

ANÁLISIS NUMÉRICO DE LA
TRANSFERENCIA DE CALOR DE UN
NANO-FLUIDO INMERSO EN UN MEDIO
POROSO DENTRO DE UN RECEPTOR
SOLAR TIPO TORRE CENTRAL

Dedicatorias

Este trabajo está dedicado a

A **mis padres** por su incondicional amor, sin ustedes no habría llegado hasta aquí.

A **mis hermanos y hermanas** que sin su ayuda no habría sido posible lograr esta meta, por siempre estaré agradecido.

A **todos mis sobrinos** ya que son una gran motivación para seguir adelante.

En especial quiero dedicar este trabajo a **mi Papá** que desafortunadamente no alcanzo a ver terminada esta etapa pero que donde sea que se encuentre está orgulloso.

A **mi familia** que es lo que más quiero en la vida

Agradecimientos

Quiero agradecer al **Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec** por permitirme realizar los estudios de posgrado. A la **Maestría en Eficiencia Energética y Energías Renovables**.

Gracias al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología **CONACyT** por la beca otorgada para los estudios de maestría.

Gracias a mi asesor el **Dr. Agustín Mora Ortega**, por todos sus conocimientos compartidos pero sobre todo por su paciencia y dedicación. Aprecio sinceramente la paciencia que ha mostrado a lo largo de esta etapa, sus consejos y motivación fueron fundamentales para llegar a este logro.

Gracias al **Dr. Martín Salazar Pereyra** sus revisiones siempre fueron de gran ayuda, al **M.C. Carlos Aguilar Anastacio**, al **M.C. Wenceslao Bonilla Blancas** por su apoyo.

Gracias a **Julio, David, Rogelio, Nacho, Vic, Tania, Mariana, Miri y Angy**, son parte importante de mi vida y su apoyo fue fundamental para llegar hasta aquí.

Gracias a mis amigos del cubículo *J201*, **Chavito, Pepe, Servin, Ernesto, Norteño, Lule, Carlos, Jorge, Alexis y David** su amistad fue de gran ayuda.

¡Muchas gracias a todos!

Índice general

Nomenclatura	IV
Abstract	VII
Resumen	VIII
1. Motivación	1
2. Objetivos	1
2.1. Objetivo general	1
2.2. Objetivos particulares	1
3. Introducción	1
3.1. Antecedentes	1
3.1.1. Clasificación de concentradores solares.	2
4. Planteamiento del problema	8
4.1. Ecuaciones de gobierno	9
4.1.1. Condiciones de Frontera	12
4.1.2. Parámetros adimensionales	13
5. Resultados	14
5.1. Determinación del número adimensional Nusselt	16
6. Conclusiones	25
Referencias	27

Índice de figuras

3.1. Concentrador cilindro parabólico.	3
3.2. Concentrador lineal fresnel.	4
3.3. Concentrador de disco parabólico.	5
3.4. Central de energía solar térmica tipo torre central.	6
4.1. Diagrama esquématico del receptor solar.	8
4.2. Diagrama esquématico de estudio en 2D.	9
5.1. Malla	14
5.2. Convergencia numérica	15
5.3. Diagrama de flujo del análisis de la Dinámica de Fluidos Computacional.	19
5.4. Campos de Temperaturas en variables físicas manteniendo fijos los números de $Re = 31217.687$ y $Pr = 8.59$ y un flujo de calor $Q = 800000 \frac{W}{m^2}$	20
5.5. Variación de la temperatura adimensional máxima θ_{max} como función del tiempo adimensional τ con; $C = 1\%$, $Re = 31217.68$ y $\epsilon = 0.0133$ constantes, para diferentes porosidades $\varphi (= 0.9272, 0.9546$ y $0.9726)$	21
5.6. Número de Nu para diferentes porosidades $\varphi (= 0.9272, 0.9546$ y $0.9726)$ con valores fijos de $Pr = 8.596$, $\epsilon = 0.0133$, $\theta_m = 0.08$, y $\theta_p = 1$	22
5.7. Numero de Nusselt Nu, como una función del parámetro Re, para diferentes valores de $Pr (= 5.138, 5.343, 8.546$ y $7.3448)$ y valores fijos $\varphi = 0.9726$, $\epsilon = 0.0133$, $\theta_m = 0.08$ y $\theta_p = 1$	23
5.8. Numero de Nusselt Nu, como una función del parámetro ϵ , para diferentes valores de $Pr (= 5.138, 5.343, 8.546$ y $7.3448)$ y valores fijos $\varphi = 0.9726$, $\theta_m = 0.08$ y $\theta_p = 1$	24

Índice de cuadros

5.1. Propiedades del material poroso	17
5.2. Calor específico de la mezcla obtenida con diferentes concentraciones . . .	18

Nomenclatura

Letras latinas

C	concentración de nanopartículas
c_F	coeficiente de arrastre adimensional
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional
c_p	calor específico a presión constante
$CSFF$	Concentrador Solar de Foco Fijo
CSP	Concentrador de Energía Solar Térmica
D	Ancho
$DISS$	Centro de Pruebas Europeo
FVM	Método de Volumen Finito
g	vector de la aceleración gravitacional
K	Permeabilidad promedio
k	conductividad térmica
L	Largo
LFR	Reflector Lineal Fresnel
p	Presión
Pe	Número de Peclet
PDS	Sistemas Concentradores de Disco Parabólico o Plato Stirling
Pr	Número de Prandtl
PTC	Concentrador Cilindro Parabólico
Re	Número de Reynolds
REV	Volumen de Elemento Representativo
SPT	Concentrador de Torre Central
T	Temperatura
t	tiempo
t_c	tiempo característico
TES	Almacenamiento de Energía Térmica

u	Parámetro Adimensional
\bar{u}	parámetro adimensional
\bar{v}	parámetro adimensional
v	vector velocidad
v_D	Velocidad Superficial
\bar{x}	parámetro adimensional
\bar{y}	parámetro adimensional

Letras Griegas

ρ	densidad
μ	viscosidad dinámica
φ	porosidad
τ	parámetro adimensional
α	difusividad térmica
ϵ	parámetro geométrico
\bar{V}	promedio de volumen
θ	parámetro adimensional
θ_m	temperatura media del fluido
θ_p	temperatura de la pared caliente
Δ_T	variación de la temperatura
ν	viscosidad cinemática

Subíndices

ex	exterior
i	inicial
in	interior
f	fluido
ff	final del fluido
m	media
p	pared
s	sólido

Abstract

The objective of this work is to analyze by a numerical procedure, the contribution of a nanofluid immersed in a porous media on the improvement of convection heat transfer of turbulent flow in a solar central receiver tube. The convection heat transfer for incompressible flows through homogeneous and isotropic matrix porous, is modeled by the well-known continuity, momentum and energy transport equations. The Forcheimer-Brinkman model is adopted to describe the flow in the porous region. The nanofluid is composed of molten salt ($NaNO_3$ and KNO_3) and nanoparticles of ($Si_2O_2 - Al_2O_3$). The present study uses the COMSOL Multiphysics Software to analyzed these phenomena. The results suggest that the local Nu number improve when the porosity and Re number increase. Is presented the influence of dimensionless parameter geometric. The heat transfer coefficient is higher for the mixture of base fluid with a concentration of 1 % of nanoparticles, however, for higher values of a concentration the heat transfer coefficient decrease. The numerical simulation is compared against the CFD Simulation with Ansys Fluent Software

Resumen

El objetivo de este trabajo es analizar mediante un procedimiento numérico, la contribución de un nanofluido inmerso en un medio poroso en la mejora de la transferencia de calor por convección del flujo turbulento en un receptor solar. La transferencia de calor por convección para flujos incompresibles a través de la matriz homogénea e isotrópica porosa se modela por las ecuaciones de continuidad, momento y de energía. El modelo de Forcheimer-Brinkman se adopta para describir el flujo en la región porosa. El nanofluido está compuesto de sal fundida ($NaNO_3$ y KNO_3) y nanopartículas de ($Si_2O_2 - Al_2O_3$). El presente estudio utiliza el software COMSOL Multiphysics para analizar estos fenómenos. Los resultados sugieren que el número Nu local mejora cuando la porosidad y el número Re aumentan. Se presenta la influencia del parámetro adimensional geométrico. El coeficiente de transferencia de calor es mayor para la mezcla de fluido base con una concentración de 1 % de nanopartículas, sin embargo, para valores más altos de concentración, el coeficiente de transferencia de calor disminuye. La simulación numérica es comparada contra la simulación de CFD con el Software ANSYS Fluent.

Capítulo 1

Motivación

El acceso a la energía está ligado al desarrollo económico, social y cultural de los países, el poder aprovechar los recursos energéticos de manera eficiente permite solventar las necesidades de los pueblos y promover su desarrollo. Pero contar con un suministro energético accesible y de calidad ya no es suficiente, pues también debe ser amigable con el medio ambiente y promover la sustentabilidad.

El incremento en la demanda de energía por parte de la sociedad, aunado al encarecimiento de los combustibles fósiles crea la necesidad de buscar fuentes alternas, en este constante crecimiento las energías renovables juegan un papel muy importante para cubrir la demanda de energía, en especial la energía solar térmica. El potencial que se tiene para el aprovechamiento térmico de la energía solar es prácticamente ilimitado, sin embargo aún quedan problemas por resolver para aprovechar al máximo la energía solar. Esto nos motiva a estudiar y desarrollar nuevas formas de mejora, para incrementar las eficiencias en los dispositivos captadores de energía solar, además de que, México se encuentra entre los países más atractivos para el desarrollo de la energía solar por la excelente radiación que cuenta en prácticamente todo el país.

