



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO  
MAESTRÍA EN INGENIERÍA EN ENERGÍA  
ÁREA DE FUENTES RENOVABLES

MÉTODOS ESTOCÁSTICOS PARA LA DESCRIPCIÓN DE TRANSPORTE  
DE CALOR EN RECEPTORES SOLARES

T E S I S  
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE  
MAESTRA EN INGENIERÍA EN ENERGÍA

PRESENTA:  
MANIRA ELENA NARVAEZ SAUCEDO

DIRECTOR DE TESIS  
Dr. PATRICIO JAVIER VALADÉS PELAYO  
INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES

TEMIXCO, MORELOS, JULIO 2021



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## **MIEMBROS DE COMITÉ DE EVACUACIÓN:**

**Presidente:** Dr. Eduardo Ramos Mora.

**Secretario:** Dr. Camilo Alberto Arancibia Bulnes.

**1er. Vocal:** Dr. Valadés Pelayo Patricio Javier.

**2do Vocal:** Dr. Eduardo Zarza Moya.

**3er Vocal:** Dr. Iván Galileo Martínez Cienfuegos.

## ***Dedicatorias***

*A mis abuelos Armando † y Mercedes † Su compañía mantiene cálido  
mi corazón, y objetiva ante la razón, siempre serán parte  
incondicional de mi vida.*

*A mis padres, Armando Narvaez y Manira Saucedo, que no me falten*

# Agradecimientos

Mis padres por impulsar mis capacidades, darme los cimientos de vida, acompañar mis miedos y entregarme su amor.

Hermanito Armando, por ser quien esta ahí cuando pienso que estoy sola.

Mi abuela Maria Elena por mostrarme que la vida es mucho más que solo lo que vemos.

Especial agradecimiento al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo económico otorgado en estos años.

Christopher, Mario, Roly, Omar y Daniel, porque en ellos encontré a personas excepcionales en este tiempo, por las risas, anécdotas, consejos y tiempos compartidos, por hacerme sentir humana, espero seguir teniendolos cerca de mi mucho tiempo más.

A Dr. Patricio, primero por la oportunidad que me dio, de aprender casi desde el inicio este tema, por la paciencia mostrada durante mi curva de aprendizaje, segundo porque me hizo sentir segura de los conocimientos que he adquirido y tuvo la disposición de enseñar y llevarme paso a paso, y por ayudarme a lograr a aprender, que para mí es la cosas más valiosa.

A Iván, quien se ha convertido en un amigo incondicional y compañero de trabajo, que ha acompañado mi trayectoria, ayudado en momentos difíciles, quien ha sido un ejemplo de nobleza e inteligencia, quien impulsó mi paso al posgrado o quizá me persuadió y por ello le agradezco muchísimo, pues estoy feliz con el resultado, y por ayudarme con mis cuestiones técnicas durante el desarrollo de este trabajo, teniendo la paciencia de no evidenciar que eso lo vi en algún momento de mi vida académica, y es momento de evidenciar que estaba en mi titulación de licenciatura y ahora le toca estar aquí.

A los miembros del jurado: Dr. Camilo que con sus clases me hizo pasar buenos momentos, y tomarse el tiempo de revisar este trabajo. Dr. Eduardo Zarza, quien desde el inicio antes de invitarlo a ser parte de este sínodo, me dio consejos y rutas útiles para poder llevar a acabo un trabajo adecuado. Dr. Eduardo Ramos, por sus comentarios tan certeros y ponerme a prueba con la exposiciones previas que hicieron amar mi trabajo.

# Índice general

<b>Lista de figuras</b>	<b>III</b>
<b>Lista de tablas</b>	<b>V</b>
<b>Nomenclatura</b>	<b>IX</b>
<b>Resumen</b>	<b>1</b>
<b>Abstract</b>	<b>3</b>
<b>Introducción</b>	<b>5</b>
<b>1. Marco teórico</b>	<b>7</b>
1.1. Concentración Solar . . . . .	7
1.2. Recurso solar en México . . . . .	11
1.2.1. Calor solar de proceso caso México . . . . .	13
1.2.2. Producción de vapor con energía solar . . . . .	17
1.3. Transporte de energía por conducción . . . . .	19
1.4. Transporte de energía por convección natural . . . . .	21
1.4.1. Descripción de la convección natural . . . . .	22
1.4.2. Fuerza de flotabilidad . . . . .	22
1.4.3. Ecuaciones gobernantes . . . . .	23
1.4.4. Modelado de convección natural . . . . .	25
1.5. Transporte de energía por radiación . . . . .	26
1.5.1. Radiación Térmica . . . . .	27
1.5.2. Generalidades de la radiación en medios participantes . . . . .	32
1.6. Modelado numérico de procesos físicos . . . . .	33
1.6.1. Métodos determinísticos y estocásticos . . . . .	33
1.6.2. Métodos de Monte Carlo . . . . .	37
1.6.3. Optimización geométrica de sistemas mediante modelado . . . . .	42
<b>2. Fenómenos Térmicos para el Modelado y Estado del Arte</b>	<b>45</b>
2.1. Generalidades para el modelado de receptores solares . . . . .	45
2.2. Modelado de receptores volumétricos y de foco puntual . . . . .	54
2.3. Estado del arte para la modelación de receptores solares . . . . .	57
<b>3. Metodología</b>	<b>67</b>
3.1. Descripción del proyecto . . . . .	69
3.2. Hipótesis . . . . .	71
3.3. Objetivos . . . . .	71

3.4.	Generalidades del modelado del sistema . . . . .	72
3.5.	Diseño geométrico . . . . .	73
3.6.	Modelado radiativo del sistema . . . . .	78
3.6.1.	Monte Carlo para transporte de radiación . . . . .	79
3.6.2.	Calculo de áreas y volúmenes para el flujo radiativo . . . . .	84
3.7.	Modelado de convección y conducción en el sistema . . . . .	87
3.7.1.	Balance de energía sobre el banco de tubos . . . . .	89
3.7.2.	Transferencia de calor a través de las paredes . . . . .	93
3.7.3.	Modelado de transferencia de calor . . . . .	95
<b>4.</b>	<b>Resultados y Análisis</b>	<b>103</b>
4.1.	Número de fotones en interacción dentro del sistema . . . . .	104
4.2.	Análisis de la herramienta numérica para evaluación de transferencia de calor y radiación . . . . .	113
4.3.	Análisis comparativo del modelo propuesto . . . . .	117
4.3.1.	Influencia del medio participativo en el sistema . . . . .	118
4.3.2.	Uniformidad de la absorción de energía radiativa por influencia del medio participativo . . . . .	124
4.3.3.	Eficiencia térmica del sistema bajo diferentes condiciones de operación	125
4.4.	Aplicabilidad del modelo desarrollado para definir el diseño conceptual . . .	132
4.4.1.	Determinación del número de tubos en el arreglo . . . . .	132
4.4.2.	Delimitación del área proporcional ocupada por el arreglo de tubos y ventana de incidencia. . . . .	136
4.5.	Desarrollo y selección del arreglo de tubos . . . . .	142
<b>5.</b>	<b>Conclusiones y recomendaciones</b>	<b>147</b>
5.1.	Herramienta numérica para evaluación de transferencia de calor y radiación	147
5.2.	Análisis comparativo del sistema . . . . .	149
5.3.	Análisis térmico del sistema . . . . .	151
5.4.	Número de fotones y tiempo de cómputo . . . . .	153
5.5.	Número de tubos . . . . .	153
5.6.	Factor de llenado . . . . .	154
5.7.	Selección del arreglo . . . . .	156
<b>Anexos</b>		<b>162</b>
<b>A.</b>	<b>Información del sistema constante</b>	<b>163</b>
<b>B.</b>	<b>Comportamiento radiativo del sistema con y sin medio participativo</b>	<b>165</b>
<b>C.</b>	<b>Información del sistema para comparación de temperaturas con el medio participativo</b>	<b>169</b>
<b>D.</b>	<b>Información del sistema para determinación del número de fotones</b>	<b>171</b>
<b>E.</b>	<b>Información del sistema para determinación del número de tubos</b>	<b>173</b>
<b>F.</b>	<b>Eficiencia del sistema respecto a distintos factores de llenado en un intervalo de <math>40 \% \leq f \leq 60 \%</math></b>	<b>175</b>

# Índice de figuras

1.1. Mapa de la República Mexicana de irradiación global horizontal anual. . . .	12
1.2. Mapa de la República Mexicana de irradiación directa normal anual . . . .	12
1.3. Gráfica comparativa de la variación del consumo de energía del sector industrial y el total nacional, de 2011 a 2018, SENER (2020) . . . . .	13
1.4. Esquema de la distribución por temperaturas del calor de proceso en la industria mexicana, Payback (2018) . . . . .	14
1.5. Fotografías de industrias en México que tienen instalado un sistema de concentración solar de foco lineal para aplicaciones en la industria de alimentos, Inventivepower (2020) . . . . .	16
1.6. Distribución de la cantidad de calor según el sector industrial, y el intervalo de temperatura para suministrarlo , Payback (2018) . . . . .	16
1.7. Estimación del crecimiento de la capacidad solar térmica instalada en el mundo, así como de la energía térmica captada, Weiss y Spokr-dur (2008) .	17
1.8. Capacidad termosolar en operación y energía generada en el año 2019, Weiss y Spokr-dur (2008) . . . . .	19
1.9. Fundamentos de la convección. . . . .	22
1.10. Propiedades de radiación en un material semitransparente . . . . .	29
1.11. Definición de ángulo sólido. . . . .	30
1.12. Procedimiento general en una simulación numérica. . . . .	34
1.13. Proceso general del Método de Monte Carlo. . . . .	38
1.14. Diagrama de flujo general del método de Monte Carlo para transporte de radiación considerando un medio participante . . . . .	40
2.1. Diagrama de flujo para la programación del trazado de rayos, (Iparraguirre (2020)) . . . . .	47
2.2. Modelo esquemático del reactor solar simulado mediante MCRTM y FEM, (Huang y cols. (2015)) . . . . .	48
2.3. Proceso de trazado de rayos de Monte Carlo de los rayos solares en el campo LFR, Qiu y cols. (2015) . . . . .	49
2.4. Resultados generales del trazado de rayos SolTrace, Ortega y cols. (2016) .	51
2.5. a) Concentrador parabólico, b) Resultados del cálculo de las distribución normal del spot; c) estructura , Chang y cols. (2018) . . . . .	52
2.6. Temperatura del fluido, calidad, fracción volumétrica de vapor y patrones de flujo a lo largo de la fila de CCP para los distintos diámetros (interior/exterior) de tubo receptor considerados. , Valenzuela y cols. (2016) . .	53
2.7. Esquema del comportamiento térmico general de un receptor tubular y uno volumétrico, Ho (2017) . . . . .	56
2.8. Esquema del receptor utilizado para el trabajo, Wang y cols. (2013) . . . .	57

2.9. Esquema del diagrama de flujo del código MCRT para sistemas CSC, Cheng y cols. (2013a) . . . . .	59
2.10. Esquema del diagrama de flujo para el cálculo de la distribución del flux de energía solar, Cheng y cols. (2013b) . . . . .	60
2.11. Configuraciones de insertos: (a) RT-I, (b) RT-II, (c) RT-III, (d) RT-IV, Liu y cols. (2018) . . . . .	65
3.1. Consideraciones básicas en el diseño y optimización de un sistema térmico. Fuente: Elaboración propia con datos de Jaturia (2018) . . . . .	68
3.2. Esquema general del sistema de concentración diseñado . . . . .	69
3.3. Estructura del general de la herramienta numérica . . . . .	72
3.4. Vista frontal de la cavidad, 15 tubos . . . . .	74
3.5. Colocación de elementos tubulares del sistema y de la entrada de radiación . . . . .	75
3.6. Esquema general del método de Monte Carlo para transporte de radiación desarrollado . . . . .	81
3.7. Esquema general del sistema de acuerdo a las superficies con que interactúan los fotones . . . . .	83
3.8. Diagrama de flujo de calculo de áreas para el flujo radiativo . . . . .	86
3.9. Balance general de transferencia de calor en las paredes de la cavidad . . . . .	88
3.10. Transferencia de calor en el banco de tubos . . . . .	90
3.11. Transferencia de calor en las paredes de la cavidad . . . . .	93
3.12. Modelado de transferencia de calor en el sistema, en estado cuasi-estacionario . . . . .	97
3.13. Matriz de distribución de temperaturas a través de las paredes del sistema . . . . .	99
4.1. Número de fotones interaccionando en el sistema vs tiempo de cómputo. . . . .	106
4.2. Incidencia de radiación en las paredes de la cavidad con semilla 0 . . . . .	107
4.3. Porcentaje de error estocástico de energía absorbida en los tubos, de acuerdo al número de fotones interaccionando en el sistema . . . . .	108
4.4. Desviación estándar promedio de la incidencia de energía sobre los tubos con distintas semillas . . . . .	110
4.5. Porcentaje de error estocástico, de la desviación estándar promedio de la incidencia de energía sobre los tubos con distintas semillas . . . . .	111
4.6. Valores medios y máximos de la desviación estándar de forma adimensional . . . . .	112
4.7. Error relativo de la desviación estándar media y máxima de incidencia de energía sobre los tubos . . . . .	113
4.8. Gráfica de distribución de energía por simulación y tipo de elemento del sistema. . . . .	114
4.9. Temperaturas a través de las paredes . . . . .	116
4.10. Ubicación espacial de tubos y ventana, para diferentes semillas de números pseudoaleatorios . . . . .	118
4.11. Gráfica de distribución de energía por simulación y tipo de elemento del sistema. . . . .	121
4.12. Uniformidad de incidencia energética sobre los tubos . . . . .	124
4.13. Distribución espacial de los elementos de la cavidad, bajo diversas condiciones de operación . . . . .	126
4.14. Temperaturas de partículas y reservorio bajo diferentes condiciones de operación . . . . .	128
4.15. Evolución del flujo de calor en los elementos del sistema bajo diferentes condiciones de operación . . . . .	129
4.16. Acercamiento de la evolución del flujo de calor en las partículas . . . . .	130

4.17. Calor a través de la pared y eficiencia del sistema, bajo diferentes condiciones de operación . . . . .	131
4.18. Eficiencia térmica y radiativa del sistema vs número de tubos. . . . .	134
4.19. Distribución promedio de energía radiativa en diferentes arreglos del sistema. . . . .	135
4.20. Eficiencia térmica del sistema respecto a cada factor de llenado en un intervalo de $10\% \leq f \leq 70\%$ . . . . .	138
4.21. Desviación estándar de la incidencia radiativa sobre los tubos respecto a cada factor de llenado. . . . .	139
4.22. Eficiencia térmica del sistema respecto a cada factor de llenado en un intervalo de $40\% \leq f \leq 70\%$ . . . . .	141
4.23. Porcentaje de radiación promedio incidente en los tubos en un intervalo de factores de llenado de $40\% \leq f \leq 70\%$ . . . . .	142
4.24. Gráfica de eficiencia térmica en función del tiempo y la concentración de partículas suspendidas con radiación directa. . . . .	144
4.25. Gráfica de eficiencia térmica en función del tiempo y la concentración de partículas suspendidas con radiación difusa. . . . .	144
4.26. Desviación estándar de la radiación promedio directa incidente sobre la superficie de los tubos para dos factores de llenado (0.5 y 0.6), con respecto a la concentración de partículas suspendidas. . . . .	145
4.27. Desviación estándar de la radiación promedio difusa incidente sobre la superficie de los tubos para dos factores de llenado (0.5 y 0.6), con respecto a la concentración de partículas suspendidas. . . . .	146
D.1. Ubicación espacial de tubos y ventana, para diferentes semillas de números pseudoaleatorios . . . . .	172



# Índice de tablas

1.1. Concentradores de foco puntual . . . . .	9
1.2. Concentradores de foco lineal . . . . .	10
1.3. Principales características de las plantas solares con generación directa de vapor en operación . . . . .	18
3.1. Parámetros de entrada para Monte Carlo de transporte radiación . . . . .	80
4.1. Medidas geométricas de los elementos del sistema . . . . .	119
4.2. Parámetros físicos principales del sistema, considerando una absorptividad de la ventana de 4% y partículas con un albedo de 0.95 y una función de fase con un factor de asimetría de 0.6. . . . .	120



# Nomenclatura

Nomenclatura general		
Símbolo	Nombre	Unidades
A	Área	$[m^2]$
$C_a$	Centro de la ventana	[-]
$E_b$	Emisividad de cuerpo negro	[-]
$n_t$	Número de tubos	[-]
$R_a$	Radio de apertura	[m]
$R_a$	Radio de apertura	[m]
$r_g$	Espacio permisible entre elementos	[m]
A	Área transversal de la cavidad	$[m^2]$
$C_p$	Calor específico	$[\frac{J}{kgK}]$
f	Factor de llenado	[%]
h	coeficiente convectivo	$[\frac{W}{m^2K}]$
L	Longitud	[m]
m	masa térmica	$[\frac{J}{K}], [\frac{W}{K}]$
Q	Calor	[W]
r	Radio	[m]

### Nomenclatura general

Símbolo	Nombre	Unidades
T	Temperatura	[K]
t	tiempo	[s]
U	Desviación estándar de la radiación incidente promedio sobre los tubos absorbedores	[-]
$\alpha$	Absortividad, difusividad	[%], [ $\frac{m^2}{s}$ ]
$\epsilon$	Emisividad	[%]
$\kappa$	Conductividad termica	$[\frac{W}{mK}]$
$\rho$	Densidad, reflectividad	$[\frac{kg}{m^3}]$ , [%]
$\sigma$	$5,67x10^{-8}$	$[\frac{W}{m^2K^4}]$
$\tau$	Transmisividad	[%]
$\psi$	Factor de emisión de las partículas	[%]
$\beta$	Coefficiente de atenuación	$[\frac{1}{m}]$

### Subíndices

Símbolo	Nombre
a	Aislante
b	Cuerpo negro
c	Cavidad
cond	Conductividad
conv	Covección
i	Punto cualquiera
j	Pared
n	Nodo
R	Reservorio
rad	Radiación
T	Tubos
t	Tiempo
v	ventana
$\lambda$	Longitud de onda

### Nomenclatura código

Símbolo	Nombre	Unidades
$\beta$	Coefficiente de atenuación	$[\frac{1}{m}]$
$C_{p_p}$	Calor específico de las partículas	$[\frac{kJ}{kgK}]$
$C_{p_R}$	Capacidad calorífica del reservorio	$[\frac{kJ}{kgK}]$
$dt$	Tamaño de paso temporal	[s]
$E_o$	Potencia de entrada	[W]
$g$	Factor de asimetría de la función de fase	[-]
$h_p$	Coefficiente convectivo del medio participante	$[\frac{W}{m^2K}]$
$h_r$	Coefficiente convectivo del reservorio	$[\frac{W}{m^2K}]$
$k_t$	Coefficiente de conducción para los tubos	$[\frac{W}{mK}]$
$k_t$	Coefficiente de conducción del metal	$[\frac{W}{mK}]$
$k_a$	Coefficiente de conducción del aislante	$[\frac{W}{mK}]$
$m_R$	Masa del reservorio	[kg]
$n_a$	Nodos angulares en la cavidad	[-]
$n_{at}$	Nodos angulares en los tubos	[-]
$N_c$	Número de fotones	[-]
$n_r$	Nodos radiales de la cavidad y tubos	[-]
$n_z$	Nodos axiales de la cavidad y tubos	[-]
$R_e$	Radio de emisión	[m]
$r_g$	Espacio permisible entre tubos	[m]
$r_t$	Radio externo de los tubos	[m]

### Nomenclatura código

Símbolo	Nombre	Unidades
$r_{ti}$	Radio interno de los tubos	[m]
$r_{gc}$	Espacio permisible entre pared y tubos	[m]
$r_{gv}$	Espacio permisible entre la ventana y paredes de la cavidad	[m]
$T_{amb}$	Temperatura ambiente	[K]
$T_{obj}$	Temperatura de trabajo	[K]
$T_s$	Tiempo de simulación	[s]
$Abs$	Absortividad de [Ventana, cavidad, tubos]	[ %]
$\omega$	Albedo de $TiO_2$	[-]
$\beta$	Coefficiente de extinción	$[\frac{1}{m}]$
C	Punto central del spot	[-]
$Cp_{Aire}$	Capacidad calorífica del aire	$[\frac{J}{kgK}]$
$Cp_i$	Calor específico del metal	$[\frac{J}{kgK}]$
$Cp_P$	Capacidad calorífica de partículas	$[\frac{J}{kgK}]$
$Cp_{Ppart}$	Capacidad calorífica de las partículas	$[\frac{J}{kgK}]$
$Cp_R$	Capacidad calorífica del reservorio	$[\frac{J}{kgK}]$
d	Distancia de emisión a la ventana	[m]
$\alpha_{metal}$	Disfusividad térmica del metal	$[\frac{m^2}{s}]$
dt	Tamaño de paso tiempo	[s]
e	Fracción de vacío	[-]
Eo	Entrada de potencia al sistema	[W]

### Nomenclatura código

f	Factor de llenado	[-]
$F_{dif}$	Reflectividad difusa	[ %]
g	Factor de asimetría de la función de fase	[-]
$h_{amb}$	Coefficiente convectivo del aire	$[\frac{W}{m^2K}]$
$h_p$	Coefficiente convectivo de partículas	$[\frac{W}{m^2K}]$
$h_r$	Coefficiente convectivo el reservorio	$[\frac{W}{m^2K}]$
$k_a$	Coefficiente de conducción del aislante	$[\frac{W}{mK}]$
$k_t$	Coefficiente de conducción del metal	$[\frac{W}{mK}]$
$m_r$	Masa del reservorio	[kg]
$n_a$	Nodos angulares	[-]
$n_{at}$	Nodos angulares en los tubos	[-]
$n_r$	Nodos Radiales	[-]
$n_z$	Nodos axiales	[-]
Nc	Numero de caminantes	[-]
ppm	Partes por millón	[-] $[\frac{s}{m^3}]$
$R_a$	Radio de ventana	[m]
$R_e$	Radio de emisión de spot	[m]
$r_g$	Separación mínima entre tubos	[m]
$r_{gc}$	Separación mínima entre tubos y cavidad	[m]
$r_{gv}$	Separación mínima entre ventana y tubos	[m]

### Nomenclatura código

$r_t$	Radio externo de tubo	[m]
$r_{ti}$	Radio interno de tubo	[m]
$\rho_{Aire}$	Densidad del aire interno de la cavidad	$[\frac{kg}{m^3}]$ , [%]
$\rho_i$	Densidad del metal	$[\frac{kg}{m^3}]$ , [%]
$\rho_P$	Densidad de partículas	$[\frac{kg}{m^3}]$ , [%]
$\rho_{TiO_2}$	Densidad de las partículas	$[\frac{kg}{m^3}]$ , [%]
$\sigma$	Desviación estándar del spot	[m]
$T_{am}$	Temperatura ambiente	[K]
$T_{obj}$	Temperatura objetivo del reservorio	[K]
$T_s$	Tiempo de simulación	[s]
$x_{a,1,2,3}$	Grosor del aislante sobre paredes de cavidad	[m]
$x_p$	Calibre de placa	[m]



# Resumen

Se desarrolló una herramienta numérica para simular la transferencia de calor por radiación, convección, y conducción dentro de un receptor de cavidad cilíndrica con un medio participativo y múltiples receptores tubulares. Se investiga el uso del medio participativo como fluido de transferencia de calor dentro de la cavidad y su efecto en la uniformidad del flujo radiativo incidente sobre los tubos receptores, buscando mejorar la eficiencia térmica del sistema para aplicaciones de alta presión.

El desarrollo de la herramienta numérica se implementó en Matlab <sup>®</sup>, considerando la ecuación de transporte de radiación con medios participativos, resuelta mediante el método de Monte Carlo, para la cuantificación de los flujos radiativos que interaccionan al interior del sistema y con el medio participante. Se desarrolló un análisis comparativo del sistema con y sin partículas suspendidas, a las cuales se les atribuyeron características físicas similares al  $TiO_2$ . El principal punto de análisis es la interacción con los tubos del sistema que llevan internamente el fluido de trabajo, el cual se pretende que llegue a una temperatura nominal de  $300^\circ C$ .

Se implementó un algoritmo de ubicación aleatoria de los elementos absorbedores del sistema tomando variando el número de tubos en el receptor y el tamaño de la cavidad. La apertura se fijó en función del tamaño del spot. Esto con la finalidad de generar un banco de geometrías aleatorias con características similares que permitieran delimitar los factores sensibles en el sistema. de acuerdo a las características físicas propuestas de operación, generando de esta forma distribuciones de datos para el análisis y selección de los factores sensibles como el porcentaje de área total ocupada por tubos y apertura, así como el análisis de la distribución de energía en los tubos de acuerdo a datos estadísticos.

El desarrollo del análisis térmico general del sistema toma en cuenta la convección y conducción, para de esta forma obtener las eficiencias globales del sistema en un estado cuasi-transitorio, en función del análisis de diferentes parámetros, el análisis térmico también da como resultados, las temperaturas a través de las paredes del sistema, temperaturas en el medio participativo, así como los calores netos en el intercambio, esto con la finalidad de tener una herramienta cuantitativa de análisis puntual de los factores relevantes en los sistemas térmicos.

Se establecen parámetros de diseño para las partes principales del receptor mediante el análisis de los resultados de aplicación de la herramienta numérica desarrollada, delimitando factores como el número de tubos, tamaño de cavidad y ubicación general de los mismos así como las propiedades del medio participante.



# Abstract

A numerical tool was developed to simulate heat transfer by radiation, convection, and conduction within a cylindrical cavity receiver with a participative medium and multiple tubular receivers. This thesis studies the use of the participative media as a heat transfer fluid within central receiver cavities. The main interest is its effect on the uniformity of the receiver tubes' incident radiative flux and the system's thermal efficiency.

The development of the numerical tool was implemented in Matlab, using different Monte Carlo methods within an iterative splitting scheme.

Considering different random tube layouts and cavity sizes helps us understand the implications of having different sensitive physical characteristics for the system. Furthermore, the overall efficiencies of the system in a both in steady and transient regimes, the distribution of absorbed radiation and temperatures on the different system walls, and participative media allow us to assess this quantitatively.

Design parameters are established for the main parts of the receiver through the analysis of the application results of the developed numerical tool, delimiting factors such as the number of tubes, cavity size, and their general location, as well as the desired properties of the participating medium.

**Keywords:** participative medium, solar receiver, heat transfer, stochastic method, numerical modeling



# Introducción

En el presente trabajo de grado, se aborda el tema de simulación numérica de un receptor solar de foco puntal, con un medio participante interactuando con la radiación incidente al interior del mismo. Solucionando la ecuación de transporte de radiación para medios participantes, mediante la implementación numérica del Método de Monte Carlo.

