron un prototipo para la potabilización de agua de mar mediante aprovechamiento de la energía solar con un colector de placa plana para proveer la energía necesaria para la evaporación del agua en el sistema de potabilización. El objetivo principal del trabajo era desarrollar dicho prototipo para una planta potabilizadora de agua de mar para la zona costera de La Guajira que cuenta con un bajo suministro de agua dulce, desafortunadamente durante la evaluación experimental del prototipo no se alcanzaron los

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

caudales de evaporización suficiente para evaluar el proceso de desalinización (Giraldo & Monsalve, 2016).

La organización Tratamiento solar del agua ha diseñado potabilizadores de agua que funcionan con energía solar llamados H2Optima, este es un equipo que salió al mercado en 2017 y pretende con un equipo portátil que funciona con módulos fotovoltaicos como sistema de generación de energía producir energía para aquellos sitios aislados que no cuentan con este recurso, (Tratamiento solar del agua, 2017). Este es uno de los productos mas similar al prototipo que se diseñó por Lozada y Sánchez en el año 2016, sin embargo, es un sistema funcional que ya se encuentra en el mercado un factor diferenciador es que el prototipo de Lozada y Sánchez es un dispositivo de bajo costo que se accesible para aquellas familias sin recursos que no podrían adquirir otro tipo de sistemas de potabilización. La misma organización tiene otras opciones de desalinización como lo es el H2Optima-L que es una versión a gran escala del H2Optima, y que se pretende utilizar en el uso industrial, sin embargo todos estos dispositivos son vendidos en la unión europea, por lo que el acceso es limitado.

1.3.2 Marco teórico

1.3.2.1 Intercambiadores de Calor

La función de los intercambiadores de calor es la transferencia de calor, donde los fluidos involucrados deben estar a temperaturas diferentes. Se debe tener en mente que el calor sólo se transfiere en una sola dirección, del fluido con mayor temperatura hacia el fluido con menor temperatura. Generalmente en los intercambiadores de calor los fluidos utilizados no se encuentran en contacto entre ellos, el calor es transferido gracias al contacto térmico de los fluidos con las paredes que los separa.

1.3.2.2 Tipos de intercambiadores de calor según su construcción

Según su construcción se pueden encontrar intercambiadores de los siguientes tipos:

- Tubos concéntricos
- Placas
- Coraza y tubos
- Intercambiadores compactos

1.3.2.2.1 Coraza y tubos

La construcción más básica y común de los intercambiadores de calor es el de tipo coraza y tubos que se muestra en la Ilustración 1.



Ilustración 1. Intercambiador de calor de coraza y tubos. (nauticexpo, n.d.)

Consiste en un conjunto de tubos que se ubican al interior de un contenedor llamado coraza. En sistemas donde los dos fluidos presentan una gran diferencia entre sus presiones, el líquido con mayor presión se hace circular típicamente a través de los tubos y el líquido con una presión más baja se circula del lado de la coraza, la transferencia de calor se da del fluido caliente que generalmente está dentro de los tubos hacia el fluido que se encuentra dentro de la coraza, por lo tanto, la coraza tiene una entrada y una salida e igualmente los tubos. (Cengel, 2007).

1.3.2.2.2 Plato

El intercambiador de calor de tipo plato, como se muestra en la Ilustración 2, consiste en placas en lugar de tubos para separar a los dos fluidos. Ambos fluidos se alternan entre cada una de las placas. Las placas proveen un área grande de transferencia térmica a cada uno de los fluidos. Por lo tanto, un intercambiador de plato es capaz de transferir más calor con respecto a un intercambiador de coraza y tubos con volumen semejante (Cengel, 2007).

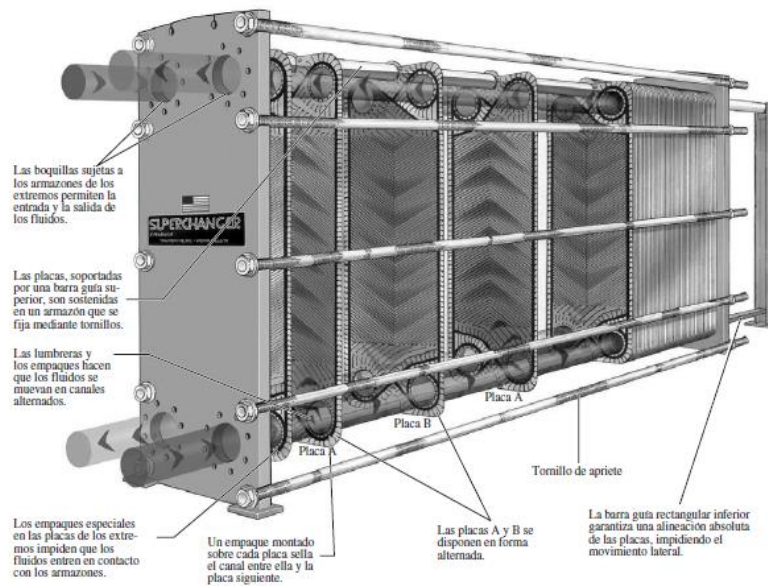


Ilustración 2. Intercambiador de calor tipo plato (Incropera & Witt, 1999).

Sin embargo, el tipo de intercambiadores de placa no se utiliza extensamente debido a la inhabilidad de sellar confiablemente las juntas entre cada una de las placas. Por ello, el intercambiador de la placa se ha utilizado solamente para aplicaciones donde la presión es pequeña (Cengel, 2007).

1.3.2.2.3 Tubos concéntricos

Este tipo de intercambiadores son los más sencillos en los que se cuentan con dos tuberías una de menor diámetro que la otra ubicada dentro de esta. Consiste en transferencia de calor entre el fluido que fluye al interior del tubo de menor diámetro y el que fluye entre el tubo de mayor diámetro y el tubo de menor. Pueden presentarse de flujo paralelo o en contra flujo, en la

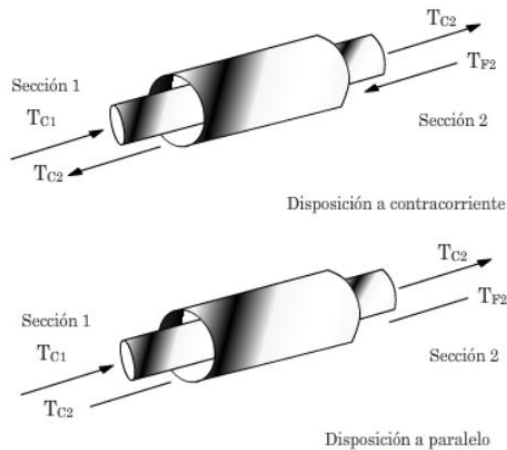


Ilustración 3 Tubos concéntricos (Universitat politécnica de Catalunya, 2019)

1.3.2.2.4 Regeneradores

1.3.2.3 Tipos de intercambiadores de calor según su operación

1.3.2.3.1 Flujo paralelo

Como se observa en la Ilustración 4, existe un flujo paralelo cuando el flujo de los tubos y el flujo de la corza fluyen en la misma dirección. Como el calor se transfiere del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura, las temperaturas de los fluidos se aproximan la una a la otra, es decir que uno disminuye su temperatura y el otro la aumenta tratando de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos (Cengel, 2007).

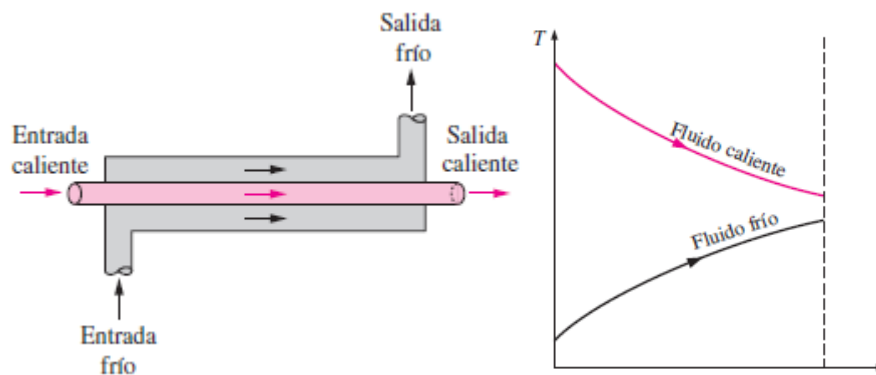


Ilustración 4. Intercambiador de flujo paralelo (Cengel, 2007).

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

1.3.2.3.2 Contraflujo

Como se aprecia en la Ilustración 5, se presenta un contraflujo cuando los dos fluidos fluyen en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos. Este tipo de intercambiador resulta ser más eficiente que los otros dos tipos mencionados anteriormente (Cengel, 2007).

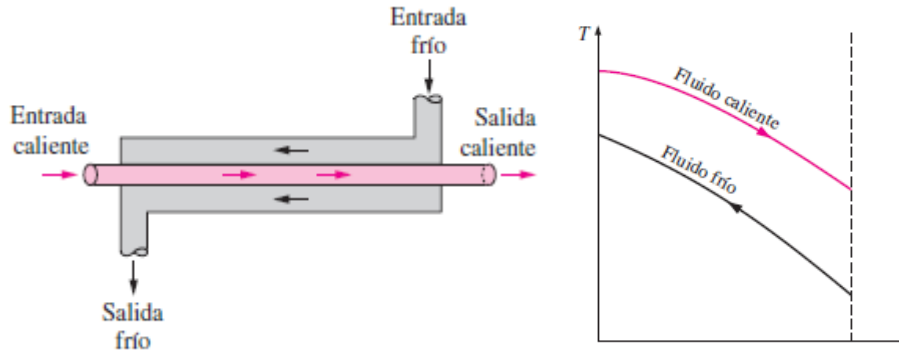


Ilustración 5. Intercambiador de calor de contraflujo (Cengel, 2007).

1.3.2.3.3 Flujo cruzado

En la Ilustración 6 se muestra como en el intercambiador de calor de flujo cruzado uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido. Los intercambiadores de flujo cruzado son comúnmente usados donde uno de los fluidos presenta cambio de fase. Se pueden condensar grandes volúmenes de vapor de agua al utilizar este tipo de intercambiador de calor.

En la actualidad, la mayoría de los intercambiadores de calor no son puramente de flujo paralelo, contraflujo, o flujo cruzado; estos son comúnmente una combinación de los dos o tres tipos de intercambiador. La razón de incluir la combinación de varios tipos en uno solo es maximizar la eficacia del intercambiador dentro de las restricciones propias del diseño, que son: tamaño, costo, peso, eficacia requerida, tipo de fluidos, temperaturas y presiones de operación, que permiten establecer la complejidad del intercambiador (Cengel, 2007).

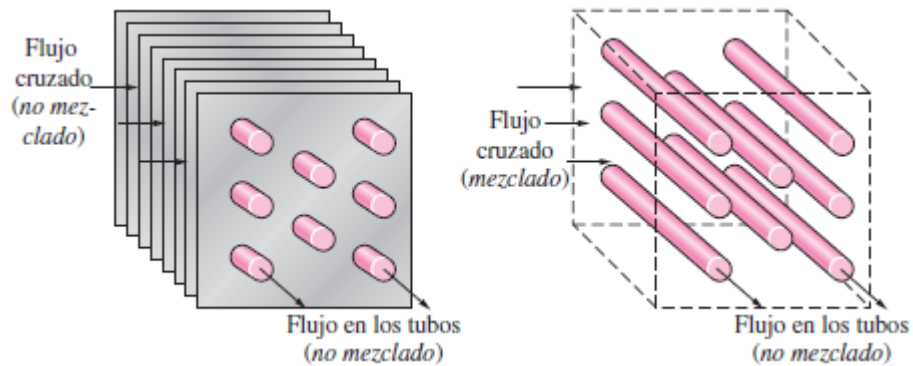


Ilustración 6. Intercambiador de calor de flujo cruzado (Cengel, 2007).

1.3.2.4 Intercambiadores de un solo paso y de múltiples pasos

Un método que combina las características de dos o más intercambiadores y permite mejorar el desempeño de un intercambiador de calor es tener que pasar los dos fluidos varias veces dentro de un intercambiador de paso simple. Cuando los fluidos del intercambiador intercambian calor más de una vez, se denomina intercambiador de múltiples pasos como se ve en la Ilustración 7 y en la Ilustración 8 (Cengel, 2007).

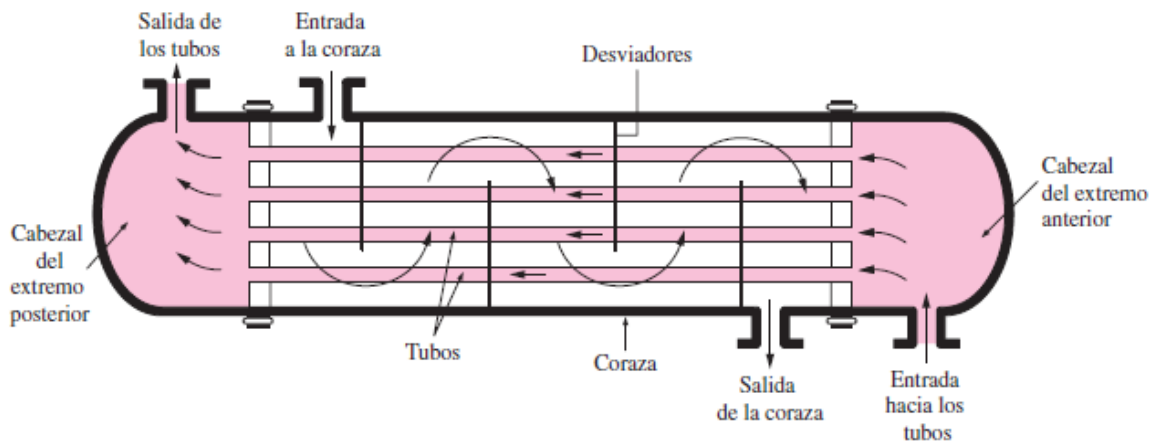


Ilustración 7. Intercambiador de calor de coraza y tubos de un paso por la coraza y un paso por los tubos (Cengel, 2007).

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

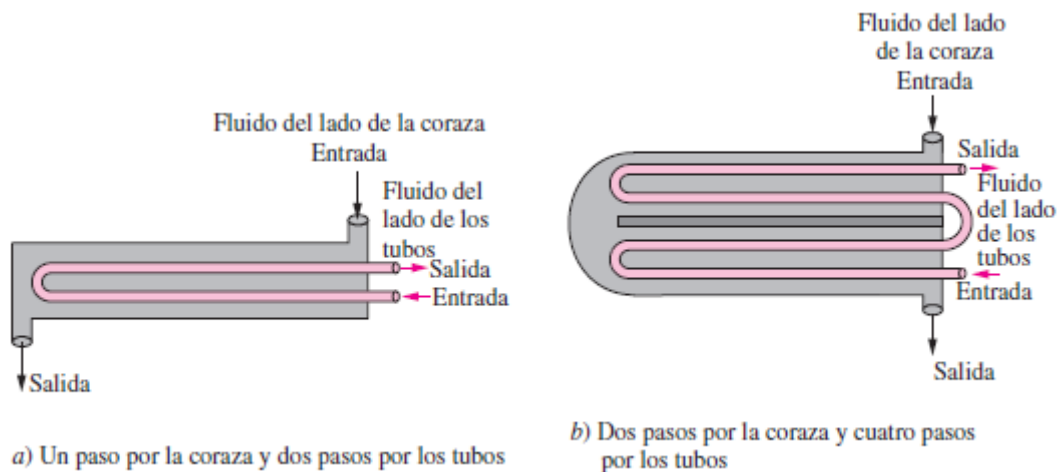


Ilustración 8. Configuraciones para intercambiador de calor de coraza y tubos de un paso por la coraza y varios pasos por los tubos (Cengel, 2007).

1.3.2.5 Intercambiadores Regenerativos y No-regenerativos

Los intercambiadores de calor también pueden ser clasificados por su función en un sistema particular. Un intercambiador regenerativo es aquel donde se utiliza el mismo fluido (el fluido caliente y el fluido frío es el mismo) como se muestra en la Ilustración 9. Esto es, el fluido caliente abandona el sistema cediendo su calor a un regenerador y posteriormente regresando al sistema. Los intercambiadores regenerativos son comúnmente utilizados en sistemas con temperaturas altas donde una porción del fluido del sistema se remueve del proceso principal y éste es posteriormente integrado al sistema. Ya que el fluido que es removido del proceso principal contiene energía interna, el calor del fluido que abandona el sistema se usa para recalentar (regenerar) el fluido de regreso en lugar de expeler calor hacia un medio externo más frío lo que mejora la eficacia del intercambiador (Cengel, 2007).

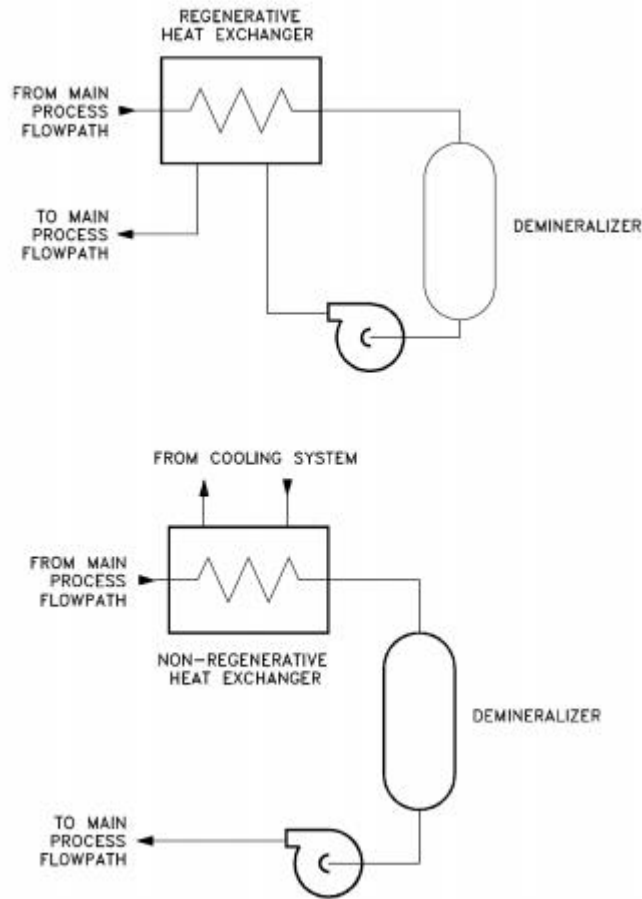


Ilustración 9. Intercambiador de calor regenerativo e intercambiador no-regenerativo [viii].

1.3.2.6 Colector solar de placa plana

Estos colectores constan de placas transparentes llamadas cubiertas y fabricadas principalmente en vidrio, las cuales permiten el ingreso de radiación solar a un cubículo lleno de aire al interior del colector. El fin de dicho espacio es crear una trampa de calor (basado en el efecto invernadero). Es decir, se disminuye la pérdida de energía dado la adición de resistencias térmicas reduciendo las pérdidas por radiación y convección al ambiente. Cabe recalcar, que en la industria se encuentran colectores con múltiples cubiertas, lo cual significa más eficiencia (menos pérdidas) pero a su vez, más peso y precio por colector.