Capítulo 2

Objetivos

2.1. Objetivo general

Analizar la transferencia de calor de un nano-fluido inmerso en un medio poroso dentro de un receptor solar tipo torre central, empleando un estudio numérico, para mejorar la eficiencia de la transferencia de calor.

2.2. Objetivos particulares

- Obtener el modelo matemático de la transferencia de calor de un nano-fluido inmerso en un medio poroso, para flujo turbulento.
- Resolver de forma numérica las ecuaciones de gobierno obtenidas y validar con los resultados obtenidos en la literatura especializada.
- Realizar un estudio paramétrico para determinar la influencia de los números adimensionales dinámicos y geométricos, sobre la eficiencia de la transferencia de calor, y determinar que variables físicas son las más representativas.
- Hacer un análisis para diferentes concentraciones de nano-partículas, sin afectar la hidrodinámica del sistema.

Capítulo 3

Introducción

La demanda energética en la actualidad ha crecido exponencialmente, esto nos conduce a la búsqueda de tecnologías que aprovechen los recursos naturales al máximo de una forma limpia y sustentable, el principal recurso energético en el planeta es la energía solar, ya que de ella se deriva la energía del viento, química, biológica, undimotriz, entre otras. La irradiación solar global en México en promedio anual es de 5.0 kWh/m^2 [21], en este sentido México es uno de los países con mayor potencial de aprovechamiento de la energía solar. La energía solar puede ser aprovechada de dos formas; una es con una transformación directa a energía eléctrica a través del uso de celdas fotovoltaicas, otra forma es el aprovechamiento por concentración de la radiación solar de la cuál se puede obtener energía térmica útil, para diferentes procesos industriales y domésticos. Para lograr esta transformación es prioritario mejorar los diseños que existen actualmente y aprovechar al máximo la energía radiante evitando la mayor cantidad de fugas de energía térmica. La concentración de energía solar térmica (CSP) por sus siglas en inglés, es única entre la energías renovables, porque se puede acoplar fácilmente tanto con el almacenamiento de energía térmica (TES) por sus siglas en inglés, así como con sistemas de energía convencional [19]. En este sentido las aplicaciones térmicas están en constante crecimiento, debido a su alto rendimiento en densidad de almacenamiento de energía y eficiencia de conversión [32].

3.1. Antecedentes

Las investigaciones más intensas, sobre el aprovechamiento de la energía solar, fueron en la década de los 70 y 80 después de la crisis del petróleo, [35]. La conversión de energía solar en calor mediante contradores solares es una tecnología bien conocida, la

complejidad de los dispositivos de conversión depende del nivel de temperatura que se desea alcanzar. El componente más caro e importante de un sistema de energía solar es el colector, el cual realiza la conversión de energía [14]. Un concentrador solar es un tipo de colector que transforma la energía solar en calor para transferirlo a un fluido de trabajo [2]. La dependencia de la radiación solar en los sistemas de concentración ha llevado a desarrollar alternativas para hacer frente a la intermitencia de la radiación solar, utilizando diferentes tipos de concentradores solares [27], además existen varios métodos para mejorar la eficiencia de la transferencia de calor. Algunos métodos son la utilización de superficies extendidas, la aplicación de vibración a las superficies de transferencia de calor y el uso de micro canales. La eficiencia también se puede mejorar aumentando la conductividad térmica del fluido de trabajo [30], en este sentido la selección de un fluido apropiado es un factor clave para incrementar la eficiencia concentración solar [26], además utilizando fluidos que tengan la capacidad de almacenamiento térmico de varias horas [25] y que transporten el calor absorbido a grandes contenedores para usar la energía térmica almacenada en las horas de escasa o nula radiación.

3.1.1. Clasificación de concentradores solares.

Los concentradores solares, se clasifican principalmente en 4 tipos: Concentrador Cilindro Parabólico (PTC), Concentrador de Torre Central (SPT), Reflector Lineal Fresnel (LFR) y Sistemas Concentradores de Disco Parabólico o Plato Stirling (PDS) [11].

1. Concentradores Solares de Canal Parabólico

Los concentradores de Canal Parabólico, son dispositivos que transfieren la energía térmica de la radiación solar en una línea focal [23], esta tecnología utiliza un reflector de canal cilíndrico parabólico, el cual refleja los rayos solares en el foco de la parábola, el cual es un tubo con una superficie selectiva para absorber la mayor cantidad de la radiación incidente y una cubierta de vidrio para evitar las pérdidas de calor al ambiente por convección, Fig. (3.1). Por el interior del tubo receptor fluye aceite el cual funciona como fluido de trabajo para recuperar el calor de todos los concentradores y almacenarlo en grandes contenedores [2]. Los colectores solares parabólicos son un elemento clave en la actual aplicación comercial de las centrales térmicas solares de concentración, estos colectores de canal parabólico siguen siendo una buena opción para concentrar la energía solar. [34] proponen una inserción de aletas en el tubo absorbente del receptor para aumentar la transferencia de calor en el tubo del receptor. Para lo cual se utiliza el método numérico de Método Monte Carlo para el trazado de rayos acoplado con el Método de Volumen Finito,

los resultados obtenidos son comparados con los resultados experimentales realizados en el centro de pruebas DISS por sus siglas en España, los resultados arrojan un incremento en la transferencia de calor en un 9% aproximadamente. Para mejorar el coeficiente de transferencia de calor del fluido, por su parte [7] realiza un estudio numérico de la transferencia de calor por convección forzada de un nanofluido con flujo turbulento, en este caso se hace la comparación de dos mezclas, $CuO - H_2O$ y $Al_2O_3 - H_2O$ utilizando Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para determinar las propiedades hidrodinámicas y por medio del Método de Volumen Finito (FVM) los coeficientes de transferencia de calor. El análisis se realiza en régimen turbulento a diferentes condiciones del flujo de calor y se estudia el efecto que tiene la fracción de volumen de las nanopartículas sobre el rendimiento térmico del colector parabólico con agua pura. Los resultados obtenidos indican que al aumentar la fracción volumétrica de las nanopartículas aumenta también el Nusselt promedio para ambos nanofluidos y con ello el coeficiente de transferencia de calor se incrementa tanto para el $(Al_2O_3 - H_2O)$ y $(CuO - H_2O)$. [18] realizan un estudio similar, sin embargo, el modelado se hace en dos fases y es comparado con un estudio en una fase, el fluido utilizado para el estudio es un aceite líquido con nanopartículas de (Al_2O_3) en diferentes concentraciones, los resultados obtenidos concluyeron que existe una mejora en la transferencia de calor en concentraciones mayores.



Fig. 3.1: Concentrador cilindro parabólico.

2. Concentradores Lineales Fresnel:

Esta tecnología se basa en filas de reflectores solares planos o con una curvatura muy pequeña que focalizan la radiación que reflejan en un receptor fijo situado sobre los espejos [2], ver Fig. 3.2. La conversión solar térmica con concentración es una forma posible para la producción de calor y electricidad. El uso de la tecnología fresnel, hoy en día muestra un interés creciente debido a su atractivo compromiso entre rendimiento, simplicidad de implementación y costo [10]. Un trabajo pionero fue realizado por Giovanni Francia en los años sesenta (1963), realizó un reflector fresnel en Genova y al siguiente año en Marsella Francia construyó y probó un nuevo prototipo de reflector fresnel, con lo cual las aplicaciones de concentración presentaban una buena rentabilidad con una técnica sencilla [10]. El principio operativo del (LFR) consiste en captar y redireccionar hacia la cavidad la radiación solar incidente sobre el área de apertura de los espejos curvos. Una fracción de la energía concentrada que atraviesa la cubierta de vidrio de la cavidad es redireccionada por un concentrador secundario tipo concentrador compuesto, el cual se encarga de hacerla incidir sobre el absorbedor tubular donde es atrapada por una superficie selectiva de alta absorbancia. La energía solar atrapada por el absorbedor se transmite a un fluido caloportador que circula por la parte interna del tubo. Se han logrado mejoras variando diferentes parámetros, por su parte [8] proponen una metodología basada en la geometría y la óptica del concentrador logrando una eficiencia de 82.4 %.



Fig. 3.2: Concentrador lineal fresnel.

3. Concentradores de Disco Parabólico:

El sistema de concentración disco parabólico, está compuesto por una superficie concentradora de forma parabólica capaz de concentrar la componente directa de la radiación solar sobre el foco geométrico de dicha superficie. En el foco se sitúa un elemento capaz de aprovechar la energía térmica alcanzada en esa zona. Normalmente este elemento convierte la energía térmica incidente en energía mecánica a través de un motor Stirling, cuya salida es aprovechada por un alternador para mejorar la energía eléctrica.

[13] presenta un modelo matemático para el dimensionado de un concentrador solar de foco fijo (CSFF) acoplados a motores Stirling. El modelo matemático involucra aspectos geométricos, ópticos y términos del concentrador. El CSFF presenta una eficiencia del receptor del 88 %, además los resultados numéricos permiten determinar la distancia focal que proporciona la mayor concentración.



Fig. 3.3: Concentrador de disco parabólico.

4. Concentradores de Torre Cenral:

Está tecnología parte del concepto de enviar una gran cantidad de energía a un receptor central fijo, mediante heliostatos, los cuales son dispositivos ópticos que siguen el movimiento solar para reflejar los rayos recibidos a un objetivo fijo que se encuentra en la parte más alta de una torre, Fig. (3.4). El receptor central colocado en la torre recibe la radiación solar y el calor es aprovechado para obtener energía térmica. El objetivo que busca esta tecnología es lograr una gran concentración de la radiación solar y con ello



Fig. 3.4: Central de energía solar térmica tipo torre central.

alcanzar temperaturas mayores de operación que nos llevarán a alcanzar una mejor eficiencia global en la instalación. Este tipo de plantas sitúa el receptor en lo alto de una torre, de esta forma la radiación recibida dependerá del número de heliostatos que se sitúen en el suelo.