El objetivo principal, es desarrollar una herramienta numérica para evaluar la transferencia de calor por radiación, convección y conducción simultáneas, dentro de un receptor de cavidad cilíndrica multitubular, con un medio participativo para aplicaciones de alta presión.

Con el aumento de la información y evolución de técnicas de aprovechamiento de la radiación solar en forma de calor, el uso e investigación de esta se ha extendido; las aplicaciones se clasifican en tres distintos campos generales según su temperatura de generación de calor. De acuerdo con Payback (2018), se clasifican en baja temperatura los procesos menores a 150 °C, media temperatura a los procesos entre 150 °C y 400 °C, y de alta temperatura a los procesos superiores a los 400 °C.

La clasificación anterior conlleva a requerimientos de modelado numérico distintos entre sí; es por ello que bajo diferentes aproximaciones y modelos matemáticos desarrollados, se han realizado modelaciones cada vez más cercanas a resultados empíricos o experimentales.

La modelación matemática permite la exploración de conjeturas y situaciones hipotéticas que normalmente no se pueden desacoplar para determinados rangos de parámetros, que podrían no ser fácilmente accesibles de forma experimental, Witelski y Bowen (2015) .

El punto de partida del modelado numérico es la construcción de un modelo computacional, donde se requiere una transición desde el problema inicial, en forma de ecuaciones diferenciales o integrales, a uno algebraico discreto; es decir, estructuras cuyos elementos pueden contarse uno por uno separadamente.

Uno de los métodos de discretización más utilizados actualmente, es el de aproximaciones por diferencias finitas de operadores diferenciales o fórmulas de cuadratura. Otros de los que han renacido en aplicación, son los denominados “métodos de partículas”, que son aplicables principalmente a problemas relacionados con evolución temporal de cierto medio o con el resultado de tal evolución, cuya aplicabilidad es para un amplio tipo de medios Grigoryev y cols. (2002).

La integración de Monte-Carlo, es la aplicación más común, donde la idea básica es no utilizar una cuadrícula fija, sino puntos aleatorios (partículas), ya que una cuadrícula fija en  $D$  dimensiones requiere  $N^D$  puntos, en otras palabras, de acuerdo con Grigoryev y cols. (2002), el cálculo se realiza en una malla estacionaria (.euleriana”), en el siguiente paso (“lagrangiano”), la integración del sistema dinámico, con el cálculo euleriano realizado un

instante de tiempo anterior, se realiza el siguiente paso de tiempo.

Los usos y aplicaciones de este método son variados, el método se aplicó por primera vez a los problemas de radiación térmica a principios de la década de 1960 por Fleck y Howell y Perlmutter. Este tipo de problemas, se adaptan particularmente bien a la solución mediante una técnica de Monte Carlo, ya que la energía viaja en parcelas discretas (fotones), sobre distancias relativamente largas, a lo largo de un camino generalmente recto, antes de la interacción con la materia. Por tanto, resolver un problema de radiación térmica con Monte Carlo, implica rastrear la historia de una muestra aleatoria estadísticamente significativa de fotones desde sus puntos de emisión hasta sus puntos de absorción Modest (2013).

Con la técnica de Monte Carlo aplicada en problemas de radiación solar, se obtiene la distribución de la radiación térmica sobre los medios que interactúan con ella, en este caso las paredes de la cavidad, los tubos y el medio participante inmerso; de tal forma que después se puede aplicar un balance de energía y determinar una distribución de temperaturas internas sobre dichas superficies, para monitoreo de la temperatura del fluido de trabajo.

Con la información anterior y mediante el método de volumen finito, en un corte simulado transversalmente de la cavidad, se obtiene la transferencia de calor neta a través de las paredes, esto con la finalidad de determinar la densidad del aislante térmico que interactúa con el aire exterior, así como un análisis del diseño del receptor.

Resulta de suma relevancia especificar de forma muy precisa, las diferentes propiedades de los materiales que interactúan con los fotones que se han rastreado y que representan la radiación solar, ya que de esta forma se puede acotar el diseño del receptor, pues en otro apartado a partir de la ubicación aleatoria de determinado número de tubos con radios específicos, se determina el conjunto de patrones óptimos de ubicación de los mismos, dadas las características de los materiales que interaccionan así como para la potencia radiativa de entrada, con el fin de alcanzar la temperatura de trabajo deseada, que en este caso es para un proceso de media temperatura (300 °C).

Otra parte importante, dentro del análisis térmico radiativo de la cavidad, es la interacción del tipo de medio participante y la viabilidad ingenieril de aplicabilidad, es decir, si este ayuda a la conservación de la temperatura, pero con el objetivo principal de homogeneizar la temperatura de los tubos internos con la finalidad de evitar fallas térmicas en las superficies de los mismos.

Es importante mencionar que el presente trabajo se realiza con una visión de pruebas de concepto, para de esta manera delimitar un problema real que es principalmente el “estrés térmico”, en tubos de procesos térmicos radiactivos a alta y media presión, con una solución de ubicación estratégica de tubos, así como con la interacción de medios, que permitan una mejor dispersión de la radiación, para de esta forma lograr un comportamiento homogéneo de la temperatura, conservándola a lo largo de todo el proceso en el intervalo de temperatura media, con miras de aplicabilidad en calor de proceso.

# Capítulo 1

## Marco teórico

En este capítulo se describen las generalidades de la concentración solar, abarcando las características principales del recurso solar en México, así como la aplicabilidad del mismo en el sector industrial.

Se puntualizan aspectos de relevancia en la descripción fundamental de los fenómenos térmicos que suceden dentro del sistema térmico propuesto, comprendiendo temas de conducción de calor, convección natural, y sobre todo radiación descritos desde un análisis de transporte de energía y comprensión del fenómeno, así como el modelado numérico de dichos fenómenos de transporte, enfatizando la aplicabilidad del método de Monte Carlo para la solución.

### 1.1. Concentración Solar

La energía radiante del Sol, proviene de la superficie solar llamada fotosfera, la cual funciona como “corteza solar”. Está compuesta por gases no homogéneos de muy baja densidad que forman granulaciones y manchas solares, cuya temperatura es de 4 000 a 6 000 K. En ella, la irradiancia solar tiene un valor medio de  $63.2 \text{ MW}/\text{m}^2$ , la cual se irradia en todas direcciones, tal que, al llegar al exterior de la atmósfera terrestre, tiene un valor medio de  $1367 \text{ W}/\text{m}^2$ , Iqbal (1983).

El espectro de emisión de radiación electromagnética del Sol, incluye rayos  $\gamma$ , rayos X, radiación ultravioleta (UV), luz visible (Vis), radiación infrarroja (IR), ondas de radio y ondas de radar. De tal forma, que el intervalo de mayor interés para su uso es el llamado “espectro térmico de la radiación” que abarca de 300 a 4000 nm de longitud de onda aproximadamente, de acuerdo con Badescu (2008). El espectro térmico de la radiación, es la fuente de radiación más visible que llega a la superficie de nuestro planeta y es prácticamente, la única fuente de energía que influye en los movimientos atmosféricos y

nuestro clima.

Para el aprovechamiento de la radiación térmica, se utilizan en su gran mayoría captadores solares planos, que son un tipo especial de intercambiador de calor, los cuales transforman la energía solar radiante en calor conductivo y convectivo. Las principales aplicaciones de este tipo de sistemas son: calentamiento solar de agua, calefacción de edificios, aire acondicionado y calentamiento de procesos industriales Duffie y Beckman (2013).

Para muchas otras aplicaciones, es deseable suministrar energía térmica a temperatura más alta que 373 K, la cual se puede aumentar disminuyendo el área en la que se producen las pérdidas de calor. Esto se hace interponiendo un dispositivo óptico entre la fuente de radiación y la superficie absorbidora de energía radiante. El absorbedor de menor tamaño, tendrá pérdidas de calor más pequeñas en comparación con un captador de placa plana a la misma temperatura del absorbedor. De modo que, a mayor grado de concentración, mayor es el rendimiento máximo alcanzable, Duffie y Beckman (2013).

Se entiende por “concentración geométrica” (ecuación 1.1) a la relación de concentración de áreas, es decir área de apertura ( $A_a$ ) dividida entre el área del receptor ( $A_r$ ). La cual se relaciona directamente con el cociente entre el flux radiativo que pasa por el área de apertura y el flux que incide en el receptor.

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (1.1)$$

De esta manera se establece la importancia de recurrir a la concentración óptica de la radiación solar. Cuanto mayor sea el grado de concentración, mayor será la temperatura máxima posible y, por consiguiente, el rendimiento exergético de nuestro sistema.

Adicionalmente, hay que tomar en cuenta que la concentración de la radiación sola, aprovecha solamente la componente de radiación directa y una pequeña fracción de la radiación difusa. Su implementación requiere de equipos ópticos y mecánicos, que pueden llegar a tener un precio elevado si se desea conseguir un alto grado de concentración, por lo que se plantean límites prácticos a la concentración de la radiación solar frente a los máximos teóricos alcanzable Zarza (2003) .

Para la concentración de la radiación, también se tiene que tomar en cuenta, que el Sol visto desde la Tierra, no es una fuente luminosa puntual, ya que la esfera solar sustituye un ángulo sólido de  $0.52^\circ$ . La segunda ley de la Termodinámica impone un límite para la concentración óptica, Rabl (1985), cuyo valor es de  $C_{max} = 46\ 200$  para el límite teórico de la concentración de foco puntual, y  $C_{max} = 220$  para concentradores con foco lineal. En el caso de los concentradores de óptica de no-imagen la  $C_{max} = 10$  aproximadamente. En los sistemas de concentración de radiación solar que existen actualmente, no se sobrepasa un valor de más de 5000, con excepción de algunos hornos solares, en los que se alcanzan

concentraciones cercanas a 10 000, Zarza (2003).

▪ **Tipos de Concentradores de Radiación Solar**

Existen muchos tipos de concentradores que se pueden diseñar para incrementar el flujo de radiación sobre superficies captadoras, los cuales pueden ser reflectores o refractores, de foco puntual o de foco lineal, con receptores cilíndricos, planos, cóncavos, convexos, de cavidad, medio poroso, etc. También pueden ser receptores evacuados (al vacío) o atmosféricos; de una o varias etapas de concentración. No existe un patrón fijo para el diseño de un sistema de concentración solar, sino una necesidad que tiene sus propias particularidades, para las cuales existen diseños comerciales como los que se muestran en las tablas 1.1 y 1.2 de Kalogirou (2014).

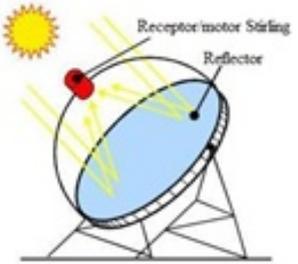
Esquema	Tipo	Razón de concentración	Intervalo de temperatura
	Plato parabólico	600–2000	150–1500°C
	Campo de helióstatos	300–1000	200–2000°C

Tabla 1.1: Concentradores de foco puntual

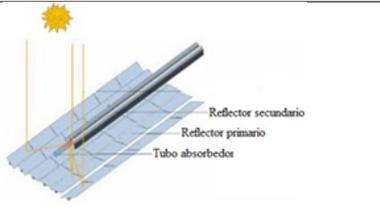
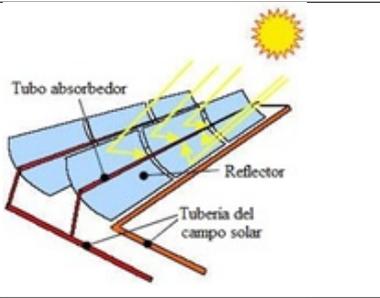
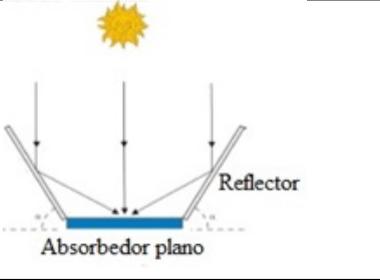
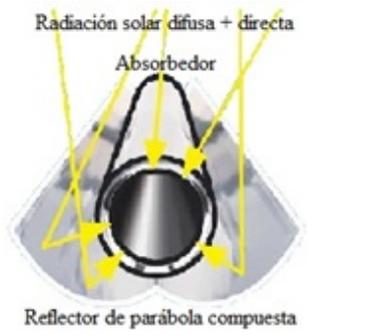
Esquema	Tipo	Razón de concentración	Intervalo de temperatura
 <p>Reflector secundario Reflector primario Tubo absorbedor</p>	Reflectores Fresnel	10–40	80–400°C
 <p>Tubo absorbedor Reflector Tubería del campo solar</p>	Canal parabólico	10–85	80–450°C
 <p>Reflector Absorbedor plano</p>	Reflectores y absorbedor planos	1–2	50–90°C
 <p>Radiación solar difusa + directa Absorbedor Reflector de parábola compuesta</p>	Reflector de parábola compuesta	1–15	60–300°C

Tabla 1.2: Concentradores de foco lineal

## 1.2. Recurso solar en México

De acuerdo con el estudio llevado a cabo por Riveros-Rosas y cols. (2015), en el que se analizó la base de datos de radiación solar de la red de estaciones meteorológicas del Servicio Meteorológico Nacional de México, se incluyen mediciones de irradiancia global de las 136 estaciones más antiguas distribuidas en el territorio mexicano. Se verificó la consistencia de la adquisición de datos desde el lanzamiento de las estaciones hasta 2010. Los resultados publicados, indican que menos de la mitad de las estaciones tienen una regularidad adecuada para los registros de datos. Con un número limitado de estaciones seleccionadas que superaron los criterios de calidad aplicados, desarrollaron la evaluación de las irradiaciones globales por hora y por día. Estos resultados se compararon con datos obtenidos por satélite para México, basados en el modelo de RSE de NREL. Los resultados de la comparación muestran una buena concordancia entre la irradiación solar global diaria medida y modelada con un RMSE medio del 6,6%. Con base en las estaciones seleccionadas, se estima una irradiación global diaria promedio horizontal de  $5,5 \pm 0,5$  kWh/m<sup>2</sup>/día para México.

En la figura 1.1 y 1.2, realizadas por SENER (2020), se muestran los mapas de irradiación anual para la global horizontal y la directa normal, respectivamente. Ambos publicados en el Inventario Nacional de Energías Limpias de la Secretaría de Energía.

Cabe mencionar que para el cálculo de los sistemas solares de concentración, el parámetro que se usa es la irradiación directa normal (DNI), dato que sí está disponible, al menos de manera aproximada en dicho inventario.

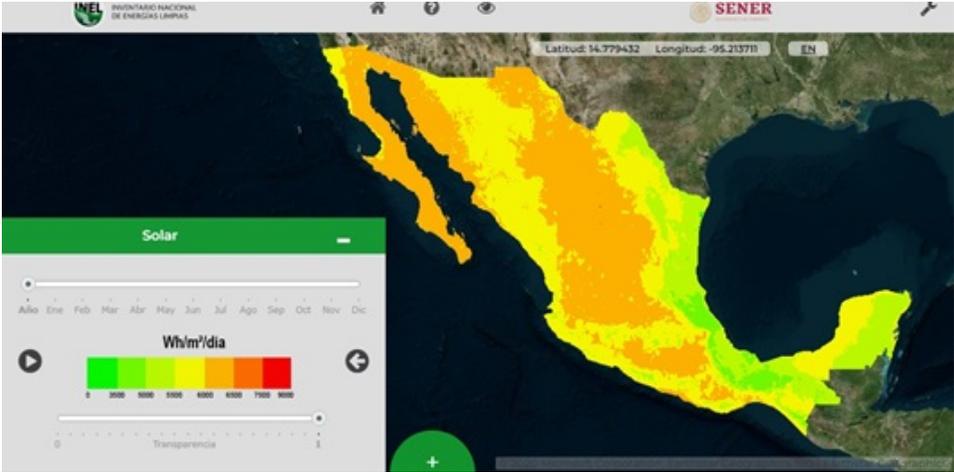


Figura 1.1: Mapa de la República Mexicana de irradiación global horizontal anual.



Figura 1.2: Mapa de la República Mexicana de irradiación directa normal anual

### 1.2.1. Calor solar de proceso caso México

El consumo total de energía en México creció en los años 2015, 2016 y 2017 con respecto al año anterior respectivamente, sin embargo, para 2018 hubo una contracción del consumo, principalmente en el sector industrial. Es muy probable que esta tendencia a la baja se mantenga para los años 2019 y 2020. Este comportamiento se puede observar en la gráfica de la Figura 1.3, en la que se muestra el porcentaje de variación del consumo de energía térmica con respecto al año anterior del que se reporta.

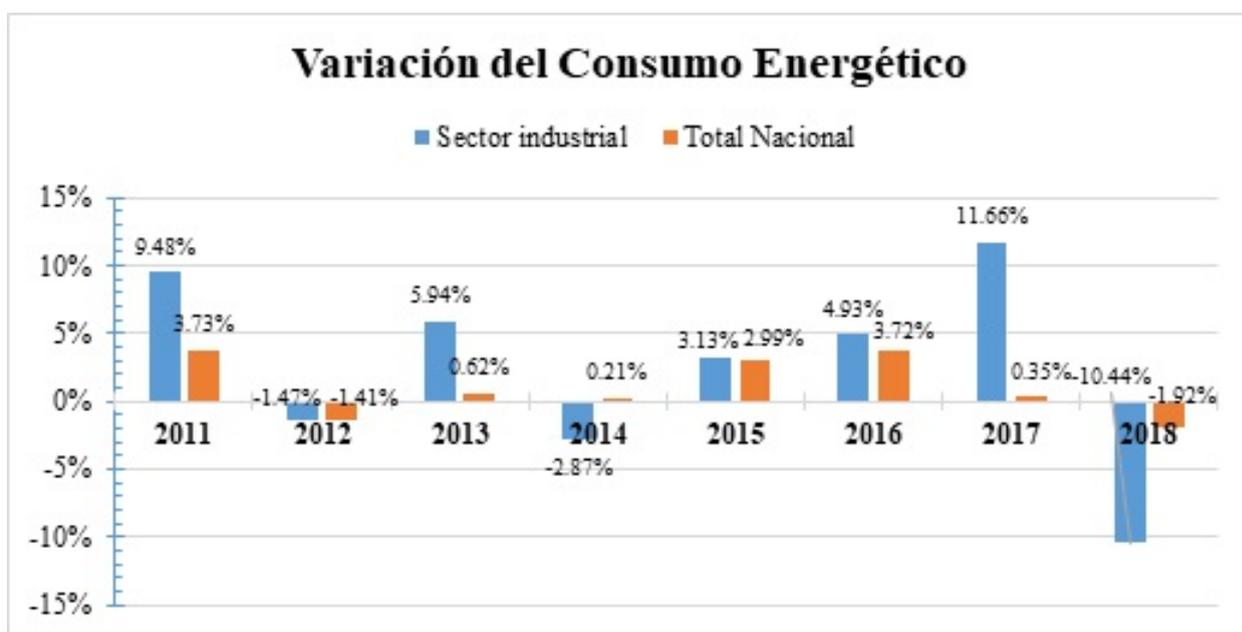


Figura 1.3: Gráfica comparativa de la variación del consumo de energía del sector industrial y el total nacional, de 2011 a 2018, SENER (2020)

Ahora bien, con respecto al tipo de energético que se utiliza, en promedio de esta década, aproximadamente el 66.3% corresponde a combustibles fósiles y bagazo de caña para proporcionar calor de proceso, mientras que el 33.7% corresponde a electricidad. Dicho calor de proceso, se cubre principalmente con gas natural que en promedio de los años analizados (2010 a 2018) corresponde al 54.7%. Es el combustible con mayor crecimiento en la última década, SENER (2020).

De acuerdo a Payback (2018), el calor de proceso se ocupa en diferentes niveles de temperatura según el tipo de proceso industrial que lo requiera, pudiendo clasificarse en tres intervalos:

- Temperatura baja: hasta 150°C

- Temperatura media: de 150 hasta 400°C
- Temperatura alta: más de 400°C.

Los diversos tipos de industrias que se pueden considerar para el uso de calor de proceso a partir de energía solar son: química, de alimentos o bebidas, maquinaria, minería, textil y maderera, que son la que utilizan temperaturas que pueden ser generadas fácilmente con tecnologías termosolares, ya sea en forma de agua caliente o vapor.

En el esquema de la figura 1.4 se puede observar que el 41 % de los requerimientos energéticos para calor de proceso están por debajo de los 400 °C, que es un rango con alto potencial de aplicación para diferentes tecnologías de concentración solar.

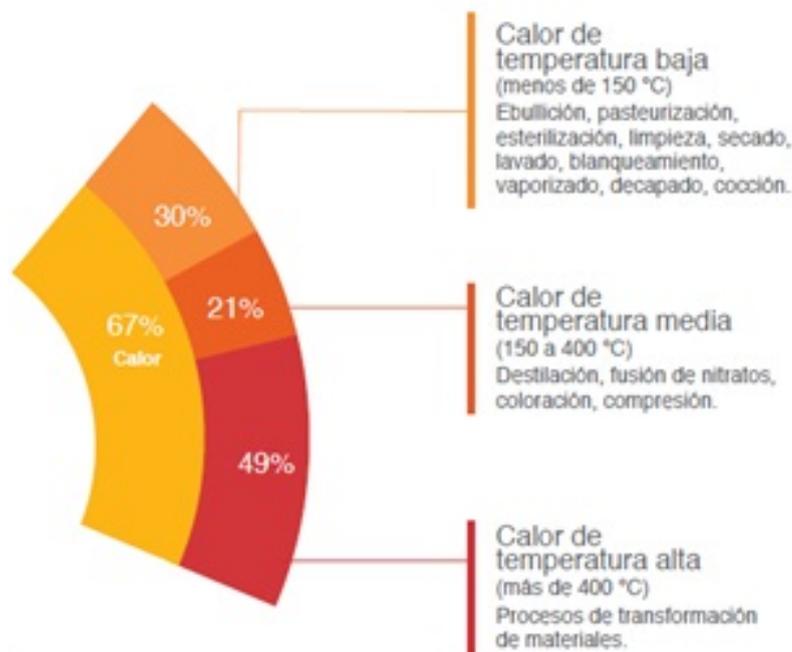


Figura 1.4: Esquema de la distribución por temperaturas del calor de proceso en la industria mexicana, Payback (2018)

En México se han realizado muchas instalaciones para calor de proceso a partir de tecnologías termosolares, donde la dominante son captadores planos. De tal forma que la mayoría de las aplicaciones en el sector industrial mexicano existentes hasta el momento, han sido para procesos con niveles de temperatura de hasta 90°C, sin embargo, el potencial para mayores temperaturas es muy alto.

Las industrias con procesos más favorables para el uso de calor solar de proceso, son aquellas que tienen una demanda continua de calor durante el día, así como un proceso continuo y estable durante el año. Lo cual no significa que otras industrias con procesos intermitentes y necesidad de calor durante las horas de poca radiación solar no sean candidatas

para aplicaciones de calor solar de proceso; para esto, se puede utilizar alguna clase de almacenamiento térmico, Payback (2018).

Actualmente, la forma más común para el suministro y distribución de calor industrial es por medio de vapor de agua generado en calderas, y en menor medida se utilizan otros fluidos de transferencia de calor, como: agua caliente presurizada, aceite térmico o aire. También se toman en cuenta los sistemas de cogeneración y las bombas de calor.

Los procesos industriales calentados con vapor de caldera se utilizan aun cuando el proceso ocurre en bajos niveles de temperatura ( $\leq 100$  °C), en términos generales se emplea vapor saturado con temperatura de hasta 250 °C, que corresponde a una presión de 40 bar. Solo en procesos muy específicos, se utiliza vapor sobrecalentado hasta los 400 °C, como calor de temperatura media. Estos sistemas tienen una alta densidad de energía que requieren tuberías con diámetros más pequeños, Payback (2018).

En el caso del agua caliente presurizada, se utiliza para procesos con requerimientos de entre 100 y 120 °C, que requieren mayores diámetros de tubería con respecto a los usados en los sistemas de vapor. Los sistemas basados en aceites térmicos son adecuados hasta 350 °C, con la ventaja de que se mantiene en fase líquida con presión de operación baja, su principal desventaja es la flamabilidad/explosividad que poseen, así como su toxicidad en caso de fugas. Además, se degradan, generando pérdidas de aproximadamente de un 10 % de la masa total cada año.

En la Figura 1.5, se muestran dos ejemplos en los que se han instalado concentradores de canal parabólico, en industrias de nuestro país, que utilizan aceites como fluido de transferencia de calor.



(a) Instalación en industria láctea, para proceso de pasteurización. Lagos de Moreno, Jalisco, México. (b) Instalación en industria forrajera, para proceso de peletizado. Morelia, Michoacán, México

Figura 1.5: Fotografías de industrias en México que tienen instalado un sistema de concentración solar de foco lineal para aplicaciones en la industria de alimentos, Inventivepower (2020)

Este tipo de sistemas representa un área de oportunidad muy importante para ser sustituidos por aquellos de generación directa de vapor mediante calor solar, en los que el agua a cierta presión se calienta hasta evaporarse dentro de un concentrador solar, o podría aplicársele un proceso “flash” (evaporación súbita), de tal forma que el vapor generado se utilice en el proceso industrial. La figura 1.6, muestra los sectores industriales con un buen potencial de aplicación de esta tecnología.

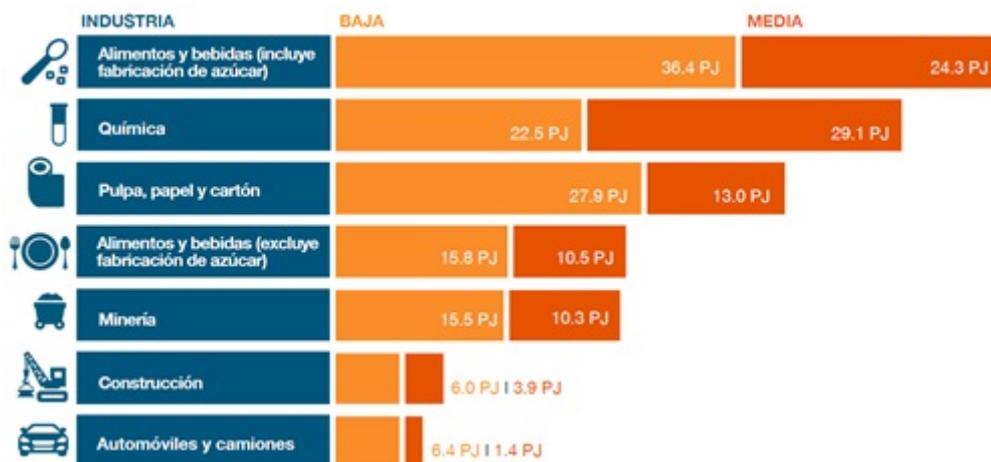


Figura 1.6: Distribución de la cantidad de calor según el sector industrial, y el intervalo de temperatura para suministrarlo, Payback (2018)

### 1.2.2. Producción de vapor con energía solar

En el ámbito mundial, de acuerdo con el Solar Heat Worldwide 2020 del “Solar Heating and Cooling Programme” de la Agencia Internacional de Energía, la capacidad solar térmica total instalada se estima en 479 GWt para el año 2019, esto repartido en todo tipo de captadores solares, cuya energía total captada fue de 389 TWh en ese año. En la gráfica de la 1.7 se puede observar el crecimiento, desde el año 2000 al año 2019, de dicha capacidad instalada, es importante mencionar que no se toma en cuenta a las grandes instalaciones solares térmicas para generar electricidad Weiss y Spokr-dur (2008). Sin embargo, el informe no menciona cuánto de esta energía fue para producir vapor de proceso.