Por otra parte, en la parte inferior del espacio formado por la cubierta dichos espacios se ubica una placa metálica la cual absorbe el calor del espacio, conduciendo esta energía a la tubería que encuentra adyacente a esta. Así mismo, normalmente los materiales de la

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

placa y los tubos son metálicos de alta conductividad térmica con el fin de transferir fácilmente el calor al fluido que viaja dentro de ellos. En la Ilustración 10 Ilustración 11, se muestra la composición de un colector solar de placa plana de una sola cubierta.

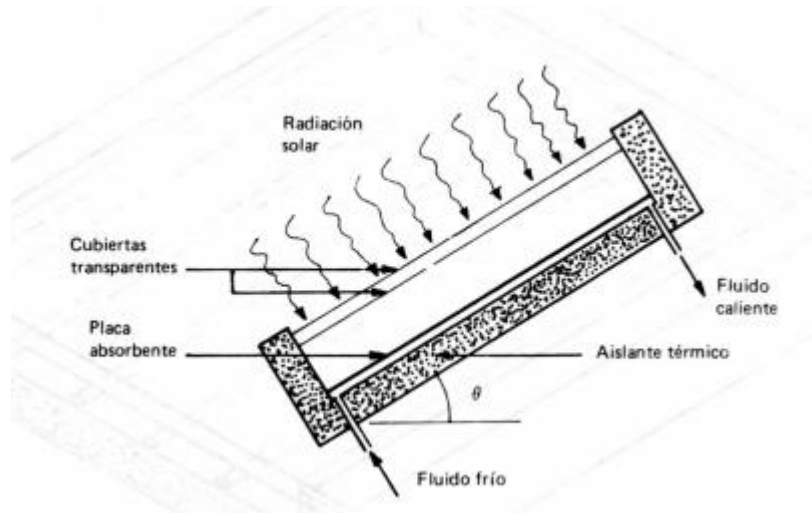


Ilustración 10. Esquema colector solar de placa plana (Universidad Nacional, 2006)

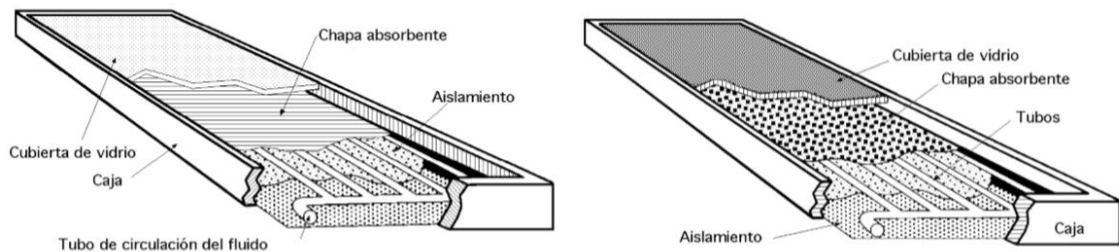


Ilustración 11. Componentes típicos de un colector solar de placa plana. (Marioloureiro, 2019)

1.3.2.7 Colectores tubos de vacío

Siguiendo los mismos principios de los colectores de placa plana, estos colectores se basan en captar la radiación solar para calentar una sustancia. La diferencia, se basa en que el fluido calentado es un líquido con contenido de alcohol, el cual está contenido en un recipiente sellado y que al evaporarse se desplaza a una punta metálica que tiene contacto con el colector o línea de agua fría, tal como se muestra en la Ilustración 12.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

Una de las grandes ventajas es que el recipiente del líquido alcohólico, al estar en vacío, evita la transferencia de calor (pérdidas) por convección y traduce el enfriamiento como un cambio de estado de la sustancia, la cual, al fin y al cabo, vuelve a ser calentada y evaporada para un nuevo proceso de calentamiento del líquido a calentar.

Adicionalmente, dada la geometría cilíndrica de los recipientes se garantiza que, sin importar la hora (o posición del sol exactamente), los rayos incidentes de radiación siempre se encontrarán perpendiculares a la superficie, lo cual evita la refracción o pérdida de energía proveniente del sol.

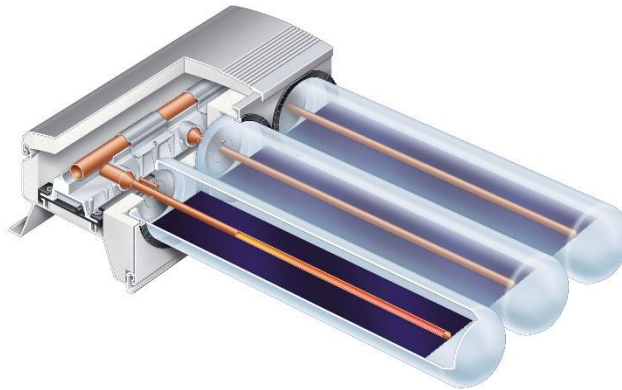


Ilustración 12. Colector solar tubos con vacío. (Network, 2015)

1.3.2.8 Colectores cuenco parabólico

Este tipo de colector aprovecha una sucesión de espejos parabólicos para enfocar todos los rayos de sol captados a un punto geométrico en específico (foco de la parábola). Para aprovechar esto, se pone un ducto de metal a través de todos los focos de los espejos, lo que garantiza que este se caliente dada la suma de radiación dirigida al mismo, y por consiguiente el fluido que viaja dentro de este.

Actualmente, existen tecnologías que giran los espejos hacia el sol a través del tiempo con el fin de captar la mayor radiación posible para esa hora. Sin embargo, dichos sistemas resultan en altos costos dado los equipos necesarios y la tecnología involucrada.

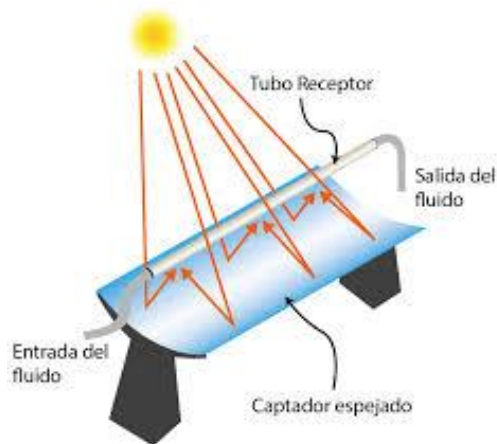


Ilustración 13. Colectores cuenco parabólico (CIC, 2008)

1.3.2.9 Tipos de transferencia de calor en intercambiadores

- Transferencia de calor convectiva del fluido hacia la pared interna del tubo. Es decir, transferencia de calor entre un fluido en movimiento y un sólido.
- Transferencia de calor conductiva a través de la pared del tubo. Transferencia de calor entre sólidos (partículas que conforman el sólido que es el tubo).
- Transferencia de calor convectiva desde la pared externa del tubo hacia el fluido exterior. Transferencia entre sólido y fluido en movimiento (Cengel, 2007).
- Radiación solar específicamente en los colectores solares ya que esta es la fuente de calor

1.3.2.9.1 Convección

La rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura entre el fluido y el sólido y se expresa según la ley de Newton del enfriamiento:

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

h = coeficiente de transferencia de calor por convección [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]. No es una propiedad termodinámica, sino una correlación simplificada entre el estado del fluido y las condiciones de flujo, por lo cual generalmente se la conoce como una propiedad de flujo (SolidWorks, 2011).

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

A_s = área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección

T_s = temperatura de la superficie

T_∞ = temperatura del fluido suficientemente alejado de la superficie.

El coeficiente de transferencia de calor por convección h no es una propiedad del fluido; es un parámetro que depende de todas las variables que influyen sobre la convección, como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades de éste y la velocidad masiva del mismo (Cengel, 2007).

1.3.2.9.2 Conducción

Transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas por medio de la interacción de estas.

Se da en sólidos, líquidos o gases. En líquidos y gases se debe a las colisiones y difusión de moléculas. Y en sólidos a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una retícula y al transporte de energía de los electrones libres (Cengel, 2007).

$$\dot{Q}_{conv} = kA_s \frac{(T_{s1} - T_{s2})}{L}$$

A_s = área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por conducción.

T_{s1} = temperatura de la superficie 1.

T_{s2} = temperatura de la superficie 2.

L = longitud a través de la cual se da el flujo de calor por conducción, generalmente el espesor de la pared.

k = conductividad térmica de la pared por donde se encuentra el flujo de calor.

1.3.2.9.3 Radiación

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas. La radiación térmica es de interés en el estudio de la transferencia de calor porque es la radiación emitida por los cuerpos debido a su temperatura.

La razón de radiación máxima que puede emitirse desde una superficie está expresada por medio de la ley de Stefan-Boltzmann:

$$\dot{Q}_{emitida\ max} = \sigma A_s T_s^4$$

σ = constante de Stefan-Boltzmann

La radiación emitida por todas las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como:

$$\dot{Q}_{emitida} = \epsilon \sigma A_s T_s^4$$

ϵ = emisividad de la superficie. $0 \leq \epsilon \leq 1$, medida de que tan cerca esta una superficie de ser un cuerpo negro.

α = absorptividad. $0 \leq \alpha \leq 1$. Fracción de la energía de radiación que es absorbida por una superficie.

En general, ϵ y α de una superficie dependen de la temperatura y la longitud de onda de la radiación. La ley de Kirchhoff afirma que a una temperatura y longitud de onda dadas ϵ y α son iguales (Cengel, 2007).

1.3.2.10 Números adimensionales

Dentro de los cálculos de transferencia de calor se pueden encontrar números adimensionales como lo son el número de Reynolds, Nusselt y el número de Prandtl, dada la importancia de estos factores en este capítulo se explica para que sirve cada uno de ellos dentro de los cálculos.

1.3.2.10.1 Número de Reynolds

El número de Reynolds es aquel que define la transición del tipo de flujo de un fluido de laminar a turbulento, esta transición depende de numerados factores como lo son la geometría, la velocidad, la aspereza de la superficie, e igualmente la temperatura de la superficie y el tipo de fluido. Sin embargo, depende principalmente de las fuerzas de inercia y viscosa del fluido, (Cengel, 2007). Y se describe mediante la siguiente ecuación:

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

$$Re = \frac{\rho V L_c}{\mu}$$

En donde,

V es la velocidad del fluido

ρ es la densidad del fluido

L_c es la longitud característica de la superficie que depende principalmente de la geometría.

μ es la viscosidad dinámica del fluido que depende de la temperatura y del tipo de fluido.

1.3.2.10.2 Número de Nusselt

El número de Nusselt es un número adimensional que relaciona la transferencia de calor por convección y la transferencia de calor por conducción, (Cengel, 2007). De esta forma la ecuación que describe el comportamiento de este número es la siguiente:

$$Nu = \frac{hL}{k} = \frac{\text{Convección}}{\text{Conducción}}$$

En donde,

h es el coeficiente convectivo de la superficie.

L longitud efectiva de la superficie

k es la conductividad térmica de la superficie.

1.3.2.10.3 Número de Prandtl

Este número adimensional describe la relación entre la velocidad del movimiento del fluido y la velocidad de la difusión de Calor. En problemas de transferencia este factor controla el espesor de la capa límite del fluido, un número de Prandtl pequeño significa que el calor se difunde rápidamente comparándolo con la velocidad del fluido, (Cengel, 2007). La ecuación que describe el comportamiento del Prandtl es:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k}$$

En donde,

k es la conductividad térmica.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

C_p es el calor específico del fluido.

μ es la viscosidad dinámica del fluido que depende de la temperatura y del tipo de fluido.

1.3.2.11 Dinámica de fluidos computacional

La dinámica de fluidos computacional llamada por sus siglas en inglés CFD es una herramienta con la cual se permiten simular el comportamiento de fluidos dentro de un sistema, generalmente la idea es entender la interacción de estos fluidos con objetos sólidos. En dicha interacción están involucradas variables como velocidad, presión, y temperatura, y estas se pueden conocer en un instante, sí se trata de un caso en estado estacionario, o en un intervalo de tiempo, sí se trata de un caso en estado transitorio.

Por lo general, los software CFD están compuestos por tres fases: pre-procesador, solucionador, y post-procesador (Al-Baali & Farid, 2006). Distinguidos por lo siguiente:

La fase del pre-procesador está relacionada con la interacción inicial del usuario con el software, en la que este debe establecer aspectos como: geometría; volumen de control; materiales de los elementos que se encuentran en el sistema; mallado, propiedades del fluido y condiciones de frontera. Para plantear buenos parámetros de operación (condiciones de frontera) y buenos elementos para la simulación (geometría, volumen de control y mallado) es importante conocer los modelos que se van a utilizar dentro de la simulación para entender cómo operan estos.

En la segunda fase (solucionador) el software se encarga de conjugar las ecuaciones y modelos matemáticos necesarios para llegar a una posible solución. En donde se tienen diferentes tipos de solucionadores como lo son: elementos finitos, diferencias finitas y métodos espectrales y difieren entre ellos es debido a como resuelven el problema, es decir en como son discretizadas las variables.

En el post-procesador o última fase del proceso es en la cual el usuario interactúa por segunda vez con el software observando los resultados de la simulación de forma gráfica, es decir mediante imágenes, líneas de flujo, y elementos que muestran dichos resultados numéricos de esta manera.

El CFD se basa en las ecuaciones que gobiernan el flujo en la dinámica de fluidos y representa las leyes de conservación de la física:

1. La masa del fluido se conserva.
2. La tasa de cambio en el movimiento es igual a la suma de las fuerzas que actúan sobre el fluido (Segunda Ley de Newton).

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

3. La tasa de cambio en la energía es igual a la suma de la adición de calor y el trabajo realizado sobre el fluido.

En las secciones siguientes se describe el proceso para derivar estas ecuaciones (Tu, Yeoh, & Liu, 2018).

1.3.2.10.1 Conservación de la masa

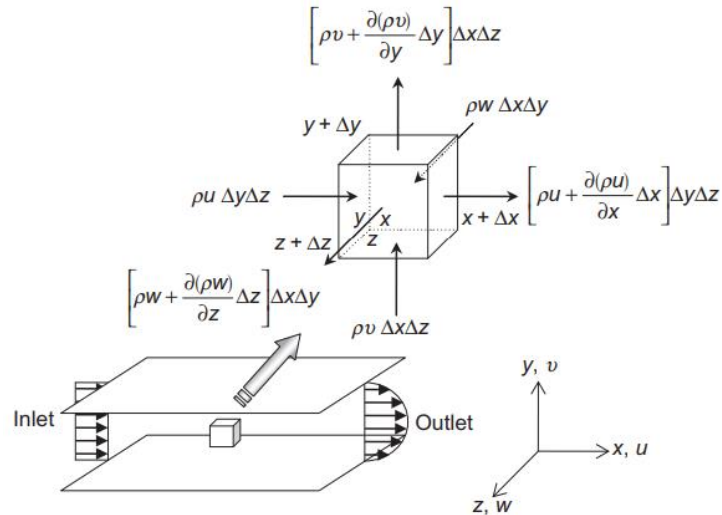


Ilustración 14. Conservación de la masa en un elemento infinitesimal de fluido

Considerando un escenario en el que un fluido pasa entre dos placas paralelas, y analizando un elemento infinitesimal, la ley de la conservación requiere que la tasa de aumento de masa dentro del fluido sea igual a la tasa neta en la que la masa ingrese al volumen de control.

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{in} \dot{m} - \sum_{out} \dot{m} \quad [1]$$

La tasa a la cual la masa entra al volumen de control en la dirección X, se define como $(\rho u)\Delta y\Delta z$ donde ρ es la densidad y u la velocidad en X. Del mismo modo, la tasa de entrada de masa en Y y Z están dadas por $(\rho v)\Delta x\Delta z$ y $(\rho w)\Delta x\Delta y$ respectivamente.

La tasa de salida de la masa se puede describir por medio de la expansión de la serie de Taylor, donde $\Delta V = \Delta x\Delta y\Delta z$.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

$$\begin{aligned}
 & \left[(\rho u) + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \Delta x \right] \Delta y \Delta z + O(\Delta x, \Delta V) \\
 & \left[(\rho v) + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \Delta y \right] \Delta x \Delta z + O(\Delta y, \Delta V) \\
 & \left[(\rho w) + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \Delta z \right] \Delta x \Delta y + O(\Delta z, \Delta V)
 \end{aligned} \tag{2}$$

Reemplazando estos términos en la ecuación 1 y teniendo en cuenta que la masa se puede reescribir como $m = \rho \Delta x \Delta y \Delta z$, se obtiene:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial(\rho \Delta x \Delta y \Delta z)}{\partial t} = & (\rho u) \Delta y \Delta z + (\rho v) \Delta x \Delta z + (\rho w) \Delta x \Delta y - \left[(\rho u) + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \Delta x \right] \Delta y \Delta z \\
 & - \left[(\rho v) + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \Delta y \right] \Delta x \Delta z \\
 & - \left[(\rho w) + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \Delta z \right] \Delta x \Delta y + \Delta V O(\Delta x, \Delta y, \Delta z)
 \end{aligned} \tag{3}$$

Evalutando en el límite, cancelando términos y dividiendo por el volumen $\Delta x \Delta y \Delta z$ se llega a la ecuación de la conservación de la masa.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \tag{4}$$

1.3.2.10.2 Conservación de la cantidad de movimiento

Para derivar esta ecuación se parte de la segunda ley de movimiento de Newton: la suma de las fuerzas actuando sobre un fluido debe ser igual al producto entre la masa y la aceleración de este. Considerando primero la dirección en X y expresando la aceleración como el cambio de la velocidad con el tiempo:

$$\sum F_x = m a_x \tag{5}$$

Para resolver el lado derecho de la ecuación, la masa se expresa como $\rho \Delta x \Delta y \Delta z$ y la aceleración como la derivada de la velocidad respecto al tiempo.

$$\rho \frac{Du}{Dt} \Delta x \Delta y \Delta z \tag{6}$$

En un fluido actúan fuerzas volumétricas y superficiales. El efecto de las fuerzas volumétricas (gravedad, fuerza centrífuga, Coriolis, fuerzas electromagnéticas) se introducen en la ecuación como un término fuente. Para considerar el efecto de las fuerzas superficiales, se hace referencia a la Ilustración 15.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

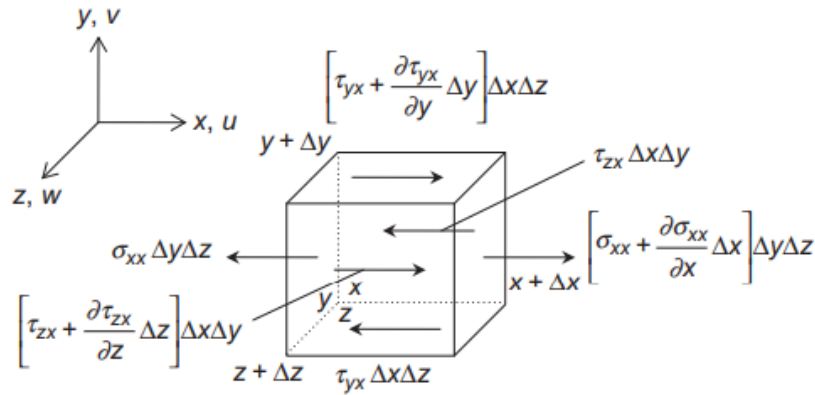


Ilustración 15. Fuerzas superficiales actuando en el elemento diferencial de volumen

En la Ilustración 15 se presentan las fuerzas superficiales en X que afectan al elemento: el esfuerzo normal σ_{xx} y los esfuerzos tangenciales τ_{yx} , τ_{zx} . Reemplazando en la ecuación 5 y empleando el mismo procedimiento en las direcciones Y y Z, se obtiene:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \sum F_x^{body\ forces}$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \sum F_y^{body\ forces}$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \sum F_z^{body\ forces}$$

[7]

Con el concepto de derivada substancial, se pueden expandir las ecuaciones a su forma conservativa:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial z} = \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \sum F_x^{body\ forces}$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial z} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \sum F_y^{body\ forces}$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u w)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w w)}{\partial z} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \sum F_z^{body\ forces}$$

[8]

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

1.3.2.10.2 Conservación de la energía

La ecuación de la conservación de la energía se deriva de la primera ley de la termodinámica, donde la tasa de cambio de la energía será igual a la suma del calor adicionado (\dot{Q}) y el trabajo efectuado (\dot{W}) sobre el elemento.

$$\text{Tasa cambio de la energía} = \sum \dot{Q} + \sum \dot{W} \quad [9]$$

La tasa de cambio de cualquier variable Φ se expresa como el producto de la densidad y su derivada substancial:

$$\rho \frac{DE}{Dt} \Delta x \Delta y \Delta z \quad [10]$$

Para el término (\dot{W}), se considera el trabajo efectuado por cada una de las fuerzas superficiales que actúan sobre el elemento (ver Ilustración 15). Este corresponde al producto de la fuerza y la velocidad.