El receptor solar central es un componente clave de la torre de energía solar. Absorbe la luz solar concentrada del campo heliostático, lo convierte en energía térmica y transfiere la energía al fluido de trabajo [29]. Su objetivo principal, es lograr la mayor eficiencia posible en los procesos de transmisión de la energía solar incidente en la superficie, al fluido que circula por su interior.

La finalidad es aprovechar las altas temperaturas que se alcanzan en el receptor gracias a la gran concentración de la radiación, es necesario optimizar la transferencia de calor de este con el fluido transportador de calor. En la actualidad predominan las mezclas de sales fundidas, aunque también es posible utilizar una gran variedad de fluidos, aceites, gases, vapor etc.

Los estudios realizados para mejorar la eficiencia en la transferencia de calor son variados, [24] presenta un nuevo diseño en la geometría usando simulaciones en CFD donde se presentan las ecuaciones de radiación y transferencia de calor acoplados al flujo de sal fundido. La búsqueda del aumento en la eficiencia de la transferencia de calor a llevado a

investigadores a realizar estudios numéricos de la convección natural utilizando diferentes propiedades, por ejemplo [4] utilizó una técnica numérica libre de malla para analizar la convección natural de un nanofluido en un recipiente que contiene un medio poroso concluyendo que, el aumento de la fracción de volumen sólido de las nanopartículas hace que la temperatura máxima de la fuente de calor, disminuya notablemente. Los nanofluidos son el resultado de las mezclas de fluidos con nanopartículas que tienen dimensiones entre (1-100)nm, con conductividades térmicas muy altas, las cuales proporcionan una mejor transferencia de calor por convección [17], por lo que hacer un análisis de las propiedades termofísicas de los nanofluidos es de suma importancia para estudios de transferencias de calor por convección [20]. Diversos autores han enfocado su atención hacia la cantidad de concentración de la fracción de volumen de las nanopartículas, [1] demostraron que la adición de una pequeña cantidad de nanotubos (menor al 1% de concentración) la transferencia de calor aumento 2 veces.

Capítulo 4

Planteamiento del problema

El diagrama esquemático típico de un receptor solar es presentado en la Fig. (4.1) el cual está formado por una serie de tubos conectados entre si, expuestos a la radiación solar. En este trabajo únicamente se analiza la transferencia de calor de un solo tubo, en el cual la transferencia de calor por convección ocurre en el interior, a través de un flujo turbulento inmerso en una matriz porosa isotrópica. Los cambios de la energía cinética y potencial del fluido, así como la transferencia de energía por conducción en la dirección axial, son insignificantes, de esta forma nuestro estudio se reduce a un análisis bidimensional.

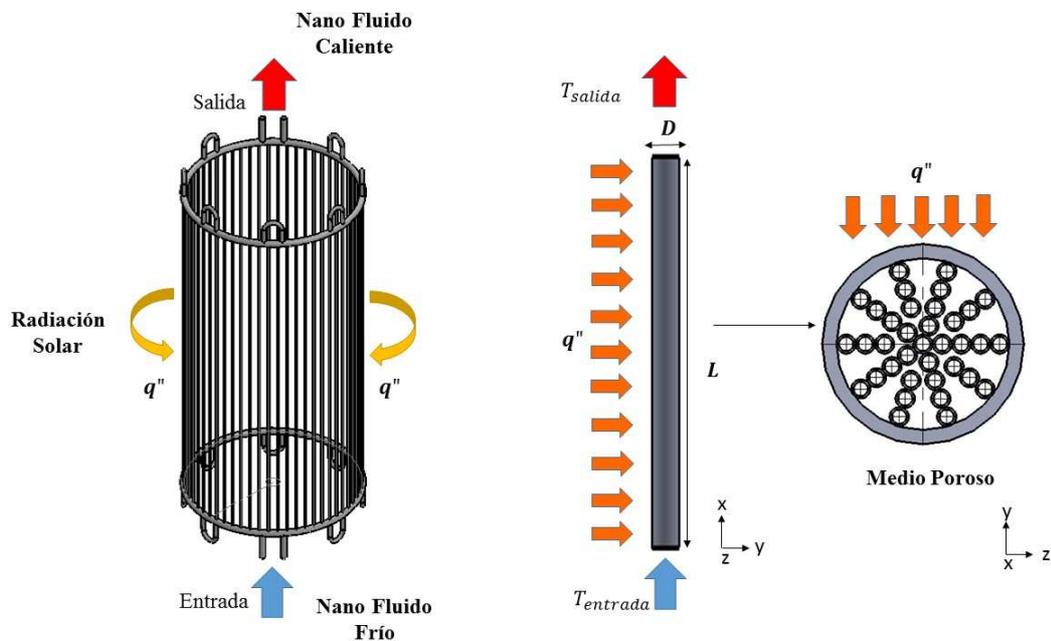


Fig. 4.1: Diagrama esquemático del receptor solar.

El modelo de estudio en 2D se muestra en la Fig. (4.2). Se considera un sistema de coordenadas cartesiano (x, y) . La matriz porosa con un espesor D y una longitud L , es expuesta a un flujo de calor q'' uniforme en la frontera superior y a un aislamiento térmico en la frontera inferior. El fluido de trabajo es un fluido incompresible y newtoniano, compuesto de un fluido base Sales fundidas ($NaNO_3$ y KNO_3) y nanopartículas de $(Si_2O_2 - Al_2O_3)$ formando así un nano-fluido. El fluido tiene una velocidad inicial u_i y una temperatura inicial $T_i = 553K$ a la entrada del tubo.

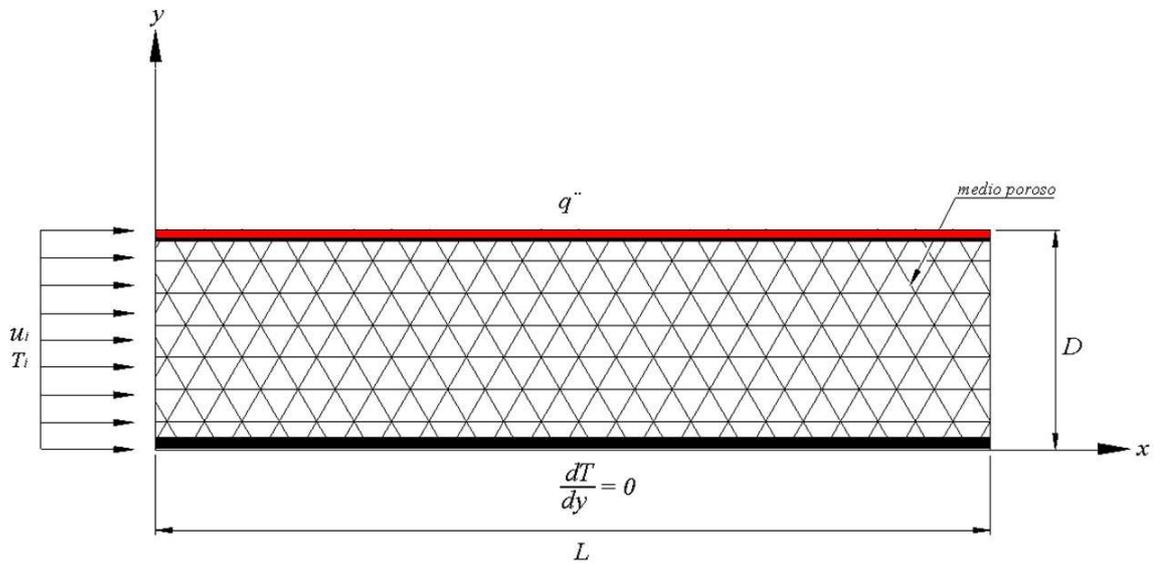


Fig. 4.2: Diagrama esquemático de estudio en 2D.

4.1. Ecuaciones de gobierno

Las ecuaciones de transporte para un fluido incompresible con propiedades constantes están dadas por, [15]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{V} = 0, \quad (4.1)$$

$$\rho \frac{D\mathbf{V}}{Dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{V} \quad (4.2)$$

y

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T, \quad (4.3)$$

donde \mathbf{V} es el vector velocidad, ρ la densidad, p la presión, μ es la viscosidad dinámica del fluido, c_p es el calor específico a presión constante, T la temperatura, k la conductividad térmica y \mathbf{g} es el vector de la aceleración gravitacional.