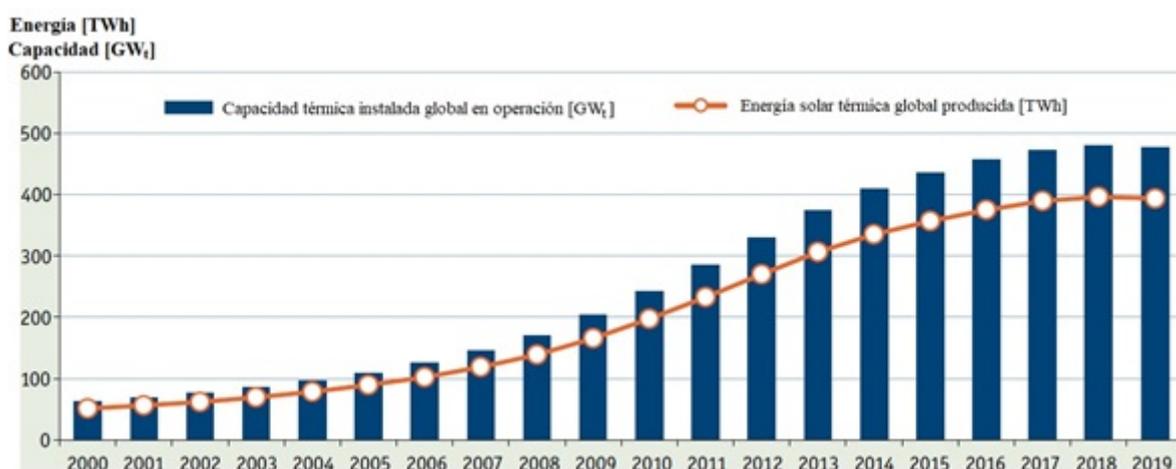


Figura 1.7: Estimación del crecimiento de la capacidad solar térmica instalada en el mundo, así como de la energía térmica captada, Weiss y Spokr-dur (2008)

En el caso de los principales proyectos comerciales en operación, de centrales que funcionan con generación directa de vapor, la tabla<sup>1</sup> 1.4 expone las principales especificaciones de cada una; se puede observar que la mayoría tiene almacenamiento térmico, lo cual ha resultado fundamental para desarrollar proyectos competitivos en muchas de las aplicaciones.

<sup>1</sup>CSP – Concentrating Solar Power, CRS – Central Receiver Systems, LFR – Linear Fresnel Reflector, PTC – Parabolic Trough Collector.

Planta CSP	Tipo de tecnología	Capacidad neta de turbina [MWe]	Campo solar/ entrada al receptor/condiciones de salida	Almacenamiento térmico
PS-10 (Abengoa Solar)	CRS	11	257°C/45 bar (vapor saturado)	Sí (vapor de reserva, 1 h carga parcial)
PS-20 (Abengoa Solar)	CRS	20	257°C/45 bar (vapor saturado)	Sí (vapor de reserva, 1 h carga parcial)
Puerto Errado 1 (Novatec Solar)	LFR	1.4	270°C/55 bar (vapor saturado)	Sí (vapor de reserva, 1 h carga parcial)
Puerto Errado 2 (Novatec Solar)	LFR	30	270°C/55 bar (vapor saturado)	Sí (vapor de reserva, 0.5 h)
Sierra Sun Tower (eSolar)	CRS	5	218 °/440 ° (vapor sobrecalentado)	No
Thai Solar Energy 1 (Solarite GmbH)	PTC	5	201 °C/340 °C (30 bar)	No
Ivapah Solar Electric Generating System	CRS	377	249°C/565°C (165 bar) Recalentamiento a 485 °C/41 bar	No
Khi Solar One (Abengoa Solar)	CRS	250	235 t/h 530 °C/120 bar + 105 t/h vapor saturado/130 bar para almacenamiento	Sí (Sales fundidas-2h capacidad)

Tabla 1.3: Principales características de las plantas solares con generación directa de vapor en operación

En la gráfica de la Figura 1.8 se puede observar que la capacidad instalada para generación de electricidad de manera comercial a partir de centrales termosolares es de 6 GW, dichas tecnologías funcionan con aceite térmico como fluido de transferencia de calor.

La desventaja del aceite es que puede trabajar muy bien hasta 350 °C, pero los costos aumentan por su limitada capacidad calorífica, haciendo que se requiera mayor flujo másico para transportar calor, lo que implica mayores diámetros de tuberías y mayores pérdidas de calor. Además, requieren una mayor inversión en sistemas de seguridad debido a su inflamabilidad, explosividad y toxicidad, así como tratamiento de los gases generados debido a su oxidación, Payback (2018).

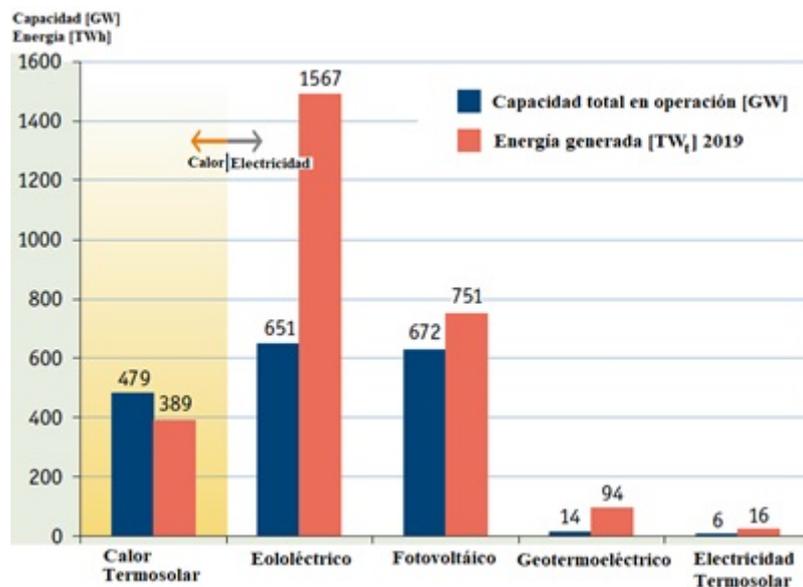


Figura 1.8: Capacidad termosolar en operación y energía generada en el año 2019, Weiss y Spokr-dur (2008)

El presente proyecto de investigación, busca contribuir al desarrollo de elementos tecnológicos que permitan contar con una tecnología nacional para el abastecimiento de calor de proceso solar, de una forma eficiente, rentable y segura.

### 1.3. Transporte de energía por conducción

A un nivel microscópico, la conducción en fluidos estacionarios es una consecuencia de la interacción entre moléculas de temperatura más alta e intercambio de energía con moléculas a temperaturas más bajas. En un sólido no conductor, el transporte de energía, es exclusivamente a través de ondas reticulares (fonones) inducidas por el movimiento atómico. Si el sólido es un conductor, la transferencia de energía también está asociada con el movimiento de traslación de los electrones libres. Aziz (2003)

El enfoque microscópico es de considerable interés contemporáneo, debido a su aplicabilidad a sistemas miniaturizados, como por ejemplo: películas delgadas superconductoras, microsensores y dispositivos micromecánicos. Sin embargo, para la gran mayoría de aplicaciones de ingeniería, el enfoque macroscópico basado en la ley de Fourier es bastante adecuado.

La ecuación básica para el análisis de la conducción de calor es la ley de Fourier, que se basa en observaciones experimentales y está dada por la ecuación 1.2. Incropera y DeWitt

(1999)

$$q_n = -k_n A_n \frac{\partial T}{\partial n} \quad (1.2)$$

Donde el flujo de calor  $q_n$  en  $[W]$ , es la cantidad de calor transferido en la dirección  $n$ , perpendicular a la dirección del flujo de calor;  $k_n$  en  $[W/m \cdot K]$  es la conductividad térmica en la dirección  $n$ , y  $\partial T/\partial n$  en  $[K/m]$  es el gradiente de temperatura en la dirección  $n$ . La conductividad térmica es una propiedad termofísica del material que, en general, es función tanto de la temperatura como de la ubicación; es decir,  $k = k(T, n)$ . Para materiales isotrópicos,  $k$  es igual en todas las direcciones, pero para materiales anisotrópicos como madera y materiales laminados. Para este tipo de materiales,  $k$  puede tener una fuerte dependencia direccional. Cabe destacar que la investigación de la conducción de calor en estos materiales es de interés de muchas investigaciones actuales, es suficiente trabajar con materiales del tipo isotrópicos. Aziz (2003)

Debido a que la conductividad térmica depende de la estructura atómica y molecular del material, su valor puede variar de un material a otro en varios órdenes de magnitud. Los valores más altos están asociados con metales y los valores más bajos con gases y aislantes térmicos. Para la conducción tridimensional en un sistema de coordenadas cartesianas, la ley de Fourier se puede ampliar a:  $q = iq_x + jq_y + kq_z$ , donde  $i, j$  y  $k$  son vectores unitarios en las direcciones de  $x, y, z$ , respectivamente.

La ecuación general de conducción de calor expresada en los sistemas de coordenadas (a) rectangular y (b) cilíndrico, se expresan a continuación: Incropera y DeWitt (1999)

(a) Coordenadas rectangulares:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.3)$$

(b) Coordenadas cilíndricas:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left( k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.4)$$

Donde  $\dot{q}$ , es la generación de energía térmica volumétrica ( $W/m^3$ ),  $\rho$  es la densidad del material ( $kg/m^3$ ),  $c$  es el calor específico ( $J/kg \cdot K$ ) del material.

Cada una de las formas en que se puede expresar la ecuación general de conducción de calor (ecuaciones 1.3 y 1.4) son de segundo orden en las parte de coordenadas espaciales y de primer orden en el tiempo. Por tanto, las soluciones requieren un total de seis condiciones de frontera (dos para cada coordenada espacial) y una condición inicial. La condición inicial establece la temperatura del cuerpo en el tiempo  $t = 0$ . Los tres tipos de condiciones de frontera que se encuentran comúnmente son: la temperatura de superficie

constante, el flujo de calor superficial constante, y una relación prescrita entre el flujo de calor de la superficie y la temperatura de la superficie (condición convectiva). La forma matemática precisa de las condiciones de frontera, depende de cada problema específico.

Con las debidas simplificaciones, se puede considerar la conducción estable unidimensional en una pared plana, un cilindro hueco y una esfera hueca. El objetivo es desarrollar expresiones para la distribución de temperatura y la tasa de transferencia de calor. El concepto de resistencia térmica se utiliza para extender el análisis a sistemas compuestos con convección en los límites. También en conducción se puede tomar en cuenta: la conductancia de contacto, el espesor crítico del aislamiento y el efecto de la generación de calor interno uniforme.

El medio conductor podría no ser homogéneo, lo que hace que la conductividad térmica varíe con la ubicación. De manera similar, la dependencia de la temperatura de la conductividad térmica no puede ignorarse, si la diferencia de temperatura que impulsa el proceso de conducción es grande y la suposición de una generación de calor uniforme puede resultar demasiado restrictiva. Un modelo más realista de la generación de calor, es el que se produce debido al paso de corriente eléctrica o a una reacción química, lo que requiere que  $\dot{q}$  se trate como dependiente de la temperatura. Finalmente, si el proceso de transferencia de calor en un límite, es impulsado por convección natural, la radiación se vuelve igualmente importante y debe de tomarse en cuenta. Aziz (2003)

En el caso de la conducción transitoria, se aplica cuando la temperatura en un proceso de conducción de calor, depende tanto del tiempo como de las coordenadas espaciales. Los tres modelos más comunes que se utilizan para estudiar la conducción transitoria son: el modelo de capacidad térmica agrupada, el modelo sólido semi-infinito, y el modelo de tamaño finito. Mientras que el método de diferencias finitas, proporciona uno de muchos métodos numéricos que se utilizan para analizar configuraciones complicadas. Aziz (2003)

## 1.4. Transporte de energía por convección natural

A continuación se describe el fenómeno de transferencia de calor por convección, dando énfasis a la convección natural. Esto es con el fin de entender la unificación de la temperatura dentro del receptor y conocer qué tipo de modelado se aplicó para este fenómeno de transferencia de calor. Se abarca el modelado matemático de la convección natural bajo ciertas suposiciones de aplicación y similitud con el proyecto, tal y como es la modelación numérica y matemática de los fenómenos de transferencia convectivos.

### 1.4.1. Descripción de la convección natural

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes, menos energéticas, como resultado de la interacción entre ellas. La convección es el modo de transferencia de calor entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que están en movimiento, y comprende los efectos combinados de la conducción y del movimiento del fluido, en la Figura 1.9, se describen las bases generales de la convección, a partir de datos de (Cengel (2011)).

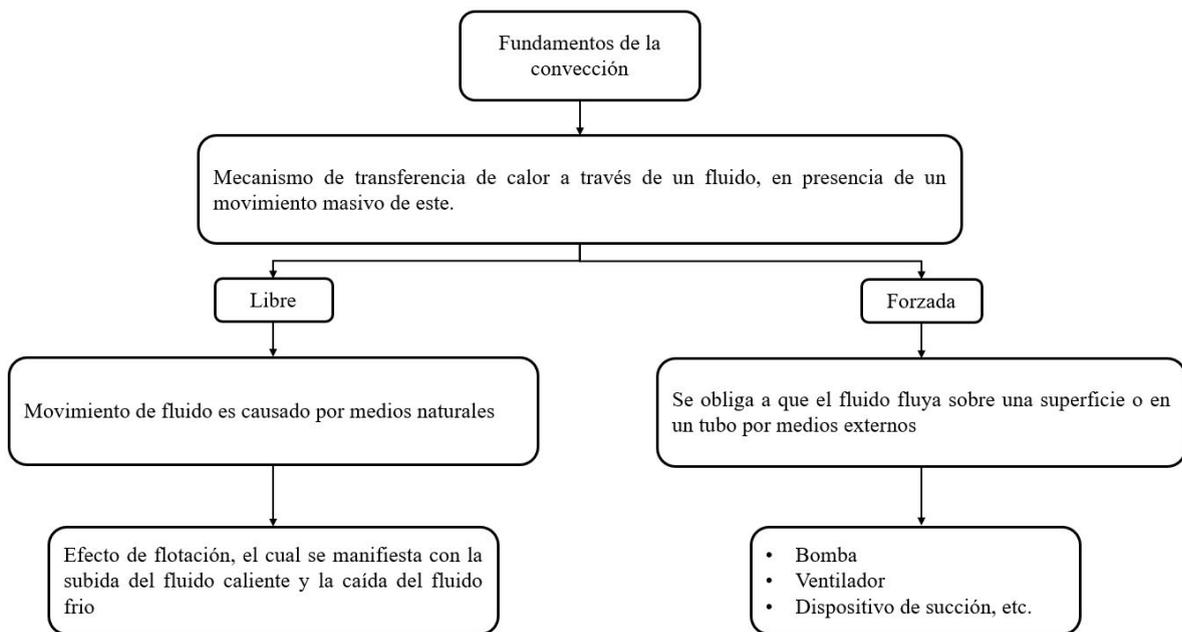


Figura 1.9: Fundamentos de la convección.  
(Fuente: elaboración propia con datos de Cengel (2011))

Con lo descrito en el diagrama anterior, se comprende que una parte fundamental para el análisis de la convección en sus dos tipos, es la determinación de la velocidad del fluido ya que, el coeficiente de transferencia de calor depende de la velocidad del fluido, en la convección natural este suele tener valores más bajos a diferencia de la convección forzada. En muchos sistemas que incluyen efectos de transferencia de calor multimodales, la convección natural proporciona la mayor resistencia térmica (Incropera y DeWitt (1999)).

### 1.4.2. Fuerza de flotabilidad

Como se menciona en el diagrama de la Figura 1.9, la convección natural se da por la aparición de efectos de flotación, es decir el movimiento que resulta del reemplazo continuo

del aire calentado que está en la vecindad del recinto caliente por el aire más frío cercano, se llama corriente de convección natural y la transferencia de calor que se mejora como resultado de esta corriente. Lo cual como consecuencia es causada por la diferencia de densidades entre el fluido calentado (o enfriado) adyacente a la superficie y el fluido que lo circunda. Tal forma de convección es proporcional a esta diferencia de temperaturas y al volumen ocupado por el fluido más caliente; como se sabe, en un campo gravitacional existe una fuerza neta que empuja hacia arriba un fluido ligero en uno más pesado, a esta fuerza se le conoce como fuerza de flotabilidad, de flotación o empuje hidrostático, donde la magnitud de esta fuerza está dada por (ecuación 1.5) (Cengel (2011)):

$$F_{flotabilidad} = \rho_{fluido} \cdot g \cdot V_{cuerpo} \quad (1.5)$$

Donde  $V$  es el volumen de la parte sumergida del cuerpo, y la  $\rho$  es la densidad promedio del fluido, esta fuerza de flotabilidad, es de vital importancia para la comprensión de fenómenos térmicos ocasionados por convección natural. La fuerza de flotabilidad se puede interpretar de igual forma como una relación de la diferencia de densidades, la cual es directamente proporcional a la diferencia de temperatura a presión constante, donde con esto podemos establecer el gasto necesario de flujo, delimitado por la fuerza de flotabilidad y la fricción (Cengel (2011)).

El caso más común, el gradiente de densidad se debe a un gradiente de temperatura, y la fuerza de cuerpo se debe al campo gravitacional, sin embargo, la presencia de un gradiente de densidad de fluido y un campo gravitacional no asegura la existencia de corrientes por convección natural. El empuje se debe a la presencia combinada de un gradiente de densidad y del fluido, así como a una fuerza de cuerpo que es proporcional a la densidad. Sabemos que la densidad de los fluidos depende de la temperatura, que por lo general disminuye debido a la expansión del mismo ( $\frac{\partial \rho}{\partial T} < 0$ ) (Incropera y DeWitt (1999)).

Si la diferencia de temperaturas excede un valor crítico, las condiciones son inestables y las fuerzas de empuje son capaces de vencer la influencia de retardo de las fuerzas viscosas. La fuerza gravitacional sobre el fluido más denso de las capas superiores excede a la que actúa sobre el fluido más ligero en las capas inferiores, existirá el patrón de circulación designado (Incropera y DeWitt (1999)).

### 1.4.3. Ecuaciones gobernantes

Al igual que para la convección forzada, las ecuaciones que describen la transferencia de momento y energía en la convección natural, se originan de los principios relacionados entre ellas, ya que las fuerzas inerciales y viscosas siguen siendo importantes, como lo son

la transferencia de energía por advección y difusión, la diferencia principal entre los dos tipos de convección, radica en que la convección libre y las fuerzas de empuje son de alta relevancia en este fenómeno (Incropera y DeWitt (1999)).

Las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento en dirección “x” y energía gobiernan los flujos en dos dimensiones, para la resolución de, transferencia de masa y energía, tal y como lo indican las ecuaciones 1.6, 1.7 y 1.8, (Cengel (2011)).

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1.6)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{\partial P}{\partial x} \quad (1.7)$$

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mu \phi \quad (1.8)$$

A partir de las ecuaciones anteriores, se realiza el ajuste de la ecuación de cantidad de movimiento (ecuación 1.7) para tomar en cuenta la flotabilidad, pues debe de considerarse la diferencia de densidad ( $\rho - \rho_{inf}$ ), ya que es la diferencia entre el interior y el exterior de la capa límite que da lugar a la fuerza de flotabilidad y sostiene el flujo, esto se puede describir de forma general como la aproximación de Boussinesq. Otra parte de dicha aproximación es la velocidad del flujo, la cual aumenta con la distancia a la superficie, alcanza un máximo y, en forma gradual, disminuye hasta cero a una distancia suficientemente lejos de esta última, por lo tanto la ecuación que rige el movimiento de fluido en la capa límite debido al efecto de flotabilidad, es la ecuación (26), y reescribiendo las ecuaciones fundamentales quedan de la siguiente forma: (Continuidad, energía y cantidad de movimiento).

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1.9)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g\beta(T - T_\infty) \quad (1.10)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (1.11)$$

En el sentido matemático, la aparición del término de flotación en la ecuación de cantidad de movimiento, complica un poco su resolución, ya que el problema hidrodinámico, descrito por las ecuaciones anteriores, ya no puede estar desacoplado (Incropera y DeWitt (1999)).

#### 1.4.4. Modelado de convección natural

En la convección natural o libre, el movimiento del fluido se debe a las fuerzas de empuje dentro de él mismo. Que a su vez, es una manifestación combinada de un gradiente de densidad del fluido y de una fuerza de cuerpo que es proporcional a la densidad. En la práctica, la fuerza de cuerpo normalmente es gravitacional.

La convección natural es tan eficaz en el calentamiento de superficies frías inmersas en un medio ambiente más caliente, como lo es en el enfriamiento de superficies calientes que están dentro de un medio ambiente más frío.

En un campo gravitacional existe una fuerza neta que empuja hacia arriba un fluido ligero que está en uno más pesado. La fuerza hacia arriba ejercida por un fluido sobre un cuerpo sumergido completa o parcialmente en él, se llama fuerza de “flotabilidad”, o de empuje hidrostático, o de flotación. La magnitud de esta fuerza es igual al peso del fluido desplazado por dicho cuerpo.

Al dejar que un fluido viscoso que esté en reposo entre dos límites rígidos horizontales,  $z = 0$  y  $z = d$ , con una diferencia de temperatura  $\Delta T$  entre ellos, siendo el límite inferior el más caliente. El fluido inferior tendrá una densidad ligeramente menor, lo que se debe a una mayor expansión térmica, y el sistema será un poco más denso en la parte superior. Ahora bien, si la diferencia de temperatura entre los límites aumenta en pequeños deltas, el estado de reposo permanece estable hasta que  $\Delta T$  alcanza un cierto valor crítico, después de lo cual, se establece un movimiento circular organizado, con el fluido caliente subiendo en algunas partes del flujo y el fluido frío, descendiendo en otras.

Para que lo anteriormente descrito pueda ser analizado, es necesario el planteamiento de las siguientes ecuaciones:

- I Ecuación de conservación de masa.
- II Ecuación de momento.
- III Ecuación de energía.
- IV Ecuación de estado (con la densidad del fluido como función de la temperatura y la presión.)

Estas ecuaciones son en general, extremadamente complicadas, pero al tratar con la inestabilidad de una capa de líquido viscoso calentado desde abajo, se pueden hacer muchas aproximaciones que las simplifiquen.

Primero, la densidad de un líquido varía levemente con la temperatura y solo mínimamente con la presión, por lo que podemos tomar como nuestra ecuación de estado siguiente:

$$\rho = \bar{\rho}(1 - \beta_v(T - \bar{T}))$$

Donde  $\bar{\rho}$  es la densidad del fluido a la temperatura  $\bar{T}$  y  $\beta_v$  es el coeficiente térmico de expansión volumétrica. Como la variación de  $\rho$  es muy leve, la ecuación de conservación de masa se reduce esencialmente a:  $\nabla \cdot u = 0$ . Y si se supone que la viscosidad es constante, independiente de la temperatura, la ecuación del momento toma la forma:  $\rho \frac{du}{dt} = -\nabla P + \rho v \nabla^2 u + \rho g$ . Finalmente, la ecuación de energía puede tomarse como:  $\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \nabla T = k \nabla^2 T$

Donde  $k$  denota la difusividad térmica del fluido. En el caso de que no se tenga movimiento, se reduce a la ecuación clásica de conducción de calor en un sólido. La ecuación de energía establece, que el calor de un “paquete de moléculas” de fluidos en movimiento, cambia solo como resultado de la conducción de calor hacia ese “paquete de moléculas” desde el fluido circundante; todas las demás fuentes y sumideros de energía, (el trabajo realizado en dicho paquete, por las tensiones ejercidas por el fluido circundante, disiparán la energía por viscosidad) se descuidan.

Ahora, en el estado inalterado de ningún movimiento, la temperatura  $T_0(z)$  debe satisfacer la ecuación de energía, de modo que:  $0 = k \frac{d^2 T_0}{dz^2}$ .

Es importante mencionar que las capas límite de convección libre, no están restringidas a flujo laminar. Los flujos de convección libre normalmente se originan en una inestabilidad térmica. La transición en una capa límite de convección libre depende de la magnitud relativa de las fuerzas de empuje y viscosa en el fluido. Esto se acostumbra a correlacionar en términos del número de Rayleigh, que es el producto de los números de Grashof y Prandtl ( $Ra = Gr \cdot Pr$ ).

## 1.5. Transporte de energía por radiación

Para la mayoría de las aplicaciones, las tasas de transferencia de calor conductivas y convectivas son linealmente proporcionales a diferencias de temperatura, sin embargo, las tasas de transferencia de calor radiativo son generalmente proporcionales a diferencias de temperatura a la cuarta potencia, por lo que no es un problema lineal (Modest (2013)). Debido a esto, la transferencia de calor radiativo se vuelve más importante con el aumento de los niveles de temperatura y puede ser totalmente dominante sobre la conducción y convección a temperaturas considerablemente altas.