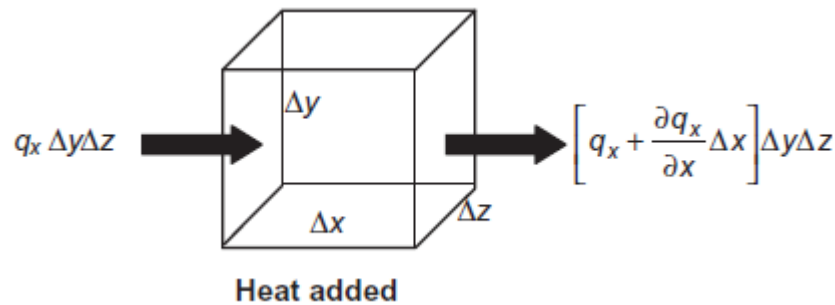


Ilustración 16. Calor adicionado en la dirección X

La Ilustración 16 presenta el flujo de calor en la dirección X. Combinando las expresiones para el trabajo en X, Y y Z con la ecuación 10 y los flujos de calor, se obtiene:

$$\begin{aligned} \rho \frac{DE}{Dt} = & \frac{\partial(u\sigma_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(v\sigma_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(w\sigma_{zz})}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} \\ & + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} - \frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} \end{aligned} \quad [11]$$

Los flujos de energía se pueden reescribir con la Ley de Fourier en términos de la conductividad (λ) y el gradiente de temperatura.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

$$q_x = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \quad q_y = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \quad q_z = -\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \quad [12]$$

Sustituyendo [12] en [11] y aplicando los esfuerzos normales,

$$\rho \frac{DE}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right] - \frac{\partial(up)}{\partial x} - \frac{\partial(vp)}{\partial y} - \frac{\partial(wp)}{\partial z} + \Phi \quad [13]$$

Donde Φ hace referencia a la función de disipación, que representa la energía ocasionada por trabajo de deformación en el fluido. El término de energía corresponde a la suma de la energía interna y cinética. El efecto de la energía potencial suele incluirse como un término fuente. Reescribiendo la ecuación 13 con la derivada substancial:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u E)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v E)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w E)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right] \\ - \frac{\partial(up)}{\partial x} - \frac{\partial(vp)}{\partial y} - \frac{\partial(wp)}{\partial z} + \Phi \end{aligned} \quad [14]$$

2. METODOLOGÍA

Para llevar a cabo el proyecto se definirán cuatro etapas principales las cuales se utilizarán para desarrollar todos los objetivos específicos del trabajo hasta llegar al cumplimiento del objetivo general. Las cuatro etapas serán: diseño conceptual, diseño, simulación y por último ajustes de diseño.

Contenidas de la siguiente manera dentro de los objetivos específicos:

1. Realizar el diseño térmico del condensador y el colector solar para el prototipo potabilizador de agua.

- 1.1. Diseño conceptual.

Se definen las condiciones de operación del sistema, tamaño máximo, búsqueda de posibles tipos de intercambiadores para tener una base teórica que permita el diseño posterior.

- 1.2. Diseño.

Realizar los cálculos numéricos para determinar áreas, longitudes, entradas y salidas del sistema. Además del diseño 3D de los intercambiadores de calor utilizando un software para modelación 3D.

2. Realizar simulación CFD para validar el dimensionamiento calculado.

- 2.1. Simulación.

En esta etapa se pretende utilizar el modelo 3d realizado previamente para realizar simulaciones y predecir su funcionamiento. El software que se pretende usar es ANSYS CFD, se pueden usar los resultados obtenidos de la simulación para compararlos cuando se implementen los intercambiadores en el prototipo.

3. Ajustes de diseño.

Según los resultados obtenidos de la simulación realizar ajustes al diseño planteado inicialmente.

3. DESARROLLO

Durante el desarrollo de este trabajo de grado se pretende verificar los diseños térmicos actuales del prototipo potabilizador de agua de Lozada y Sánchez específicamente en sus intercambiadores de calor, es por esto que no se van a revisar las presiones de operación del sistema ya que se sale del alcance del trabajo de grado. Dado lo anterior esta etapa de desarrollo será dividida entre diseño conceptual y diseño térmico de detalle para cada intercambiador de calor del prototipo potabilizador colector solar y condensador.

También es importante recalcar que, por la misma razón anterior tampoco se evaluarán diferentes tipos de equipos de potabilización, ya que actualmente se cuenta con el prototipo de Lozada y Sánchez por esto no será necesario evaluar la selección del tipo de desalinizador, ya que esta no es la finalidad del trabajo.

En las etapas 3.1 y 3.2 se presentan la selección del concepto de diseño, los cálculos térmicos de transferencia de calor además del desarrollo de las simulaciones para los intercambiadores de calor el colector solar y condensador respectivamente.

3.1 Colector

Utilizando la metodología de Ulrich se definirán los diseños de concepto de los intercambiadores, dicha metodología cuenta con nueve etapas: definición de necesidades, métrica, caja negra, diagrama de funciones (caja transparente), definir subfunciones, matriz morfológica y de alternativas, matriz de selección.

3.1.1 Diseño conceptual

1.3.2.1 Definición de necesidades

En esta etapa se identifican las necesidades del cliente, tanto las latentes como las explícitas, y se define una importancia subjetiva para cada una. En este caso, el cliente directo del intercambiador es el prototipo desalinizador de agua existente desarrollado por los estudiantes Escobar y Lozada.

Tabla 1. Requerimientos de usuario para colector

ITEM	FACTOR	NECESIDAD	IMPORTANCIA
1	Calentamiento	Precalear el agua	5

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

2	Área	Optimizar el espacio del calentador	3
3	Proceso	Optimizar la eficiencia del calentador	5
4	Resistencia	Usar materiales resistentes a la corrosión	5
5	Proceso	Minimizar las pérdidas de calor	4.5
6	Bombeo y calentamiento	Garantizar el caudal requerido	5
7	Calentamiento	Mantener la temperatura	5
8	Calentamiento	Usar materiales resistentes a la temperatura	4.5
9	Captación	Captar el calor del sol	5
10	Proceso completo	Garantizar la seguridad del proceso	4
11	Proceso	Actividades de mantenimiento sencillas	3
12	Proceso	Evitar fugas	4.5

1.3.2.2 Definición de métrica

En este paso es necesario definir en qué unidades se mide cada una de las necesidades planteadas anteriormente, y cuáles serían los rangos adecuados de movimiento de cada unidad especificada.

Tabla 2. Definición métrica

ITEM	NECESIDAD	IMPORTANCIA	METRICA	UNIDAD	RANG O
1	Precalear el agua	5	Temperatura	Celsius	T>55

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

2	Optimizar el espacio del calentador	3	Área	M ²	A<1.44
3	Optimizar la eficiencia del calentador	5	Porcentaje	$\% \frac{\text{ganancia útil}}{\text{energía solar incidente}}$	$\eta > 40$
4	Usar materiales resistentes a la corrosión	5	Desgaste	Subjetivo	NA
5	Minimizar las pérdidas de calor	4.5	Calor	Watts	<5%
6	Garantizar el caudal requerido	5	Caudal	L/día	Q>18
7	Mantener la temperatura	5	Temperatura	Celsius	60
8	Usar materiales resistentes a la temperatura	4.5	Temperatura de fusión	Celsius	T>100
9	Captar el calor del sol	5	Calor almacenado	Watts	400w
10	Garantizar la seguridad del proceso	4	Riesgos	Subjetivo	NA
11	Actividades de mantenimiento sencillas	3	Mantenibilidad	Subjetivo	NA
12	Evitar fugas	4.5	Numero	Cantidad	0

1.3.2.3 Caja negra

En este paso se definen sólo las entradas y salidas del sistema en cuestión, el colector en este caso. Se requiere saber qué hace el sistema, sin saber exactamente cómo lo hace.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.



Ilustración 17. Caja negra Colector solar

1.3.2.4 Diagrama de funciones

Dividir la caja negra en subfunciones con el fin de obtener una descripción más detallada de las funciones de cada elemento en pro del funcionamiento y desarrollo general del producto.

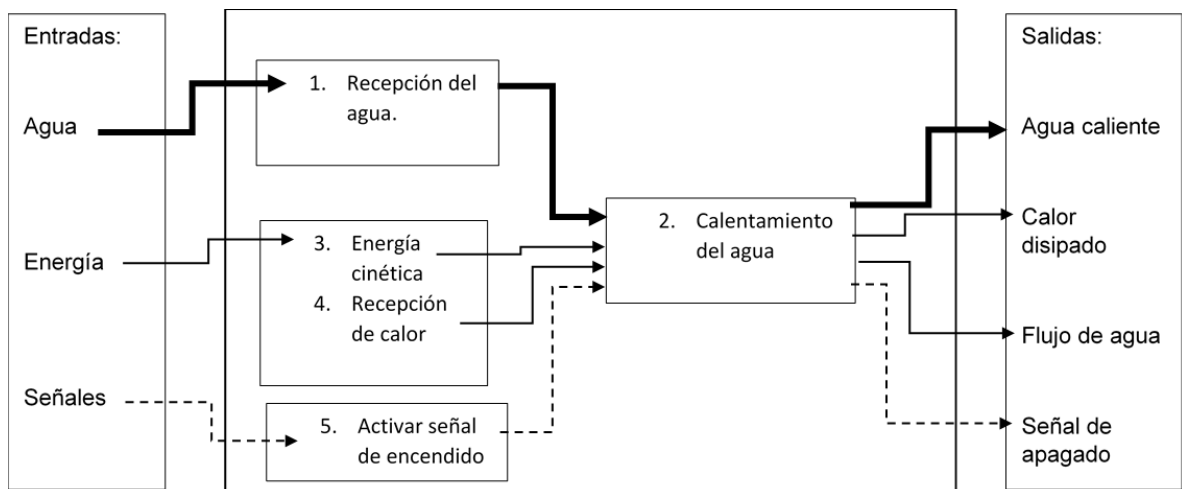


Ilustración 18. Diagrama de funciones

1.3.2.5 Definición de subfunciones

1. Recepción del agua: recepción de agua fría dentro del colector que es entregada por la bomba.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

2. Calentamiento del agua: método de calentamiento de agua (tipo de colector).
3. Energía cinética: transformación de la energía eléctrica que alimenta la bomba, en energía cinética del movimiento del agua bombeada.
4. Activar señal de encendido: encendido de la bomba.

1.3.2.6 Matriz morfológica y listado de alternativas

Tabla 3. Matriz morfológica.


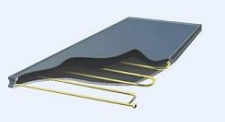

SUBFUNCIÓN	SOLUCIÓN 1	SOLUCIÓN 2	SOLUCIÓN 3	SOLUCIÓN 4
Transporte / Recepción del a	Tubing cobre A 	Tubing Inconel B 	Tubing acero al carbono C 	Tubing tungum D 
Calentamiento del agua	Placa plana A 	Paneles solares termodinámicos B 	Tubo de vacío C 	Cuenco solar térnico D 
Energía cinética	Bomba centrífuga A 	Bomba axial B 	Bomba volumétrica rotativa C 	
Señal de encendido / apagado	Válvula de bola A 	Válvula de estrangulamiento C	Válvula mariposa B 	

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.


				
--	--	--	--	--

1.3.2.7 Matriz de selección de conceptos

Tabla 4. Matriz de selección

SUBFUNCIÓN	SOLUCIÓN A	JUSTIFICACIÓN
Recepción del agua		Es tubería flexible, es un material con alta conductividad térmica es por esto que es el mejor material para utilizarlo en el colector solar dado que lo principal es aumentar la transferencia de calor.
Calentamiento del agua		Solar, asequible, Los colectores solares generalmente comprenden temperaturas de placa absorbente entre 40°C y 130°C. Lo que los hace especialmente útiles en el desarrollo del presente trabajo. En los colectores de placa plana la superficie que absorbe radiación solar es igual a la superficie que la capta. Este tipo de colectores captan radiación solar directa y difusa, no requieren sistemas de seguimiento solar y prácticamente tampoco mantenimiento.
Energía cinética		Presentan cabeza de presión y un caudal pequeño, y dadas las necesidades del sistema son las adecuadas.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

<p>Señal de encendido / apagado</p>		<p>Es más sencilla y económica que las demás opciones.</p>
-------------------------------------	---	--

3.1.2 Cálculos

3.1.2.1 Consideraciones

Colector con una placa absorbente de cobre, debido a su alta conductividad térmica; pintado de negro, para aumentar la Absortividad.

Tubería tipo M tubing de cobre flexible de diámetro nominal de 1/4in, debido a lo pequeño del flujo requerido, se hace necesario garantizar que el fluido siempre esté en contacto con las paredes de la tubería para que la transferencia de calor sea más eficiente, sin embargo, se verificara con las simulaciones si esta tubería permite el contacto de fluido uniformemente con las paredes de esta.

Sistema en estado estacionario.

Con el objetivo de que en un futuro se puedan realizar pruebas experimentales de los diseños planteados en este trabajo de grado, se harán los cálculos y dimensionamientos para un colector solar en la guajira y en Medellín.

En la siguiente tabla se presentan los valores de las condiciones de trabajo.

Tabla 5. Condiciones de trabajo

Parámetro	Valor
Caudal de agua a calentar	18 L/día
Temperatura de entrada al colector	20 °C
Temperatura de salida del colector	60 °C
Presión de entrada al colector	100 psi

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

Espacio máximo disponible para el intercambiador	4 m ²
Radiación en el sitio de trabajo (Medellín)	400 w/m ²
Velocidad del aire en el sitio de trabajo (Medellín)	5 m/s
Presión atmosférica (Medellín)	75 kPa
Temperatura ambiente (Medellín)	25 °C
Radiación en el sitio de trabajo (Guajira)	500 w/m ²
Velocidad del aire en el sitio de trabajo (Guajira)	7 m/s
Presión atmosférica (Guajira)	101.325 kPa
Temperatura ambiente (Guajira)	35 °C
Numero de cubiertas del colector	1
Emitancia del cobre pintado de negro	0.97
Emitancia del vidrio o cristal	0.88
Longitud de cada tubo dentro del colector	1 m
Temperatura en la superficie del aislamiento.	40 °C

La temperatura en la superficie del aislamiento se supone de este valor, teniendo en cuenta que este dispositivo estará en constante manipulación de personas y por ende para seguridad de las mismas, se desea que sea menor a 40 °C.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

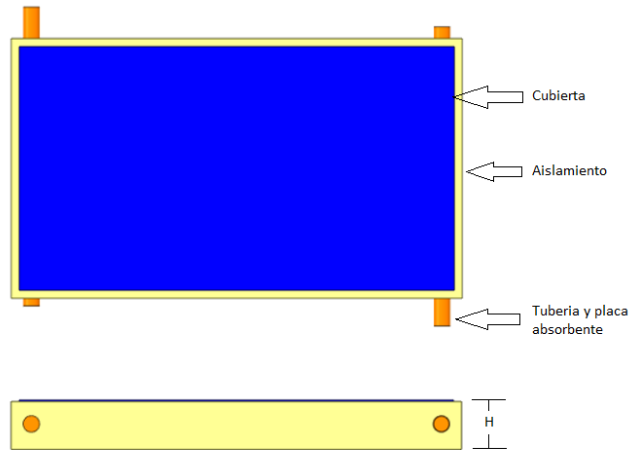


Ilustración 19. Elementos del colector solar

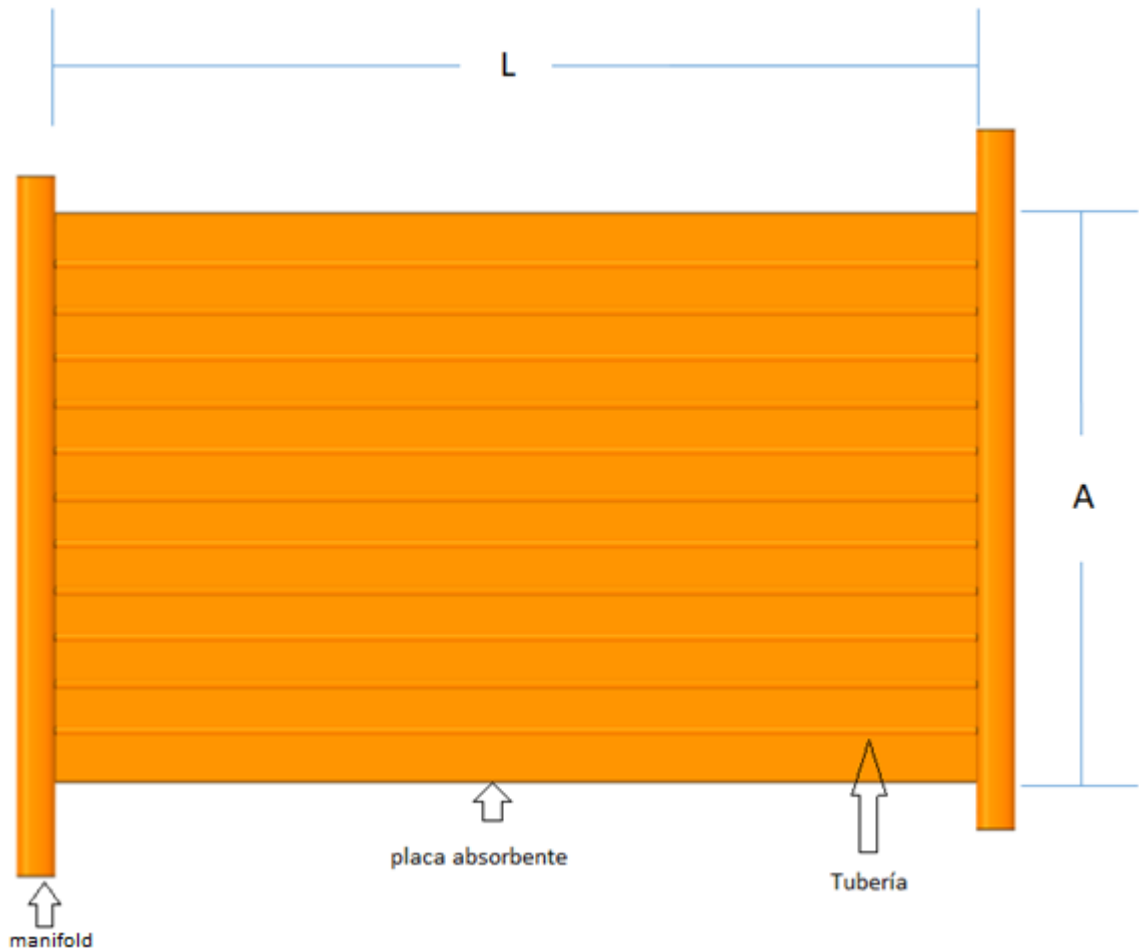


Ilustración 20. Esquema representativo del tipo de placa absorbente y tubería

En la Ilustración 19 y la Ilustración 20 se pueden observar los elementos que componen el colector solar, en donde se encuentran la cubierta de vidrio, el aislamiento la placa absorbente y la tubería, las cuales tendrán unas características iniciales s mencionadas en la Tabla 6.