Para la construcción del modelo continuo del medio poroso, consideramos que el volumen de los elementos representativos (REV, por sus siglas en inglés) son lo suficientemente grandes en comparación con los volúmenes de poro, obteniéndose así promedios de volumen (\forall) confiables, donde el promedio volumétrico tomado sobre un REV puede escribirse como [31]

$$\langle \varphi \rangle^\forall = \frac{1}{\Delta \forall} \int_{\Delta \forall} \varphi d\forall. \quad (4.4)$$

Por lo tanto, el promedio de la velocidad intrínseca del fluido \mathbf{V} , está relacionada con \mathbf{v}_D por la relación de Dupuit-Forchheimer $\mathbf{v}_D = \varphi \mathbf{V}$ [3], donde φ es la porosidad y \mathbf{v}_D es la velocidad superficial, definida a partir de la ley de Darcy de movimiento dada por

$$\mathbf{v}_D = -\frac{K}{\mu} (\nabla p - \nabla \rho \mathbf{g}) \quad (4.5)$$

donde el coeficiente K (es un escalar ya que la matriz porosa se considera isotrópica) se conoce como la permeabilidad promedio y es independiente de la naturaleza del fluido, pero depende de la del medio. Sustituyendo la Ec. (4.5) en la Ec.(4.1) y suponiendo que, la porosidad φ es invariante en el tiempo, se obtiene

$$\varphi \frac{\partial \rho}{\partial t} = -\nabla \cdot \rho \mathbf{v}_D \quad (4.6)$$

Brinkman [5] sugiere modificar la Ec. (4.2), indicando el equilibrio entre las fuerzas que actúan en un elemento de fluido volumétrico; es decir, entre el gradiente de presión, la divergencia del tensor de esfuerzos y las fuerzas de amortiguamiento causadas por la matriz porosa, de la manera siguiente:

$$\mathbf{v}_D = -\frac{K}{\mu} (\nabla p - \nabla \rho \mathbf{g}) + K \nabla^2 \mathbf{v}_D. \quad (4.7)$$

Las ecuaciones 4.6 y 4.7 son válidas cuando \mathbf{v}_D es suficientemente pequeña. Sin embargo para este trabajo utilizaremos flujo turbulento, entonces de acuerdo con [16] la modificación apropiada a la ecuación de Darcy es reemplazada por la ecuación siguiente, conocida como ecuación de Forchheimer:

$$\nabla P = -\frac{\mu}{K} \mathbf{v}_D - c_F K^{-1/2} \rho |\mathbf{v}_D| \mathbf{v}_D, \quad (4.8)$$

donde c_F es el coeficiente de arrastre adimensional.

Combinando la ecuación de Brinkman Ec. (4.7) con la ecuación de Forchheimer (4.8), se obtiene la ecuación de momento Brinkman-Forchheimer, la cual involucra efectos inerciales y viscosos,

$$\rho \left[\frac{1}{\varphi} \frac{\partial \mathbf{v}_D}{\partial t} + \frac{1}{\varphi} \nabla \cdot \left(\frac{\mathbf{v}_D \cdot \mathbf{v}_D}{\varphi} \right) \right] = -\nabla P + \frac{\mu}{\varphi \rho} \nabla^2 \mathbf{v}_D - \frac{\mu}{K} \mathbf{v}_D - \frac{c_F \rho}{K^{1/2}} |\mathbf{v}_D| \mathbf{v}_D \quad (4.9)$$

Por otro lado tomando en cuenta al REV y usando la Ecuación de la energía Ec. (4.3), obtenemos para la matriz sólida [28],

$$(1 - \varphi) (\rho c)_s \frac{\partial T}{\partial t} = (1 - \varphi) \nabla \cdot (k_s \nabla T_s) + (1 - \varphi) q_s''' \quad (4.10)$$

y para el fluido

$$\varphi (\rho c_p)_f \mathbf{v}_D \cdot \nabla T_f = \varphi \nabla \cdot (k_f \nabla T_f) + \varphi q_f''' \quad (4.11)$$

donde $q_s''' = q_f''' = 0$ es el flujo de calor generado, por lo tanto las ecuaciones anteriores se reescriben como:

$$(\rho c)_s \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k_s \nabla T_s) \quad (4.12)$$

y

$$(\rho c_p)_f \mathbf{v}_D \cdot \nabla T_f = \nabla \cdot (k_f \nabla T_f). \quad (4.13)$$

La turbulencia es un estado caótico e irregular del movimiento de un fluido que se establece a partir de la aparición de irregularidades de la corriente fluidica. Estas irregularidades se amplifican y se retroalimentan de forma ciclica creando vórtices turbulentos que se crean y destruyen [9]. Considerando flujo turbulento con propiedades constantes, pero con posibles fluctuaciones significativas en la velocidad, presión y temperatura. Integrando dichas propiedades en intervalos de tiempo t , más largos que cualquier periodo significativo de fluctuaciones en \mathbf{V} , p y T , las fluctuaciones \mathbf{V}' , p' y T' se conservan [33].

$$\mathbf{V} = \bar{\mathbf{V}} + \mathbf{V}'; \quad T = \bar{T} + T'; \quad p = \bar{p} + p'. \quad (4.14)$$

De igual manera propiedad instantánea φ se puede definir como la suma del promedio de tiempo $\bar{\varphi}$ y la fluctuación φ' como sigue:

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi' \quad (4.15)$$

Usando la Ec. 4.14 para un fluido incompresible la ecuación de continuidad Ec. 4.6 queda

$$\nabla \cdot \left(\varphi \langle \bar{\mathbf{V}} \rangle^i \right) = 0 \quad (4.16)$$

De manera análoga la ecuación de momento

$$\rho \left[\frac{1}{\varphi} \frac{\partial \overline{\mathbf{v}_D}}{\partial t} + \frac{1}{\varphi} \nabla \cdot \left(\frac{\overline{\mathbf{v}_D} \cdot \overline{\mathbf{v}_D}}{\varphi} \right) \right] = -\nabla \cdot \left(\varphi \langle \overline{p} \rangle^i \right) + \mu \nabla^2 \overline{\mathbf{v}_D} + \nabla \cdot \left(-\rho \varphi \langle \overline{V'V'} \rangle^i \right) - \left[\frac{\mu \varphi}{K} \overline{\mathbf{v}_D} + \frac{c_F \rho \varphi |\overline{\mathbf{v}_D}| \overline{\mathbf{v}_D}}{K^{1/2}} \right]. \quad (4.17)$$

La ecuación para el sólido

$$(\rho c)_s \frac{\partial \overline{T}}{\partial t} = \nabla \cdot (k_s \nabla \overline{T}_s) \quad (4.18)$$

y para el fluido

$$(\rho c_p)_f \nabla \cdot (\overline{V} \overline{T}_f + \overline{V' T'_f}) = \nabla \cdot (k_f \nabla \overline{T}_f + T' f). \quad (4.19)$$

4.1.1. Condiciones de Frontera

Para la solución numérica de las ecuaciones de gobierno se presentan las condiciones de frontera siguientes:

- Para el dominio del fluido los límites de entrada y salida se definen de la manera siguiente:

A la entrada la velocidad y temperatura son constantes,

$$u = u_i, \quad T = T_i \quad v = 0. \quad (4.20)$$

A la salida un flujo completamente desarrollado,

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0. \quad (4.21)$$

- Los extremos del tubo receptor se definen como paredes adiabáticas,

$$u = v = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0. \quad (4.22)$$

- La superficie interna del tubo receptor se define la temperatura de la pared y del fluido,

$$T_f = T_p. \quad (4.23)$$

- La condición en el límite simétrico se define:

Dominio Líquido:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0. \quad (4.24)$$

Dominio Sólido:

$$u = v = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0. \quad (4.25)$$

4.1.2. Parámetros adimensionales

Con el fin de reducir las variables físicas de las ecuaciones de gobierno, se identifica la escala característica que interviene en las ecuaciones de gobierno. Utilizando la Ec. (4.3) y haciendo un análisis de ordenes de magnitud entre el término convectivo temporal y los efectos conductivos,

$$\rho c_p \frac{\partial T_f}{\partial t} \sim k_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} \quad (4.26)$$

Se obtiene el tiempo carterístico el cuál queda expresado en función del diámetro y la difusividad térmica como sigue:

$$t_c = \frac{\tau D^2}{\alpha} \quad (4.27)$$

Tomando en cuenta el análisis de órdenes de magnitud, proponemos las variables adimensionales siguientes

$$\bar{u} = \frac{u}{u_i}, \quad \bar{v} = \frac{v}{u_i}, \quad \bar{x} = \frac{x}{L}, \quad \bar{y} = \frac{y}{D}, \quad \theta = \frac{T - T_i}{T_p - T_i} \quad \text{y} \quad \tau = \frac{t_c \alpha}{D^2}$$

Utilizando las variables adimensionales en las ecuaciones de gobierno se obtienen los parámetros adimensionales siguientes:

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_p \mu}{k_f}, \quad \text{Re} = \frac{\rho u_i L}{\mu} \quad \text{y} \quad \epsilon = \frac{D}{L}.$$

donde ρ es la densidad del fluido, u_i es la velocidad del fluido a la entrada del canal, L es la longitud del tubo, μ es la viscosidad dinámica, ν es la viscosidad cinemática, α es la difusividad térmica, c_p es el calor específico a presión constante el cual depende de la concentración de nanopartículas C y k_f la conductividad térmica del fluido.

Capítulo 5

Resultados

Los resultados numéricos se realizaron tomando en cuenta los valores físicos experimentales: Longitud y diámetro $L = 1.5\text{m}$ y $D = 0.02\text{m}$, una velocidad inicial de $u_i (= 1, 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5, 4, 4.5 \text{ y } 5)\text{m/s}$, temperatura inicial $T_i = 553\text{K}$, flujo de calor $q'' = 0.8\text{MW/m}^2$, de [36]; sin embargo, debido a que la presente formulación matemática se expresa en forma adimensional, se pueden utilizar otros valores representativos de las variables físicas. Para el cálculo numérico, se utiliza una discretización numérica por el método de elementos finitos, considerando un mallado triangular uniformemente distribuida en el área del dominio, ver Fig. (5.1), con tamaño de elemento máximo de $3 \exp -4\text{m}$, un tamaño de elemento mínimo $6 \exp -7\text{m}$ y un rango de crecimiento del elemento de 1.1.

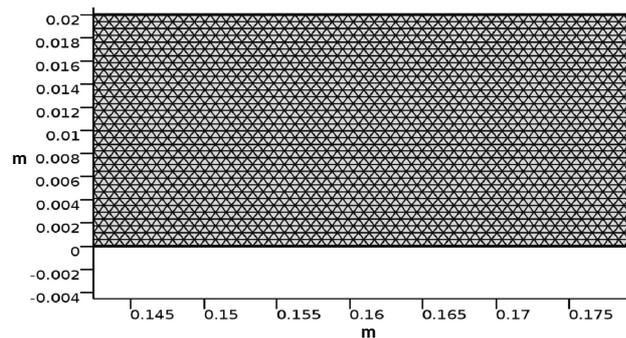


Fig. 5.1: Malla

El criterio de convergencia del análisis numérico se presenta en la Fig. (5.2), en donde se demuestra que el residuo global de la solución de todas las variables involucradas es

menor que 10^{-2} .