El estudio de la energía radiativa, se puede abordar considerando a la radiación como una perturbación electromagnética, sostenida y deslocalizada (teoría de ondas electromagnéticas) o como paquetes de energía sin masa, llamados fotones (mecánica cuántica) (Modest (2013)). De acuerdo a R. Bird (2006), para realizar la descripción del transporte de energía

en medios no transparentes, es necesario hacerlo a partir de ecuaciones diferenciales para la velocidad local de variación de energía, según se considera desde el punto de vista del material y de la radiación, para esto se requiere el conocimiento de las propiedades radiativas emisión, absorbanza y reflectancia, coeficiente de absorción y el coeficiente de dispersión. La ecuación (2), descrita por Modest (2013), representa un balance de energía radiativa en un volumen de control y una dirección de propagación específica. Es decir, la Ecuación de transporte de Radiación es un balance puntual en espacio de fase y, físicamente, describe el cambio de energía radiativa que experimenta un haz o rayo:

$$\frac{dI_\lambda(s, \Omega)}{ds} = k_\lambda I_{b,\lambda}(\tau, \lambda) - (k_\lambda + \sigma_\lambda) I_\lambda(s, \Omega) + \frac{1}{4\pi} \sigma_\lambda \int_{4\pi} \rho(\Omega' - \Omega) I_\lambda(S, \Omega') d\Omega' \quad (1.12)$$

Donde el primer término de la ecuación es relevante (dentro del contexto de receptores solares volumétricos) únicamente para altas temperaturas ( $> 500K$ ), y se analiza la emisión de cuerpo negro. El segundo término se asocia al adelgazamiento o pérdida de energía por parte de un haz, debido a los fenómenos de dispersión y absorción. Por último, el tercer término de la ecuación es el conjunto de fenómenos denominados “in-scattering” que contemplan la posibilidad de el haz de luz de ganar energía proveniente de otros haces.

### 1.5.1. Radiación Térmica

Todo cuerpo sólido con una temperatura distinta a 0 K emite radiación térmica, cuya longitud de onda está comprendida principalmente en el intervalo de  $1x10^{-7}$  m y  $1x10^{-4}$  m, para aplicaciones de transferencia de calor. Dentro del transporte de radiación, existen dos fenómenos importantes que se llevan a cabo, emisión y absorción (R. Bird (2006)); todos los materiales emiten y absorben continuamente ondas electromagnéticas, o fotones, bajando o elevando sus niveles de energía interna. La fuerza y las longitudes de onda de emisión dependen de temperatura del material emisor (Modest (2013)).

Los diversos tipos de radiación se distinguen unos de otros por el intervalo de longitudes de onda que abarcan. En el vacío todas estas formas de energía radiante se desplazan a la velocidad de la luz,  $C_0 = 2,998x10^8$  m/s, así la longitud de onda  $\lambda$ , que caracteriza una onda electromagnética, está relacionada con su frecuencia  $\nu$  por la ecuación (3), en la que C es la velocidad de la radiación en el medio que se desplaza ( $C = \frac{C_0}{n}$ ) por lo que se toma en cuenta el índice de refracción ( $n$ ) del medio; y considerando la radiación electromagnética desde un punto de vista corpuscular, para este caso relacionando la energía del fotón a su frecuencia (ecuación 1.13 se concluye que longitudes de onda más cortas, significan una energía del fotón mayor, por lo tanto una temperatura mayor (R. Bird (2006))).

$$\lambda = \frac{C}{\nu} \quad (1.13)$$

Otro factor importante, es tomar en cuenta que cada onda o fotón, lleva consigo una cantidad de energía ( $E_f$ ), determinada a partir de la mecánica cuántica como lo plantea la ecuación 4, donde  $h$ , representa la constante de Planck ( $h = 6,626 \times 10^{-34} J \cdot s$ ).

$$E_f = h \cdot \nu \quad (1.14)$$

### ■ Propiedades de la radiación

Las propiedades generales de la radiación, principalmente la emisividad, son cantidades que se pueden calcular de manera aproximada de forma numérica, ya que dadas las características del fenómeno radiativo, estas no son constantes, el comportamiento del poder de emisión espectral de cuerpo negro, se puede predecir a partir de la ecuación de Planck<sup>2</sup> (ecuación 1.15).

$$E_{b,\lambda}(\lambda, T) = \frac{2\pi h C_0^2}{\lambda^5 \left( e^{\frac{\lambda C_0}{\lambda T}} - 1 \right)} \quad (1.15)$$

La emisividad ( $\epsilon$ ) de una superficie representa la razón entre la radiación emitida por la superficie a una temperatura dada dependiente de las propiedades del material y la radiación emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura en un intervalo  $0 \leq \epsilon \leq 1$  (Cengel (2011)). El flujo de calor radiativo emitido desde una superficie se llama potencia emisiva ( $E$ ), distinguiendo entre potencia total y espectral, es decir, flujo de calor emitido en todo el espectro, a una frecuencia dada por unidad intervalo de frecuencia, donde estos quedan relacionados por la ecuación (Modest (2013)).

$$E(T) = \int_0^\infty E_\nu(T, \nu) d\nu \quad (1.16)$$

Donde el resultado anterior de la integración completa, dentro de los límites de integración  $[0, \infty]$ , es la ley de Stefan-Boltzmann ( $E_b = \sigma \cdot T^4$ ), en la que la constante de Stefan-Boltzmann tiene el valor de  $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K$ . Otras de las propiedades del flujo radiativo son: la absorptividad ( $\alpha$ ), la cual es la fracción de irradiancia absorbida por la superficie; la fracción reflejada por la superficie, que recibe el nombre de reflectividad ( $\rho$ ) y la fracción transmitida, es la transmisividad ( $\tau$ ) (Cengel (2011)), en la Figura 1.10, se resumen de manera gráfica las propiedades de la radiación en un material semitransparente.

---

<sup>2</sup>Poder de emisión espectral de un cuerpo negro

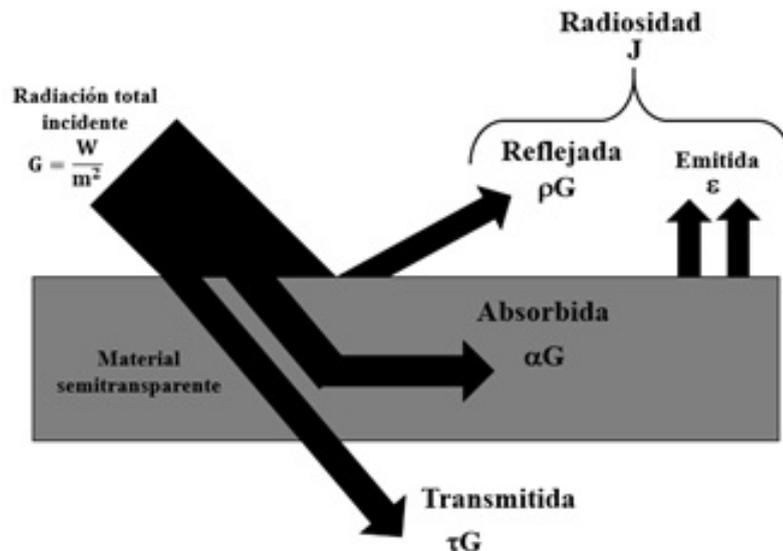


Figura 1.10: Propiedades de radiación en un material semitransparente , (Fuente: Elaboración propia)

La Intensidad de Radiación es la variable intensiva fundamental para describir el transporte de energía radiativa, definida como la tasa a la cual la energía radiativa se transmite en la dirección  $(\theta, \phi)$  por unidad de área, normal a dicha dirección y por unidad de ángulo sólido entorno a esta misma dirección (Cengel (2011)). De acuerdo con Modest (2013), resulta inadecuado utilizar el poder emisivo para describir el transporte de radiación, sobre todo cuando dependencia direccional del campo de radiación es prevalente.

También es común definir el campo de intensidad de radiación tanto, similar al poder emisivo, se define la intensidad radiativa ( $I$ ), como flujo de energía radiativa por unidad de ángulo sólido y unidad de área normal a los rayos (en oposición al área de una superficie), la cual es definida por la ecuación 1.17.

$$I(r, \hat{s}) = \int_0^\infty I_\lambda(r, \hat{s}, \lambda) d\lambda \quad (1.17)$$

Donde  $r$  es un vector posición que fija la ubicación,  $\hat{s}$  es un vector dirección (unitario), y  $\lambda$  es la longitud de onda.

Con la ayuda de definición de ángulo sólido (Ecuación 1.18), se puede comprender de una mejor manera, el comportamiento de la radiación. El área de una superficie sobre una esfera unitaria, es equivalente en magnitud, al ángulo sólido que se subtiende, ver Figura 1.11 (Cengel (2011)).

$$d\Omega = \sin(\theta) d\theta d\phi \quad (1.18)$$

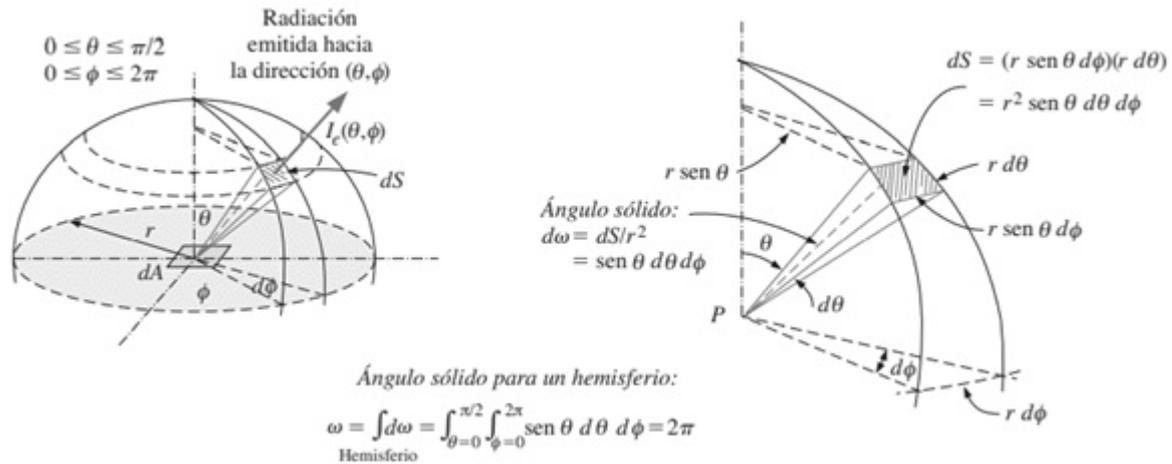


Figura 1.11: Definición de ángulo sólido.  
(Fuente: Cengel (2011))

### ■ Energía emitida

El flujo de energía radiativa es el poder de emisión ( $E$ ), se define como la razón a la cual se emite la energía de radiación por unidad de área de la superficie emisora (Cengel (2011)). El poder emisivo puede relacionarse con la intensidad al integrarse sobre todas las direcciones (ecuación 1.19) que apuntan lejos de la superficie, se encuentra que la energía emitida desde  $dA$  hacia la dirección  $\hat{s}$  y contenida dentro de un ángulo sólido infinitesimal.

$$E(r) = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I(r, \theta, \phi) \cos(\theta) \text{sen}(\theta) d\theta d\phi = \int_{2\pi} I(r, \hat{s}) \hat{n} \cdot \hat{s} d\Omega \quad (1.19)$$

Existen dos formas de delimitar la intensidad de radiación emitida de acuerdo a (Modest (2013)), difusa o lambertiana. La intensidad de radiación emitida es difusa (o con una dependencia direccional Lambertiana), dada por la ecuación 1.20. Esta es la evaluación de la intensidad que sale de cualquier superficie cuya intensidad de salida es independiente de la dirección, puede evaluarse a partir del poder emisivo del cuerpo negro o flujo de calor saliente. En general, la intensidad de radiación emitida por una superficie varía con la dirección, en especial con el ángulo cenital ( $\theta$ ), para simplificación de análisis en la práctica muchas superficies se pueden considerar como si fueran difusas

$$I_{b\lambda}(r, \lambda) = E_{b\lambda}(r, \lambda)/\pi \quad (1.20)$$

Para una superficie emisora difusa, la intensidad de la radiación emitida es independiente de la dirección y, por consiguiente,  $I_e = \text{constante}$ , por tanto, queda expresada de una

forma más sencilla en la ecuación 1.21.

$$E = \pi \cdot I_e \quad (1.21)$$

Mientras que el flujo direccional emitido de un cuerpo negro, varía con el coseno del ángulo sólido, se puede ver de la forma de la ecuación 1.22, esto referido en ocasiones como la “*ley de cosenos de Lambert*” de acuerdo con R. Bird (2006).

$$E_{b\lambda}(r, \lambda, \theta, \phi) = I_{b\lambda}(r, \lambda) \cos(\theta) \quad (1.22)$$

El comportamiento direccional de la emisión de un cuerpo se encuentra al comparar la intensidad y el flujo direccional emitido. El flujo de calor direccional en ocasiones se denomina potencia emisiva direccional.

#### ■ Radiación Global Incidente

Es importante en el cálculo de radiación, tomar en cuenta no solo la radiación emitida sino también, la radiación incidente en nuestro sistema, la cual de acuerdo a Cengel (2011) plantea que: “*la intensidad de la radiación Global incidente,  $G(\theta, \phi)$ , se define como la razón a la cual la energía de radiativa  $dG$  incide desde la dirección  $(\theta, \phi)$  por unidad de área de la superficie receptora normal a esta dirección y por unidad de ángulo sólido alrededor de esta última*”.

Donde la radiación global incidente la podemos calcular a partir de la integral de intensidad de radiación que incide sobre una superficie por unidad de área ( $I_i(\theta, \phi)$ ), representada en la ecuación 1.23, de manera muy similar a la energía emitida representada en la ecuación 1.19 de la sección anterior (Modest (2013)).

$$G = \int_{\phi=0}^{2\pi} \int_{\theta=0}^{\pi/2} I_i(\theta, \phi) \cos(\theta) \sin(\theta) d\theta d\phi \quad (1.23)$$

#### ■ Flujo de calor radiativo

El cálculo de flujo radiativo para una superficie ideal, negra resulta sencillo ya que se toman varias generalidades; si la superficie sigue las leyes de cuerpo negro la emisividad ( $\epsilon$ ) es unitaria y no hay energía reflejada desde la superficie y bajo la premisa de la

ecuación 1.21. Por otro lado, si la superficie no es negra, la intensidad de salida consiste en contribuciones de emisión uniforme así como reflexiones, donde a este término en conjunto se le denomina *radiosidad* (Cengel (2011)). Esto resulta importante para el cálculo de intensidad de radiación ya que comprende la energía total de radiación que emana de una superficie, sin importar cuál sea su origen. Tomando en cuenta la definición de intensidad, el flujo de calor radiativo queda dado por la ecuación 1.24.

$$(q_\lambda)_{net} = (q_\lambda)_{in} + (q_\lambda)_{out} = q \cdot \hat{n} = \int_0^\infty \int_{4\pi} I_\lambda(\hat{s}) \hat{n} \cdot \hat{s} d\Omega d\lambda \quad (1.24)$$

Recordando que  $\cos(\theta) = \hat{s} \cdot \hat{n}$ , que es el producto punto entre el vector dirección y el vector normal a la superficie.

### 1.5.2. Generalidades de la radiación en medios participantes

La dispersión de la radiación sucede cuando esta viaja a través de una nube de partículas donde puede transmitirse, reflejarse o absorberse, así como cambiar de dirección en la que viajan cada uno de los fotones, existen tres formas que auxilian a la descripción de la dispersión (Modest (2013)):

- I La trayectoria de un fotón puede alterarse, sin colisionar con la partícula, por difracción<sup>3</sup>.
- II Un fotón puede cambiar su dirección por reflexión<sup>4</sup> desde la partícula.
- III El fotón puede penetrar en la partícula, cambiando su dirección debido a la refracción.

La absorción tiene lugar cuando la onda electromagnética penetra en la partícula, donde esta se atenúa conforme a la propagación, esto descrito por la Ley de Beer (Ecuación: 1.25).

$$\frac{I_{\eta,L}}{I_{\eta,0}} = e^{-k_\eta L} \quad (1.25)$$

Donde  $-k_\eta$ , es el coeficiente de absorción del medio, y  $L$  lo podemos ver como el  $dx$ , por lo que  $\epsilon$  y  $\alpha$  del medio queda dado por la ecuación 1.26.

$$\epsilon_\eta = \alpha_\eta = 1 - e^{-k_\eta L} \quad (1.26)$$

La naturaleza de la interacción entre las ondas electromagnéticas y las partículas, está determinada por el tamaño relativo de las partículas en comparación con la longitud de onda

<sup>3</sup>**Difracción:** Fenómeno por el cual se produce una desviación de los rayos luminosos cuando pasan por un cuerpo opaco o por una abertura de diámetro menor o igual que la longitud de onda.

<sup>4</sup>**Refracción:** Cambio de dirección de un rayo de luz u otra radiación que se produce al pasar oblicuamente de un medio a otro de distinta densidad.

de la radiación. Para determinar la existencia de dispersión, se realiza una comparación de proporción de tamaño de partícula dada por la ecuación 1.27.

$$x_{tp} = \frac{2\pi a}{\lambda} \quad (1.27)$$

Donde  $a$  es el radio medio de partícula y  $\lambda$  es la longitud de onda.

## 1.6. Modelado numérico de procesos físicos

Los métodos numéricos podrían definirse como el procedimiento mediante el cual se obtiene de manera aproximada la solución de ciertos problemas realizando cálculos aritméticos y lógicos. La modelación matemática permite la exploración de conjeturas y situaciones hipotéticas que normalmente no se pueden desacoplar para rangos de parámetros, que podrían no ser fácilmente accesibles de forma experimental.

Se debe tomar en cuenta que un modelo es un conjunto de ecuaciones matemáticas que proporcionan una descripción adecuada de un sistema físico<sup>5</sup> (Witelski y Bowen (2015)). El punto de partida del modelado numérico, es la construcción de un modelo computacional, donde se requiere una transición desde el problema inicial en forma de ecuaciones diferenciales o integrales a un algebraico discreto.

Uno de los métodos de discretización más utilizados actualmente es el de aproximaciones por diferencias finitas de operadores diferenciales o fórmulas de cuadratura. Otros de los que han renacido en aplicación, son los denominados “métodos de partículas”, que son aplicables principalmente a problemas relacionados con evolución temporal de cierto medio o con el resultado de tal evolución, cuya aplicabilidad es para un amplio tipo de medios<sup>6</sup> (V. Grigoryev Yu.N. and Vshivko y Fedoruk (2002)).

### 1.6.1. Métodos determinísticos y estocásticos

La mayoría de los modelos estadísticos se componen de uno o varios modelos deterministas y uno o más modelos estocásticos. Todos ellos auxilian a la modelación numérica de fenómenos físicos dependiendo sea el caso de aplicación y las características de respuesta que se quieran obtener a partir de los datos de entrada, en la Figura 1.12 se describe esquemáticamente el proceso general en una simulación numérica.

<sup>5</sup>**Sistema físico:** puede interpretarse en términos generales como cualquier problema del mundo real, natural o artificial, discreto o continuo y puede ser determinista, caótico o aleatorio en su comportamiento

<sup>6</sup>**Medios:** Continuo o corpuscular, uniforme o no uniforme, multicomponente, homogéneo o heterogéneo, etc.

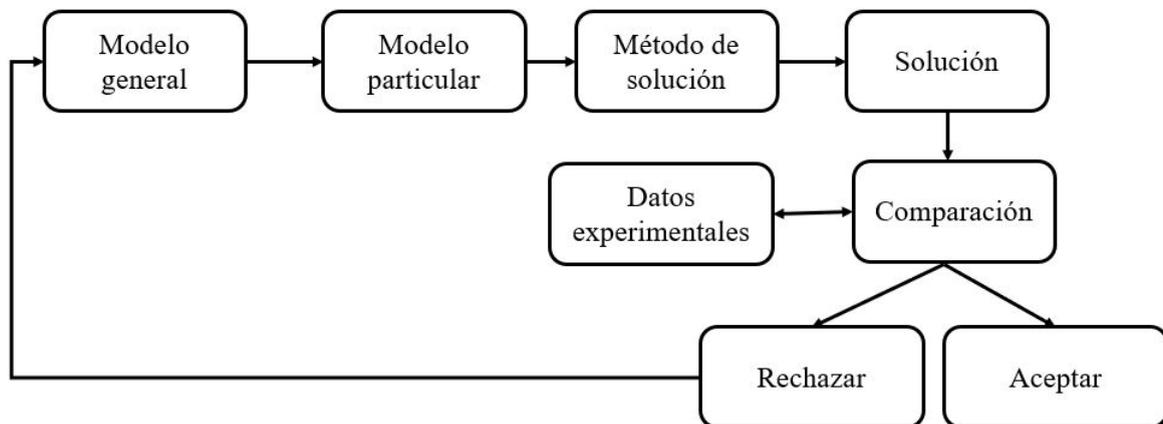


Figura 1.12: Procedimiento general en una simulación numérica.  
(Fuente: elaboración propia)

#### ■ Modelo determinista

La parte determinista es el patrón promedio o esperado en ausencia de cualquier tipo de aleatoriedad o error de medición, se pueden resumir como aquellos en los cuales presentan campos libres de fluctuaciones (Solís y Juárez (2009)).

Existen diferentes metodologías que se clasifican dentro de este tipo modelos, dependen de la cantidad y calidad de la información de parámetros físicos disponibles. Por ejemplo, los métodos de interpolación determinísticos calculan un valor de una variable, utilizando únicamente las propiedades físicas de los datos medidos con algún método experimental formal.

En computación, se pueden desarrollar “algoritmos determinísticos”, los cuales siguen la regla de que para cualquier paso  $s_i$  de un algoritmo  $A$ , siempre es posible determinar con certeza el resultado del paso  $s_{i+1}$ . Es decir, que se tiene un comportamiento predecible y exacto. En otras palabras, trabajan bajo la premisa de que la relación entre un nodo y sus vecinos es siempre una función determinística. Esto se ajusta a la noción de disponibilidad de recursos, es decir, de la posibilidad de medir de manera confiable, las variables físicas que se estén estudiando. (Venegas (2008)).

Existen diversos estudios publicados donde se utilizan algoritmos y métodos determinísticos para el cálculo y predicción de la transferencia de calor por conducción, convección y radiación, en distintos tipos de sistemas de interés; dentro de los más destacables en los modelos determinísticos son los Métodos de ordenadas discretas (DEM), Método de elementos finitos (FEM), Método de volúmenes finitos (FVM), Método de diferencias finitas (FDM).

En el caso de FDM tenemos el trabajo de (Martínez y Almanza (2007)), el cual tiene como

objetivo cuantificar y modelar el perfil de temperatura alrededor de un tubo absorbente de un concentrador cilindro parabólico con bajo flujo de fluido, donde para realizar el análisis de la región de flujo a dos fases, se utilizó este modelo 2D, considerando algunos supuestos para simplificar el flujo de calor alrededor de la pared del tubo, usando un flujo de calor seccionado como condiciones de contorno para dar solución a las ecuaciones de energía.

Los métodos de FEM y FVM se han popularizado, pues se han desarrollado herramientas informáticas comerciales y libres, sencillas de utilizar que incorporan los modelos y algoritmos necesarios para llevar a cabo la tarea bajo la premisa de los métodos establecidos, en otros casos se han desarrollado códigos individuales que ayudan a la resolución de las ecuaciones de transporte de calor, energía y momentum dependiendo sea el caso del sistema. Un ejemplo del desarrollo de un código individual bajo la premisa del método Galerkin FEM, es el trabajo realizado por Sheikholeslami y cols. (2019), cuyo objetivo del trabajo, es la simulación del diseño previo de un sistema de almacenamiento de calor basado en la solidificación de nano partículas de CuO, con la implementación de aletas, tal que la solidificación es influenciada directamente por la conducción de calor. El modelo desarrollado considera insignificante la aparición de fuerzas de flotabilidad, por lo que simplifica el análisis, realizando corridas con la variación de los diferentes elementos de influencia en el sistema, como concentración de partículas, longitud de aletas, dispersión de partículas etc.

Otro ejemplo de la aplicación del método FEM, es la publicación realizada por Ullah y cols. (2021), donde el objetivo principal es observar el comportamiento de las características térmicas de un nano fluido formado por CuO a base agua, así como el comportamiento conectivo dentro de una cavidad rectangular la cual contiene integrada a ella dos varillas corrugadas calentadas a una temperatura constante, a partir de la generación de una malla triangular y la consideración de un flujo bidimensional, se aplica la aproximación de Oberbeck-Bossinesq, y el sistema de ecuaciones resultantes se resuelve con FEM, donde los resultados son principalmente influenciados por la concentración de partículas, y la amplitud de la curvatura de las varillas internas.

En el caso de los métodos de FVM, una buena parte de la aplicación de los mismos en caso de temas de radiación, se ha dado con el acoplamiento con MCRT, con algoritmos que ayudan a la descripción del sistema en temas de radiación combinada con conducción y convección, algunos ejemplos son; el trabajo publicado por (Y. y cols. (2011)), donde utilizan el acoplamiento de ambos métodos para la simulación de un sistema de cilindro parabólico, de generación directa de vapor. Los resultados muestran que el acoplamiento de dos métodos distintos facilitan la solución del problema complejo de radiación solucionado a partir de MCRT, y el análisis detallado de la convección con FVM, mostrando un error relativo menor al 2% comparado con datos experimentales, donde toman en cuenta

la distribución realista del flujo de calor no uniforme, la cual se utiliza como condición límite para simular el proceso de transferencia de calor dentro del tubo a partir de FVM, todo esto con la finalidad de obtener un comportamiento de un flujo en 3D.

En el caso de modelo DEM, ha demostrado tener suficiente sensibilidad al cálculo y el acoplamiento con otros, una publicación que presenta una revisión crítica y en profundidad de los principales modelos térmicos y mecanismos de transferencia de calor pertinentes a las simulaciones basadas en este modelo, es la realiza por (Peng y cols. (2020)), mencionando que la simulación basada en DEM es un enfoque prometedor para simular transferencia de calor y flujo de fluidos en sistemas de partículas, para el caso de conducción, describe que los intentos recientes se han dirigido principalmente a mejorar el cálculo a través de contactos de colisión y la delgada cuña de intersticial; en convección, se ha entendido relativamente mejor en partículas por lo que la aplicación del modelo DEM ha resultado óptima, sin embargo, esfuerzos recientes se han enfocado para mejorar las correlaciones existentes, y para el caso de radiación, resulta un tanto más desafiante para ser considerado completamente en sistemas de partículas, en comparación con la conducción y la convección, sin embargo este método sí se utiliza aunque a un precio de cálculo y complejidad mayor.

Un ejemplo claro de la aplicabilidad del modelo DEM es el publicado en 2015 por (Wuab y cols. (2017)). En este trabajo se describe CFD-DEM acoplado con radiación a escala de partículas con la finalidad de simular el núcleo de un reactor refrigerado por helio, considerando el movimiento de partículas, y el flujo de fluidos, teóricamente el flujo a través de lechos de pedruscos empaquetados del núcleo, es un flujo complejo de gas-sólido acoplado con el movimiento de las partículas, el flujo de fluidos y las interacciones entre las partículas. El método combina dinámica de fluidos computacional para la fase continua y el método de elementos discretos para la fase de partículas ya que deben de tenerse en cuenta en las simulaciones, es decir, conducción entre partículas en contacto, convección fluido-partículas y partículas térmicas-radiación, donde se puede concluir de forma general que la radiación domina la transferencia de calor a altas temperaturas (superior a 773.15 K), así como las propiedades de las partículas ayudan al transporte de calor por radiación, dado que el modelo fue validado con datos empíricos, se mostró un comportamiento lógico por parte del modelo acercado a la realidad, enmarcando que la parte de radiación domina el modelo tanto teórico como empírico.