Tabla 6. Descripción de dimensiones del colector

Dimensión	Descripción
Ancho efectivo del colector	A
Largo efectivo del colector	L
Altura del colector	H

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

Espesor de la placa absorbente	1mm
Espesor de la cubierta de vidrio	4mm
Diámetro nominal de la Tubería	¼ in

3.1.2.2 Cálculos

Para realizar un dimensionamiento del colector solar de placa plana se debe conocer la energía requerida para calentar el agua o fluido de una temperatura de entrada a la temperatura de salida deseada, así por medio de una iteración del área de transferencia de calor del colector y el número de tubos del mismo, se encontrara el calor que el colector le está entregando al fluido, y por medio de una comparación entre estos dos calores (con el objetivo de que sean iguales) se podrá encontrar el dimensionamiento correcto del colector solar. El procedimiento será entonces:

- Calcular el calor requerido
- Encontrar los coeficientes de convección para los fluidos, tanto el aire externo como el agua que fluye a través de los tubos.
- Por medio de transferencia de calor por resistencias térmicas encontrar el calor útil del colector solar, en donde se itera el área del colector solar para encontrar que el calor útil de este sea igual o mayor que el calor requerido.
- Evaluar la eficiencia del colector
- Calcular el manifold de entrada y de salida.
- Dimensionar el espesor del aislamiento necesario para el colector.

El calor útil que se necesita removerle al fluido se encuentra a partir de la siguiente ecuación dada según un balance de energía para el agua en el colector:

$$Q_u = \dot{m}_{fluido} C_p (T_{out} - T_{in})$$

Donde,

\dot{m}_{fluido} : Flujo másico del fluido.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

C_p : Calor específico del agua a la temperatura de entrada.

T_{in} : Temperatura de entrada del agua al colector.

T_{out} : Temperatura de salida del agua del colector.

Para encontrar el calor útil que el colector está transfiriendo al fluido es necesario entonces realizar los siguientes pasos:

Para la placa plana es necesario hallar el coeficiente de convección externo, es decir, sobre la cubierta. Se calcula el número de Reynolds del fluido para identificar si se trata de flujo laminar o turbulento (Cengel, 2007).

$$Re = \frac{\rho V L_c}{u}$$

Donde,

V : velocidad del aire ambiente (*IDEAM. . Visor Atlas.*, 2019) (Cengel, 2007).

ρ : Densidad del aire a la temperatura del ambiente (Cengel, 2007).

L_c : Longitud característica (longitud del colector), el cual es uno de los valores con los que se debe iterar para encontrar el área correcta del colector.

u : Viscosidad dinámica del aire, a la temperatura ambiente (Cengel, 2007)

Y conociendo el valor del número de Reynolds en el que el fluido pasa de laminar a turbulento:

$$Re_{critico\ placa\ plana} = 5 \times 10^5$$

Se sabe entonces que para el aire del exterior de la placa se tiene un flujo tipo laminar y se hace uso de la ecuación del número de Nusselt para una placa plana es:

$$Nu_{laminar} = 0.332 Pr^{1/3} Re^{1/2}$$

Donde,

Pr : Número de Prandtl del fluido a la temperatura ambiente. (Cengel, 2007)

Ahora, se puede hallar el coeficiente de convección del viento según:

$$Nu = \frac{h L_c}{k}$$

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

$$h_{viento} = \frac{k_{aire} Nu}{Lc}$$

Donde,

k_{aire} : Conductividad térmica del aire a temperatura ambiente (Cengel, 2007)

Ahora para calcular el coeficiente de convección al interior de los tubos, es necesario primero encontrar la V_{prom} (velocidad promedio dentro del tubo):

$$V_{prom} = \frac{Q}{A * n}$$

Donde,

n : numero de tubos que contienen el colector, los cuales se relacionan directamente con el área del colector asumiendo un espaciamiento entre ellos de 5cm, por lo que el ancho del colector se restringe a este valor de número de tubos.

Q : es el caudal de entrada al colector.

A : es el área del tubo por donde se transporta el fluido.

Con dicha velocidad es posible entonces calcular el Reynolds con la ecuación:

$$Re = \frac{\rho V_{prom} D}{u}$$

Donde,

ρ : Densidad del agua a la temperatura de entrada a los tubos. (Cengel, 2007)

u : Viscosidad dinámica del fluido a la temperatura de entrada.

D : Longitud característica de los tubos en este caso el diámetro interno.

En este caso el flujo debido a la velocidad tan baja es totalmente laminar y es así como Para flujo laminar dentro de un tubo, asumiendo temperatura de la superficie constante es:

$$Nu = 3.66$$

Y haciendo uso de la relación usada anteriormente, el coeficiente de convección del agua se puede encontrar con la siguiente ecuación:

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

$$h_{agua} = \frac{k_{agua} Nu}{D}$$

Donde,

k_{agua} : la conductividad térmica del agua a la temperatura de entrada. (Cengel, 2007).

Coeficiente global de transferencia de calor para un colector de placa plana con N número de cubiertas se determina a partir de la siguiente ecuación, la cual se encuentra a partir del circuito de resistencias del sistema. (Marioloureiro, 2019)

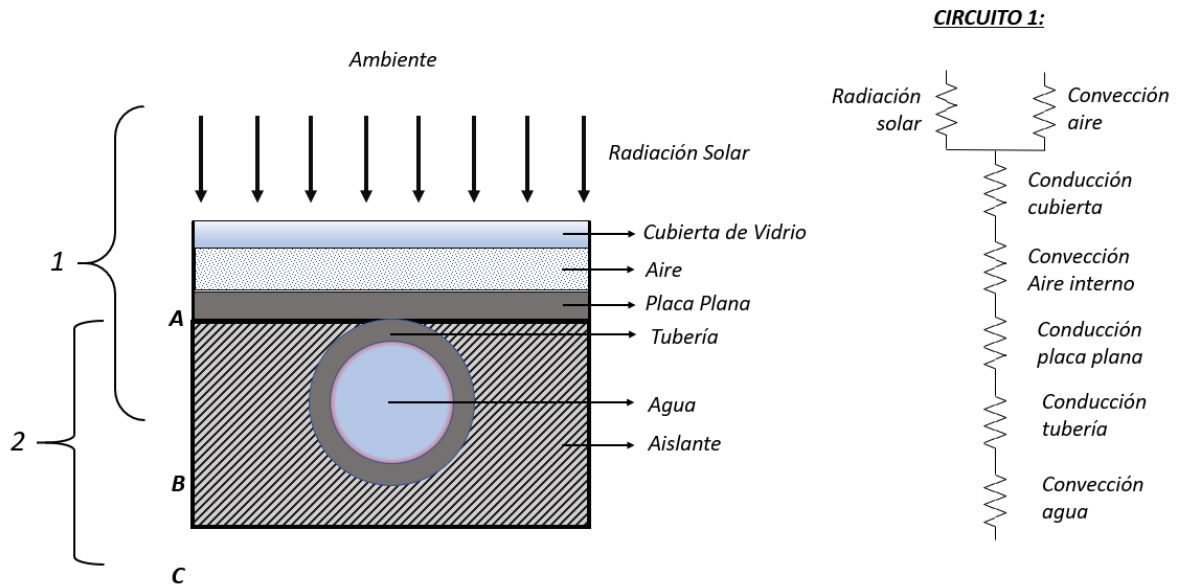


Ilustración 21. Circuito de resistencias colector

$$U_c = \frac{1}{\frac{N}{344 \frac{(T_p - T_a)^{0.31}}{T_p}} + \frac{1}{h_{viento}}} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{pi} + 0.0425 N (1 - \varepsilon_{pi})} + \frac{2N + f - 1}{\varepsilon_{cristal}} - N}$$

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

Donde,

N : Número de cubiertas

T_p : Temperatura media de la placa, en donde esta temperatura se supone un poco mayor que la temperatura de salida del fluido, para luego iterar con ese valor y encontrar el real.

T_a : Temperatura ambiente.

f : Es un factor que depende del número de cubiertas y el coeficiente convectivo al exterior de la siguiente manera:

$$f = (1 + 0.058N) * (1 - 0.04h_{viento} + 5 * 10^{-4}(h_{viento})^2)$$

σ : Es la constante de Stefan-Boltzmann.

ε_{pi} : Emitancia infrarroja de la placa. (Incropera & Witt, 1999)

ε_1 : Emitancia de la cubierta. (Incropera & Witt, 1999)

El Factor de evacuación de calor del colector que se define como la relación entre el calor útil del colector y el calor útil del colector si la superficie del colector está a la temperatura de entrada del fluido se puede resumir en: (Marioloureiro, 2019)

$$F_R = \frac{\dot{m}_{fluido} C_p (T_{out} - T_{in})}{I_s \alpha_s - U_c (T_{in} - T_a)}$$

Donde,

\dot{m}_{fluido} : Flujo másico del fluido.

C_p : Calor específico del agua a la temperatura de entrada.

T_{in} : Temperatura de entrada del agua al colector.

T_{out} : Temperatura de salida del agua del colector.

I_s : Energía solar incidente.

α_s : Absortancia solar de la placa absorbente. (Incropera & Witt, 1999)

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

Calor útil

$$Q_u = A_{col} F_R (I_s \alpha_s - U_c (T_{in} - T_a))$$

Donde,

Finalmente se encuentra la temperatura de la placa de la siguiente manera:

$$R_{pf} = \frac{1}{h_{agua} A_{sup}}$$

$$T_p = T_{out} + R_{pf} Q_u$$

Donde,

T_{out} : Temperatura de salida del agua del colector.

Y A_{sup} el área superficial de los tubos:

$$A_{sup} = \pi d_i l n$$

n : Número de tubos que contienen el colector.

d_i : Diámetro interno de los tubos.

l : Longitud de los tubos.

Eficiencia del colector

$$\eta_{colector} = F_R \left(\alpha_s - \frac{U_c (T_{in} - T_a)}{I_s} \right)$$

Por último, conociendo la velocidad promedio dentro de cada tubo del colector, se propone un manifold de entrada del fluido en el cual la velocidad del fluido a la entrada tenga $\frac{1}{2}$ de la velocidad que lleva el fluido dentro de cada tubo.

Y para el dimensionamiento del aislamiento se plantea entonces el circuito de resistencias desde la placa plana hasta el exterior, por la parte inferior del colector solar y de esta manera encontrar el espesor de aislamiento.

El calor desde el punto a hasta el punto b es igual al calor desde el punto a hasta el punto c de la siguiente manera:

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

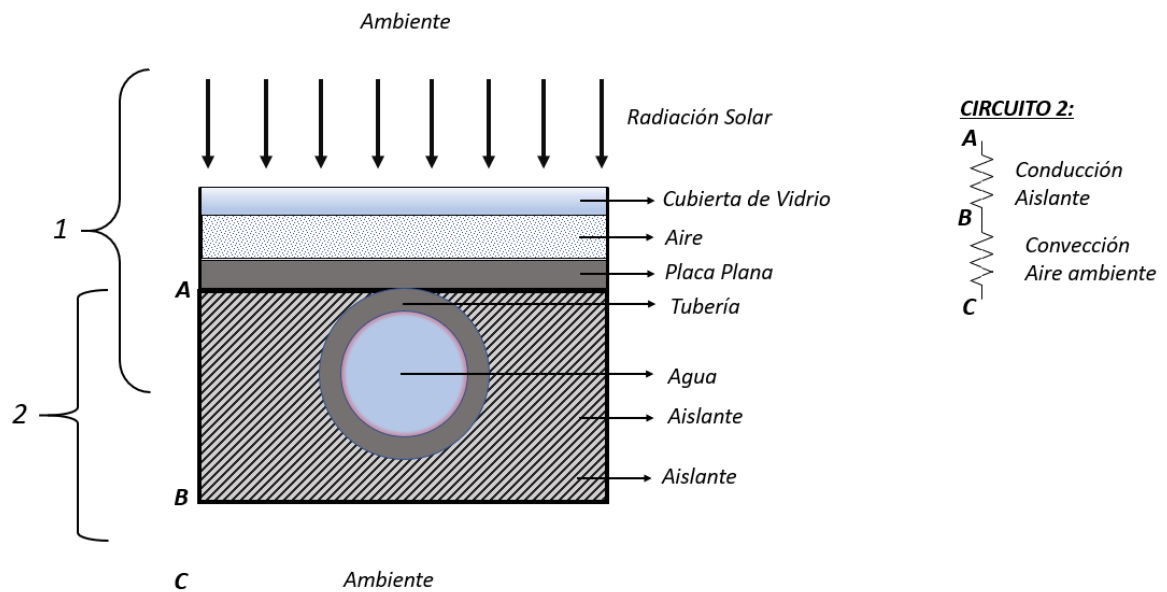


Ilustración 22. Circuito de resistencias para dimensionamiento de aislamiento

$$\frac{(T_a - T_c)}{R_{t1}} = \frac{(T_a - T_b)}{R_{t2}}$$

En donde R_{t1} es la resistencia total desde el punto a hasta el punto c:

$$R_{t2} = \frac{1}{h_{viento} A_{col}} + \frac{l}{k A_{col}}$$

Y R_{t2} es la resistencia total desde a hasta b

$$R_{t1} = \frac{l}{k A_{col}}$$

Donde,

k : Conductividad térmica del cobre.

T_a : Temperatura en a.

T_c : La temperatura en c (exterior).

T_b : Temperatura en la superficie del aislamiento.

l : Espesor del aislamiento, siendo la variable que se encuentra.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

3.1.3 Simulación del colector solar

La simulación del colector solar se divide en dos etapas diferentes. Esto debido a la complejidad del modelo de radiación y manejar movimiento de dos fluidos al mismo tiempo. Así, la primera parte corresponde a la estimación del coeficiente de transferencia de calor sobre la cubierta de vidrio y el flujo de calor sobre la placa absorbente, del mismo modo la segunda simulación presenta la transferencia de calor desde la placa absorbente hasta el fluido.

Las condiciones ambientales (de operación) que se pueden observar en la Tabla 8 y Tabla 11, pertenecen a las condiciones de Medellín ya que el colector se simula para este caso debido a que se planean en futuros trabajos experimentaciones con el colector diseñado y los resultados obtenidos en este trabajo de grado.

3.1.3.1 parte 1: radiación y convección sobre la cubierta y placa absorbente

Geometría

La geometría se realizó en el módulo Space Claim de ANSYS siguiendo las dimensiones descritas en la Tabla 23. Sin embargo, se hicieron las siguientes consideraciones en el diseño CAD, con el fin de minimizar elementos nodales dentro de la malla:

- ✓ El aislamiento se omite dentro del CAD y simplemente se ingresa un espesor de pared de $\frac{1}{2}$ in de espesor, de lana de fibra de vidrio.
- ✓ No se tiene en cuenta la estructura del colector, debido a la complejidad.

Alrededor de la geometría se genera un dominio de aire que consiste en 3 bloques. Esto con el fin de lograr una malla refinada cerca del colector para modelar adecuadamente la capa límite, y consecuentemente la transferencia de calor.

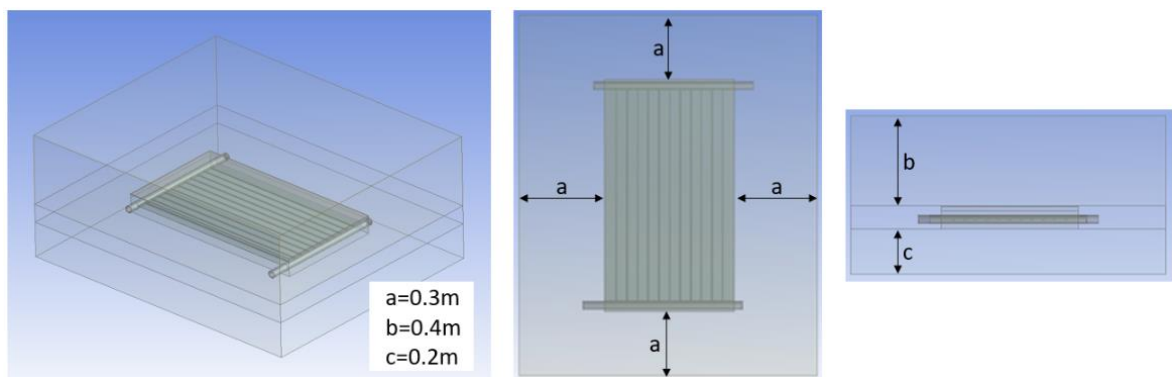


Ilustración 23. Dimensiones del dominio de aire

Mallado

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

Tal como se mencionó en el segmento anterior, es importante tener un buen mallado cerca de la superficie de análisis, en este caso el análisis se da en la placa plana o placa absorbente y en la cubierta de vidrio, por lo que el mallado se realiza desde la tubería y la placa hacia afuera hasta el dominio del aire. Se presenta una alta complejidad dentro del mallado de estos elementos debido a las dimensiones de la placa y de los tubos en especial el espesor que es muy delgado en comparación al resto de los elementos del sistema, por esta razón para poder realizar una simulación con resultados adecuados y no tener problemas con una malla obsoleta se obtuvieron muchos elementos nodales. En la Tabla 7 y la Ilustración 24 se muestran los parámetros y la calidad del mallado utilizado.