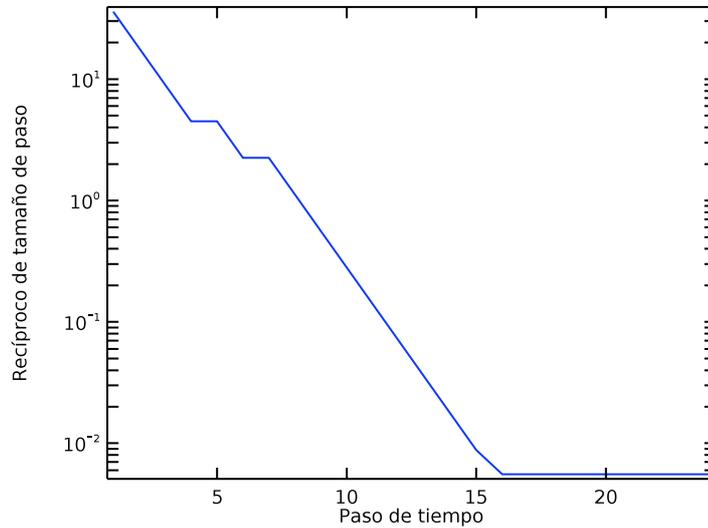


Fig. 5.2: Convergencia numérica

La Fig. (5.3) muestra el diagrama de flujo para el desarrollo del cálculo numérico del sistema. Para la modelación de la Dinámica de fluidos Computacional se utilizan dos módulos del Software COMSOL Multiphysics 5.3a, una para resolver la hidrodinámica (Módulo de: Flujo en medios porosos) y otra para la transferencia de calor (Módulo de: Transferencia de calor en medios porosos), una vez seleccionada la física del sistema se procede a generar la geometría; este procedimiento nos permite localizar las fronteras físicas y también nos permite seleccionar los dominios de la parte sólida y los dominios de la parte líquida. Por otro lado se introducen las propiedades del fluido. Posterior a estas etapas se eligen las condiciones de porosidad, si cumple la condición se introducen las condiciones de frontera, se genera la malla y se resuelven las ecuaciones de gobierno dependientes en el tiempo.

La Fig.5.4 muestra las isotermas en variables físicas manteniendo fijos los números de $Re = 31217.687$ y $Pr = 8.59$ y un flujo de calor $q'' = 800000 \frac{W}{m^2}$, en ella se observa la distribución de temperaturas que se presenta a lo largo y ancho del canal, la temperatura máxima de color amarillo se presenta en la frontera superior, esto es debido a que el flujo de calor es constante y uniforme, de igual forma se aprecia como la temperatura inferior alcanzada en el canal, es superior a la temperatura inicial de $T_i = 553K$. Además de que, a la mitad del tubo receptor se alcanza el flujo de calor completamente desarrollado, donde

se ve el desprendimiento de la capa límite.

La variación de la temperatura adimensional máxima θ_{max} como una función del tiempo adimensional τ se presenta en la Fig. 5.5, manteniendo una concentración de $C = 1\%$, $\mathbf{Re} = 31217.68$ y el parámetro adimensional geométrico $\epsilon = 0.0133$ constantes, para diferentes porosidades $\varphi (= 0.9272, 0.9546$ y $0.9726)$. En la gráfica se muestra como la porosidad influye en la temperatura máxima alcanzada en el fluido de trabajo en la vecindad con la frontera superior del canal, los resultados indican que la temperatura máxima es de 653.88 K, para una porosidad de $\varphi = 0.9726$ y para una porosidad de $\varphi = 0.9272$ se alcanza una temperatura de 621.68 K, lo cual representa una diferencia de 32.2 K, esto indica que el sistema con menor porosidad, tiene una mejora del 30% en la tasa de la transferencia de calor, manifestándose en la disminución de temperatura en la vecindad con la frontera superior, ya que la disminución de temperatura máxima indica que la convección domina a la conducción, lo que se traduce en una mayor remoción de energía calorífica, cuando el canal tiene una porosidad menor en comparación con un canal que presenta una porosidad mayor. Por otro lado en la Fig. 5.5 se observa que, para un tiempo adimensional $\tau = 0.08$ se alcanza el estado permanente, lo que representa un tiempo de 5 min, para todos los casos.

5.1. Determinación del número adimensional Nusselt

Con el objetivo de determinar el Nusselt Nu , cuando se tiene un flujo a un régimen turbulento y un flujo de calor constante y uniforme de un fluido a través de una matriz porosa, utilizamos la correlación de Gnielinsky. La correlación fue determinada de forma experimental y es aplicable para fluidos que se encuentran en el rango $3.5 \leq Pr \leq 9$, ver [12].

$$Nu = 0.024(Re^{0.8} - 100)Pr^{0.4}\left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right]\left(\frac{T_m}{T_p}\right)^{0.45} \quad (5.1)$$

La ecuación siguiente proporciona la relación de temperatura media del fluido T_m , donde

$$T_m = \frac{T_{ff} - T_i}{2}, \quad (5.2)$$

T_i es la temperatura del nano-fluido a la entrada del tubo receptor, T_{ff} es la temperatura del nano-fluido a la salida del tubo receptor y T_p representa la temperatura en la pared.

La Fig 5.6 muestra la variación del Número de Nusselt Nu , como una función del número de Reynolds Re , para diferentes porosidades $\varphi (= 0.9272, 0.9546$ y $0.9726)$ con valores fijos de $Pr = 8.596$, $\epsilon = 0.0133$, $\theta_m = 0.08$, y $\theta_p = 1$, en la figura se puede

observar como el valor de la porosidad del sistema, impacta en el coeficiente global de transferencia de calor. Se define a la porosidad φ como la parte fluidica del medio, lo que implica que para valores cuando $\varphi \rightarrow 1$ el canal presenta una menor superficie de contacto fluido-sólido; está restricción da como resultado que la convección sea altamente dominante en el medio. Esto se justifica también en el hecho de que existe una relación entre la porosidad y la permeabilidad, [22] define a la permeabilidad como; la capacidad de permitir el flujo de fluidos a través del material, la siguiente tabla muestra la relación entre la porosidad φ , y la permeabilidad K del medio según [36].

Caso	Porosidad	Permeabilidad $K(m^2)$
Caso1	0.9272	0.61
Caso2	0.9546	1.3
Caso3	0.9726	2.7

Tabla 5.1: Propiedades del material poroso

La tabla indica que para una porosidad cercana a la unidad su permeabilidad es mayor en comparación con valores de porosidad más bajos; lo que trae como consecuencia un aumento en el Nu a un mismo régimen, por ejemplo para un $Re=31217.68$ el Nu presenta valores de 19.44, 20.89 y 22.13 para porosidades de 0.9272, 0.9546 y 0.9726 respectivamente, los valores muestran un aumento de tres unidades en el Nusselt del valor más alto respecto del menor; de ahí que la porosidad juega un papel importante en el sistema ya que determina en gran medida el coeficiente global de transferencia de calor.

En la Fig. 5.7, se reportan los valores del parámetro adimensional Nu, como una función del parámetro Re, para diferentes valores de Pr ($= 5.138, 5.343, 8.546$ y 7.3448) y valores fijos $\varphi = 0.9726$, $\epsilon = 0.0133$, $\theta_m = 0.08$ y $\theta_P = 1$. Los resultados indican que el número de Nusselt aumenta para valores superiores del número de Prandtl. Además en esta figura se puede apreciar la influencia que tiene la concentración de nano partículas de $Si_2O_2-Al_2O_3$, sobre el número de Pr.

El c_p es una función de la concentración de las nanopartículas C , el cual fue calculado de forma experimental por [6]. En la tabla siguiente se muestran sus resultados.

En la tabla anterior podemos observar que, no necesariamente contar con mayor concentración de partículas sólidas aumenta el c_p , esto es de gran importancia; porque al contar con una concentración mínima no se ve afectada la hidrodinámica del fluido; sin embargo si mejora la tasa de transferencia de calor. Por otro lado para hacer evidente y como una validación de la influencia que presenta la adición de nanopartículas al fluido base en la Fig. 5.7 se incluye el trabajo que realizó [36], donde solamente utiliza el fluido base de sales

Material	Concentración de nano-partículas	Calor específico (fase sólida, kJ/KgK)
Sal base+ $\text{Si}_2\text{O}_2 - \text{Al}_2\text{O}_3$	0.5	1.572
	1.0	2.529
	1.5	2.162

Tabla 5.2: Calor específico de la mezcla obtenida con diferentes concentraciones

fundidas. La figura muestra claramente como bajo los mismos Reynolds el Nu aumenta. La Fig. 5.8 muestra la variación que presenta el Nusselt en el canal para diferentes concentraciones C ($= 0\%, 0.5\%, 1\% \text{ y } 1.5\%$) como una función del parámetro adimensional geométrico ϵ , manteniendo fijos el $Re = 31217.687$, $\theta_m = 0.08$, $\theta_p = 1$ y $\varphi = 0.9726$, en la figura se puede apreciar como la geometría influye en el desempeño la tasa de transferencia de calor (Nu). Los resultados muestran que para valores de $\epsilon \rightarrow 0$ se presentan los Nu máximos, por el contrario cuando los valores de $\epsilon \rightarrow 1$ los valores del Nu decrecen considerablemente. Esto se debe al hecho de que para definir al parámetro geométrico ϵ se toma la relación que existe entre el ancho del canal (D) respecto a su longitud (L) es decir $\epsilon = \frac{D}{L}$. Entoces cuando se tienen valores altos de L, se presenta una mayor interacción entre el fluido de trabajo, la superficie caliente y la matriz sólida del sistema, por otro lado si se disminuye el valor de L haciendo que ϵ aumente, la interacción del fluido de trabajo con las partes solidas (pared caliente y matriz sólida) es mínimo, lo cuál se traduce en una disminución del Nu.