### ▪ Modelo estocástico

Un ejemplo claro de la aplicación de los principios del método estocástico, es el definido en la publicación de 1996, de la modelación matemática de las distribuciones de correlación de un campo de temperatura estocástica tridimensional en un flujo de fluido, descrito por una ecuación de energía y por condiciones iniciales y límite estocásticas con coeficientes aleatorios, donde el término fuente, son procesos gaussianos blancos, realizados por (Madera y Sotnikov (1996)), donde la exactitud del método está determinado únicamente por un error de la discretización de un dominio y de la aproximación en diferencias de las ecuaciones de energía estocástica, demostrando que el método se puede aplicar al estudio en procesos de transferencia de calor y masa en medios porosos, problemas de flujo de agua subterránea y procesos de transporte en medios heterogéneos de microestructura desordenada, por ejemplo, medios porosos saturados de fluidos y otros fenómenos análogos.

Otro ejemplo de aplicación de métodos estocásticos para el comportamiento térmico, está descrito en la publicación de 2009 de (Honner y Sroub (2009)), el cual describe la aplicación del método estocástico del Éxodo para el modelado de procesos de transferencia de calor y para la resolución de problemas directos e indirectos, con el fin de demostrar las capacidades del método se describe un ejemplo de análisis del proceso de transferencia de calor de pulverización térmica de combustible de oxígeno a alta velocidad, comparando los resultados obtenidos con un análisis similar realizado con el método FEM. El método Exodus puede considerarse una modificación al método de monte Carlo, basado en la descripción de los campos térmicos por las cadenas de Markov, el método permite resolver un problema inverso en un procedimiento sencillo, en el desarrollo del ejemplo de aplicación, el método se aplica a la ecuación de transferencia de calor en la región de la solución rectangular, toman en cuenta la temperatura del ambiente circundante la cual forma parte de la cuadrícula de discretización en todo el conjunto de nodos absorbentes. El método demostró dar una solución tan precisa como el método de los elementos finitos. Una de las ventajas de este solver FEM, es la capacidad de paralelización, así como la de calcular la variable de campo en localizaciones específicas sin la necesidad de calcular el campo completo.

## 1.6.2. Métodos de Monte Carlo

De acuerdo a (Illana (2013)) se definiría como Monte Carlo al conjunto de métodos matemáticos llevados por un proceso estocástico numérico, es decir, una secuencia de estados cuya evolución viene determinada por sucesos aleatorios, de manera general podemos delimitar el proceso de Monte Carlo en cuatro pasos mostrados en la Figura 1.13.

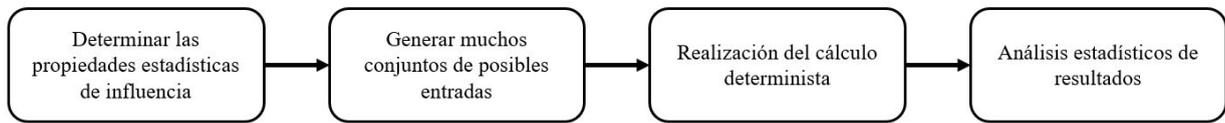


Figura 1.13: Proceso general del Método de Monte Carlo.  
(Fuente: elaboración propia)

La integración de Monte-Carlo, es la aplicación más común, donde la idea básica es no utilizar una cuadrícula fija, sino puntos aleatorios (partículas), ya que una cuadrícula fija en  $D$  dimensiones requiere  $N^D$  puntos (Paltani (2011)). En otras palabras, de acuerdo con Grigoryev y cols. (2002), el cálculo se realiza en una malla estacionaria (“euleriana”), en el siguiente paso (“lagrangiano”), la integración del sistema dinámico, con el cálculo euleriano realizado un instante de tiempo anterior, se realiza el siguiente paso de tiempo.

La elección de una distribución en partículas puede determinarse por el deseo de suavizar la singularidad de su interacción, así como las fluctuaciones no físicas en las soluciones debido a un número finito de partículas. También puede determinarse por la necesidad de aumentar el carácter colectivo de la interacción o reproducir un cierto efecto. Dado que la fidelidad de representación depende del número de las mismas, estas permanecen constantes en el proceso de modelado (V. Grigoryev Yu.N.and Vshivko y Fedoruk (2002)).

Lo anterior resulta relevante en la aplicación del método, ya que el error depende del número de puntos aleatorios y el número de muestreos, es decir, el error se reduce de acuerdo a lo descrito en la ecuación 1.28, donde  $N$  representa el número de elementos aleatorios. A continuación se enuncian tres factores importantes para la estimación del error en el método de Monte Carlo (Paltani (2011)):

$$\text{Reducción del error} = \frac{1}{\sqrt{N}} \quad (1.28)$$

- Determinar las propiedades de la distribución dependiendo es el caso de aplicación (Normal, exponencial, etc).
- Determinar los intervalos de confianza dentro de la distribución.
- Determinar la distribución de probabilidad ajustándose al caso de modelación.

La anterior descripción nos obliga a mencionar las denominadas cadenas de Markov, las cuales nos dicen que toda la información del pasado sobre su comportamiento futuro se concentra por completo en el presente. Es decir, toda la información de lo anterior descrito, es contenido en ella hasta el momento  $t$ . Es importante mencionar que para que esto ocurra, el proceso tiene que ser completamente integrable (Hassler (2016)).

Tomando en cuenta que dentro del desarrollo del cálculo del método para la integración con Monte Carlo, es necesario integrar e invertir, delimitando esto para fines de este trabajo, se pretende generar puntos aleatorios que incidan dentro de una esfera de muestreo, que son creados a partir de “generadores pseudoaleatorios” de distintos software o lenguajes de alto nivel, delimitando el espacio de muestreo, podemos aceptar o rechazar los puntos que se encuentran en el intervalo de interés dentro de la función de distribución, para este caso los puntos que se encuentran dentro de la esfera.

Los problemas de radiación térmica, se adaptan particularmente bien a la solución mediante una técnica de Monte Carlo, ya que la energía viaja en parcelas discretas (fotones), sobre distancias relativamente largas, a lo largo de un camino generalmente recto, antes de la interacción con la materia. Por tanto, resolver un problema de radiación térmica con Monte Carlo, implica rastrear la historia de una muestra aleatoria estadísticamente significativa de fotones desde sus puntos de emisión hasta sus puntos de absorción.

Ertürk y Howell (2018) propone que el bosquejo general del método, integrado por tres secciones principales:

### ***I Preprocesamiento.***

Se contempla la definición de la geometría, la cual puede ser realizada en CAD, o con una definición perimétrica, esta sección es de importancia ya que el sistema queda parametrizado de forma vectorial y es dividido en sub-áreas que son las que interactuarán con la radiación.

Definición de propiedades físicas del sistema, como la reflectancia de las superficies, o las temperaturas iniciales, así como el número de fotones que serán parte del muestreo.

### ***II Simulación de Monte Carlo.***

Se estiman los factores de intercambio entre los elementos del sistema, las muestras de fotones se emiten desde cada subelemento y se rastrean hasta que son absorbidas por alguna superficie o sub-volumen declarado.

### ***III Posprocesamiento.***

Se identifica el flujo radiativo que se busca, estableciendo balances de flujos de energía radiativa sobre cada superficie o sub-volumen planteado, siempre satisfaciendo la primera ley de la termodinámica.

Con lo anteriormente descrito, se entiende de una forma más ordenada el proceso general del método, siendo la segunda sección la más robusta en el análisis, sin embargo, es importante la integración de las tres para obtener resultados y comprender lo que sucede en el sistema en cuestión.

En la figura 1.14, se observa el diagrama de flujo general del método de Monte Carlo aplicado para el sistema en análisis considerando la interacción del medio participante, basándose en el seguimiento de la trayectoria del fotón antes de ser absorbido.

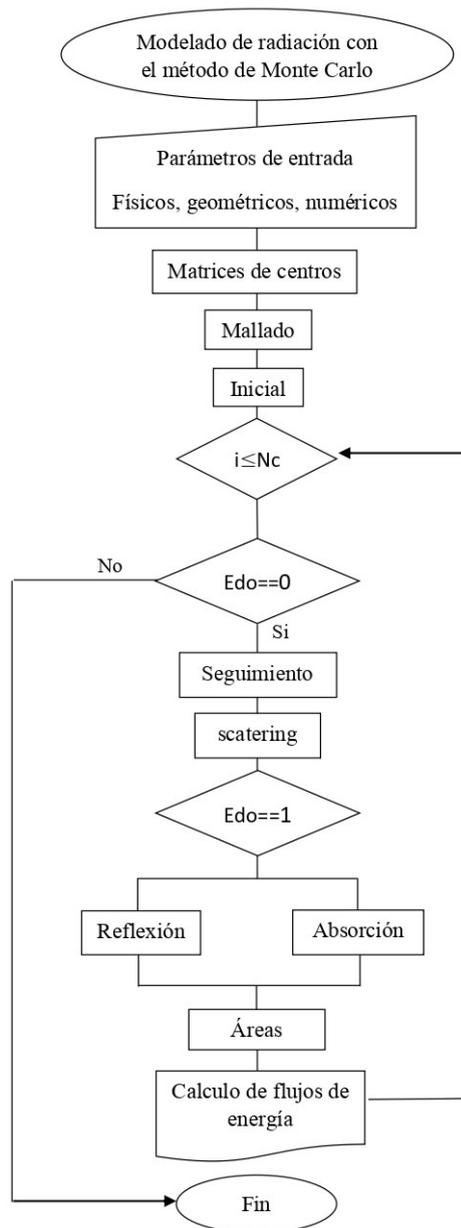


Figura 1.14: Diagrama de flujo general del método de Monte Carlo para transporte de radiación considerando un medio participante

subsectionAplicaciones del Método de Monte Carlo en transporte de radiación Los usos y aplicaciones de este método son variados, el método se aplicó por primera vez a los problemas de radiación térmica a principios de la década de 1960 por Fleck y Howell y Perlmutter. Los problemas en la radiación térmica se adaptan particularmente bien a la solución mediante una técnica de Monte Carlo, ya que la energía viaja en parcelas discre-

tas (fotones) sobre (generalmente) distancias relativamente largas a lo largo de un camino (generalmente) recto antes de la interacción con la materia. Por lo tanto, resolver un problema de radiación térmica de Monte Carlo implica rastrear la historia de una muestra aleatoria estadísticamente significativa de fotones desde sus puntos de emisión hasta sus puntos de absorción (Modest (2013)).

Los autores (Valades y Arancibia (2017)) describen la aplicación del método con el acoplamiento de otros, como volumen finito para el modelado de un receptor cuadrado de grafito con tubos de tungsteno colocados de forma estratégica al interior de la cavidad, donde dentro de los tubos se tiene  $CeO_2$ , y en la cavidad general circula N o Ar, se aplica el método de Monte Carlo para el comportamiento de la interacción de radiación en la cavidad con los tubos, y con el medio participante; y un modelo transitorio tridimensional, el cual representa conducción de calor a través de los tubos y la convección. El acoplamiento de modelos se logra al dividir los usos de los modelos aplicados para resolución parcialmente en el análisis y utilizar la división iterativa de primer orden en un esquema de régimen superpuesto, con esto podemos darnos cuenta que el método de Monte Carlo es adaptable y combinable con otros métodos para obtener información del sistema que se está simulando.

(Baud y cols. (2012)), realizaron un análisis para un receptor solar de lecho fluidizado, con el método de Monte Carlo para el trazado de rayos, con el fin de determinar las pérdidas por reflexión y dispersión del sistema, los autores argumentan las ventajas de la utilización de este método para modelar el sistema completo, donde una de las ventajas mencionadas fue el bajo tiempo de cómputo y una efectividad de resolución de la RTE (Ecuación de transporte de radiación, por sus siglas en inglés), el principal enfoque del mismo era determinar el intervalo de penetración que tenían los rayos solares sobre la ventana, describiendo una gran sensibilidad con la interacción de las partículas; realizaron distintos escenarios, donde el principal cambio de condiciones era la distancia del receptor que encausa la radiación dentro del lecho.

Un ejemplo de aplicación similar para determinar la radiación total incidente en una superficie, es el descrito por (Cyulinyana (2017)), 2017), donde los autores aplican este método para la comparación del comportamiento de radiación solar en la atmósfera, aplicaron la comparativa de resultados con datos satelitales, en diferentes zonas simuladas. Otro trabajo con características similares realizados años atrás, es el descrito por (R. Bird (2006)), sin embargo este no es comparado directamente con técnicas satelitales si no que se compara con modelos probabilísticos de distribución de radiación diaria.

Un ejemplo claro de aplicación y desarrollo del método de trazado de rayos de Monte Carlo para el trazado de rayos, es el descrito por (Melchior y Steinfeld (2008)); los autores presentan un análisis de transferencia radiativa de una cavidad cilíndrica solar con paredes

internas que reflejan de manera difusa o especular, que contiene un absorbedor de un solo tubo o de múltiples tubos, y una ventana selectiva o una abertura sin ventana, donde el objetivo principal es determinar el comportamiento óptimo de la cavidad, a distintas configuraciones geométricas de tubos absorbedores, así como con la existencia de con o sin ventana, los autores realizan varias simulaciones bajo diferentes parámetros de análisis y obviaciones dentro del comportamiento del sistema, para el análisis de eficiencias y comportamiento de temperaturas.

Otro ejemplo de la programación del trazado de rayos con el método de Monte Carlo para el trazo de rayos, pero con un medio participativo, es el descrito en el artículo de (Villafán y cols. (2009)), donde una de las finalidades es obtener la distribución de la potencia de radiación que ingresa con un gas disociado ( $CeO_2$ ) internamente, donde este se trató como un medio isotérmico absorbente y emisor, mostrando la gran influencia de las propiedades ópticas que tiene un medio participante como bien lo describe (R. Bird (2006)) en la sección de interacción de radiación con partículas, otra parte importante dentro del análisis descrito por los autores del artículo mencionados al inicio de este párrafo, es la consideración de la concentración y tamaño de partícula del  $CeO_2$ .

### 1.6.3. Optimización geométrica de sistemas mediante modelado

La optimización geométrica es un apartado importante en el análisis de un sistema. Un ejemplo de diseño y optimización geométrica es el descrito en el trabajo de Guadarrama y cols. (2018), en el cual se realizó un trazado de rayos mediante el método de Monte Carlo, con el fin de analizar la transferencia de calor radiativo en un reactor solar multicanal, revestido con película selectiva delgada de  $ZnFe_2O_4$ . Para lograr una optimización de la geometría a nivel del canal y el espesor de la película, buscando la forma de obtener la máxima absorción y distribuciones de temperatura más homogéneas en el sistema.

Melchior y Steinfeld (2006), realizan una optimización geométrica de la colocación de absorbentes tubulares de alta temperatura, dentro de una cavidad cilíndrica, a distintos ángulos. La cavidad tiene una apertura donde se encuentra una ventana espectralmente selectiva, la posición de los absorbedores, que se exponen a la radiación directa, se optimizó para lograr una máxima transferencia de energía, un aumento de eficiencia del sistema y de la temperatura máxima del absorbedor. Se delimitó que para ese tipo de tubos absorbedores, lo ideal es cuando se encuentran a un 60% de distancia relativa a la apertura de la cavidad, así como reducir el tamaño de apertura.

Otro trabajo que describe la importancia de la optimización y diseño geométrico es el de

Valades-Pelayo y cols. (2016), donde se generaron arreglos de nueve tubos de tungsteno (W), colocados de forma aleatoria, en una cavidad de forma cúbica, la cual es irradiada internamente a través de una ventana. Para observar cuáles eran los patrones de arreglos que evitan o reducen el estrés térmico, y conseguir una distribución homogénea de temperaturas en los tubos, concluyendo que los tubos deben de estar cercanos a la apertura, pero colocados después del punto focal, esto para evitar la irradiación directa sobre los mismos.

Los anteriores trabajos, enmarcan la importancia del diseño adecuado y análisis de distintas geometrías, para obtener valores cuantitativos de interés específico, en este caso, principalmente la homogeneización de temperaturas para evitar el “estrés térmico” en los elementos internos, así como tener una alta eficiencia en el sistema y adecuada transferencia de calor para lograr la temperatura de operación deseada.

El estrés térmico de acuerdo a Shittu y cols. (2019), es causado por la diferencia en los comportamientos de expansión térmica de los materiales; es decir, puede existir flexión después de un determinado tiempo de uso, o degradación rápida del material.



## Capítulo 2

# Fenómenos Térmicos para el Modelado y Estado del Arte

En el presente capítulo se desarrolla el estado del arte que antecede al proyecto deseado, para enmarcar las ventajas y desventajas del concepto desarrollado, se da un recuento general de lo principalmente realizado para modelar colectores solares en general, tomando como eje de análisis los receptores volumétricos.

### 2.1. Generalidades para el modelado de receptores solares

Con el aumento de la información y evolución de técnicas de aprovechamiento de la radiación solar en forma de calor, el uso e investigación de esta se ha extendido; las aplicaciones se clasifican en tres distintos campos generales de acuerdo a su temperatura de generación de calor (figura 1.4), por lo que los requerimientos de modelado numérico son distintos entre sí.

Los modelos desarrollados e implementados, a partir de diferentes aproximaciones, han logrado representaciones cada vez más acercadas a resultados empíricos. A continuación se describen algunos ejemplos de aplicaciones y solución de modelado numérico para distintos tipos de receptores solares, en los tres diferentes campos de clasificación de acuerdo a su temperatura.

El trabajo realizado por Iparraguirre (2020), describe el desarrollo y optimización de un captador solar fresnel lineal de media temperatura. El autor lleva a cabo procesos de optimización de la geometría interna del receptor, mediante el método de “Monte Carlo

de trazado de rayos”, esto también lo realiza con el fin de evaluar el comportamiento térmico de las paredes internas del receptor y el perfil longitudinal de la temperatura en el interior de los tubos absorbedores, el cual muestra un aumento de hasta 30°C y 61 % de la eficiencia óptica, estos datos son validados con mediciones empíricas realizadas sobre el prototipo.

Para el trazado de rayos en particular, se aplicó el algoritmo Mersenne Twister para generar todos los rayos incidentes. El código fue implementado con el objetivo de reproducir el patrón de potencia emitida por el disco solar el cual, se evaluó con la técnica de distribución denominada “sunshape” (ecuación 2.1); describe el porcentaje de la energía solar contenida dentro del disco solar, dependiendo del desplazamiento angular expresado en coordenadas esféricas.

$$F_{ss}(\theta_{ss}) = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^{\theta_{ss}} \phi(\theta) \sin(\theta) d\theta d\varphi}{\int_0^{2\pi} \int_0^{\theta_{max}} \phi(\theta) \sin(\theta) d\theta d\varphi} \quad (2.1)$$

Esto implica que el valor del ángulo radial del disco solar asociado a cada rayo sigue una distribución particular de probabilidad relacionada con el perfil del sunshape, asignando a cada rayo la misma energía radiante. Para trazar el camino de los rayos en el aire, se impusieron algunas suposiciones relacionadas con la geometría óptica del captador, donde la extinción atmosférica es despreciable.

Cada reflector del concentrador primario tiene una inclinación particular para que los rayos sean reflejados, esto implica que en ciertos momentos se produzcan sombras de rayos entre reflectores vecinos, mostrando que el trazado de rayos, verifica cada rayo para comprobar si en su trayectoria hacia los reflectores se encuentra con algún elemento que se lo impida. Los reflectores primarios utilizan plata como elemento reflectivo y están recubiertos por una lámina delgada de vidrio.

El autor dentro del documento publicado, integra un diagrama de flujo donde muestra el proceso para el desarrollo de trazado de rayos (Figura 2.1), donde  $n$  representa el número de línea reflectora,  $N$  es el número total de líneas reflectoras que componen el concentrador primario,  $m$  representa el número de tubo del receptor solar y  $M$  es el número total de tubos que componen el receptor.

El trabajo publicado por Huang y cols. (2015), describe la aplicación de diferentes métodos y modelos, para la resolución y representación de comportamiento térmico en la producción de hidrógeno termoquímico mediante un proceso de disociación solar-térmica de  $NiFe_2O_4$ , los cuales son analizados mediante el método de Monte Carlo y FVM, donde se toma en cuenta la conducción, convección, radiación y la reacción química en el sistema. El autor combina métodos experimentales y numéricos para determinar propiedades radiativas espectrales de los óxidos metálicos, todo lo anterior con el fin de proporcionar consejos para los diseños estructurales de un nuevo reactor solar propuesto.

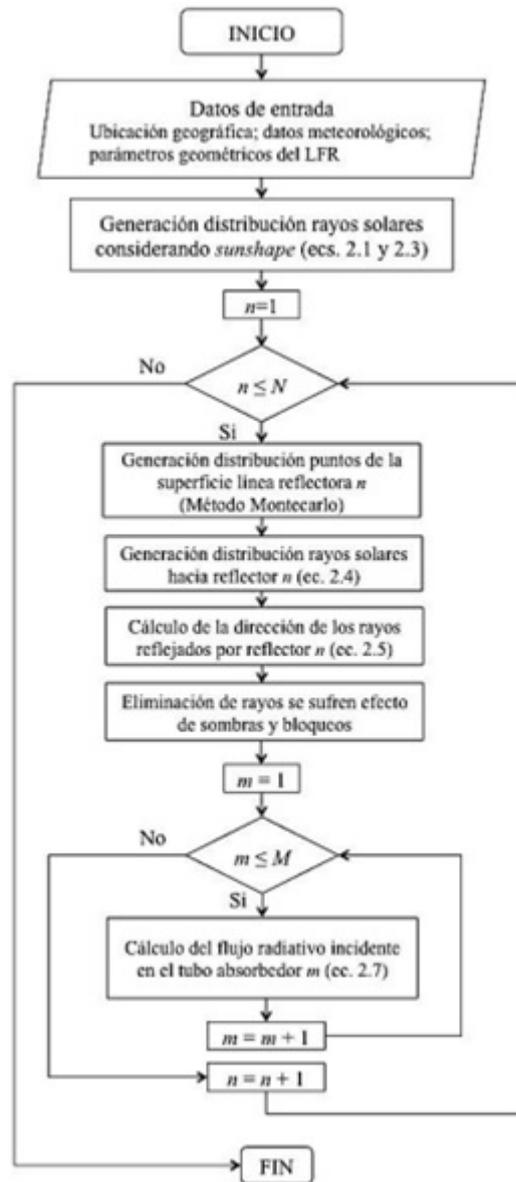


Figura 2.1: Diagrama de flujo para la programación del trazado de rayos, (Iparra-guirre (2020))

Se utilizó un concentrador parabólico compuesto por dieciséis platos con un diámetro de 5,2 m y una distancia focal de 3,25 m para suministrar radiación solar al reactor. La luz solar concentrada pasó al reactor a través de la abertura para calentar la pared interior del reactor y levantar las partículas para alcanzar la reacción a temperatura (Figura 2.2).

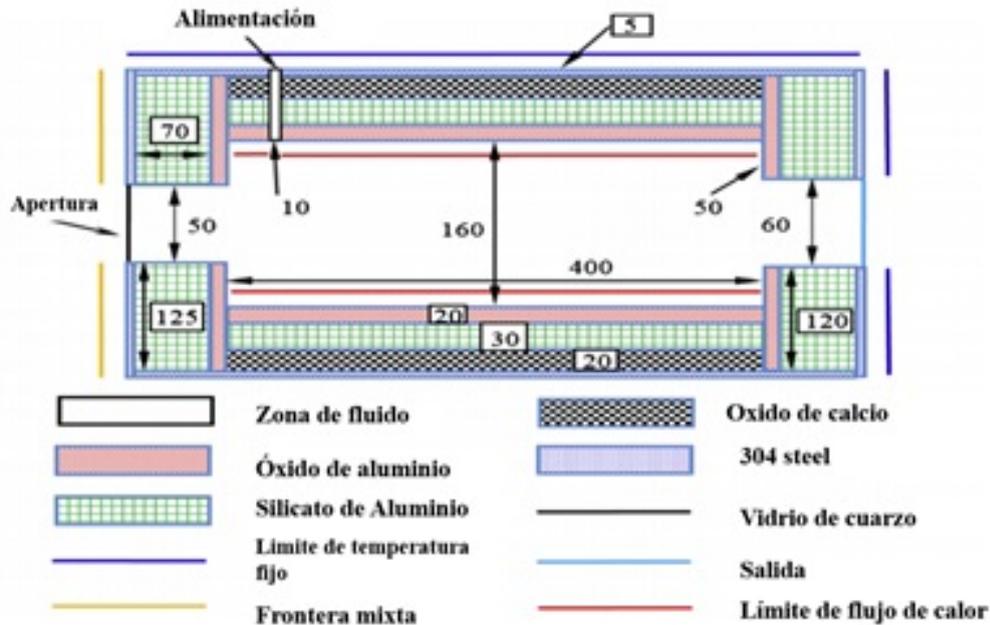


Figura 2.2: Modelo esquemático del reactor solar simulado mediante MCRTM y FEM, (Huang y cols. (2015))

Para realizar el MCRTM, anterior y superar la desventaja de la heterogeneidad de la luz solar y garantizar la uniformidad de la distribución de la luz solar, se adoptó la densidad numérica igual a la de la luz solar, y la superficie de emisión imaginaria la cual emitía el mismo número de luz solar por área cuadrada. El proceso de reducción de  $NiFe_2O_4$  en diferentes parámetros operativos fue investigado por un software comercial para flujo de fluidos. La transferencia de calor radiativo entre las partículas pasantes y la pared interior se resuelven según el método de ordenadas discretas (DOM).

En el trabajo fue considerado el enfoque de Euler-Lagrange para el cálculo numérico de gas-sólido reactivo de flujo. La fase dispersa se resolvió rastreando un gran número de partículas a través del campo de flujo calculado, mientras que la fase fluida fue tratada como un continuo al resolver el Navier-Stokes. La reacción de reducción de  $NiFe_2O_4$  se simuló empleando modelo de transporte de especies y considerando la reacción superficial de las partículas. Para validar el modelo de transferencia de calor, la misma geometría se compara para las condiciones reactivas y no reactivas estables. En condiciones constantes no reactivas, y el perfil de temperatura.