Tabla 7. Parámetros de calidad de la malla

Número de nodos	Número de elementos	Relación de aspecto				Oblicuidad			
		Min	Max	Prom	σ	Min	Max	Prom	σ
3064624	18,238,301	1,15	493.79	1.95	0.63	4.13	0.99	0.26	0.15

$(\times 10^{-7})$

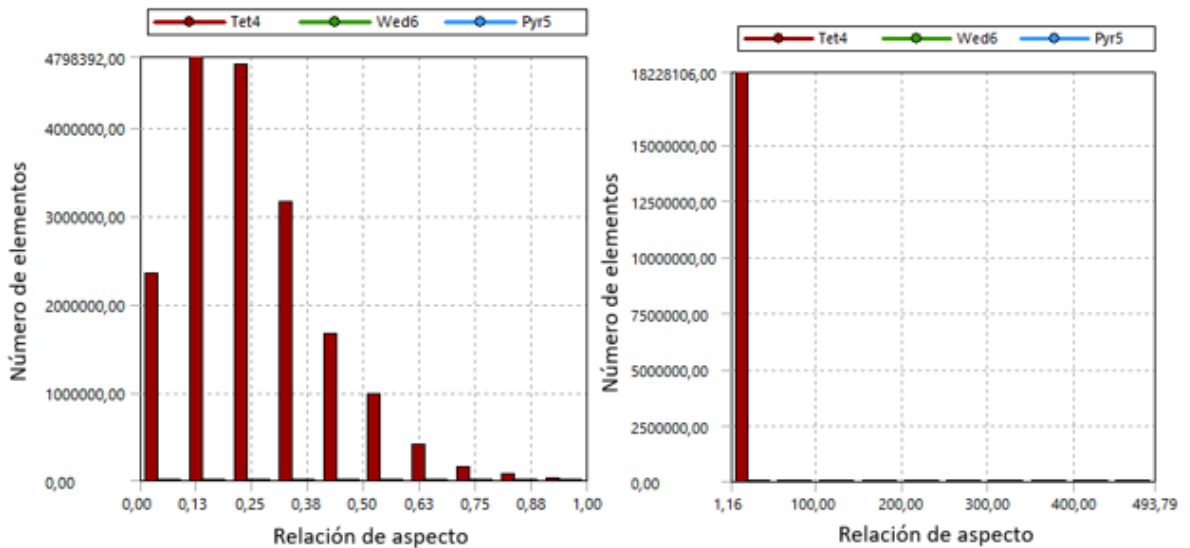


Ilustración 24 .Gráficas de calidad de malla

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

Set up

Esta simulación emplea los modelos de:

Radiación: solar ray tracing, este modelo se utiliza para predecir la radiación directa que le llega al sistema como fuente de energía en este caso calor. Este toma como entrada la ubicación del sol dentro del entorno y aplica esta fuente de energía de entrada a todas las paredes o condiciones de frontera en los que se vea involucrada la radiación.

Energía: en todos los sistemas de transferencia de calor es necesario encender el modelo de la energía.

Viscosidad: se utiliza el modelo de viscosidad el cual permite el flujo de aire en el sistema, en este caso se paramétrica como laminar debido a que en los cálculos teóricos el Reynolds del fluido se presenta como laminar.

Condiciones de frontera:

La Ilustración 25 presenta las superficies que se consideraron para aplicar las condiciones de frontera y la Tabla 8 detalla los parámetros ingresados.

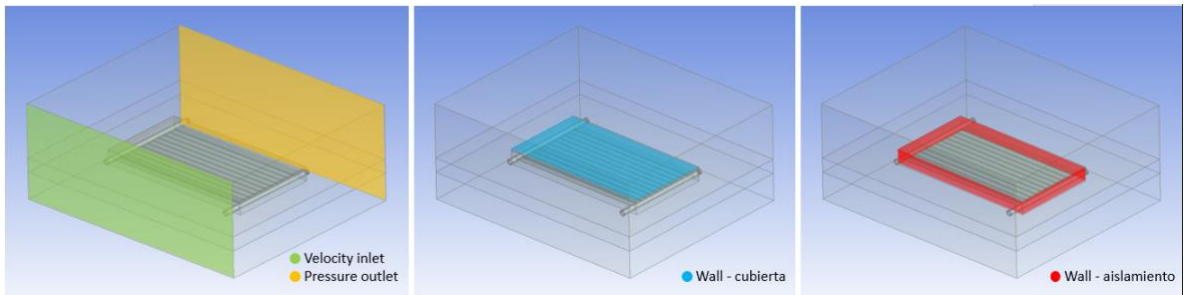


Ilustración 25. Condiciones de frontera

Tabla 8. Condiciones de frontera

Frontera	Condiciones
Velocity inlet	V= 5m/s T= 298.15K

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

Pressure outlet	T= 298.15K
Wall-cubierta	Participante en la radiación Transmisividad= 0.9 Absortividad= 0.06 Espesor de pared= 4mm Material= vidrio
Wall-aislamiento	Espesor de pared= 10mm Material= lana de fibra de vidrio
Condiciones de operación	P= 101.325kPa T= 298.15K

Criterio de convergencia

Para asegurar la convergencia se utilizan los criterios presentados en la Tabla 9

Tabla 9. Criterios de convergencia

Residual	Criterio absoluto
Continuidad	0.001
Velocidad en X	0.001
Velocidad en Y	0.001
Velocidad en Z	0.001
Energía	0.001

3.1.3.2 Parte 2: Transferencia de calor desde la placa.

Geometría

La geometría se realizó en el módulo Space Claim de ANSYS siguiendo las dimensiones descritas la Tabla 23. Resultados Caso de Medellín, para este caso solo es tenido en cuenta la tubería y la placa absorbente. Esta es mostrada en la Ilustración 26.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

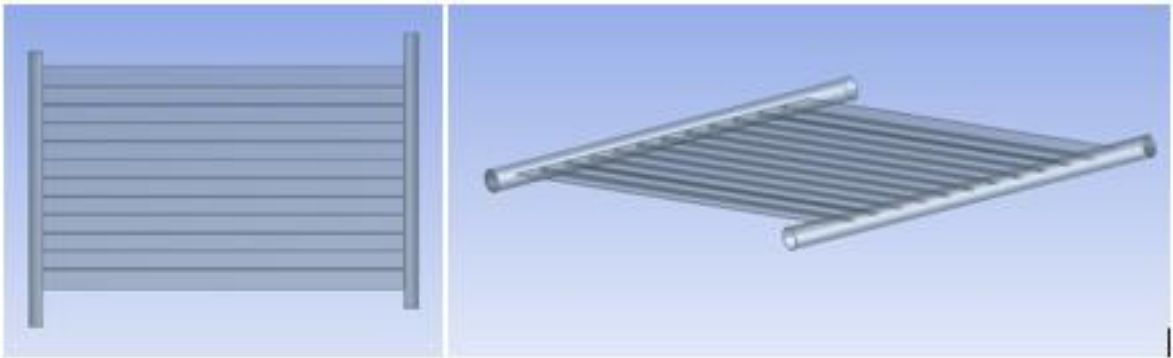


Ilustración 26. Tubería y placa plana

Mallado

Para el mallado de este elemento se utiliza la misma metodología que en la simulación de la radiación y convección. En la Tabla 10 y la Ilustración 27 se muestran los parámetros y la calidad del mallado utilizado.

Tabla 10. Parámetros de calidad de la malla

Número de nodos	Número de elementos	Relación de aspecto				Oblicuidad			
		Min	Max	Prom	σ	Min	Max	Prom	σ
2,304,672	3102616	1.15	189.83	1.99	0.69	2.2 ($\times 10^{-6}$)	0.99	0.27	0.17

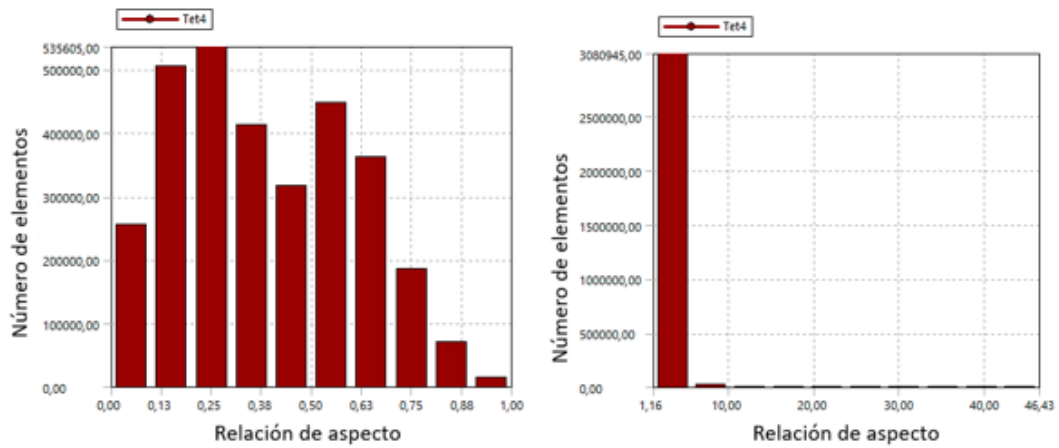


Ilustración 27. Gráficas de calidad de malla

Condiciones de frontera:

La Ilustración 28 presenta las superficies que se consideraron para aplicar las condiciones de frontera y la Tabla 11 detalla los parámetros ingresados.

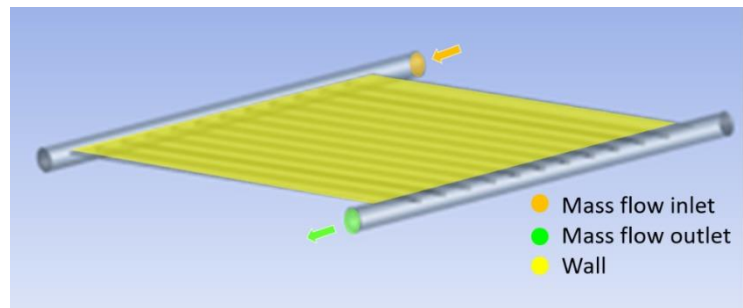


Ilustración 28. Condiciones de frontera

Tabla 11. Condiciones de frontera

Frontera	Condiciones
Mass flow inlet	$\dot{m} = 0.000925926 \text{ kg/s}$ $T = 293.15\text{K}$

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

	P= 609kPa
Mass flow outlet	P= 609kPa
Wall	Heat flux= 290 w/m ² Material= cobre
Condiciones de operación	P= 609kPa T= 293.15K

Criterio de convergencia

Para asegurar la convergencia se utilizan los criterios presentados en la Tabla 9.

3.2 CONDENSADOR

En el caso del condensador, se realizarán los mismos 7 pasos usados en la selección del diseño del colector.

3.2.1 Diseño conceptual

1.3.2.1 Definición de necesidades

Tabla 12. Requerimientos de usuario para condensador

ITEM	FACTOR	NECESIDAD	IMPORTANCIA
1	Calentamiento	Extraer calor del vapor de agua	5
2	Área	Optimizar el espacio del condensador	3
3	Proceso	Optimizar la eficiencia del condensador	5
4	Resistencia	Usar materiales resistentes a la corrosión	5

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

5	Proceso	Minimizar las pérdidas de calor	4.5
6	Bombeo y calentamiento	Garantizar el caudal requerido	5
7	Calentamiento	Mantener la temperatura	5
8	Calentamiento	Usar materiales resistentes a la temperatura	4.5
9	Proceso	Garantizar la seguridad del proceso	4
10	Proceso	Actividades de mantenimiento sencillas	3
11	Conexiones	Evitar fugas	4.5

1.3.2.2 Definición de métrica

Tabla 13. Definición métrica

ITEM	NECESIDAD	IMPORTANCIA	METRICA	UNIDAD	RANGO
1	Extracción de calor	5	Temperatura	Celsius	$T < 30$
2	Optimizar el espacio del condensador	3	Área	M^2	$A < 0.36$
3	Optimizar la eficiencia del calentador	5	Porcentaje	$\% \frac{\text{ganancia útil}}{\text{energía solar incidente}}$	$\eta > 50$
4	Usar materiales resistentes a la corrosión	5	Desgaste	Subjetivo	NA
5	Garantizar el caudal requerido	5	Caudal	L/día	$Q > 18$

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

6	Mantener la temperatura	5	Temperatura	Celsius	60°C
7	Usar materiales resistentes a la temperatura	4.5	Temperatura de fusión	Celsius	T>60
8	Garantizar la seguridad del proceso	4	Riesgos	Subjetivo	NA
9	Actividades de mantenimiento sencillas	3	Mantenibilidad	Subjetivo	NA
10	Evitar fugas	4.5	Numero	Cantidad	0

1.3.2.3 Caja negra



Ilustración 29. Caja negra

1.3.2.4 Diagrama de funciones

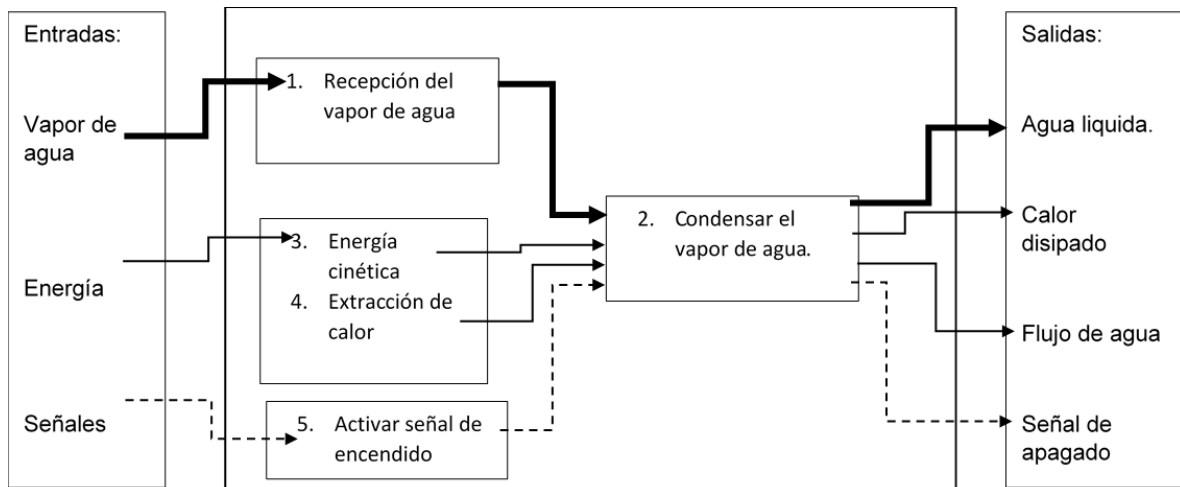


Ilustración 30. Diagrama de funciones

1.3.2.5 Definición de sub-funciones

1. Recepción del vapor de agua: recepción de vapor de agua dentro del condensador que es entregado por el tanque de baja presión.
2. Condensar el vapor: método de condensado de agua (tipo de condensador).
3. Energía cinética: transformación de la energía eléctrica que alimenta la bomba, en energía cinética del movimiento del agua bombeada.
4. Activar señal de encendido: encendido de la bomba

1.3.2.6 Matriz morfológica y listado de alternativas

Tabla 14. Matriz morfológica

SUB-FUNCIÓN	SOLUCIÓN 1	SOLUCIÓN 2	SOLUCIÓN 3	SOLUCIÓN 4
Transporte / Recepción del vapor de agua	Tubing cobre A	Tubing Inconel B	Tubing acero al carbono C	Tubing tungum D

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

				
Tipo de condensador	Coaxial A 	Coraza y tubos	Placa plana C	
Energía cinética	Bomba centrífuga A 	Bomba axial B 	Bomba volumétrica rotativa C 	
Señal de encendido / apagado	Válvula de bola A 	Válvula de estrangulamiento C 	Válvula mariposa B 	

1.3.2.7 Matriz de selección de conceptos

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

Tabla 15. Matriz de selección

SUB-FUNCIÓN	SOLUCIÓN A	JUSTIFICACIÓN
Recepción del agua		Es tubería flexible, es un material con alta conductividad térmica es por esto por lo que es el mejor material para utilizarlo en el colector solar dado que lo principal es aumentar la transferencia de calor.
Condensado de vapor		Debido a su facilidad de construcción y su diseño compacto se ve como la mejor primera opción para realizar el diseño del condensador.
Energía cinética		Presentan cabeza de presión y un caudal pequeño, y dadas las necesidades del sistema son las adecuadas.
Señal de encendido / apagado		Es más sencilla y económica que las demás opciones.

3.2.2 Cálculos

3.2.2.1 Consideraciones

Se considera que en el exterior no hay radiación recomendando colocar una superficie por encima del condensador que lo proteja de la radiación incidente

En la Tabla 12 se muestran las consideraciones geométricas y de condiciones de operación para el condensador, igualmente en la Ilustración 31 se especifican las dimensiones a las cuales corresponden la descripción en las consideraciones tomadas. Es importante recalcar que la geometría es un factor necesario para encontrar el calor útil que se remueve en el condensador es por esto que es necesario realizar una suposición inicial de esta para

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

realizar posteriormente iteraciones en las cuales se permita encontrar la geometría definitiva.

La tubería del condensador es tubing de cobre tipo M.

Tabla 16. Consideraciones

Parámetro	Valor
Ancho del colector	0.5 m
Diámetro nominal del tubo	¼ in
Velocidad del viento (Medellín)	5 m/s
Velocidad del viento (Guajira)	7 m/s
Caudal de agua a calentar	18 L/día
Presión atmosférica (Medellín)	75 kPa
Temperatura ambiente (Medellín)	25 °C
Presión atmosférica (Guajira)	101.325 kPa
Temperatura ambiente (Medellín)	35 °C
Espacio entre espiras	3.8 cm
Presión de entrada al condensador	15kPa

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

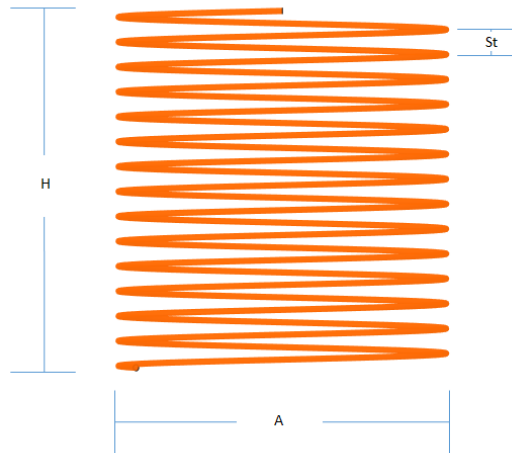


Ilustración 31. Descripción del condensador

3.2.2.2 Cálculos

En la dimensión del condensador se requiere conocer inicialmente el calor latente que se requiere remover al fluido (vapor) para compararlo con el calor útil que sea encontrado según cada iteración dentro de los cálculos, es por esto que se siguen los siguientes pasos:

- Calcular el calor latente que se necesita remover.
- Encontrar los coeficientes de convección interna para el vapor y externa para el aire.
- Con las consideraciones iniciales de diseño y por medio de un circuito de resistencias térmicas encontrar el calor útil removido por el condensador, para posteriormente iterar la geometría.

Es necesario comenzar determinando el calor que hay que removerle al vapor de agua para cambiarlo de estado gaseoso a líquido.

$$Q_u = \dot{m}h_{fg}$$

Donde,

\dot{m} : Flujo masico del fluido.

h_{fg} : Diferencia entre entalpias de vapor y de líquido, es la entalpia de vaporización. (Cengel, 2007)

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

Calcular número de Reynolds para el exterior del banco de tubos.

$$Re = \frac{\rho V_{max} D}{u}$$

Donde,

ρ : Densidad del aire a la temperatura ambiente. (Cengel, 2007)

V_{prom} : Velocidad del viento ambiente. (IDEAM. . Visor Atlas., 2019)

D : Longitud característica, en tubos es igual al diámetro del tubo.

u : Viscosidad dinámica del aire.

Se aproxima el número de Nusselt con la ecuación para exterior de un banco de tubos así:

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.8 \times 0.27 Re^{0.63} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_{ts}} \right)^{0.25}$$

Donde,

Pr : Número de Prandtl a temperatura ambiente.