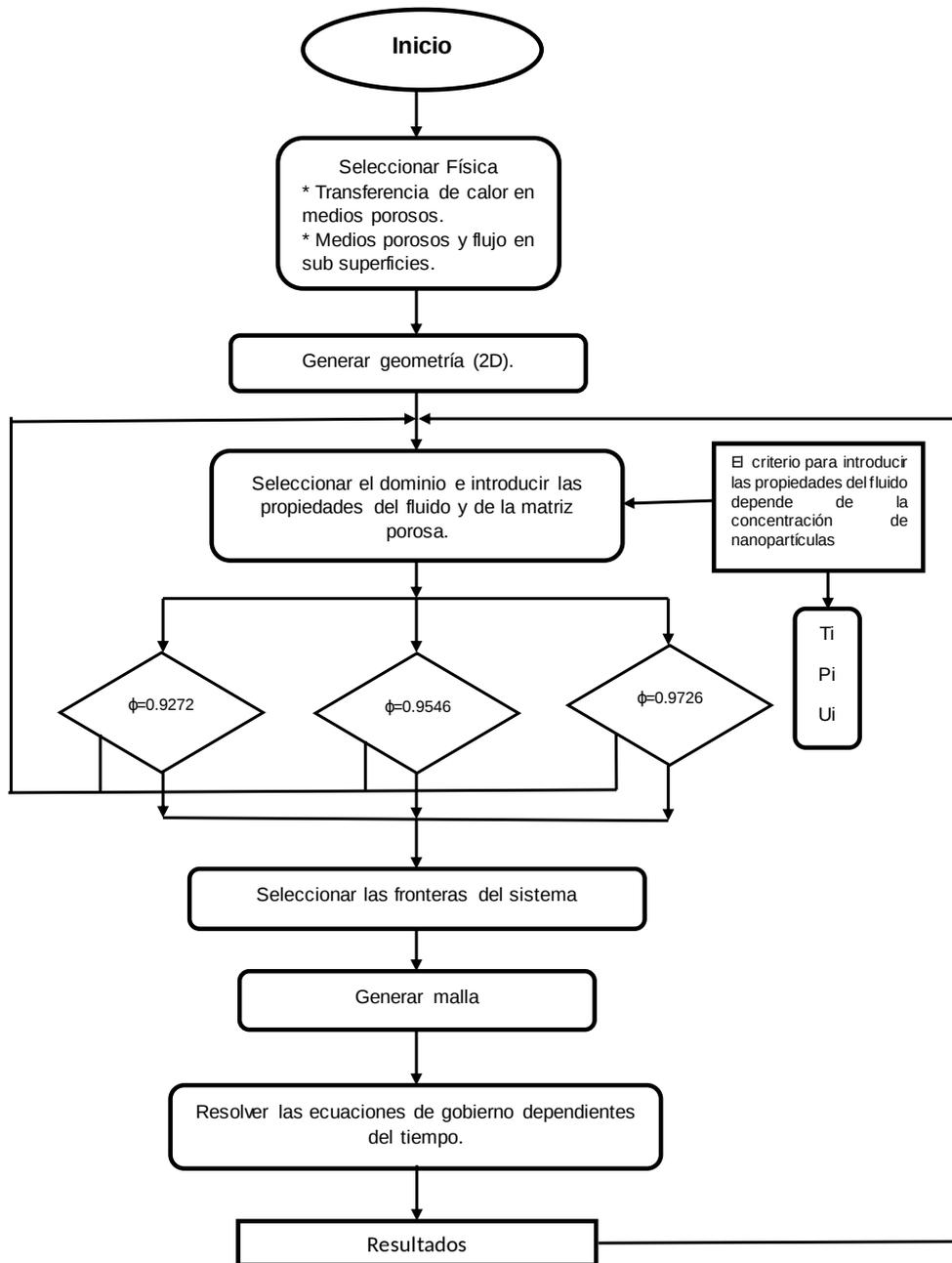


Fig. 5.3: Diagrama de flujo del análisis de la Dinámica de Fluidos Computacional.

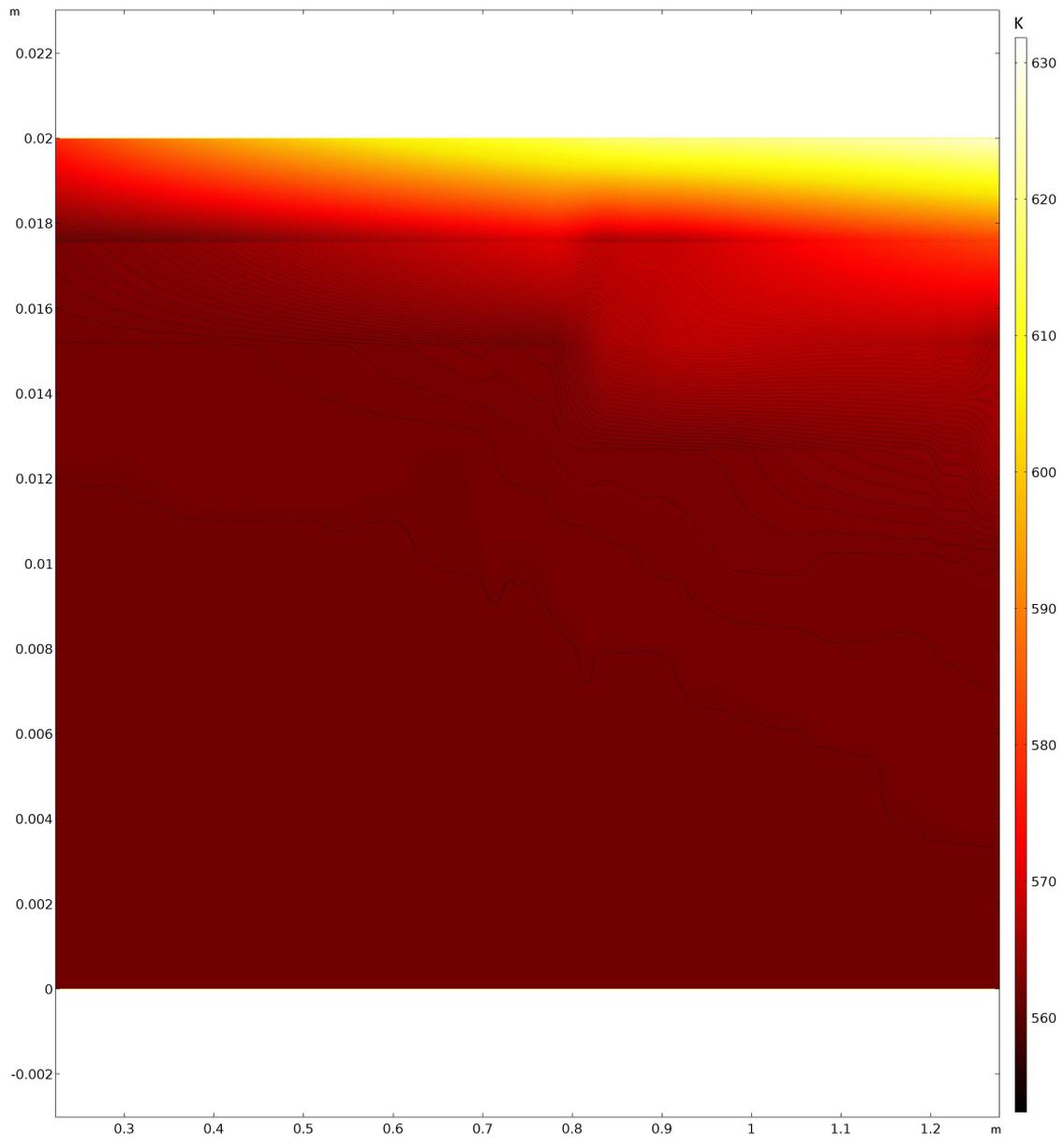


Fig. 5.4: Campos de Temperaturas en variables físicas manteniendo fijos los números de $Re = 31217.687$ y $Pr = 8.59$ y un flujo de calor $Q = 800000 \frac{W}{m^2}$