Los autores Qiu y cols. (2015) describen el diseño y estudio de un nuevo reflector de Fresnel lineal que emplea el tubo de vacío, reflector secundario CPC y sal fundida como HTF, desarrollando un modelo óptico 3D para simular la transmisión de radiación dentro del sistema con MCRT.

Realizaron la evaluación del rendimiento óptico de los sistemas que utilizan cilindros y

se compararon con lo que utilizan espejos parabólicos, así como la distribución del flujo solar local en la superficie del absorbedor y el cálculo de la eficiencia óptica, por último, el análisis de efectos del error de pendiente, el tiempo y la ubicación.

En el análisis se investigó el rendimiento térmico acoplando el MCRT (Figura 2.3), con FVM, el cual se resolvió mediante la ayuda del software comercial ANSYS Fluent, donde la presión se discretiza con el esquema estándar. Los términos convectivos se discretizan con esquema rápido, la velocidad y la presión se combinan con algoritmo simple, esto con el fin de realizar el modelado numérico de la transferencia de calor en los tubos evacuados.

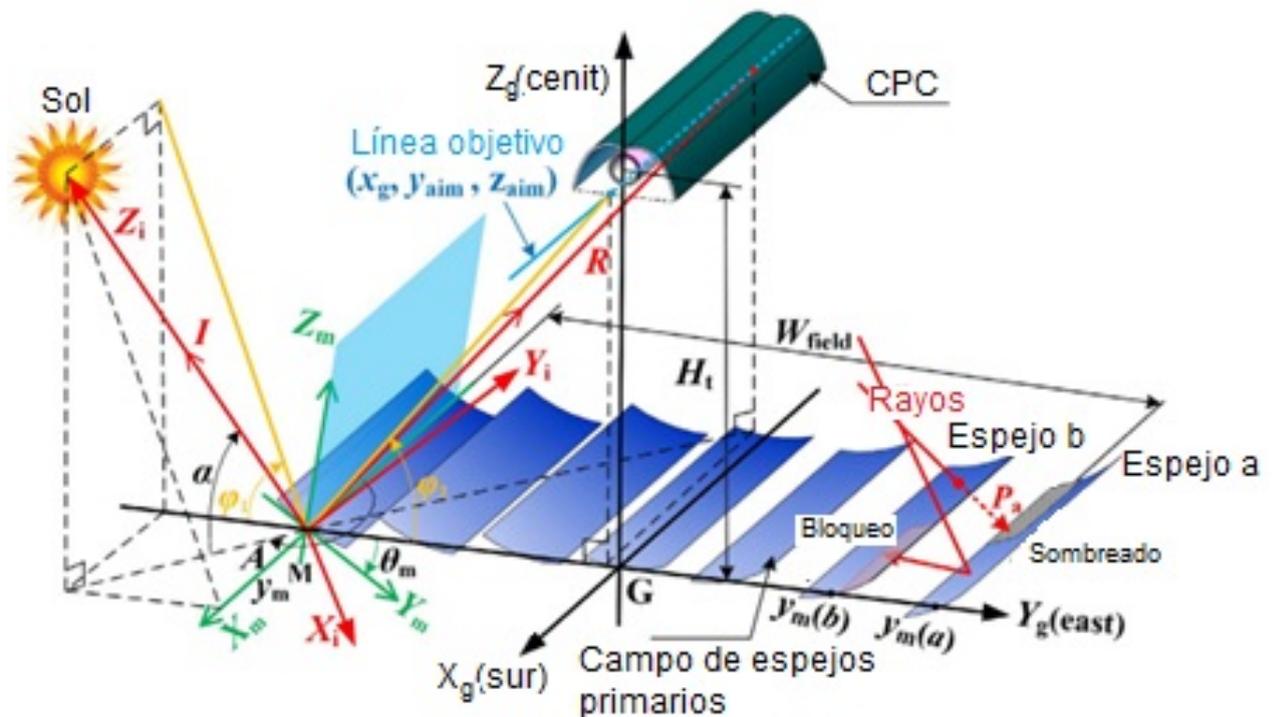


Figura 2.3: Proceso de trazado de rayos de Monte Carlo de los rayos solares en el campo LFR, Qiu y cols. (2015)

Mostrando que los resultados de la simulación óptica indican que el sistema con cilindros optimizados y los espejos pueden lograr casi el mismo rendimiento que el de espejos parabólicos. La distribución del flujo solar en el absorbedor presenta una característica no uniforme que puede mejorarse mediante el uso de espejos contemplando el error de pendiente adecuado. La eficiencia óptica instantánea del 65,0% a incidencia normal y la anual.

Los resultados numéricos indican que las eficiencias del captador están todas por encima del 46% en las condiciones estudiadas. Tanto la eficiencia térmica como la eficiencia del captador aumentan al disminuir la temperatura de la sal y al aumentar la radiación. Estos resultados sugieren que el sistema introducido es una opción factible para usar sal fundida

como HTF en sistema Fresnel.

Los autores de la publicación Ortega y cols. (2016) describen el desarrollo de un receptor solar capaz de entregar dióxido de carbono super crítico ( $s - CO_2$ ) a temperaturas de salida de 973 K y una presión de 20 MPa para fusionar las tecnologías de ciclo de Brayton CSP y  $s - CO_2$ , realizan el modelado para la evaluación el rendimiento térmico, con una entrada promedio de radiación entre los 0.3 a 0.5 MW.

Para el trazado de rayos incidentes en el sistema utilizan SolTrace el cual es un software de código libre desarrollado por NREL, para modelar sistemas de energía solar de concentración (CSP) y analizar su rendimiento óptico, utiliza la metodología de trazado de rayos de Monte-Carlo. Mientras que para determinación de perfiles de flujo de calor en el receptor y el fluido se utiliza ANSYS Fluent, tomando en cuenta la radiación y la convección; el acoplamiento de los modelos se realiza mediante el desarrollo de un código interno, el modelado se valida con datos experimentales del prototipo.

En el trazado de rayos se modela el campo de heliostatos que ayudan a la incidencia puntual de ración en el sistema, el cual consta de 4 paneles de 20 tubos cada uno con un área de apertura de  $1 m^2$  cada uno. Dado que el receptor tiene varios paneles, se diseñaron diferentes configuraciones de flujo para estudiar la posibilidad de mejorar la eficiencia del receptor, así como el caudal másico para cada uno de los flujos. Las configuraciones se determinaron bajo el requisito de aumento de temperatura, se realizó un estudio de eficacia de distribución de flujo para asegurar que el flujo de fluido fuera uniforme y distribuido en el captador.

Como resultados generales con la comprensión de los efectos de la variación en la orientación del heliostato (Figura 2.4), la estrategia y las configuraciones de flujo sobre el rendimiento térmico del receptor se lograron mediante análisis paramétricos. Se predijo una eficiencia térmica del receptor del 85% y para las temperaturas de la superficie, se observó que estaban dentro del límite permitido con los materiales en consideración.

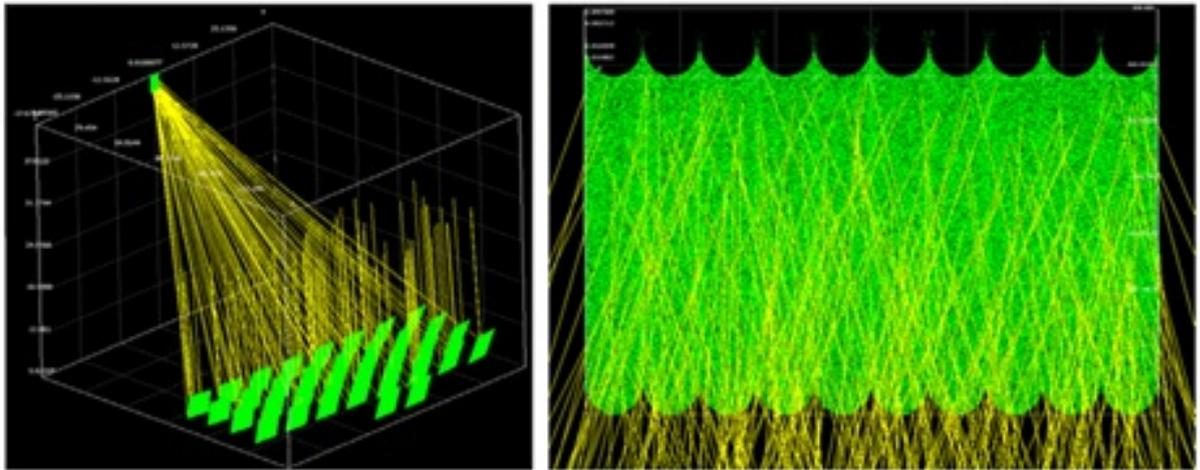


Figura 2.4: Resultados generales del trazado de rayos SolTrace, Ortega y cols. (2016)

Otro ejemplo de modelado de receptores solares es la publicación de Chang y cols. (2018), con la finalidad de mejorar el rendimiento general de transferencia de calor de un cilindro parabólico los autores colocan una varilla concéntrica y una excéntrica, para modificar la transferencia de calor por convección. Para realizar el análisis de la sal fundida dentro del receptor se analiza mediante un modelo desarrollado, el cual toma como base el supuesto de que el flujo de fluido y la transferencia de calor son completamente turbulentos y se encuentran en estado estable, la transferencia de calor se calcula mediante FVM, y con la ayuda de modelo RANS (Reynolds tridimensional de Navier-Stokes).

El flujo a la salida se considera completamente desarrollado, y se aplica la condición de no deslizamiento en las paredes, mientras que el flujo de calor no uniforme es calculado por MCRT, aplicando este modelo en la superficie de la pared exterior del tubo absorbente como fuente de calor con perfil de funciones (UDF). Las ecuaciones gobernantes se resolvieron utilizando el método de Volumen Finito (FVM). Se utilizó un esquema SIMPLE para tratar el acoplamiento presión-velocidad, donde la discretización espacial de la presión, del momento, la energía cinética turbulenta, la tasa de disipación turbulenta y la ecuación de energía son todas de segundo orden.

Para asegurarse de que los resultados de la simulación sean fiables y precisos, se consideró un estudio de independencia de malla. Los resultados de la simulación también los comparan con el número de Nusselt y el factor de fricción de resultados experimentales, a partir de ecuaciones empíricas, se obtuvieron correlaciones mostrando que los números de Nusselt obtenidos por la simulación se ajustan a los de campo.

En la Figura 2.5 se muestra el esquema del sistema para la simulación del comportamiento térmico del tubo absorbedor, y la distribución normal del spot de concentración del sistema.

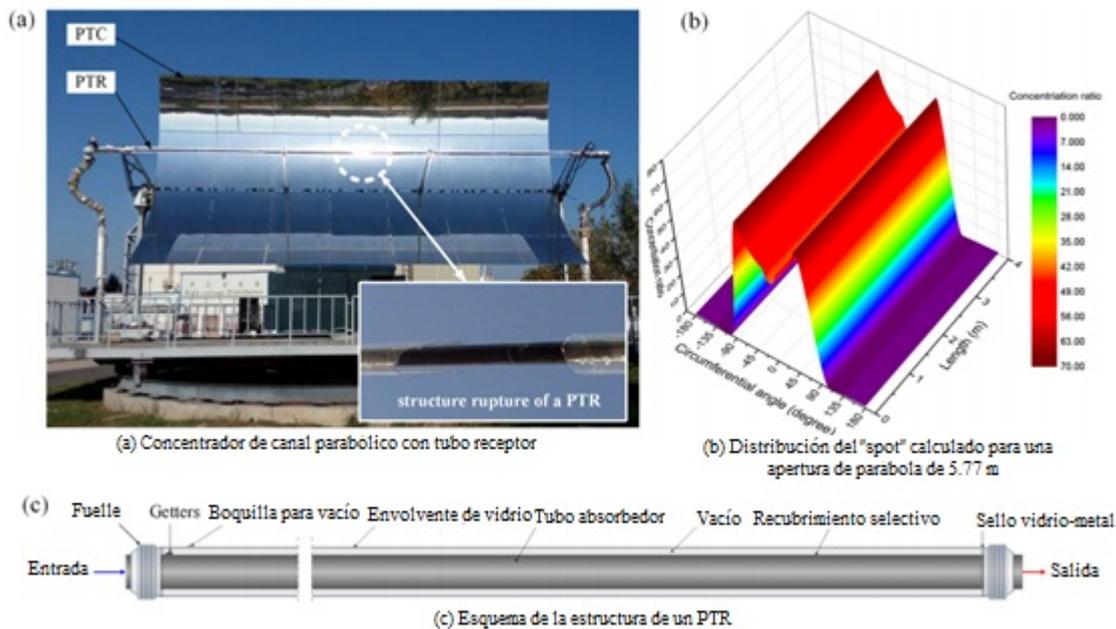


Figura 2.5: a) Concentrador parabólico, b) Resultados del cálculo de las distribución normal del spot; c) estructura , Chang y cols. (2018)

El trabajo de Valenzuela y cols. (2016) presenta un estudio termo-hidráulico numérico de una fila de captadores solares cilindroparábolicos (CCP) para generación directa de vapor (GDV), que opera en la configuración "un solo paso" (once-through). El análisis numérico del sistema se realiza bajo condiciones nominales (70 bar y 723 K) con la finalidad de observar la sensibilidad de diferentes variables de proceso y parámetros, como temperatura de entrada del agua (380, 400, 423, 440 y 460 K); diámetro interno del tubo absorbedor (50 y 61 mm), tipo de material del absorbedor y la distribución de la radiación solar concentrada en el perímetro del tubo absorbedor.

El estudio se realizó mediante el simulador RELAP5/MOD3 (*Reactor Excursion and Leak Analysis Program*), el cual es un simulador basado en el modelo a dos fluidos. Las seis ecuaciones de conservación del modelo a dos fluidos se formulan de modo unidimensional en términos de valores promediados en volumen y tiempo, requiriendo para su solución relaciones de cerradura para los diferentes patrones de flujo. Las seis variables dependientes son presión; energías internas específicas para cada fase; fracción volumétrica de vapor (fracción volumétrica de vapor en una mezcla bifásica líquido-vapor), y velocidades de cada fase, el modelo emplea la fracción volumétrica de vapor.

Se encontró una relación directa entre el incremento de la temperatura de alimentación y el desplazamiento de las regiones de evaporación y sobrecalentamiento, permaneciendo constante la longitud de la región de evaporación. El perfil perimetral de radiación solar concentrada en el tubo absorbedor afecta de manera importante tanto en los coeficientes

de transferencia de calor convectivos como en la ubicación de las zonas de transición precalentamiento/ evaporación y evaporación/sobrecalentamiento. En la Figura 2.6 se observa la temperatura del fluido, calidad, fracción volumétrica de vapor y patrones de flujo a lo largo de la fila de CCP para los distintos diámetros.

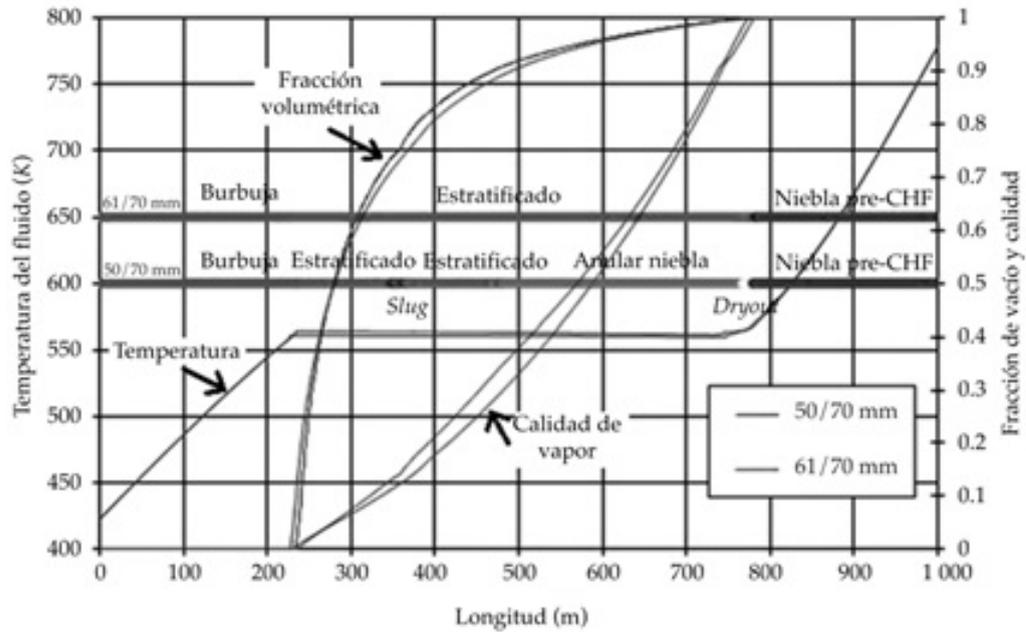


Figura 2.6: Temperatura del fluido, calidad, fracción volumétrica de vapor y patrones de flujo a lo largo de la fila de CCP para los distintos diámetros (interior/exterior) de tubo receptor considerados. , Valenzuela y cols. (2016)

En cuanto al efecto del diámetro interno del tubo absorbedor, se determinó que el número de patrones de flujo es menor cuando el diámetro interno es mayor, con independencia del espesor de pared o material del tubo. El material del tubo absorbedor, afecta en particular el comportamiento transitorio del flujo y las diferencias máximas de temperatura en la sección transversal de la pared del tubo absorbedor.

## 2.2. Modelado de receptores volumétricos y de foco puntual

Se tiene como principio internacional que uno de los principales objetivos en la investigación de tecnología solar, es la mejora de los receptores de radiación solar existentes y el desarrollo de nuevos diseños para minimizar las pérdidas de calor. En este contexto, los receptores volumétricos son una buena opción por su funcionalidad y configuración geométrica.

Dichos receptores, están fabricados con una matriz o estructura hecha de material poroso que absorbe la radiación solar concentrada dentro del volumen de dicha matriz, tal que transfiere el calor absorbido a un fluido que pasa a través de ella. Para temperaturas por debajo de 800 °C, la matriz está hecha de metal, como algunos aceros inoxidable especialmente las aleaciones basadas en níquel; mientras que por arriba de tal temperatura, se utilizan diversos tipos de cerámicas, como el  $Al_2O_3$ , o carburos como el SiC.

La radiación solar se convierte primero en energía térmica almacenada en un fluido, para posteriormente utilizarla como medio de calentamiento en procesos industriales o para generar electricidad. La tecnología de receptores volumétricos, se ha desarrollado desde principios de la década de 1990, en varios proyectos de investigación y desarrollo (Avila (2011)). Entre las principales características de los receptores volumétricos tradicionales, se encuentran:

- Estructura con una multitud de formas porosas entrelazadas, paquetes de alambre tejido, espuma o arreglos diversos hechos de metal, cerámica u otros materiales adecuados a la temperatura que se maneje. Con una porosidad específica se instalan en un volumen dentro del receptor para que la radiación concentrada del sol sea absorbida en la profundidad de dicha estructura.
- La radiación solar concentrada calienta el material en el volumen, tal que al mismo tiempo, el fluido de trabajo atraviesa dicho volumen y se calienta en la superficie de la estructura, así como por convección forzada.
- El efecto volumétrico hace que la temperatura del fluido de trabajo en el lado irradiado del absorbedor, sea más baja que la temperatura de salida.

Los receptores volumétricos tienen un enorme potencial para producir energía térmica a temperaturas muy altas, por lo que pueden cubrir un amplio campo de aplicaciones termosolares. Los procesos químicos directos también son factibles con receptores con ventana. Una temperatura del aire de salida del receptor de 700-800 °C, es suficiente para la generación de energía eléctrica con un ciclo de turbina de vapor. Finalmente, las

principales aplicaciones de los receptores volumétricos de acuerdo a Avila (2011) pueden clasificarse en:

- Receptores de circuito abierto de media temperatura ( $< 800\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), utilizados en la generación de vapor para la producción de electricidad con un ciclo Rankine o también en calor de procesos industriales.
  
- Receptores de circuito abierto de alta temperatura ( $> 800\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), utilizados para producción de energía eléctrica con un ciclo Brayton indirecto o también en calor de proceso para ciertas industrias.
  
- Receptores de circuito cerrado de alta temperatura ( $> 800\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), diseñados para una amplia variedad de usos, desde la producción de energía eléctrica con ciclo Brayton directo, hasta procesos químicos.

La investigación y el desarrollo se centraron en nuevos receptores con una apertura más pequeña, que minimiza la pérdida de calor, lo que permite un mayor flujo de radiación solar, esto en comparación con las tecnologías tradicionales, como son los receptores de tubo. Los receptores volumétricos son más flexibles que los receptores de tubo, debido a su funcionalidad y configuración tridimensional (volumétrica) en comparación con el tubo cuasi-bidimensional.

De acuerdo con Ho (2017), para el diseño de receptores de alta temperatura, existen desafíos que incluyen el desarrollo y uso de configuraciones geométricas, materiales, fluidos de transferencia de calor y procesos que maximizan tanto la irradiancia solar, como la absorptividad de ésta sobre diversas superficies, minimizan la pérdida de calor y tienen alta confiabilidad a altas temperaturas durante miles de ciclos térmicos.

Las ventajas del calentamiento directo del fluido de trabajo incluyen pérdidas exergéticas reducidas a través del intercambio de calor intermedio, mientras que las ventajas del calentamiento indirecto incluyen la capacidad de almacenar los medios de transferencia de calor (por ejemplo, sales fundidas y partículas sólidas) para la producción de energía durante las horas no solares. En la Figura 2.7, se muestra un esquema comparativo del comportamiento térmico de un receptor tubular y uno volumétrico.

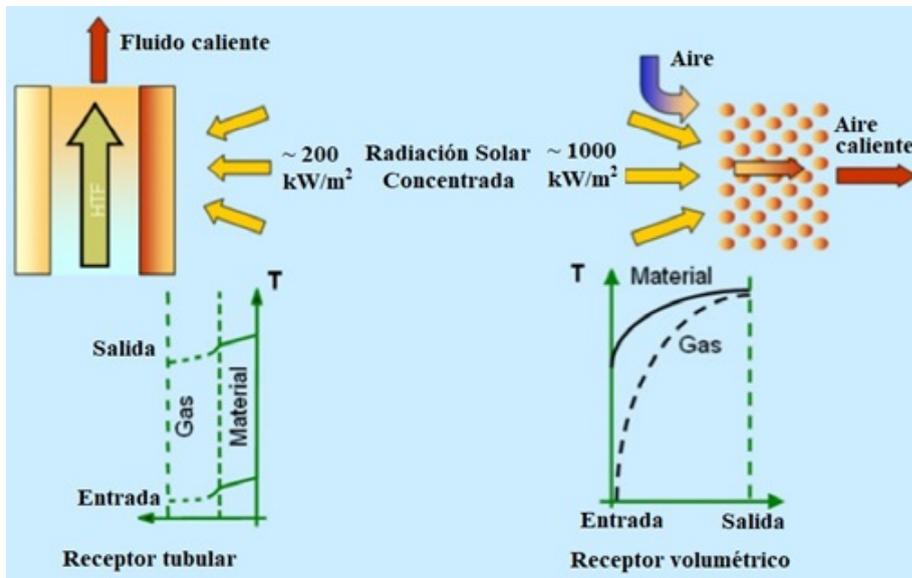


Figura 2.7: Esquema del comportamiento térmico general de un receptor tubular y uno volumétrico, Ho (2017)

Lo anterior viene del planteamiento de Ho y Iverson (2014), muestran que una relación de concentración alta en el receptor y pérdidas de radiación reducidas, son críticas para mantener altas eficiencias térmicas a temperaturas superiores a  $650 \text{ }^\circ\text{C}$ . La reducción de la pérdida de calor por convección es menos significativa, aunque puede producir un aumento de varios puntos porcentuales en eficiencia térmica. Se tiene que tomar en cuenta que en la superficie de los tubos absorbedores, existe un equilibrio de ganancia y pérdida de energía térmica, ya que la emisividad de éstos puede ser significativa. El aumento de la absorptividad solar ( $\alpha$ ), y/o la disminución de la emisividad térmica ( $\varepsilon$ ), también puede aumentar la eficiencia térmica, lo cual es un principio básico para las superficies selectivas usadas en las diferentes tecnologías termosolares (Ho y Iverson (2014)).

### 2.3. Estado del arte para la modelación de receptores solares

Wang y cols. (2013) utilizan un acoplamiento entre el método “*Monte Carlo Ray Tracing*” (MCRT) y el método de volumen finito (FVM), para resolver los problemas de transferencia de calor acoplados por radiación, conducción y convección de un receptor de medio poroso, con un captador de radiación solar de placas múltiples. El método MCRT se utiliza para obtener la distribución del flujo de calor concentrado en la superficie de entrada de fluido del receptor de medio poroso. Mientras que para las ecuaciones de energía, se utiliza el modelo de no equilibrio térmico local (LTNE) con irradiación solar concentrada en la superficie de entrada del fluido. En la Figura 2.8 se muestra un esquema del dispositivo que se usa para el trabajo antes descrito.

Para resolver los problemas de transferencia de calor de la fase fluida y la fase sólida, utilizan un software comercial tipo CFD con funciones definidas por el usuario (UDF) , tal que se investigan los efectos que producen: la irradiancia solar, la velocidad de entrada del aire, el diámetro medio de las partículas, el radio del receptor y las propiedades del aire, sobre la distribución de la temperatura.

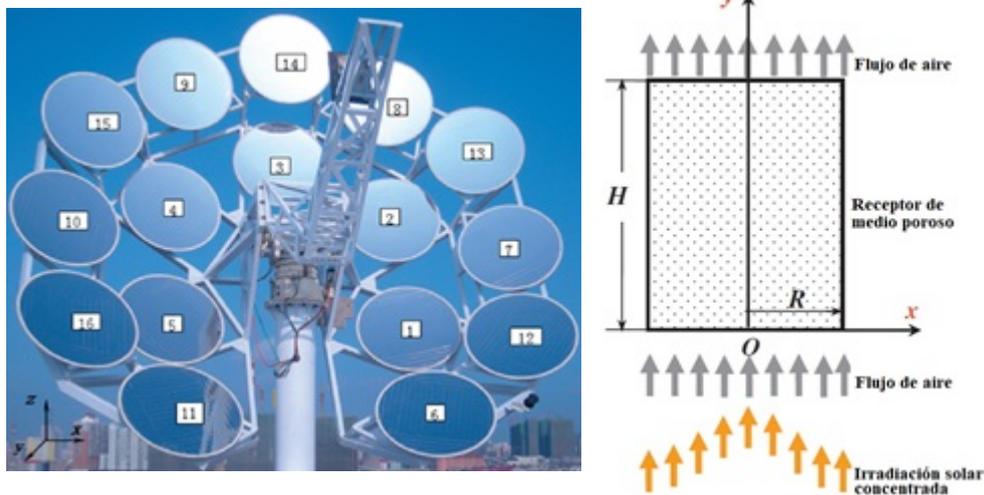


Figura 2.8: Esquema del receptor utilizado para el trabajo, Wang y cols. (2013)

En el caso de Cheng y cols. (2013a), plantean el desarrollo de un método numérico con propósito general, que permita mejorar las herramientas de diseño y/o simulación de sistemas con captadores para concentración solar (CSC, por sus siglas en Inglés).