Pr : Número de Prandtl del aire evaluado a temperatura de superficie aproximadamente.

Coefficiente de convección del viento

$$h_{viento} = \frac{kNu}{D}$$

Velocidades del vapor y el agua. Para facilidad en el manejo de los cálculos y la información se estiman los coeficientes de convección para fluido gaseoso dentro de los tubos y posteriormente para fluido líquido y se promedian.

$$V_{vapor} = \frac{4\dot{m}}{\pi D^4 \rho}$$

Donde,

D : Diámetro interno de tubo.

ρ_{vapor} : Densidad del vapor de agua.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

$$V_{agua} = \frac{4\dot{m}}{\pi D^4 \rho}$$

Donde,

$\rho_{liquido}$: Densidad del agua líquida.

$$h_{vapor} = \frac{\rho V_{vapor} D}{u_{vapor}}$$

Donde,

u_{vapor} : Viscosidad dinámica del vapor de agua.

$$h_{liquido} = \frac{\rho V_{agua} D}{u_{liquida}}$$

Donde,

$u_{liquida}$: Viscosidad dinámica del agua líquida.

Coefficiente de convección interna: promedio entre coeficientes del vapor de agua y el agua líquida.

Ambiente

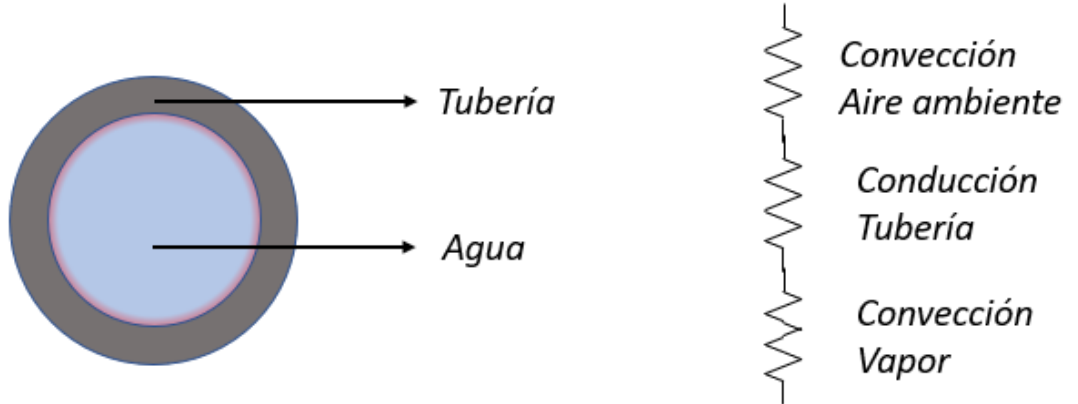


Ilustración 32. circuito de resistencias condensador

Cálculo de resistencias térmicas con iteraciones de área

$$R_{conveccion\ interna} = \frac{1}{h_i A_i}$$

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

$$R_{conduccion} = \frac{\ln (r_2/r_1)}{kA}$$

$$R_{conveccion\ externa} = \frac{1}{h_e A_e}$$

$$R_t = R_{conveccion\ externa} + R_{conduccion} + R_{conveccion\ interna}$$

El calor transferido por el condensador es:

$$Q_{util} = U_t A_{sup} \Delta T_{log}$$

Siendo,

$$\Delta T_{log} = T_{in} - T_{ambiente}$$

Dado que la temperatura del fluido que fluye al interior del condensador no varía debido a que es un proceso de remoción de calor latente y no sensible el ΔT logarítmico se convierte en un delta de temperatura entre el fluido y el aire ambiente

3.2.3 Simulación del condensador

La simulación del condensador tuvo que dividirse en dos partes. Esto debido a que no es posible modelar el flujo de dos fluidos diferentes al mismo tiempo si uno de estos está cambiando de fase. Así, la primera parte corresponde a la estimación del coeficiente de transferencia de calor sobre la tubería y la segunda a la modelación del cambio de fase dentro de ella.

Las condiciones ambientales (de operación) que se pueden observar en la Tabla 18 y Tabla 21, pertenecen a las condiciones de Medellín ya que el colector se simula para este caso debido a que se planean en futuros trabajos experimentaciones con el colector diseñado y los resultados obtenidos en este trabajo de grado.

3.2.3.1 Parte 1: Coeficiente de transferencia de calor

Geometría

La geometría se realizó en el módulo Space Claim de ANSYS siguiendo las dimensiones descritas en la Ilustración 31. Alrededor de esta se genera un dominio de aire que consiste en 2 cilindros y un bloque. Esto con el fin de lograr una malla refinada cerca de la tubería para modelar adecuadamente la capa límite, y consecuentemente la transferencia de calor.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

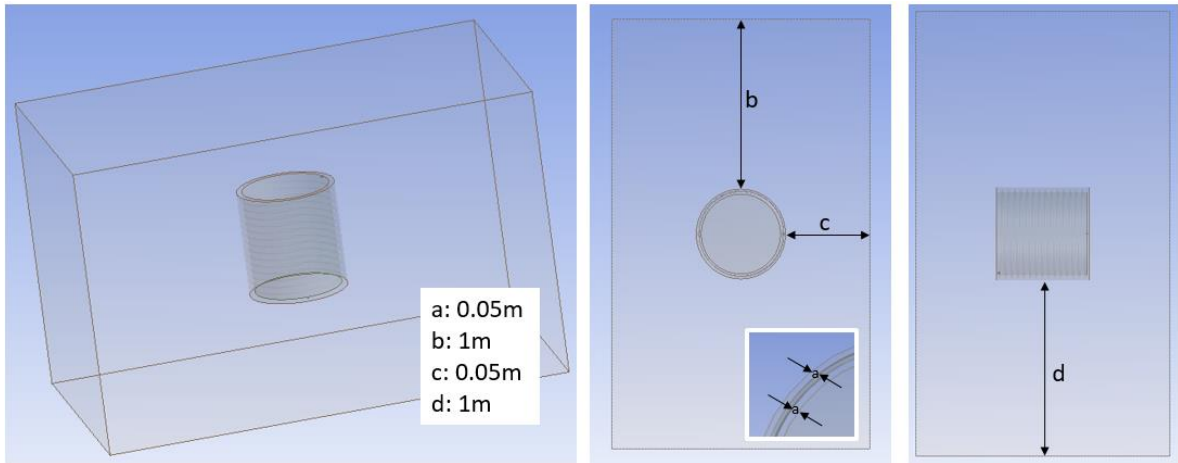


Ilustración 33. Dimensiones del dominio de aire

Para facilitar el mallado, se suprimió la tubería para considerar solamente el aire y se asignaron condiciones de frontera a las paredes donde estaría la tubería.

Mallado

Como se había mencionado anteriormente, es importante que la malla sea muy fina en los alrededores de la tubería, pero los elementos deben ir creciendo en tamaño hacia afuera para reducir la cantidad de nodos. Por esta razón, la malla se generó con un factor de crecimiento de 5. Desafortunadamente, esto ocasiona un impacto negativo en la calidad de la malla. Para mejorar la calidad sería necesario aumentar el número de elementos, pero esto elevaría mucho el costo computacional por lo que se decide dejarla así. No obstante, los valores promedio de la relación de aspecto y oblicuidad cumplen están por debajo de 10 y 0.85 como es recomendado para simulaciones en CFD (Ver Tabla 17). En la Tabla 17 y la Ilustración 34 se muestran los parámetros y la calidad de la malla utilizada.

Tabla 17. Parámetros de calidad de la malla

Número de nodos	Número de elementos	Relación de aspecto				Oblicuidad			
		Min	Max	Prom	σ	Min	Max	Prom	σ
700,212	2,177,807	1.12	512.27	3.07	2.46	3.13	0.99	0.51	0.30
						(x10 ⁻⁴)			

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

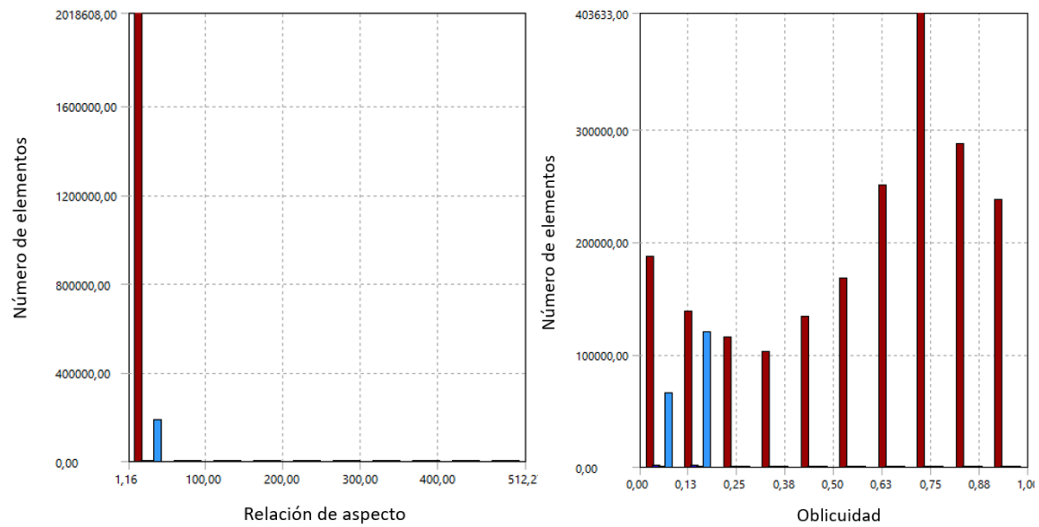


Ilustración 34. Gráficas de calidad de malla 1

Setup

Selección de modelos

Esta simulación emplea solamente dos modelos, el modelo laminar y el de energía. Se utiliza el modelo laminar en concordancia con los resultados de los cálculos desarrollados en el diseño de detalle. Adicionalmente, es necesario incluir el modelo de energía para que ocurra la transferencia de calor.

Condiciones de frontera

La Ilustración 35. Condiciones de frontera presenta las caras que se consideraron para aplicar las condiciones de frontera y la tabla detalla los parámetros ingresados. Para poder calcular el coeficiente convectivo fue necesario asumir una temperatura de 50°C (323.15K) en la superficie de la tubería. El coeficiente convectivo corresponde entonces a un valor preliminar que debe ser actualizado con base en posteriores iteraciones reemplazando del valor de temperatura superficial del serpentín, de acuerdo a los resultados de la segunda parte de esta simulación hasta que el porcentaje de error fuera aceptable.

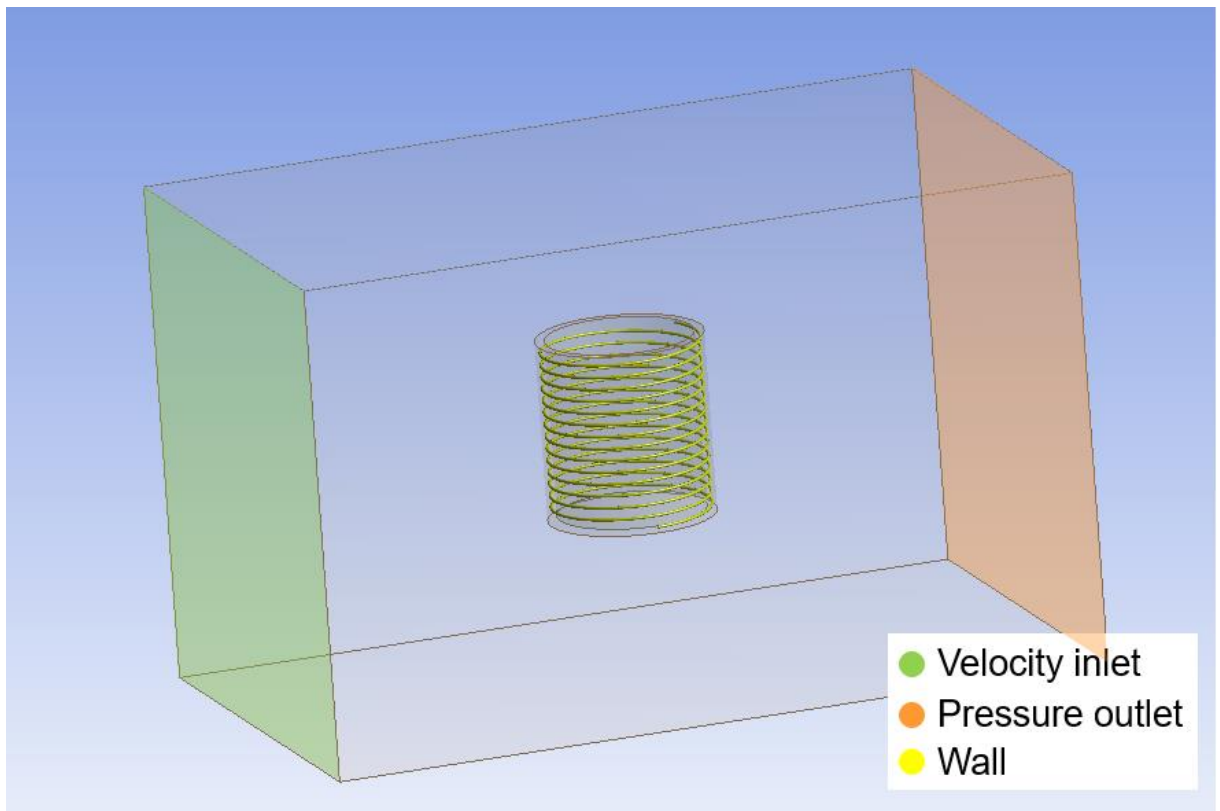


Ilustración 35. Condiciones de frontera

Tabla 18. Parámetros de entrada

Frontera	Condiciones
Velocity inlet	V= 5m/s T= 298.15K
Pressure outlet	T= 298.15K
Wall	Condición de temperatura

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

	<p>T= 323.15K</p> <p>Espesor de pared= 9mm</p> <p>Material= Cobre</p>
Condiciones de operación	<p>P= 101.325kPa</p> <p>T= 298.15K</p>

Criterio de convergencia

Para asegurar la convergencia se utilizan los criterios presentados en Tabla 19

Tabla 19. Criterios de convergencia

Residual	Criterio absoluto
Continuidad	0.001
Velocidad en X	0.001
Velocidad en Y	0.001
Velocidad en Z	0.001
Energía	1e-06

3.2.3.2 Parte 2: Condensación del vapor de agua

Geometría

Al igual que en la simulación anterior se generó la geometría en Space Claim dibujando solo el interior de la tubería, por donde fluiría el agua. En la Ilustración 36 se muestra dicha geometría utilizada.

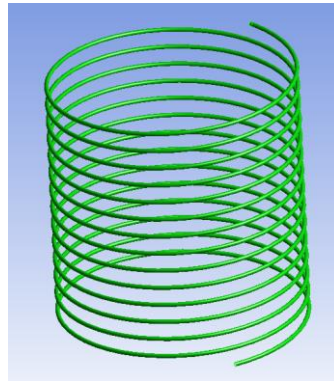


Ilustración 36. Condensador

Mallado

El mallado de esta simulación es mucho más sencillo. Gracias a la simplicidad de la geometría se logra generar una malla estructurada de forma automática con excelente calidad, cumpliendo todos los criterios de calidad mencionados anteriormente. En la Tabla 20y la Ilustración 37 se muestran los parámetros y la calidad de la malla utilizada.

Tabla 20. Parámetros de calidad de la malla

Número de nodos	Número de elementos	Relación de aspecto				Oblicuidad			
		Min	Max	Prom	σ	Min	Max	Prom	σ
1,390,474	1,220,832	1.28	4.79	2.18	0.72	1.57	0.78	0.25	0.18
						($\times 10^{-2}$)			

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

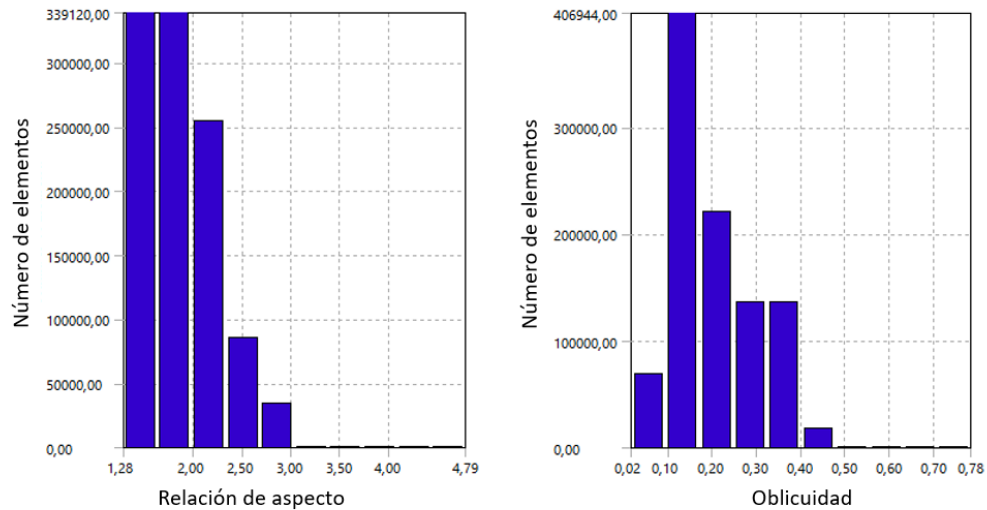


Ilustración 37. Gráficas de calidad de malla

Setup

Selección de modelos

Esta simulación también utiliza los modelos laminares y de energía para modelar el flujo del agua y la transferencia de calor. Adicionalmente se emplea un modelo multifase para representar la condensación del vapor de agua a lo largo de su recorrido por el condensador.

El primer paso para seleccionar el modelo multifase es definir cuál régimen mejor describe el flujo a representar. Considerando que la condensación ocurre por la formación de gotas en un gas continuo, el “droplet flow” es el régimen más adecuado. La guía de usuario de ANSYS recomienda utilizar los modelos de mezcla o Euleriano si la fracción de volumen de la fase dispersa excede el 10%, lo cual ocurre en este caso. Se escoge el modelo de mezcla por encima del Euleriano porque es más sencillo y tiene asociado a él un menor costo computacional debido a que resuelve una menor cantidad de ecuaciones (ANSYS, 2009).

Condiciones de frontera

La Ilustración 38 presenta las superficies del sólido en las que se aplicaron las condiciones de frontera. La Tabla 21 detalla los parámetros ingresados.