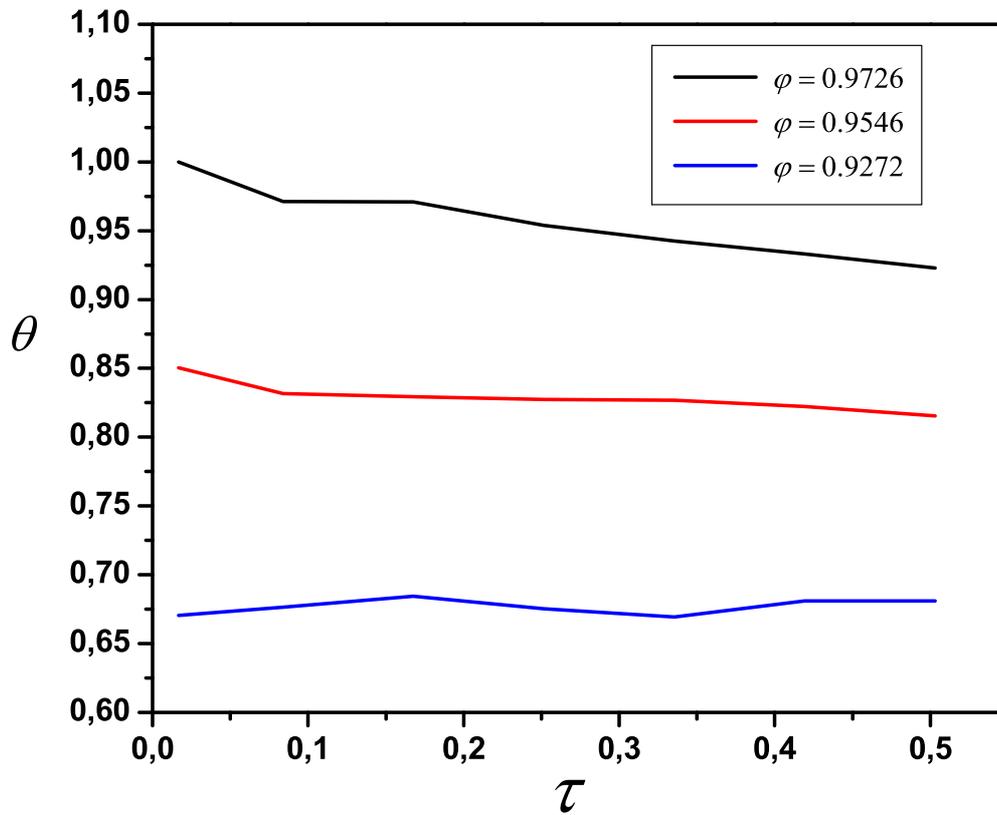


Fig. 5.5: Variación de la temperatura adimensional máxima θ_{max} como función del tiempo adimensional τ con; $C = 1\%$, $\mathbf{Re} = 31217.68$ y $\epsilon = 0.0133$ constantes, para diferentes porosidades φ ($= 0.9272, 0.9546$ y 0.9726)

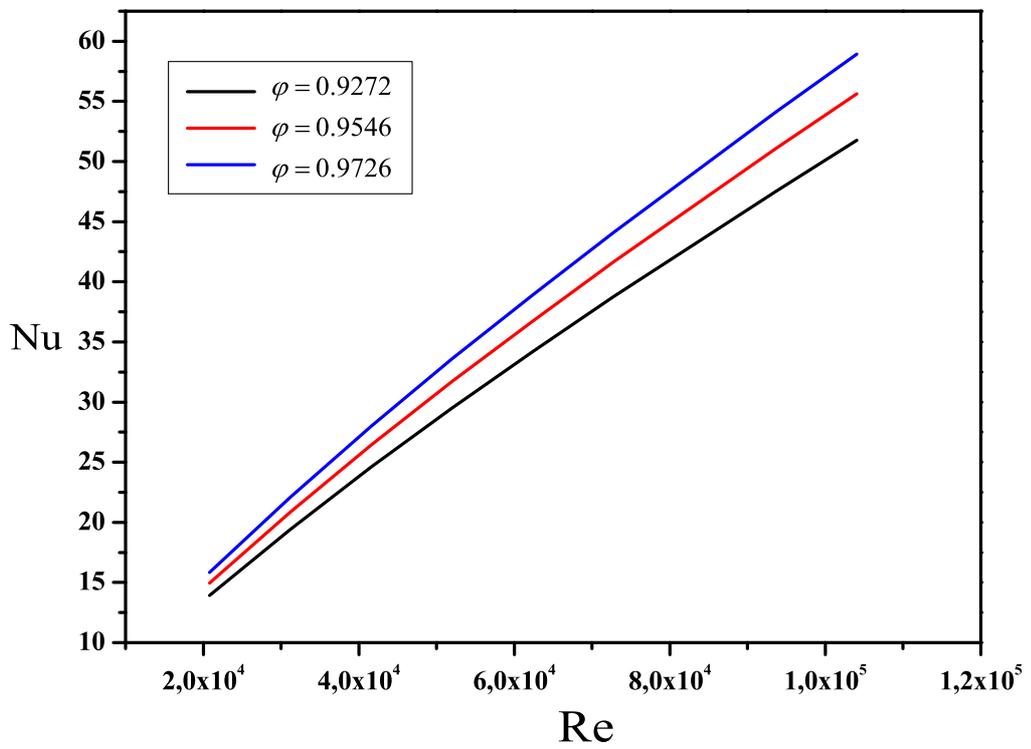


Fig. 5.6: Número de Nu para diferentes porosidades φ ($= 0.9272, 0.9546$ y 0.9726) con valores fijos de $Pr = 8.596$, $\epsilon = 0.0133$, $\theta_m = 0.08$, y $\theta_p = 1$

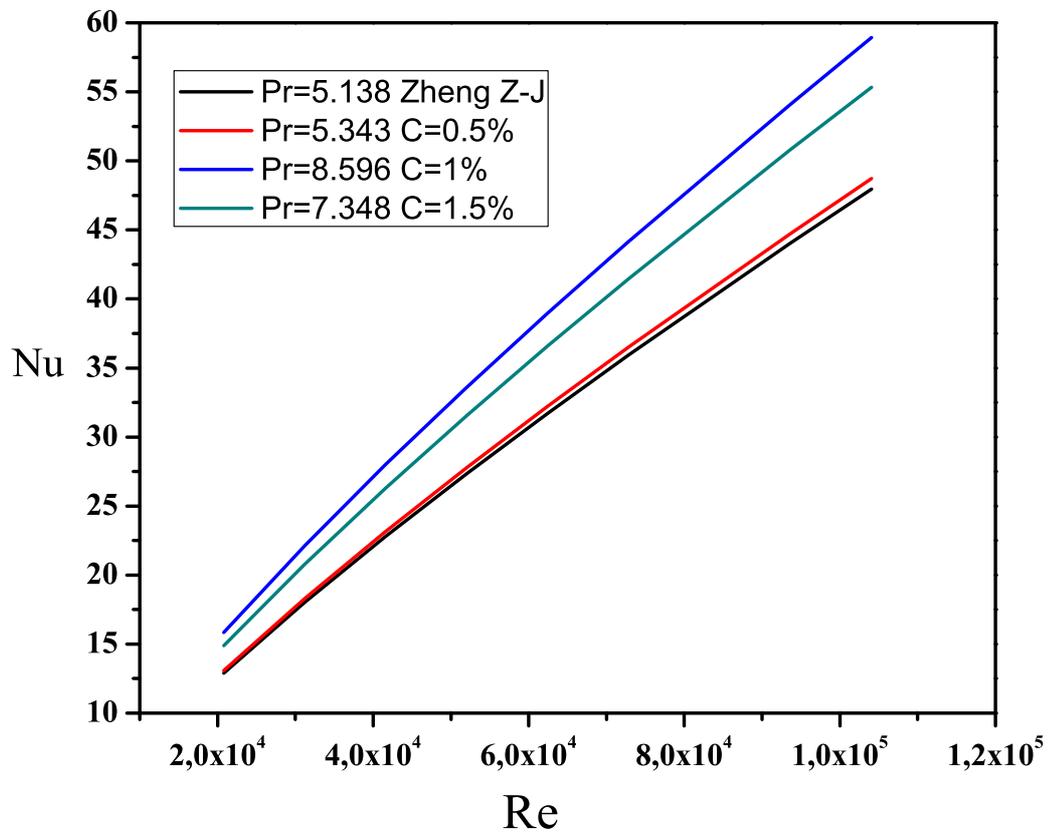


Fig. 5.7: Numero de Nusselt Nu , como una función del parámetro Re , para diferentes valores de Pr ($= 5.138, 5.343, 8.546$ y 7.3448) y valores fijos $\varphi = 0.9726$, $\epsilon = 0.0133$, $\theta_m = 0.08$ y $\theta_P = 1$.

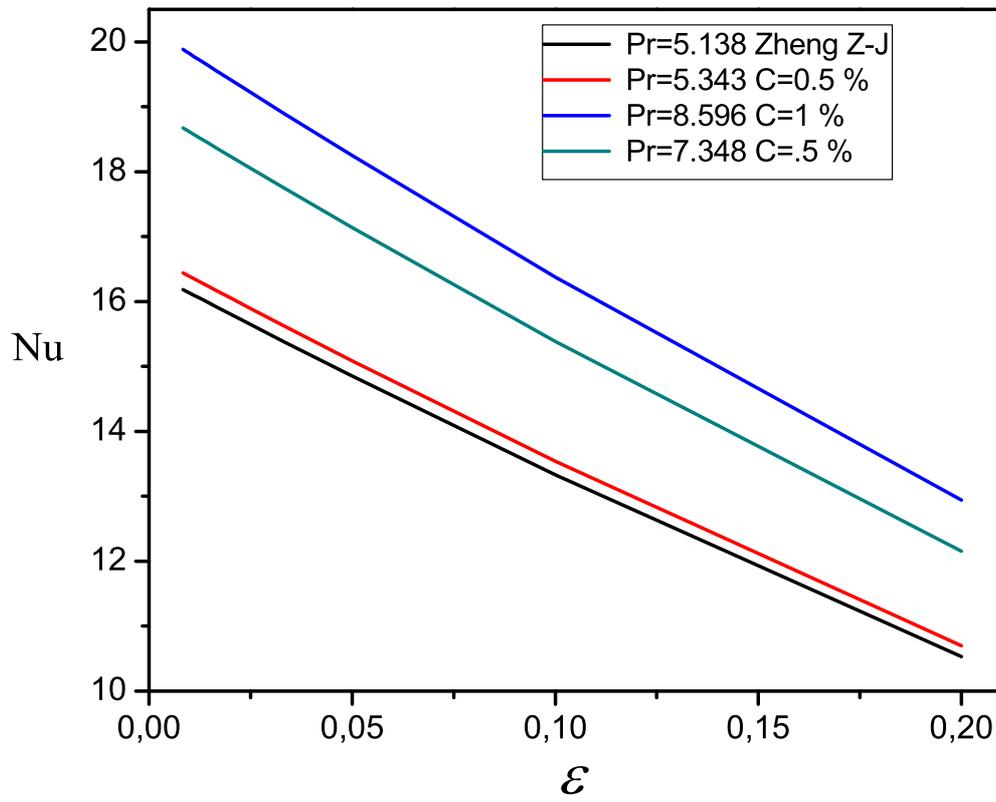


Fig. 5.8: Numero de Nusselt Nu , como una función del parámetro ϵ , para diferentes valores de Pr ($= 5.138, 5.343, 8.546$ y 7.3448) y valores fijos $\varphi = 0.9726$, $\theta_m = 0.08$ y $\theta_P = 1$.