Presentan un modelado numérico que incluye un código unificado con el método “*Monte Carlo Ray-Trace*” (MCRT) para los CSC, que toma en cuenta las características de concen-

tración y absorptividad de los CSC, utilizando sistemas de coordenadas en tres dimensiones en dicho programa MCRT. También toma en cuenta la radiación solar en el medio participativo y en las superficies absorbedoras u otros elementos que pudieran formar parte del sistema, ya sea de forma simultánea o dividida en la simulación.

Los criterios de procesamiento de datos y verificación de métodos y códigos, también se proponen en detalle. Finalmente, se aplica el método y el código propuestos para simular y analizar los procesos de conversión fototérmica involucrados en tres CSC típicos. Los resultados muestran que el método y el modelo propuestos son fiables para simular varios tipos de CSC. En la Figura 2.9 se muestra un esquema del diagrama de flujo principal que estos autores plantearon para el desarrollo de su trabajo.

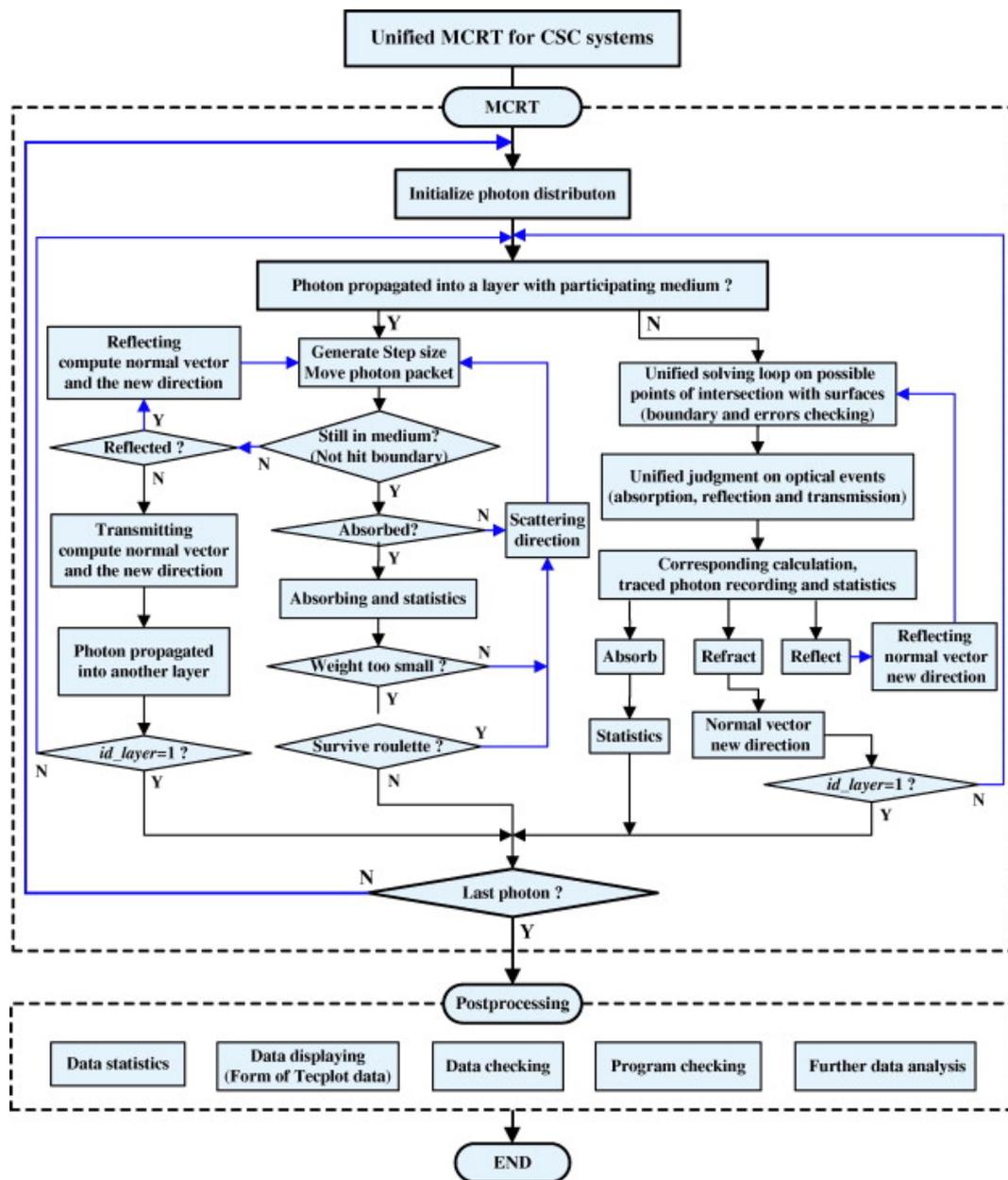


Figura 2.9: Esquema del diagrama de flujo del código MCRT para sistemas CSC, Cheng y cols. (2013a)

Otro trabajo de Cheng y cols. (2013b) presenta un modelo de dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) en estado estable y geometría simétrica, que incluye estudios adicionales sobre la transferencia de calor combinada por radiación, convección y conducción dentro de un receptor volumétrico presurizado (PVR, por sus siglas en inglés). Utilizan una combinación del método de volumen finito (FVM, por sus siglas en inglés) y el trazado de rayos con métodos de Monte Carlo (MCRT, por sus siglas en inglés).

En este caso, aplicaron su propuesta a un concentrador parabólico compuesto (CPC)

acoplado a un medio poroso, tal que se toman en cuenta los efectos de los parámetros geométricos él y las propiedades del absorbente poroso, sobre las características sintéticas y el rendimiento del proceso de conversión fototérmica, tal que se analizan y discuten con cierto detalle para el PVR. Se muestra que las distribuciones de densidad de flujo solar son siempre muy heterogéneas con grandes faltas de uniformidad, y las tendencias de variación de las distribuciones de temperatura correspondientes son muy similares a estas, pero con un orden de magnitud mucho menor. La forma del CPC determinada por la apertura de salida, tiene efectos mayores sobre las características sintéticas y el rendimiento del PVR que la de la apertura de entrada de la CPC con un ángulo de aceptación constante. Y podría determinarse un espesor adecuado del absorbente poroso examinando dónde se producen las tendencias decrecientes drásticas en las curvas de variaciones de las características sintéticas y el comportamiento con la porosidad. En la Figura 2.11 se muestra un esquema del diagrama de flujo en el que se conjuntan los métodos utilizados.

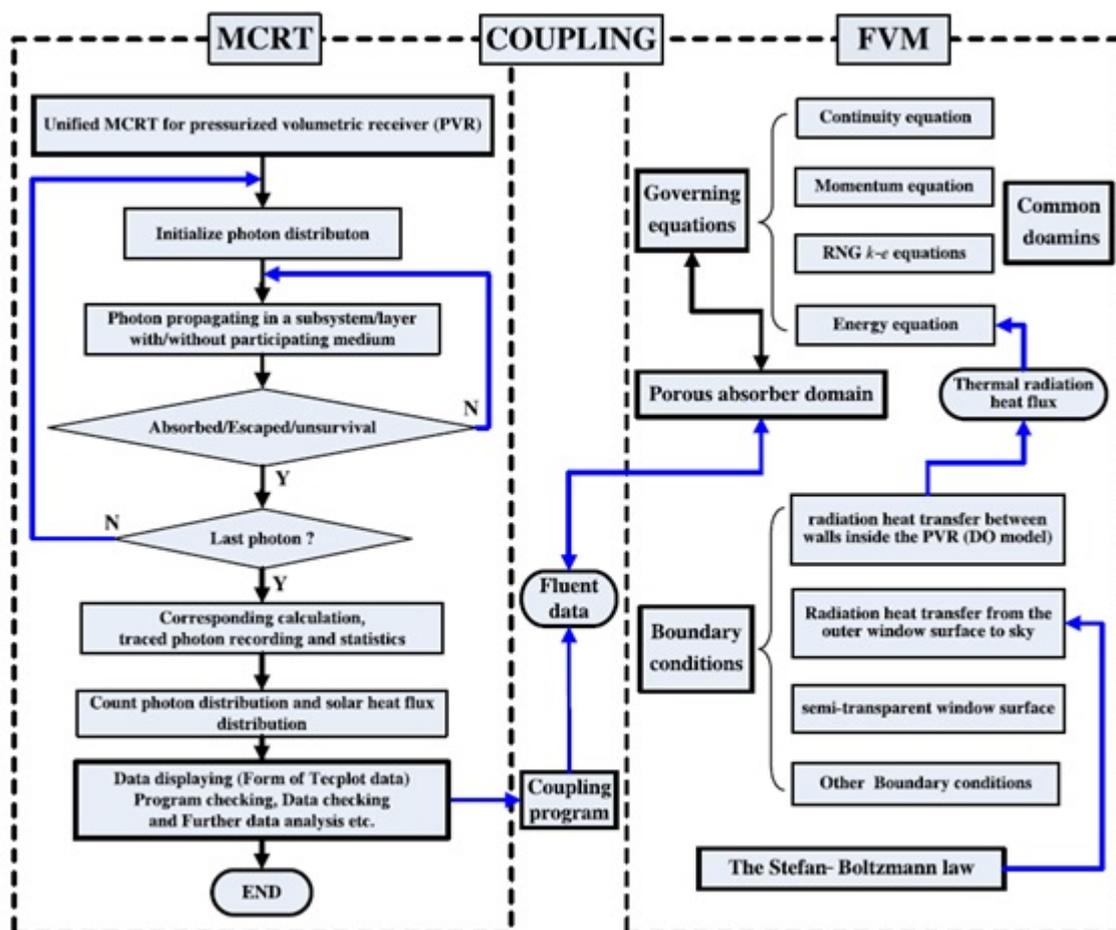


Figura 2.10: Esquema del diagrama de flujo para el cálculo de la distribución del flux de energía solar, Cheng y cols. (2013b)

De acuerdo con la revisión hecha por

citeSanda, plantean que la generación directa de vapor (DSG) en captadores cilindro-parabólicos (PTC), es una de las tecnologías más atractivas en las centrales termosolares. Tal atractivo se debe a su capacidad para reducir los costos operativos y de mantenimiento, en comparación con otros fluidos de transferencia de calor.

Las herramientas de modelado y simulación (M&S), junto con el desarrollo de configuraciones experimentales a escala real, han jugado un papel clave en el avance de esta tecnología solar. En esta revisión, se resumen y analizan los modelos termohidráulicos, térmicos y ópticos implementados en herramientas de M&S para DSG en PTC con el fin de identificar su contribución a la mejora de la tecnología termosolar en el futuro. Dichos modelos se han desarrollado, en la mayoría de los casos, bajo el enfoque del “modelo de equilibrio homogéneo” (HEM) de tres ecuaciones, con éxito para el modo de recirculación.

El enfoque más completo del modelo de dos fluidos (TFM) con seis ecuaciones, también se ha aplicado correctamente para el modo de operación del campo solar de un solo paso, considerando los patrones de flujo de dos fases líquido/vapor. Si bien, estos avances han contribuido al diseño y operación de la primera planta de energía solar de vapor comercial con PTC para la generación de electricidad, aún quedan algunas brechas tecnológicas por superar y así consolidar esta tecnología.

En el modo de operación de campo solar de recirculación, el uso de HEM ha demostrado ser adecuado para modelar el proceso DSG en PTC, integrado con sistemas de almacenamiento de energía térmica y en plantas de energía solar híbrida. Para el modo de operación de paso único, los modelos termohidráulicos de parámetros distribuidos, especialmente bajo el enfoque TFM, que involucran un mapa del patrón de flujo detallado, han demostrado ser herramientas adecuadas para resolver las incertidumbres relacionadas con el flujo de dos fases, especialmente en la sección de evaporación.

En el caso de Kumar y Kumar (2021a), han desarrollado un modelo numérico para la transferencia de calor en un proceso de ebullición de un fluido a través de un tubo horizontal mediante DSG en sistemas de concentración solar de foco lineal.

El estudio termohidrodinámico del fluido, se presenta a través del enfoque del modelo de dos fluidos utilizando el software (CFD), ANSYS Fluent 19.0. Llevaron a cabo simulaciones numéricas tridimensionales ( $3-D$ ) de estado estable, aplicando el modelo de ebullición de flujo de calor crítico multifásico (CHF) de Euler. Las variaciones en la caída de presión, la fracción de volumen de vapor, la temperatura de la pared del tubo absorbedor, los contornos de la fracción de volumen de vapor y las velocidades, se han predicho bajo las condiciones operativas consideradas. Los valores mínimo y máximo de  $T$  ( $T = T_{max} - T_{min}$ ) alrededor del tubo fueron de 28.3 K y 77.1 K respectivamente.

La diferencia de temperatura circunferencial disminuye con un aumento de la presión de

funcionamiento, la fracción de volumen de vapor (VVF) disminuye en la salida del tubo a medida que aumenta la presión de operación. Por otro lado el modelo predice la velocidad de la mezcla y la velocidad relativa entre las fases.

Confirmaron que una presión de operación más alta, es más adecuada en términos de pérdida de presión y gradiente térmico, el modelo numérico presentado resulto ser más útil para el análisis de rendimiento térmico de DSG en concentradores de foco lineal y otras aplicaciones industriales que tienen un fluido en ebullición a través de tubos horizontales.

El planteamiento de Saghaffara y cols. (2020), se enfoca a un concepto de concentrador solar de torre central con generación directa de vapor (DSG). En este estudio se realiza una evaluación termoeconómica de una torre central solar con DSG y un mecanismo de doble receptor, integrado con un ciclo Rankine de vapor regenerativo. Se plantea un análisis cuasiestático del sistema, con el fin de estudiar el rendimiento en diferentes condiciones de operación, de temperatura ambiente e irradiación solar.

Desarrollaron una estrategia de operación flexible para el campo de heliostatos en el que se varía el número de espejos dirigidos hacia el evaporador y el sobrecalentador, esto con el fin de maximizar la salida del sistema DSG, la estrategia de control desarrollada proporciona flexibilidad y mejora en el rendimiento del sistema en condiciones fuera de diseño.

El análisis termoeconómico mostró que el costo nivelado de la electricidad (LCOE) de una planta de 50 MWe es de 127.7 USD/MWh, con una participación solar anual del 42.3%. El LCOE de la planta se reduce a 114.6 USD/MWh al aumentar la capacidad de la planta a 150 MWe.

Mientras que el trabajo realizado por Biencinto y cols. (2016), describe y evalúa un modelo de simulación para la generación directa de vapor en captadores solares cilindro-parabólicos, con generación directa de vapor (DSG). El modelo se basa en un enfoque de estado estacionario, pero se ocupa de condiciones transitorias como el arranque, el paro y nubosidad pasajera.

Se implementa el entorno del software TRNSYS mediante componentes aptos para ser integrados en un modelo de planta solar completa, con el fin de realizar el análisis de producción de energía a largo plazo con bajos recursos computacionales. Las principales ventajas del nuevo enfoque cuasi-dinámico, incluyen un cálculo rápido con una precisión satisfactoria; consideración de la inercia térmica al abordar condiciones transitorias; y flexibilidad para utilizar diferentes tipos de captadores o configuraciones del campo solar.

El rendimiento del modelo está validado con datos experimentales reales, obtenidos del circuito de prueba solar DISS en la Plataforma Solar de Almería, España. Se describe el enfoque del modelado y resume la comparación de los resultados de la simulación con las

mediciones tomadas en las instalaciones DISS.

En el artículo de Kumar y Kumar (2021b), se describe la termo-hidrodinámica de la DSG en el receptor de un captador solar cilindro-parabólico, utilizando un enfoque de modelado de dos fluidos. Los modelos numéricos para resolver las ecuaciones gobernantes incluyen parámetros de turbulencia, de cambio de fase, de transferencia de calor en ebullición y de pérdida de calor del receptor, utilizando ANSYS Fluent 2020R1.

El receptor se modela con y sin envoltorio de vidrio para el mediodía solar, 2 h antes y 2 h después, con irradiancia normal directa (DNI) de  $750W/m_2$ . Se toman como variables el caudal másico de entrada y la presión operativa. Las simulaciones se reportan para caudales másicos de 0.3 kg/s a 0.6 kg/s y presión de operación de 30 a 100 bar.

Los resultados de las simulaciones reportan que la fracción de volumen de vapor en la salida del tubo absorbedor varía en el intervalo de 0.30 a 0.58, sin considerar las pérdidas de calor. La temperatura de la superficie exterior del absorbedor alcanza un valor máximo de 526.5 K a 30 bar, 568.1 K a 60 bar y 603.4 K a 100 bar al mediodía solar. La máxima diferencia de temperatura en la circunferencia del tubo absorbedor se observa de 16 K, los incrementos en la velocidad de la mezcla desde la entrada hasta la salida son 0,76 m/s, 0,41 m/s y 0,26 m/s, respectivamente, mientras que las caídas de presión más altas se observan a las presiones de funcionamiento más bajas. La pérdida de calor promedio del receptor se calcula en  $95W/m_2$  para una presión de funcionamiento de 30 bar y flujos de 0.3 kg/s a 0.6 kg/s, mientras que la temperatura de la superficie del absorbedor varía entre 506 K y 525 K.

Los sistemas de concentración de torre central (CSP), generalmente enfocan la radiación solar sobre un receptor solar tubular, donde se absorbe y luego se transfiere por conducción y convección a un fluido de transferencia de calor. El trabajo de Zheng y cols. (2020) hace una comparación de una gama de fluidos de transferencia de calor, utilizando análisis de energía y exergía.

Las variables que considera son: diámetro del tubo, grosor de la pared del tubo y la configuración del flujo del fluido de trabajo, el modelo optimiza la eficiencia de la exergía, incluido el trabajo de bombeo, asumiendo un flujo uniforme y despreciando los efectos de los esfuerzos térmicos, así como las variaciones de temperatura alrededor del tubo absorbedor y el costo de operación y mantenimiento.

Se exponen las condiciones de temperatura y presión adecuadas para cada fluido, en función de una configuración realista de almacenamiento de energía térmica (TES) y un bloque de potencia (PB) adecuado. Los fluidos de transferencia de calor analizados fueron: sal fundida ( $60\%NaNO_3, 40\%KNO_3$ ), sodio líquido, dióxido de carbono supercrítico ( $sCO_2$ ), aire y agua líquida/vapor.

Los resultados muestran que el sodio líquido tuvo el mejor desempeño a un intervalo de temperatura elevado (540 – 740 °C), con una eficiencia exergética del 61 %. En un intervalo de temperatura medio (290 – 565 °C), el sodio tiene un desempeño ligeramente superior a la sal fundida. El agua líquida/vapor también funciona relativamente bien en el receptor, aunque las dificultades de integrarlo con el almacenamiento a gran escala lo convierten en un fluido de transferencia de calor desafiante para un sistema integrado. El uso de  $sCO_2$  como fluido de transferencia de calor, parece inviable debido a esfuerzos térmicos y por presión excesivamente altos en los tubos. El aire también parece inadecuado para receptores tubulares simples, ya que una mala transferencia interna de calor, da como resultado grandes pérdidas debido a gradientes térmicos altos.

Una variante para mejorar la transferencia de calor desde la pared de los tubos absorbedores al fluido de trabajo, es la colocación de “insertos”, que son piezas de metal dentro del tubo, a lo largo de él, esto de acuerdo al trabajo publicado por Liu y cols. (2018), donde evaluar su efecto, desarrollaron un modelo numérico tridimensional con cuatro insertos diferentes en condiciones de frontera de flujo de calor no-uniforme.

Se evalúan los efectos de cada configuración para la capa límite de flujo de calor no uniforme, los efectos del grosor y las posiciones de la cinta trenzada (inserto, Figura 24). Los resultados numéricos muestran que el RT-I con cintas trenzadas tiene mejores rendimientos integrales que los de otros tres tipos de RT, y se recomienda el RT-I con cintas trenzadas al receptor de cavidad en torre central.

La cinta trenzada RT-I tiene el Nu más alto, la diferencia de temperatura circunferencial más baja ( $\Delta T$ ) y la temperatura promedio de la superficie exterior del tubo receptor  $T_m$ , que son 21, 74, 43 y 586 K, respectivamente. Además, el grosor de la cinta trenzada tiene un efecto significativo sobre el rendimiento de transferencia de calor de los RT. La cinta trenzada con mucho más grosor mejorará la transferencia de calor y reducirá el  $\Delta T$  y  $T_m$ . Además, bajo los flujos de calor no uniformes, el RT-I con cintas retorcidas colocadas en el dominio de luz solar trasera, es más favorable que el de cintas retorcidas colocadas en el dominio concentrado de luz solar. La contribución puede proporcionar una referencia para este tipo de diseño y reconstrucción de receptores.

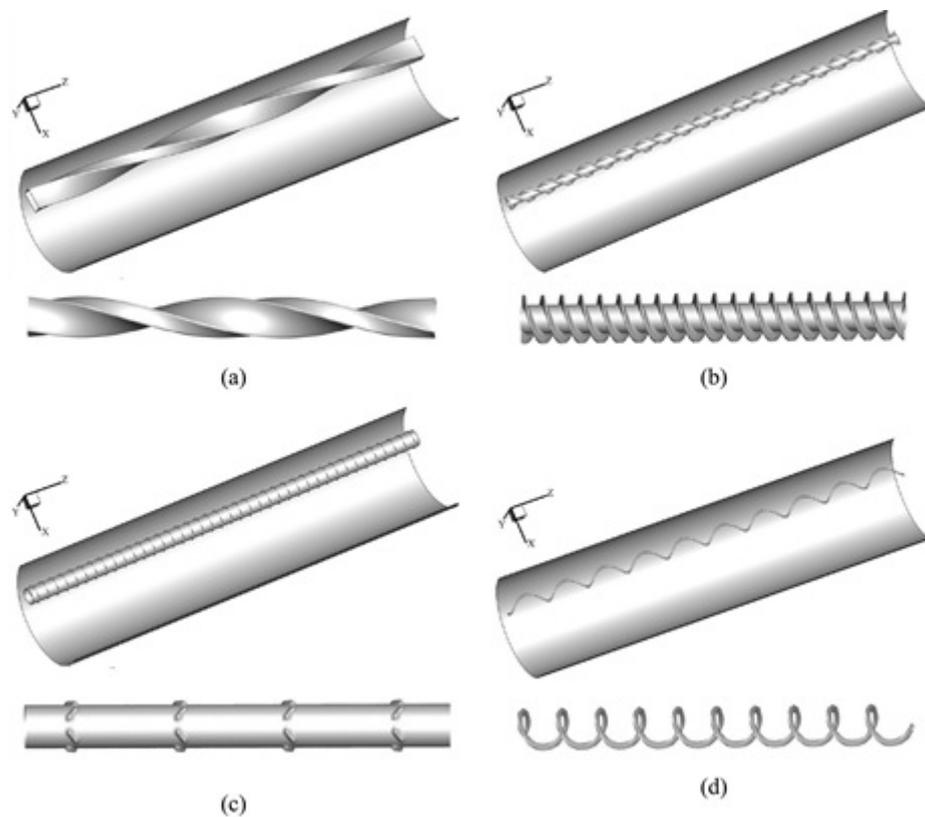


Figura 2.11: Configuraciones de insertos: (a) RT-I, (b) RT-II, (c) RT-III, (d) RT-IV, Liu y cols. (2018)

En el caso del trabajo de Abuseada y Ozalp (2020), implementaron un mecanismo de apertura variable y compacto, acoplado a canales de flujo para la recuperación de la energía solar que se desborda de un receptor solar de cavidad, para regular su temperatura y compensar las variaciones transitorias del sol.

Los métodos PID y de control predictivo del modelo se probaron y ajustaron primero numéricamente y luego experimentalmente, utilizando un simulador solar de alto flujo de 10 kWe para el seguimiento del punto de ajuste y la disminución de perturbaciones de la irradiancia normal directa artificial. La apertura variable demostró un desempeño prometedor en la regulación de la temperatura promedio del receptor solar manteniéndola dentro de  $\pm 1.5$  °C de su punto de ajuste bajo variaciones transitorias experimentales.

El alto rendimiento del mecanismo de apertura se logró capturando aproximadamente el 54 % de la energía solar desbordada e interceptada, que se puede utilizar para precalentar la materia prima, con lo que se puede mejorar la eficiencia del proceso o poner a disposición de otro proceso secundario. Además, se demostró que el mecanismo de apertura reduce la caída de temperatura del receptor en ausencia de radiación solar al cerrar las hojas de apertura variable, lo que reduce las pérdidas por reradiación de la cavidad del receptor. En todos los casos y a pesar de las severas fluctuaciones de la energía solar, el mecanismo de

apertura variable demostró un rendimiento prometedor en la regulación de la temperatura en un receptor solar y en la compensación de las variaciones transitorias del sol.

Con los trabajos anteriormente descritos en esta sección, se puede concluir que existen diferentes maneras de abordar problemas de transferencia de calor con receptores solares ya sean de foco lineal o de foco puntual, tomando en cuenta que el modelo que se desarrolle o se utilice para representar el sistema, depende de los parámetros o variables que se quieren analizar.

# Capítulo 3

## Metodología

En el presente capítulo se da la descripción del proyecto de investigación, del que se expone hipótesis, objetivos y metodología a partir de la descripción de los parámetros principales modelados, cuya finalidad fue el desarrollo de una herramienta numérica para evaluar la transferencia de calor por radiación, convección y conducción simultáneas dentro de un receptor de una cavidad cilíndrica multi-tubular, con un medio participativo para aplicaciones de alta presión.

Los sistemas térmicos naturalmente involucran desafíos en la experimentación, y en el modelado numérico; como dominios complicados, grandes cambios de propiedades, mecanismos combinados y condiciones de contorno intrincadas. La mayoría de los estudios utilizan los resultados para comprender los mecanismos básicos del comportamiento general del sistema, y de esta forma llegar a un diseño factible, optimizar el mismo, y finalmente su aplicación real.

Los sistemas térmicos se rigen en gran medida por los principios de transferencia de calor, termodinámica y la mecánica de los fluidos, por lo que también tiene más de un objetivo en particular, lo que conduce a la optimización y análisis multi-objetivo de estos. En la figura 3.1, se muestran las consideraciones generales en el diseño y optimización de este tipo de sistemas, de acuerdo con lo propuesto con Jaluria (2018).