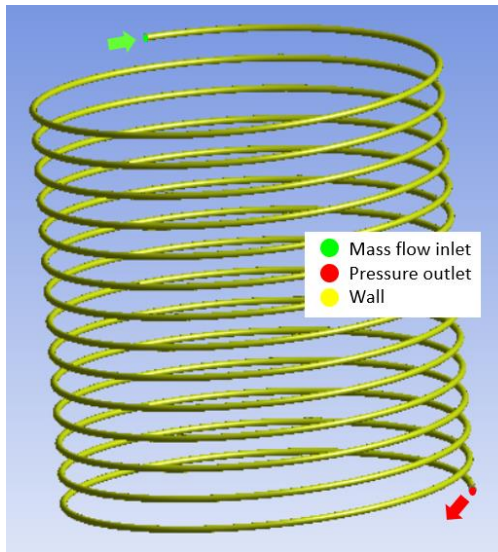


Ilustración 38. Condiciones de frontera

Tabla 21. Condiciones de frontera

Frontera	Condiciones
Mass Flow inlet	$P = 15,000 \text{ kPa}$ $T = 333\text{K}$ $\dot{m} = 9.25926 \times 10^{-4}$
Pressure outlet	$T_{\text{flujo-retorno}} = 333\text{K}$
Wall	Condición de convección $h = 60\text{W/m}^2\text{K}$ $T_{\text{convección}} = 298.15\text{K}$ Espesor de pared = 9mm Material = Cobre

Adicionalmente se hace necesario especificar otros parámetros que serán descritos a continuación. Para modelar el cambio de fase se activa el mecanismo de evaporación-condensación ingresando la temperatura de saturación, que para las condiciones de

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

presión (15kPa) es de 327.12K. Por otra parte, para que el algoritmo pueda reconocer que se va a remover un calor latente se deben modificar las entalpías estándar del vapor y del agua a sus valores a la presión de operación.

Criterio de convergencia

Tabla 22. Criterio de convergencia

Residual	Criterio absoluto
Continuidad	0.001
Velocidad en X	0.001
Velocidad en Y	0.001
Velocidad en Z	0.001
Energía	1e-06
Fracción de volumen de vapor	0.001

En la Tabla 22 se muestran los criterios de convergencia utilizados en la simulación.

4. PRESENTACIÓN Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

4.1 Colector

4.1.1 Cálculos

A continuación, se presentan las tablas resumen de los cálculos realizados para un colector solar de placa plana de una sola cubierta operando en Medellín y en la Guajira, tal como se muestra en la Tabla 24 y la Tabla 24, respectivamente. Estos resultados se validarán en la simulación en donde se simula un colector solar de placa plana en Medellín, como se explicó en el apartado de la simulación en el desarrollo de este trabajo de grado.

Tabla 23. Resultados Caso de Medellín

Variable	Valor	Unidades
Coeficiente convectivo sobre la cubierta	5.82	w/m ² K
Coeficiente convectivo al interior de la tubería	268.64	w/m ² K
Calor útil del colector	156	W
Eficiencia del colector	69	%
Ancho del colector (placa absorbente)	0.6	M
Largo del colector (placa absorbente)	1	M
Numero de tubos	11	N/A
Área del colector	0.6	m ²
Diámetro nominal de tubería	¼	In
Diámetro nominal del plenum	1 ½	In
Ancho del aislamiento	0.007	M
Temperatura de la placa	62.16	°C

Tabla 24. Resultados Caso de la Guajira

Variable	Valor	Unidades
Coeficiente convectivo sobre la cubierta	6.87	w/m ² K
Coeficiente convectivo al interior de la tubería	268.64	w/m ² K
Calor útil del colector	159	W
Eficiencia del colector	73	%
Ancho del colector (placa absorbente)	0.4	M
Largo del colector (placa absorbente)	1	M
Numero de tubos	7	N/A
Área del colector	0.4	m ²
Diámetro nominal de tubería	¼	In
Diámetro nominal del manifold	1 ½	In
Ancho del aislamiento	0.004	M
Temperatura de la placa	64°C	°C

El calor requerido para calentar el fluido desde 20 °C hasta 60°C es de 154W, teóricamente los diseños planteados anteriormente son funcionales, para Medellín y la Guajira mostrados en la Tabla 24 y la Tabla 24 respectivamente, dado que el calor útil del colector diseñado es mayor que el calor requerido para calentar el fluido, de igual manera se debe verificar este flujo de calor del colector en las simulaciones realizadas.

Si se analiza para el caso de la Guajira el colector solar tiene una menor área y una eficiencia más alta, esto se debe a que en la guajira la radiación es mayor que en Medellín lo que produce un incremento en la captación de calor del colector solar de placa plana.

Es importante denotar que la temperatura de promedio placa es efectivamente más alta que la temperatura de salida del fluido que es de 60°C, esto quiere decir que el método teórico de diseño para el colector solar es en un inicio una buena aproximación a lo que podría ser el área final de transferencia de calor para el colector solar de placa plana, esta temperatura será validada en los apartados siguientes en donde se explican los resultados de la simulación realizada.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

4.1.2 Simulación parte 1

A continuación, se presentan los resultados correspondientes a la primera parte de la simulación del colector solar de placa plana:

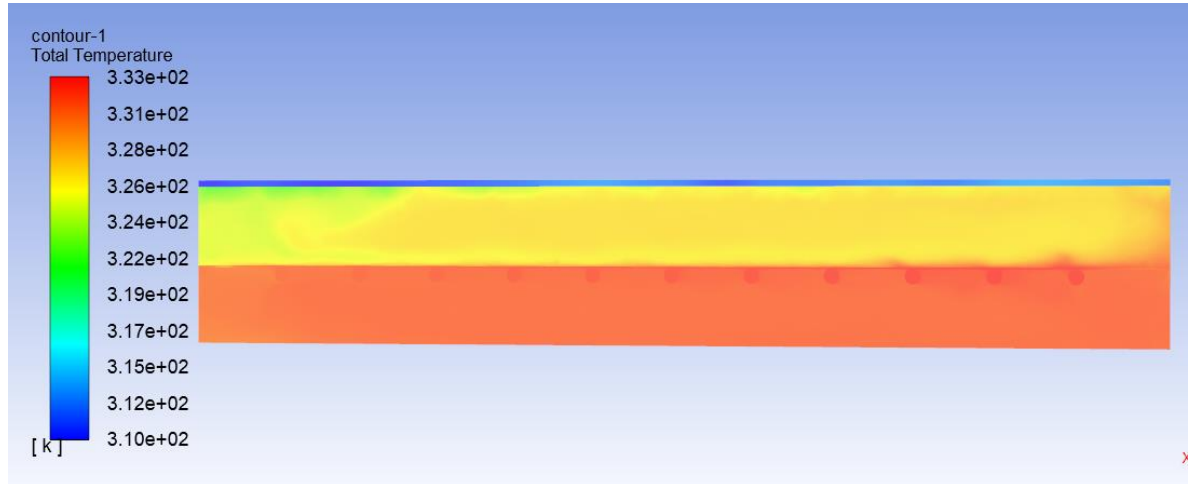


Ilustración 39. Distribución de temperaturas sobre el colector

En la Ilustración 39 se puede observar cómo se distribuye la temperatura desde el aire externo hasta el interior del colector. La primera zona que se encuentra en la Ilustración 39 es el aire ambiente el cual se encuentra efectivamente a 25°C luego se puede observar la cubierta de vidrio la cual se encuentra a una temperatura aproximada de 35°C, contiguo a la cubierta está el espacio de aire dentro del cual se genera el efecto invernadero dentro del colector lo que permite aprovechar una mayor radiación y se encuentra a una temperatura más alta que la cubierta, seguido se puede notar que la temperatura de la placa plana y la tubería de cobre es la más alta del sistema esto se debe a que en esta sección es donde se absorbe la mayor cantidad de calor: por ultimo debajo de los tubos hay un espacio de aire caliente y el aislamiento.

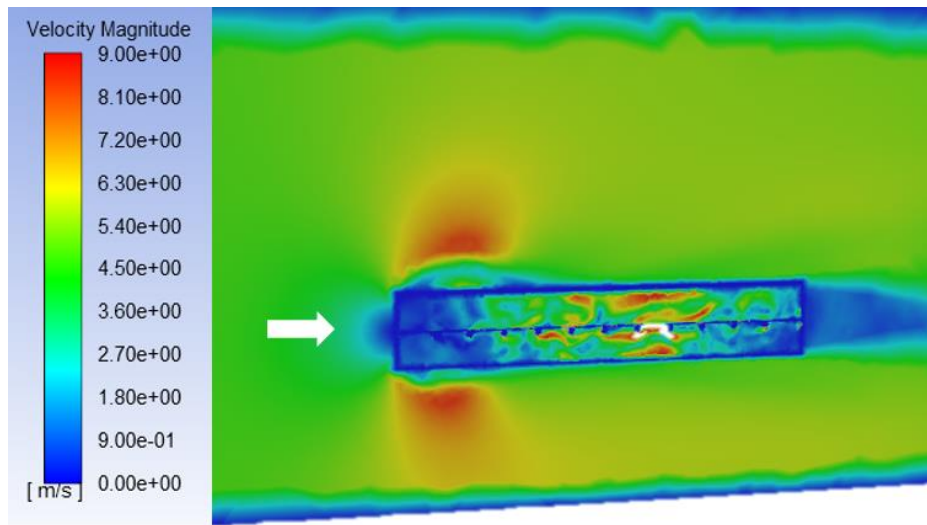


Ilustración 40. Perfil de velocidad del aire

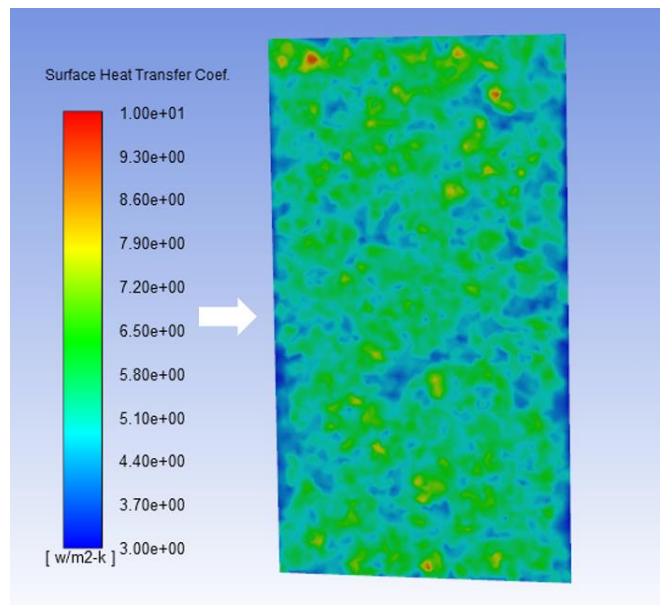


Ilustración 41. Coeficiente de convección sobre la cubierta

El coeficiente convectivo promedio sobre la cubierta de vidrio es de $5.54 \text{ w/m}^2\text{K}$ y se puede observar en la Ilustración 41 además de zonas en donde el coeficiente convectivo es mayor que en otras debido a la variación de la velocidad en el perfil de velocidad del aire que se puede observar en la Ilustración 40. La Tabla 25 se puede resumir en un porcentaje de variación del 4.8% entre el coeficiente calculado teóricamente y el coeficiente calculado con

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

la simulación, lo que verifica el método por el cual se calculó el coeficiente convectivo para la cubierta de cristal.

Tabla 25. Relación de coeficiente convectivo

Coeficiente convectivo exterior	Valor
Resultado simulación	5.54 w/m ² K
Resultado teórico	5.82 w/m ² K
Error	4.8%

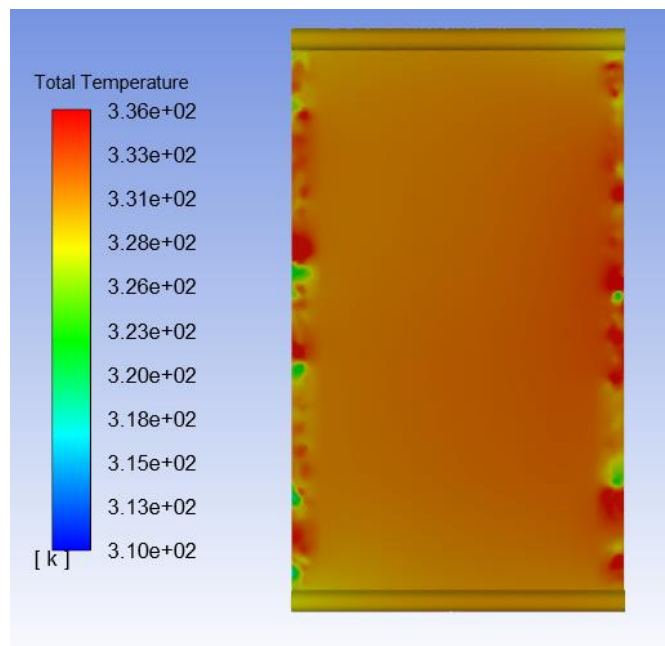


Ilustración 42. Distribución de temperatura en la placa absorbente

En la Ilustración 42 se muestra la distribución de temperatura sobre la placa absorbente de cobre, se puede ver que esta temperatura es casi constante sobre toda la superficie del colector y si se compara con la temperatura promedio de la placa encontrada teóricamente se puede observar en la Tabla 26 un porcentaje de desviación del 0.49%, lo que podría indicar que las suposiciones realizadas en el desarrollo del método teórico para encontrar la temperatura de la placa si funcionan.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

Tabla 26. Relación temperatura de la placa.

Temperatura de la placa	Valor
Resultado simulación	61.85 °C
Resultado teórico	62.16 °C
Error	0.49 %

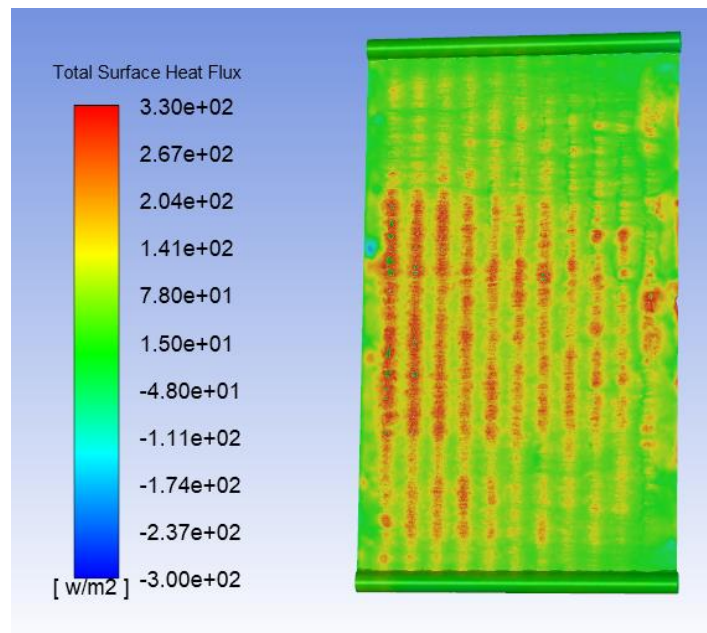


Ilustración 43. Flujo de calor sobre la placa absorbente

En la Ilustración 43 se muestra la distribución de flujo de calor sobre la placa absorbente, en donde se obtiene un promedio de flujo de 260 w/m^2 en donde se denota que el flujo es más alto en las secciones donde están los tubos que transportan el fluido. Hacia la parte superior y hacia la parte izquierda se aprecia un flux mayor ya que el fluido está ingresando por esta zona y dado que el fluido ingresa frio o a baja temperatura, el flujo de calor es mayor en esta área.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

4.1.3 Simulación parte 2

La segunda parte de las simulaciones del colector pretende encontrar la transferencia de calor desde la placa absorbente hasta el fluido.

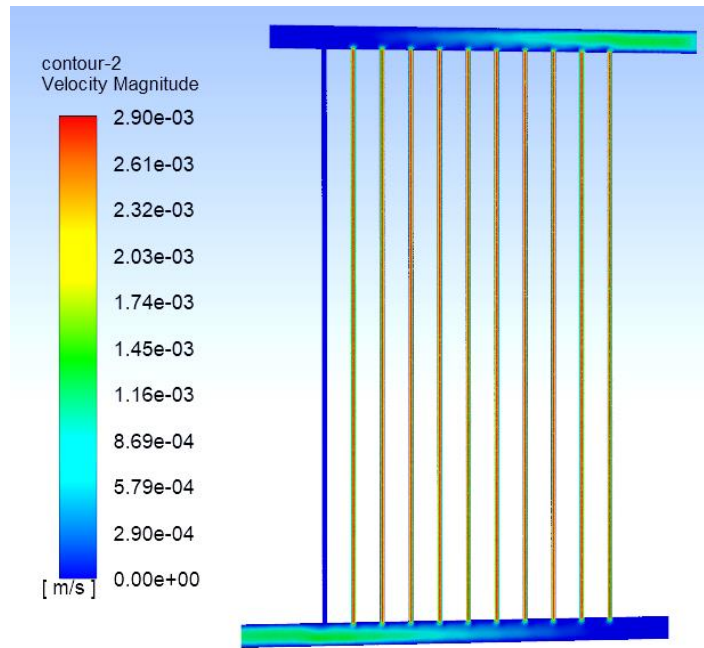


Ilustración 44. Velocidad del agua dentro de la tubería

Según los cálculos la velocidad del fluido frío en el manifold y en cada uno de los tubos se muestra en la Tabla 27 los cuales se comparan con los resultados obtenidos en la simulación según el flujo másico de entrada y se pueden obtener los porcentajes de error ilustrados en la Tabla 27. De acuerdo a la simulación, se aprecia que por el último tubo se presenta muy poco flujo de agua que podría mejorarse con un rediseño del manifold de entrada. En la Ilustración 44 se puede visualizar la velocidad del agua en todos los puntos de la tubería tanto en el manifold de entrada como en el de salida y para cada uno de los tubos.

Tabla 27. Relación de velocidades

Velocidad	Valor
-----------	-------

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

Velocidad manifold entrada resultado simulación	0.00080 m/s
Velocidad manifold entrada cálculos	0.00108 m/s
Error	26%
Velocidad en tubos resultado simulación	0.0029
Velocidad en tubos cálculos	0.0022
Error	24%

En la Ilustración 45 se muestra la distribución de temperatura para el agua que se está calentando en el condensador, en donde se puede observar que se calienta desde 20 °C hasta 60 °C tal como estaba planteado en el diseño teórico, igualmente es posible visualizar como aumenta la temperatura del fluido a medida que recorre la tubería hasta la descarga.

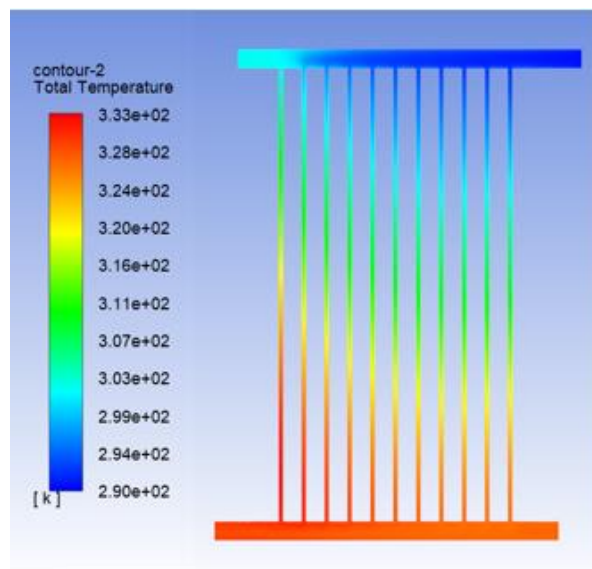


Ilustración 45. Distribución de temperatura para el agua

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

4.2 Condensador

4.2.1 Cálculos

A continuación, se presentan las tablas resumen de los cálculos realizados para un condensador de tipo serpentín operando en Medellín y en la Guajira, tal como se muestra en la Tabla 28 y Tabla 29, respectivamente. Estos resultados se validarán en la simulación en donde se simula un condensador en Medellín, como se explicó en el apartado de la simulación en el desarrollo de este trabajo de grado. Con una velocidad de viento de 5 m/s en Medellín y de 7 m/s en la Guajira.