Capítulo 6

Conclusiones

En este trabajo se estudió, la mejora en la tasa de la transferencia de calor de un nanofluido que se encuentra inmerso en una matriz porosa en el interior de un tubo receptor solar. La hidrodinámica así como la transferencia de calor se modelaron utilizando una discretización numérica por el método de elementos finitos en el Software comercial Comsol Multiphysics 5.3a. El análisis de los resultados obtenidos nos permite concluir con lo siguiente:

1. Cuando $\varphi \rightarrow 1$ se alcanzan mayores temperaturas en la vecindad de la frontera superior. Por otro lado cuando $\varphi \rightarrow 0$, las temperaturas alcanzadas fueron más bajas. Además es importante señalar que el estado permanente se alcanza a los cinco minutos para los tres casos de estudio $\varphi = 0.9276$, $\varphi = 0.9546$ y $\varphi = 0.9726$, es decir que el tiempo que se necesita para llegar al estado permanente no depende de la porosidad.
2. Las concentraciones de nanopartículas de ($Si_2O_2 - Al_2O_3$) que se adicionaron al fluido base ($NaNO_3$ y KNO_3) no muestran una afectación en la hidrodinámica del flujo, sin embargo si mostraron una mejora en la tasa de transferencia de calor Nu. El mejor desempeño se logra con una concentración de 1 % de nanopartículas anadidas al fluido base, alcanzando una mejora del 18 % aproximadamente en comparación a un fluido de la misma especie pero sin adición de nano-partículas.
3. El parámetro geométrico juega un papel importante en el mejoramiento del desempeño del sistema pues nos proporciona las dimensiones ideales donde se cumplen los requerimientos solicitados. Para valores donde $\epsilon \rightarrow 0$ se alcanzan los valores más altos en el coeficiente global de transferencia de calor.

4. Se encontro que existe una relación de mejoramiento de la tasa de transferencia de calor al aumentar la porosidad de la matriz, al igual que aumentando el porcentaje de concentración de nano-partículas, sin embargo tiene un límite de 1 % de concentración ya que con porcentajes mayores la relación ya no cumple y el Nusselt Nu disminuye.

Bibliografía

- [1] Anomalous thermal conductivity enhancement in nanotube suspensions. *Appl. Phys. Lett.*, 79.
- [2] R. Almanza. *Concentradores Solares*, volume 1. UNAM, 1998.
- [3] J. Bear. *Hydraulics of groundwater*. McGraw-Hill series in water resources and environmental engineering. McGraw-Hill International Book Co., 1979.
- [4] G. Bourantas, E. D. Skouras, V. C. Loukopoulos, and V. Burganos. Heat transfer and natural convection of nanofluids in porous media. *European Journal of Mechanics B/Fluids*, 14:0–0, 2013.
- [5] H. C. Brinkman. A calculation of the viscous force exerted by a flowing fluid on a dense swarm of particles. *Flow, Turbulence and Combustion*, 1(1):27, Dec 1949.
- [6] M. Chieruzzi, G. F. Cerritelli, A. Miliozzi, and J. M. Kenny. Effect of nanoparticles on heat capacity of nanofluids based on molten salts as pcm for thermal energy storage. *Nanoscale Research Letters*, 8(1):448, Oct 2013.
- [7] S. Ebrahim and A. Akbar. Thermal performance analysis of solar parabolic trough collector using nanofluids as working fluid: A cfd modelling study. *Journal of Molecular Liquids*.
- [8] D. S. A. A. n. F. Lara, N. Velázquez. Metodología para el dimensionado y optimización de un concentrador lineal fresnel. *Información Tecnológica*, 24(1):115–128, 2013.
- [9] J. Fernández. *Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos*. EDITORIAL REVERTÉ, S. A., 2012.
- [10] C. L. N. S. H. Beltagy, D. Semmar. Theoretical and experimental performance analysis of a fresnel type solar concentrator. *Renewable Energy*, 101:782–793, 2017.

- [11] J. D. G. C. H. Zhang, J. Baeyens. Concentrated solar power plants: Review and design methodology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22:4666–481, 2013.
- [12] Z. Huang, A. Nakayama, K. Yang, C. Yang, and W. Liu. Enhancing heat transfer in the core flow by using porous medium insert in a tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(5):1164 – 1174, 2010.
- [13] R. B. C. J. E. Reuelas Ruiz, N. Velazquez Limón. Diseño de un concentrador solar acoplado a un motor stirling fijo. *Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica*, 4:015–022, 2011.
- [14] Z. Jesko. Classification of solar collectors. In *7th International scientific conference, Engineering for Rural Development*, pages 22–27, 2008.
- [15] L. Jiji. *Heat Convection*, volume 1. Springer, 2006.
- [16] D. D. Joseph, D. A. Nield, and G. Papanicolaou. Nonlinear equation governing flow in a saturated porous medium. *Water Resources Research*, 18(4):1049–1052, 1982.
- [17] S. Kakaç and A. Pramuanjaroenkij. Review of convective heat transfer enhancement with nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(13):3187 – 3196, 2009.
- [18] E. Kaloudis, E. Papanicolaou, and V. Belissiotis. Numerical simulations of a parabolic trough solar collector with nanofluid using a two-phase model. *Renewable Energy*, 97:218–229, 2016.
- [19] S. Kuravi, J. Trahan, D. Y. Goswami, M. M. Rahman, and E. K. Stefanakos. Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants. *Progress in Energy and Combustion Science*, 39(4):285 – 319, 2013.
- [20] R. A. Mahdi, H. Mohammed, K. Munisamy, and N. Saeid. Review of convection heat transfer and fluid flow in porous media with nanofluid. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41(Supplement C):715 – 734, 2015.
- [21] Y. Matsumoto, M. Valdés, J. A. Urbano, T. Kobayashi, G. López, and R. P. na. Global solar irradiation in north mexico city and some comparisons with the south. *Energy Procedia*, 57:1179 – 1188, 2014. 2013 ISES Solar World Congress.
- [22] A. V. Mejía, R. G. Saavedra, J. A. Osorno, and R. Rodríguez. *Apuntes de flujo de fluidos en medios porosos*, volume 1. UNAM, 1984.

- [23] D. Mentado, S. Elizalde, and S. Jiménez. Simulación de un concentrador solar de canal parabólico mediante el software soltrace. *Revista de Prototipos Tecnológicos*, 2:68–75, 2016.
- [24] R. K. K. W. O. Garbrecht, F. Al-Sibai. Cfd-simulation of a new receiver design for a molten salt solar power tower. *Solar Energy*, 90:94–106, 2013.
- [25] G. Peiró, J. Gasia, L. Miró, C. Prieto, and L. F. Cabeza. Experimental analysis of charging and discharging processes, with parallel and counter flow arrangements, in a molten salts high temperature pilot plant scale setup. *Applied Energy*, 178:394 – 403, 2016.
- [26] G. Peiró, J. Gasia, L. Miró, C. Prieto, and L. F. Cabeza. Influence of the heat transfer fluid in a csp plant molten salts charging process. *Renewable Energy*, 113:148 – 158, 2017.
- [27] E. Pihl. Concentrating solar power. *Prepared for the Energy Committe of the Royal Swedish Academy of Sciences*, 1:1–32, 2009.
- [28] F. D. Rocamora and M. J. de Lemos. Analysis of convective heat transfer for turbulent flow in saturated porous media. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 27(6):825 – 834, 2000.
- [29] M. Rodríguez-Sánchez, A. Soria-Verdugo, J. A. A.-I. nez, A. Acosta-Iborra, and D. Santana. Thermal design guidelines of solar power towers. *Applied Thermal Engineering*, 63(1):428 – 438, 2014.
- [30] P. Sivashanmugam. Application of nanofluids in heat transfer. In S. N. Kazi, editor, *An Overview of Heat Transfer Phenomena*, chapter 14. InTech, Rijeka, 2012.
- [31] J. C. Slattery. Flow of viscoelastic fluids through porous media. *AIChE Journal*, 13(6):1066–1071, 1967.
- [32] Y. Tian and C. Zhao. A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. *Applied Energy*, 104:538 – 553, 2013.
- [33] F. M. White. *Viscous Fluid Flow*, volume 3. McGraw-Hill International Edition, 2006.
- [34] G. Xiangtao and W. Fuqiang. Heat transfer enhancement analisis of tube receiver for parabolic trough solar collector with pin fin arrays inserting. *Solar Energy*, 144:185–202, 2017.

- [35] A. F. Z. Liao. Thermal analysis of a heat pipe solar central receiver for concentrated solar power tower. *Applied Thermal Engineering*, 102:952–960, 2016.
- [36] Z.-J. Zheng, M.-J. Li, and Y.-L. He. Thermal analysis of solar central receiver tube with porous inserts and non-uniform heat flux. *Applied Energy*, 185(Part 2):1152 – 1161, 2017. Clean, Efficient and Affordable Energy for a Sustainable Future.