Tabla 28. Resultados caso de Medellín

Variable	Valor	Unidades
Coefficiente convectivo al exterior	97.42	w/m ² K
Coefficiente convectivo al interior de la tubería	17731	w/m ² K
Calor útil del condensador	2209	W
Ancho del condensador	0.5	m
Alto del condensador	0.55	m
Área de transferencia de calor	0.67	m ²
Diámetro nominal de la tubería	¼	in
Distancia entre pasos	0.038	m

Tabla 29. Resultados caso de Guajira

Variable	Valor	Unidades
Coefficiente convectivo al exterior	119	w/m ² K

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

Coefficiente convectivo al interior de la tubería	17731	w/m ² K
Calor útil del condensador	2184	W
Ancho del condensador	0.5	m
Alto del condensador	0.62	m
Área de transferencia de calor	0.76	m ²
Diámetro nominal de la tubería	¼	in
Distancia entre pasos	0.038	m

El calor latente necesario para condensar el vapor de agua es de 2184W, teóricamente los diseños de intercambiador planteados para Medellín y la Guajira en la Tabla 28 y Tabla 29 respectivamente, son funcionales.

Debido a la temperatura de la guajira y a pesar de la mayor velocidad de viento en dicha locación para implementar un condensador allí, es necesario una mayor área de transferencia de calor en el condensador para alcanzar el calor útil para removerle energía al fluido.

4.2.2 Simulación parte 1

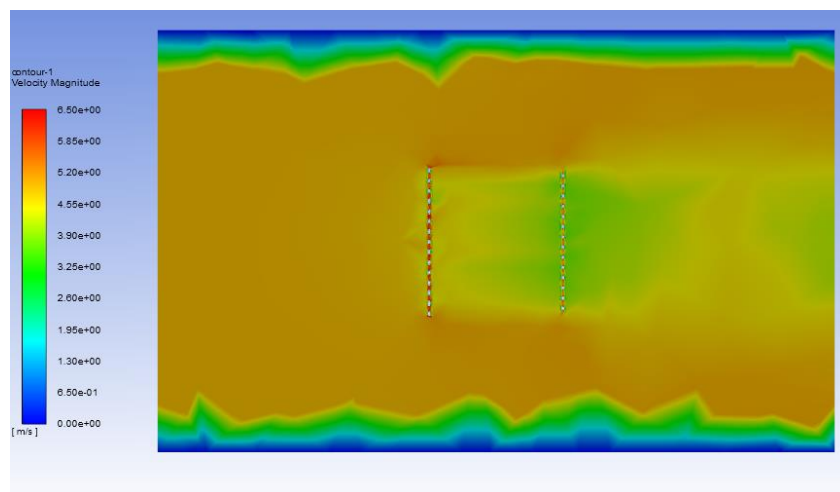


Ilustración 46. Perfil de velocidad del aire externo

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

La Ilustración 46 presenta el perfil de velocidades que se desarrolla en el aire alrededor del condensador. Se observa un aumento en la velocidad cuando el aire atraviesa las espiras debido a la reducción de área. Luego la velocidad disminuye a la entrada de la segunda etapa de espiras generando que el coeficiente convectivo en esta sección sea menor que en la primera.

La Ilustración 47 presenta la distribución del coeficiente convectivo en dos de las caras del condensador, la que enfrenta directamente el flujo de aire y la posterior. Se puede evidenciar, en concordancia con la Ilustración 47 que la sección donde la velocidad del aire es más alta el coeficiente es mayor, como es de esperarse. El promedio del coeficiente convectivo en la simulación fue de 50 W/m²K, mientras que el calculado fue de 97W/m²K. Esta diferencia se da por las consideraciones realizadas al momento de calcular el coeficiente convectivo del espiral como si fuera un banco de tubos y a la temperatura superficial asumida.

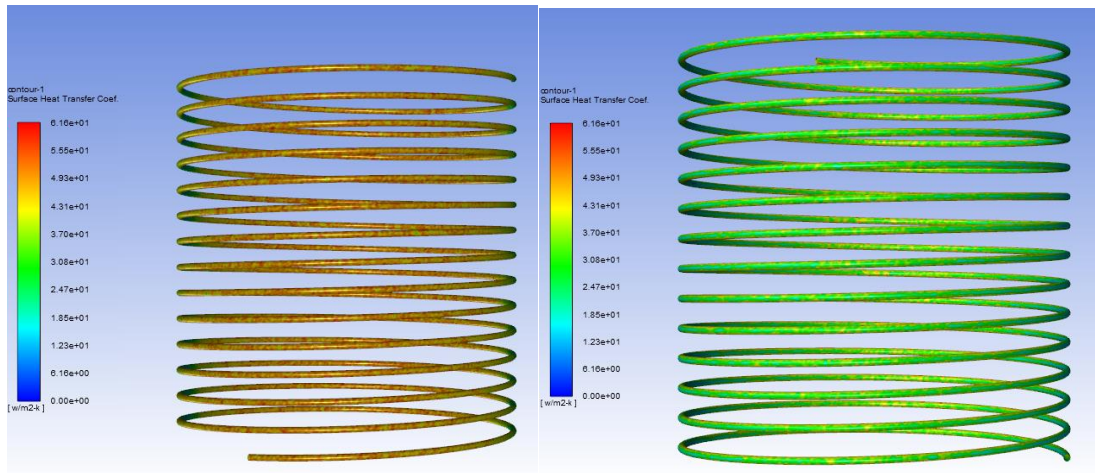


Ilustración 47. Distribución del coeficiente convectivo

4.2.3 Simulación parte 2

La Ilustración 48 muestra el cambio de temperatura que se da a lo largo del condensador. A la entrada se tiene una temperatura de aproximadamente 60°C y esta va disminuyendo a medida que el vapor se condensa. En un proceso de remoción de calor latente la temperatura no varía, este fenómeno se evidencia en la simulación ya que la variación de la temperatura a lo largo del condensador es mínima.

A partir de esta simulación se puede obtener la temperatura superficial del tubo para realizar más iteraciones en el cálculo del coeficiente convectivo.

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

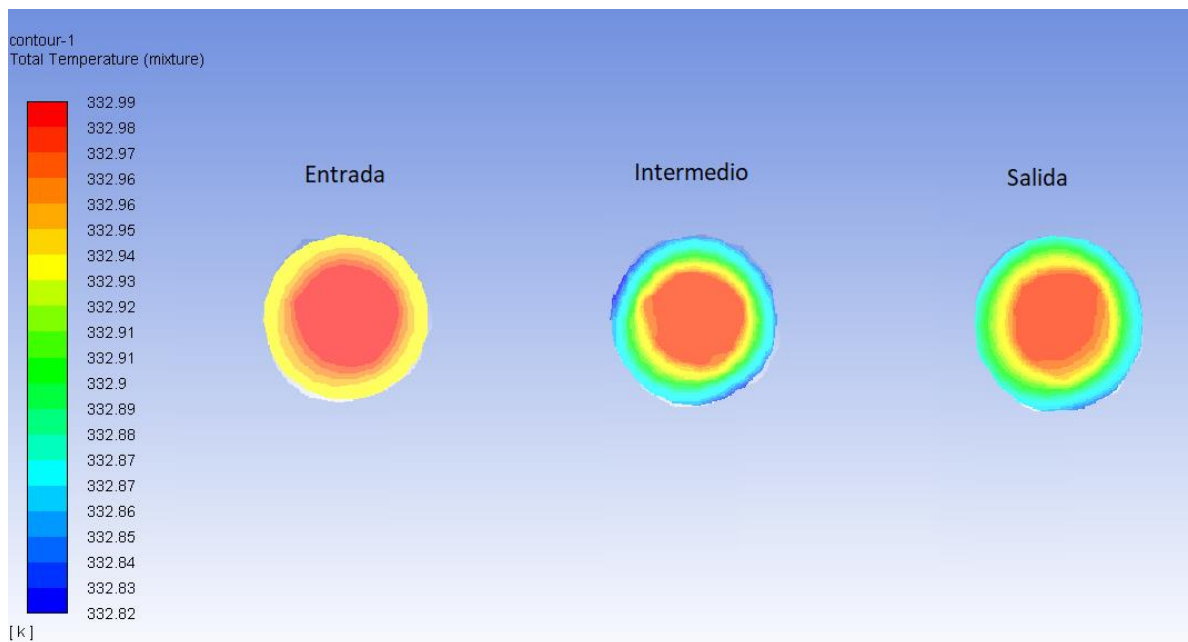


Ilustración 48. Temperatura del fluido.

Para terminar, el fenómeno de condensación se puede evidenciar en la Ilustración 49. Se aprecia que el intercambio de calor del condensador con los alrededores ocasiona la condensación del 50% de la fracción volumétrica de vapor de agua. Esto tiene sentido pues el coeficiente convectivo de la simulación ($50 \text{ W/m}^2\text{K}$) es mucho menor que el teórico ($97 \text{ W/m}^2\text{K}$) que fue utilizado para el dimensionamiento. De estos resultados se puede afirmar que es necesario aumentar el área superficial del condensador para lograr una mayor transferencia de calor y garantizar la salida del agua en estado líquido. La Tabla 30 presenta los resultados del redimensionamiento del condensador utilizando el coeficiente convectivo encontrado en la simulación. El nuevo diseño tendría unas dimensiones de 0.7m de ancho y 0.74m de alto.

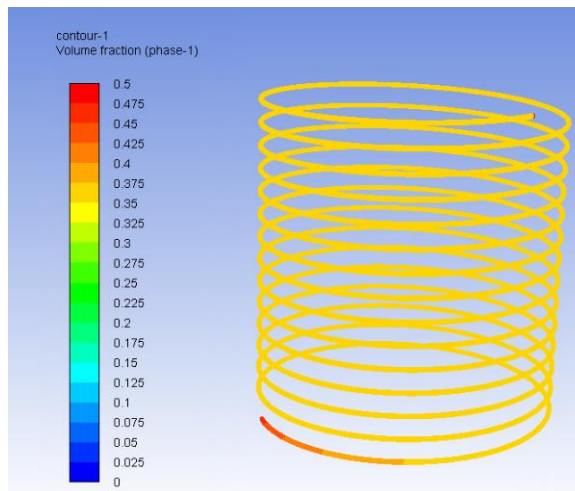


Ilustración 49. Fracción volumétrica de agua líquida

Tabla 30. Redimensionamiento del condensador

Variable	Valor	Unidades
Coefficiente convectivo al exterior	50	w/m ² K
Coefficiente convectivo al interior de la tubería	17731	w/m ² K
Calor útil del condensador	2185	W
Ancho del condensador	0.7	m
Alto del condensador	0.74	m
Área de transferencia de calor	1.21	m ²
Diámetro nominal de la tubería	¼	in
Distancia entre pasos	0.038	m

La información presentada en este documento es de exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete a la EIA.

5. CONCLUSIONES Y CONSIDERACIONES FINALES

El diseño del colector solar logra satisfacer los requerimientos de caudal y temperatura. Su funcionamiento es el adecuado para lograr incrementar la temperatura en 40° para 18 litros diarios. En contraste, el condensador requiere un rediseño ya que para sus dimensiones actuales el agua sale en estado de mezcla. Para garantizar la salida de agua en estado líquido se hace necesario incrementar el área superficial para así lograr una mayor transferencia de calor.

Es importante destacar que los colectores solares existentes comprenden unas eficiencias entre el 50% y el 70%. El colector diseñado en el desarrollo de este trabajo opera con una eficiencia del 69% para el caso de Medellín y del 72% para el caso de la Guajira.

Según los resultados de la simulación del condensador se recomendaría realizar un proceso iterativo para hallar el coeficiente convectivo y la temperatura superficial de la tubería hasta que la variación en los resultados sea despreciable, de esa misma manera validar que las dimensiones del condensador diseñado si sean las correctas.

Para el caso del condensador el coeficiente convectivo calculado de forma teórica es muy diferente al hallado por medio de la simulación. Esto puede deberse a que para los cálculos se empleó una correlación empírica para el coeficiente convectivo correspondiente a un banco de tubos, lo que realmente no corresponde a un serpentín en espiral que corresponde al presente trabajo.

Dado que el colector solar dimensionado en este trabajo de grado es mas pequeño que el colector solar que tiene actualmente el prototipo de potabilización solar de Lozada y Sánchez, se da pie para que se realicen posteriores pruebas o experimentos para verificar las presiones de operación del sistema, ya que esta podría ser la causa principal de las fallas operativas actuales del prototipo.

Seria interesante a futuro evaluar la posibilidad de aumentar la temperatura de salida del colector solar y redimensionarlo para la misma y así poder utilizar una presión mas alta en el tanque de evaporación, en donde no se tendría que usar una bomba de vacío tan grande como la que se tiene actualmente, de esta manera los costos serán mas bajos y el control de parámetros podría ser más fácil dentro del prototipo.

6. ANEXOS

1 archivo de Excel, Libro de cálculos.xlsx

7. REFERENCES

- ANSYS. (23 de 01 de 2009). *afs*. Obtenido de afs: <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node290.htm#fig-mphase-regimes>
- ANSYS. (2019). ANSYS. Obtenido de ANSYS: <https://www.ansys.com/products/platform/multiphysics-simulation/thermal-management>
- Al-Baali, A. G. A. G., & Farid, M. M. (2006). Fundamentals Of Computational Fluid Dynamics. *Food Engineering Series*, (December 2015), 33–44. https://doi.org/10.1007/0-387-31129-7_4
- Baires, A., & Montes, J. (2013). López Pérez, M. I., Henríquez Osorio Hernández, J., & Menjívar Desalinización solar para consumo humano. *El Salvador*.
- Bradshaw-Smith, A. (2015). *Northern Colombia's desperate need for water*. Retrieved from <https://colombiareports.com/northern-colombias-desperate-need-for-water/>
- Cengel, Y. . (2007). *engel, Y. A. . Transferencia de calor y masa*.
- CIC, D. (3 de 2 de 2008). *Digital CIC*. Obtenido de Digital CIC: <https://digital.cic.gba.gob.ar/bitstream/handle/11746/6785/Panaroni.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Constitución Política de Colombia [Const.]. (1991). Artículo 366. 2da Ed. Legis
- EL TIEMPO. (2019). *Pese a fallos que ordenan llevar agua, La Guajira sigue con sed*. Retrieved from <https://www.eltiempo.com/justicia/cortes/a-pesar-de-varias-ordenes-judiciales-la-guajira-siguen-sin-agua-potable-375962>
- Giraldo, E., & Monsalve, M. (2016). Lozada & Sanchez Prototipo para la potabilizacion de agua de mar mediante el uso de energias alternativas. *Envigado Antioquia Colombia*.
- IDEAM. . *Visor Atlas*. (2019).
- ILAC. (2017). *Población con acceso a agua potable*. Retrieved from http://www.dane.gov.co/files/investigaciones/pib/ambientales/llac/Poblacion_acceso_potable.xls
- Incropera, F. P., & Witt, D. (1999). *P. . Fundamentos de Transferencia de Calor*.
- López Pérez, M. I., Henríquez Baires, A., Osorio Hernández, J., & Menjívar Montes, J. (2013). Desalinización solar para consumo humano. El Salvador.

Lozada Giraldo, E., & Sanchez Monsalve, M. (2016). Prototipo para la potabilización de agua de mar mediante el uso de energías alternativas. Envigado, Antioquia, Colombia.

Marioloureiro. . *Colectores de Placa Plana*. (2019).

Nacional, U. (14 de 2 de 2006). *Universidad Nacional*. Obtenido de Universidad Nacional: <http://bdigital.unal.edu.co/29920/1/28627-102560-1-PB.pdf>

Naciones Unidas. (2019). OBJETIVO DEL MES: AGUA LIMPIA Y SANEAMIENTO. Retrieved November 17, 2019, from <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/>

nauticexpo. (s.f.). *nauticexpo*. Obtenido de nauticexpo: <https://www.nauticexpo.es/prod/alfa-laval-mid-europe/product-30729-416231.html>

Network, E. E. (27 de 07 de 2015). *eenclm*. Obtenido de eenclm: <http://www.eenclm.com/general/bode20150707001-colectores-solares-termicos-de-tubo-de-vacio/>

PISA. (2019). *Tubing de instrumentacion*. Obtenido de Tubing de instrumentacion: <http://web.pisa-e.com/wp-content/uploads/2016/04/CATÁLOGO-DE-TUBING.pdf>

PNUD. (2019). Objetivos de Desarrollo Sostenible. Retrieved November 17, 2019, from <https://www.undp.org/content/undp/es/home/sustainable-development-goals.html>

SolidWorks. (2011). *SolidWorks*.

Tratamiento solar del agua. (3 de 10 de 2017). *Tratamiento solar del agua*. Obtenido de Tratamiento solar del agua: <http://h2.loading.net/productos/potabilizadora-agua-h2optima/>

Tu, J., Yeoh, G.-H., & Liu, C. (2018). Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach. In *Elsevier* (3rd ed.). <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>

Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (2007). *An Introduction to Parallel Computational Fluid Dynamics* (Vol. 6). <https://doi.org/10.1109/mcc.1998.736434>

Zimmermann, N. (03 de agosto de 2017). *DW*. Obtenido de DW: <https://www.dw.com/es/desalinizaci%C3%B3n-solar-obtener-agua-potable-del-mar-de-forma-sustentable/a-39955697>

8. REFERENCIAS

- ANSYS. (23 de 01 de 2009). *afs*. Obtenido de afs: <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node290.htm#fig-mphase-regimes>
- CIC, D. (3 de 2 de 2008). *Digital CIC*. Obtenido de Digital CIC: <https://digital.cic.gba.gob.ar/bitstream/handle/11746/6785/Panaroni.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- nauticexpo. (s.f.). *nauticexpo*. Obtenido de nauticexpo: <https://www.nauticexpo.es/prod/alfalaval-mid-europe/product-30729-416231.html>
- Network, E. E. (27 de 07 de 2015). *eenclm*. Obtenido de eenclm: <http://www.eenclm.com/general/bode20150707001-colectores-solares-termicos-de-tubo-de-vacio/>
- Tratamiento solar del agua. (3 de 10 de 2017). *Tratamiento solar del agua*. Obtenido de Tratamiento solar del agua: <http://h2.loading.net/productos/potabilizadora-agua-h2optima/>
- Universidad Nacional. (14 de 2 de 2006). *Universidad Nacional*. Obtenido de Universidad Nacional: <http://bdigital.unal.edu.co/29920/1/28627-102560-1-PB.pdf>
- Universitat politècnica de Catalunya. (3 de 01 de 2019). *epsem*. Obtenido de epsem: http://epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecador/castella/tubs_concentrics.html#:~:targetText=Los%20intercambiadores%20de%20calor%20de,tubos%20conc%C3%A9ntricos%20de%20di%C3%A1metros%20diferentes.&targetText=Se%20utilizan%20tubos%20aleteados%20cuando,mucho%20
- Zimmermann, N. (03 de agosto de 2017). *DW*. Obtenido de DW: <https://www.dw.com/es/desalinizaci%C3%B3n-solar-obtener-agua-potable-del-mar-de-forma-sustentable/a-39955697>