Figura 3.1: Consideraciones básicas en el diseño y optimización de un sistema térmico. Fuente: Elaboración propia con datos de Jaluria (2018)

En este trabajo se abordaron directamente los puntos del uno al cuatro del diagrama anterior, para la prueba de concepto de la aplicabilidad de partículas suspendidas en un gas como medio participante en un sistema de concentración de foco puntual tipo torre central.

El punto uno, de formulación del problema de diseño, se abordó tomando en cuenta los problemas observados en la demanda de calor de proceso para la industria, y con el análisis realizado por otros autores para la generación directa de vapor con sistemas solares.

La temperatura objetivo para el sistema planteado fue alcanzar una temperatura objetivo ( $T_{obj}$ ) de  $300^{\circ}C$ , tomando en cuenta la entrada de calor ( $Q_0$ ) de hasta  $20kW$ , en un spot con un radio ( $R_a$ ) de  $0,15m$ , el cual entra por una ventana de cuarzo, la cavidad se encuentra hecha de acero.

Para el caso de los tubos dentro del sistema se consideraron tubos para alta presión, los cuales soportan hasta  $1034\text{ bar}$ , con un diámetro exterior de  $\frac{9}{16}$  pulg, y con un grosor de pared de  $0,187$  pulg, se consideró que los tubos tendrían un recubrimiento selectivo con alta absorptividad, mientras que la pared de la cavidad tendría una alta reflectividad.

Dentro del sistema se modelan partículas uniformemente distribuidas las cuales se encuentran inmersas en un gas, como primera aproximación se toma en cuenta que es una mezcla homogénea, por fines de prueba de concepto; mientras que las propiedades de las partículas son similares a las que tiene el  $TiO_2$  del tipo DEGUSSA 25 (Evonik), el resto de los parámetros que se utilizaron y se mantuvieron, se pueden ver en el anexo A.

Para la comprensión adecuada del problema se realizó la investigación del estado del arte

en general de sistemas con características similares para generación directa de vapor como se describe en el capítulo 2.

Mientras que el punto tres es abordado con la generación de la herramienta numérica antes mencionada, y el análisis de diferentes diseños, así como la comprensión de la dinámica térmica del receptor, lo que llevo al punto cuatro para la selección de parámetros rectores y condiciones dentro de nuestro sistema, es decir a análisis específico de resultados para la delimitación de la geometría y características (capítulo 4).

### 3.1. Descripción del proyecto

En el presente trabajo, se desarrollaron e integraron una serie de códigos para la resolución de la ecuación de transporte de radiación con medios participantes, generando una herramienta de modelado, radiativo, acoplado modelos de análisis de transferencia de calor por conducción y convección, para la evaluación de un sistema de concentración de cavidad multi-tubular, de foco puntual tipo torre central, el cual tiene un medio participante interactuando dentro del sistema, conformado por partículas suspendidas en un gas, bajo la suposición de que estas se encuentran uniformemente distribuidas (figura 3.2).

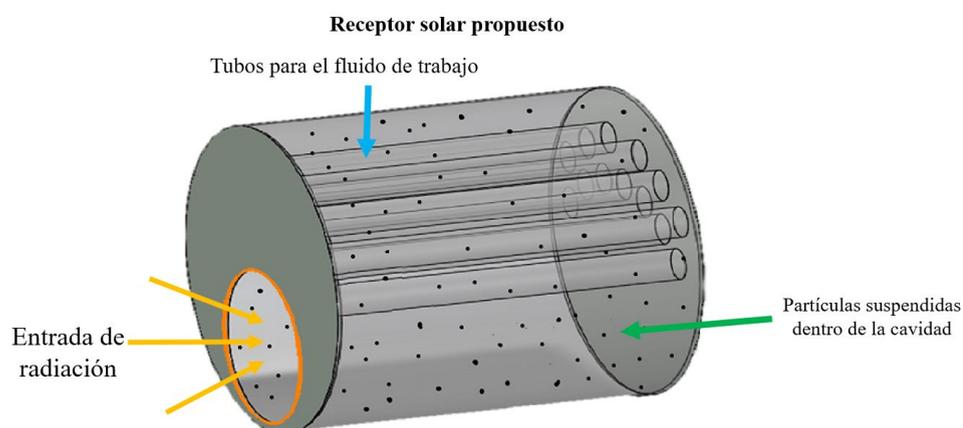


Figura 3.2: Esquema general del sistema de concentración diseñado

La radiación solar concentrada incide en la ventana de la cavidad, donde internamente interactúa con los elementos del sistema, el cual está formado por las paredes internas (altamente reflejante) de la cavidad y los tubos con recubrimiento selectivo. La radiación incidente y la reflejada por las paredes internas de la cavidad, calientan el medio participante y las paredes externas de los tubos, los que contienen el fluido de trabajo. La transferencia de calor por convección natural se desarrolla por la aparición de efectos de flotación; causados por la diferencia de densidades entre el medio participante calentado

en las tasas locales de absorción de energía, adyacente a la superficie de los tubos absorbedores y dicho medio que lo circunda, desde él hacia la superficie externa de la pared de los tubos. El modelo matemático desarrollado en este trabajo se basa en los principios de resolución de problemas radiativos utilizando el método de Monte Carlo, para comprobar la viabilidad de colocación de medios participantes en este tipos de sistemas. Tomando como premisa principal que la colocación de medios participantes auxilian a la uniformidad de energía y temperatura sobre los tubos del receptor, por los cuales pasa agua como fluido de trabajo, el cual se convierte en vapor para uso industrial. Uno de los objetivos de aplicación, es el de uniformizar la temperatura, para maximizar la eficiencia general del receptor, que de acuerdo al análisis se ha optado por la inserción de partículas con propiedades físicas de dióxido de titanio ( $TiO_2$ ) Degussa 25, las cuales actúan como una nube y ayudan a la distribución de energía, dependiendo de la concentración.

Se realiza el análisis de transferencia de calor por medio de conducción y convección otorga al usuario un preámbulo general del comportamiento de las temperaturas del sistema así como la transferencia de calor con el medio participante y el ambiente, para observar las eficiencias alcanzadas bajo diferentes parámetros de diseño, como iteración de propiedades físicas del sistema.

Por otro lado, se generó un código de ubicación aleatoria de los tubos y ventana, donde se selecciona aleatoriamente su ubicación, así como la longitud y radio de receptor y de la ventana, esto con la finalidad de encontrar las características geométricas más adecuadas para una alta eficiencia térmica de funcionamiento, alcanzando las temperaturas de trabajo dependiendo sea el caso.

## 3.2. Hipótesis

La simulación numérica del transporte de calor, por radiación, convección y conducción simultáneas, en un receptor solar multi-tubular de foco puntual, nos permite entender distintos parámetros de diseño del receptor y comparar la eficiencia térmica del sistema, al colocar partículas suspendidas dentro de la cavidad con el fin de uniformizar la energía incidente sobre los elementos receptores del mismo.

## 3.3. Objetivos

### Objetivo general

Desarrollar una herramienta numérica para evaluar la transferencia de calor por radiación, convección y conducción simultáneas dentro de un receptor de cavidad cilíndrica multitubular, con un medio participativo para aplicaciones de alta presión.

### Objetivos específicos:

- Analizar la distribución de la radiación térmica resolviendo la ecuación de transporte de radiación dentro de los medios participantes de la cavidad, utilizando los métodos de Monte Carlo.
- Desarrollar una estrategia de optimización para la ubicación de los tubos del receptor multitubular, con el objetivo de maximizar y homogeneizar la energía absorbida.
- Modelar numéricamente la eficiencia térmica transitoria del receptor en función de diferentes parámetros de diseño.
- Establecer los parámetros de diseño de las partes principales del receptor, como la ubicación de la matriz de tubos, las dimensiones de la cavidad y las propiedades de las partículas suspendidas.
- Evaluar la distribución de temperaturas sobre la superficie de los tubos absorbedores, con y sin presencia de medio participativo, y la incidencia de radiación anisótropa.

### 3.4. Generalidades del modelado del sistema

Para llevar a cabo el modelado numérico del sistema, bajo las premisas de los parámetros que se desean observar como resultados, se establecieron partes importantes de desarrollo en el código, en la figura 3.3, se muestra la estructura general de trabajo de la herramienta numérica.

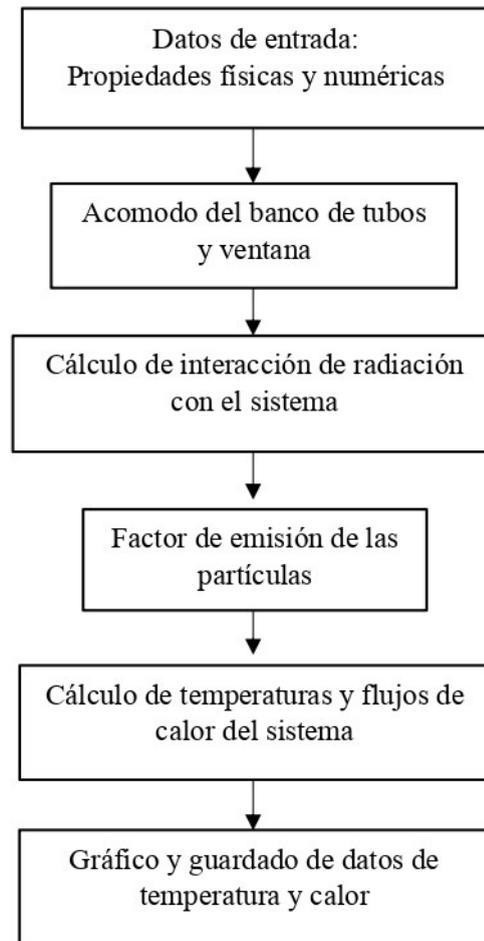


Figura 3.3: Estructura del general de la herramienta numérica

En la primera sección se encuentran los datos de entrada, como los son las propiedades físicas y numéricas del sistema, como número de nodos, y valores de las difusividades, esto para darle las condiciones de operación al sistema, para establecer limitantes como la temperatura de operación, o la condición de modo de emisión del spot.

En el segundo apartado del código que se describe a detalle en la sección 3.5, se genera la geometría de se desea evaluar, el tercer apartado siendo el eje principal para el análisis se describe en la sección 3.6.1 y hace referencia al comportamiento de la radiación con los elementos del sistema, calculado mediante el método de Monte Carlo. En el apartado

cuatro, del calculo de temperaturas y flujos de calor del sistema se realizo con la finalidad de entender la dinámica térmica general de comportamiento de los elementos del sistema. En la ultima sección del código hace referencia al reporte de datos que para facilidad del usuario algunos de estos se grafican de forma directa, y las matrices con la información se guardan para su manipulación numérica en caso de ser necesario.

### 3.5. Diseño geométrico

De acuerdo a lo descrito por Jaluria (2018), el diseño geométrico inicial de los sistemas térmicos es variado, y se emplean diseños iterativos hasta obtener uno aceptable, que satisfaga los requerimientos del problema, existiendo casos en los que no se obtenga un diseño y siendo necesario replantear el concepto, es por ello que antes de tomar una decisión sobre si el sistema satisface los requerimientos o no, se realicen modelaciones numéricas que puedan acercar al comportamiento general real del sistema; cabe resaltar que al obtener un diseño aceptable no siempre es el óptimo para esto, resulta necesario la construcción de un prototipo aún sujeto a cambios.

Tomando en cuenta lo anterior se planteo un código para la generación iterativa de geometrías de acuerdo a diferentes parámetros, como el número de tubos ( $n_T$ ), el radio del spot ( $R_a$ ) y el factor de llenado ( $f$ ), donde el centro de los tubos se delimita de forma aleatoria gracias a un generador de números pseudoaleatorios, así como el centro de la ventana, lo que genera en cada corrida realizada una geometría diferente, con la finalidad de obtener una serie de arreglos con características geométricas básicas similares y observar el comportamiento promedio para la determinación de un sistema aceptable.

En el presente proyecto, el código de colocación de elementos tubulares del sistema y de la entrada de radiación, tiene como objetivo general establecer la distribución espacial de los tubos, de forma horizontal a lo largo del receptor, en posiciones tales que sus centros quedan dentro de la cavidad, como se observa en la figura 3.4, así como colocar la apertura por donde entra la radiación, y obtener distintas geometrías, para evaluar patrones de comportamiento y la delimitación de parámetros geométricos de importancia.

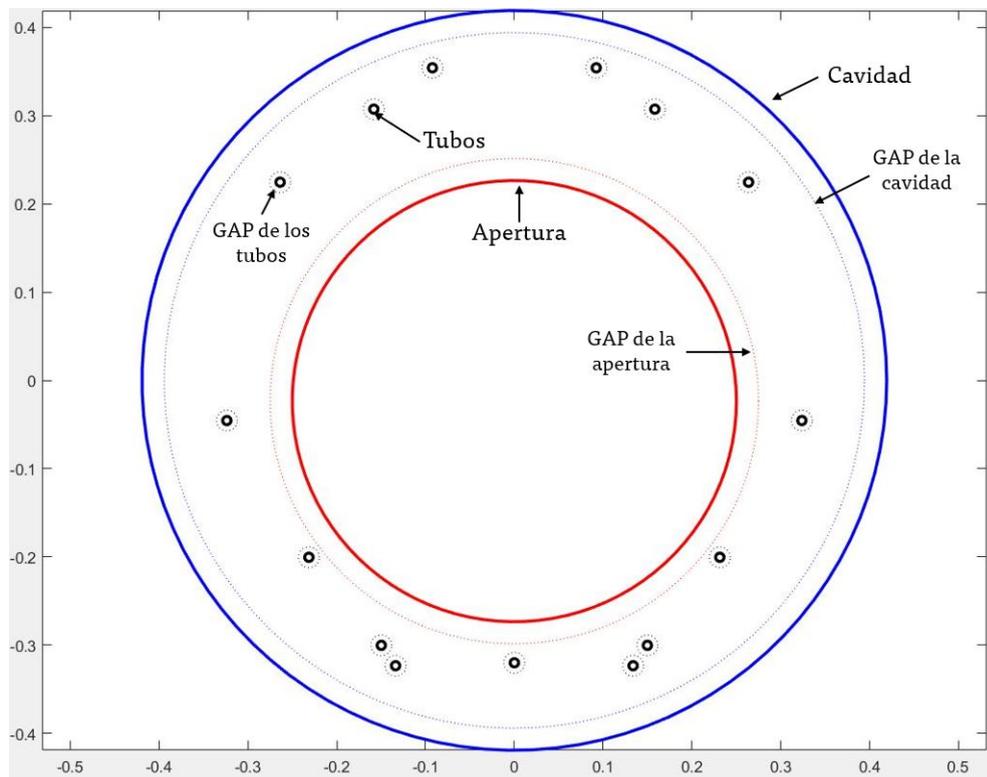


Figura 3.4: Vista frontal de la cavidad, 15 tubos

Con la delimitación de parámetros geométricos, permiten obtener distribuciones de patrones que permitan la evaluación del comportamiento térmico y radiativo de los elementos internos del sistema, principalmente que los tubos reciban una intensidad de radiación homogénea. En la figura 3.5, podemos observar el diagrama de flujo de la misma, donde se describe de forma esquemática su funcionamiento, de la sub-rutina para la generación de la geometría. En los apartados siguientes se describe de forma detallada que sucede en cada una de las secciones principales del código generado

#### ■ Parámetros fijos de entrada

Los parámetros fijos de entrada se declaran en el programa principal, estos son seleccionados de forma analítica por el usuario, siguiendo recomendaciones generales.

- I Radio de la apertura [ $R_a$ ]: Delimita el tamaño de la ventana por la que entra la radiación, esta apertura se sitúa en la parte frontal de la cavidad, se recomienda que sea igual al tamaño del spot.
- II Número de tubos [ $n_t$ ]: Junto con el diámetro del tubo, determina el área disponible para la transferencia de calor, así como la cantidad requerida de fluido de trabajo.
- III Factor de llenado [ $f$ ]: Razón del área ocupada por los tubos y apertura entre el área

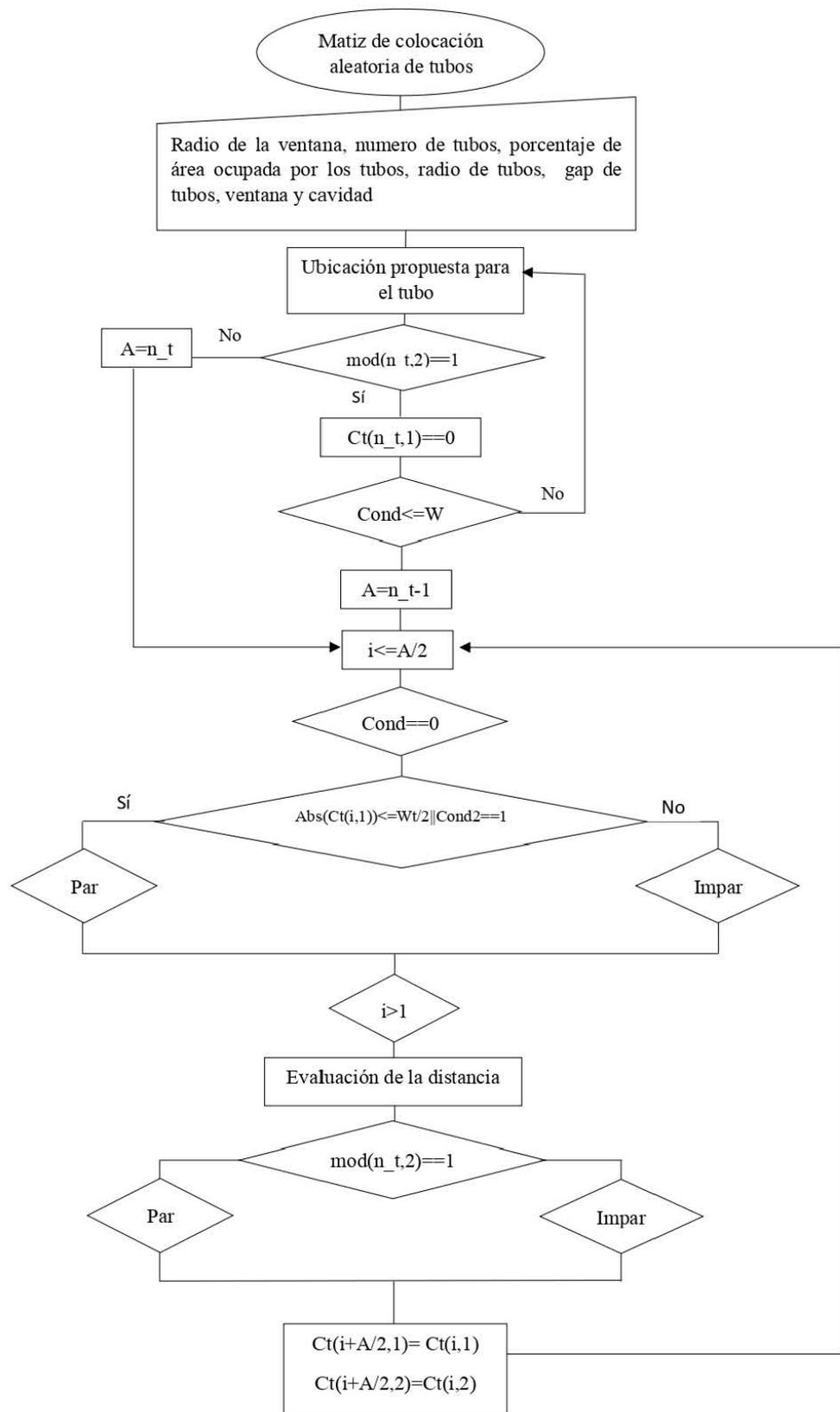


Figura 3.5: Colocación de elementos tubulares del sistema y de la entrada de radiación

total transversal de la cavidad, en la cara frontal.

$$f = \left[ \frac{R_a}{R_c} \right]^2 + n_T \left[ \frac{r_t}{R_c} \right]^2 \quad (3.1)$$

Este factor es un número fijo, que de acuerdo a cálculos teóricos, abarca un intervalo probable de  $0,4 \geq f \leq 0,6$ , es decir, que del área total transversal de la cara frontal de la cavidad, puede ser ocupada en un 40 % hasta un 60 %, por los tubos y apertura, sin embargo esto puede ser diferente, ya que se tiene que hacer un análisis completo de un conjunto de sistemas, tomando en cuenta diferentes variables sensibles como la eficiencia total y la distribución uniforme de radiación.

- IV Radio de los tubos  $[r_t]$ : Radio externo de los tubos.
- V Gap<sup>1</sup> de los tubos  $[r_{gt}]$ : Distancia mínima de separación de los tubos con respecto a otros elementos del cavidad.
- VI Gap de de la ventana  $[r_{gv}]$ : Distancia mínima que se tiene que guardar entre las paredes de la cavidad, así como de los tubos.
- VII Gap de la cavidad  $[r_{gc}]$ : Distancia mínima que deben tener la ventana y los tubos de la pared de la cavidad.

#### ■ Consideraciones para la colocación de elementos

A partir de los datos fijos de entrada mencionados anteriormente, el programa realiza los cálculos y aplicaciones de las consideraciones geométricas de entrada. Primero delimita la longitud de la cavidad ( $L_c$ ), la cual se define en un intervalo de  $0,5 \geq L_c \leq 2$  metros, esto para guardar la factibilidad de construcción, y queda dada por la ecuación 3.2, la cual es dinámica en cada corrida de simulación.

$$L_c = 0,5 + 1,5 * rand \quad (3.2)$$

Segundo se determina el radio de la cavidad ( $R_c$ ), el cual esta relacionado con el factor de llenado y la relación del área total ocupada por la apertura y los tubos en la sección transversal de la cavidad. El radio se obtiene por la ecuación 3.3,  $R_c$  se mantiene constante, mientras  $R_a$ ,  $n_T$  y  $r_T$  se mantengan constantes.

$$R_c = \sqrt{\frac{A_t}{f * \Pi}} + r_{gc} \quad (3.3)$$

---

<sup>1</sup>Distancia o diferencia excesiva que existe entre elementos relacionados entre sí

Donde  $A_t = \pi(r_a + r_{gv})^2 + \pi n_t(r_t + r_{gt})^2$ , el cual representa el área total ocupada por los tubos y apertura.

Después de delimitar la longitud y el radio total de la cavidad, se ubica la apertura, la cual es colocada en las coordenadas  $[0,-y]$ , evitando la concetricidad con la cavidad, ya que debido a las fuerzas boyantes<sup>2</sup>, que surgen en un fluido caliente, en este caso las partículas inmersas en el gas al interior de la cavidad, por efectos de convección tienden a subir, por lo que el área superior a la cavidad tendía que ser ocupada por los tubos, para la transferencia de calor entre las partículas y los tubos sea efectiva.

El centro de la apertura queda delimitado por la ecuación 3.4, respetando una distancia mínima entre centros, así como los gap establecidos para las paredes de la cavidad como para la apertura (ver figura 3.4).

$$C_a = -(R_c - R_a - r_{gv}) * rand \quad (3.4)$$

La segunda delimitación que se realiza, es con respecto a  $n_T$ , dependiendo si es un número par o impar. Cuando es un número par, se acomoda la primera mitad de los mismos, ya que se reconoce que el arreglo cumple con los requerimientos, y se genera una imagen de espejo con respecto a la línea central de la cara frontal de la cavidad. Mientas que si se trata de un número impar de tubos, el primer tubo se coloca entre las coordenadas  $[0,y]$ , esto con fines de equilibrio geométrico, posteriormente se coloca la otra mitad, para finalmente generar una imagen de espejo con respecto a la mitad restante.

Los tubos para ser fijados en un punto de la cavidad, tienen que cumplir cinco parámetros principales, dado que el centro se genera de forma aleatoria, este se rectifica si no cumple con dichos parámetros, y se genera un nuevo centro hasta que los cumpla y pueda fijarse. Los parámetros para fijar el centro de un tubo son los siguientes:

- I No deben de colocarse dentro del área de la ventana.
- II Tienen que respetar el  $r_{gv}, y r_{gc}$ .
- III No pueden sobreponerse entre ellos, se tiene que respetar el  $r_{gt}$  de espaciado entre superficies con respecto a los tubos.
- IV El área total de la cara frontal de del receptor, no puede ser mayor al factor de llenado (f), (ecuación 3.1).
- V La circunferencia completa, incluido el  $r_{gt}$ , tiene que encontrarse dentro de la cavidad.

---

<sup>2</sup>Fuerza de flotación que tiene un cuerpo y se debe a la fuerza hacia arriba que ejerce el fluido sobre el cuerpo

Sí el centro del tubo, cumple con dichas premisas es fijado en el punto, de lo contrario, vuelve a iniciar el ciclo. Cuando se tiene una geometría completamente delimitada, el programa traza la cara frontal para fines de visualización y guarda las coordenadas espaciales de los elementos, es decir el centro de los tubos, cavidad, así como la longitud y el radio del sistema en cuestión.

### 3.6. Modelado radiativo del sistema

Para describir el transporte de radiación es necesario la resolución de ecuaciones integro-diferenciales, cuyas aproximaciones para el análisis de sistemas complejos se realizan mediante la utilización de métodos numéricos.

Existen diferentes métodos y aproximaciones para la resolución de la ecuación de transporte de radiación, sin embargo a finales del siglo XX la popularidad de los métodos estocásticos para su resolución aumentó, ya que la demanda de computo en estos métodos es grande, pero en los últimos años la infraestructura de computo desarrollada ha mejorado su capacidad. Los métodos estocásticos han demostrado su versatilidad en la adaptación problemas complejos, y multi-variable lo que facilita el análisis y la resolución aproximada de determinados sistemas.

El modelado de radiación con un medio participante no se puede desarrollar de forma simple, sin embargo se le puede dar un análisis a este tipo de sistemas en los que interfiere un medio participativo, con la utilización del método de Monte Carlo ya se puede ir detectando lo que sucede durante la "vida" de uno de los fotones y analizando como interactúa con el medio, es decir si este se absorbe o se refleja, obteniendo promedios de comportamiento.

De acuerdo a Ertürk y Howell (2018), los métodos de Monte Carlo pueden simular sistemas físicos en muchos campos diferentes de la ciencia y la ingeniería, en este caso para el modelado de radiación, los haces de fotones se utilizan como muestras para la solución de problemas de transferencia radiativa, y su comportamiento se simulan estadísticamente basándose en números pseudoaleatorios y distribuciones de probabilidad basadas en leyes físicas.

El método al tener un enfoque estadístico, la incertidumbre de la solución se puede cuantificar y depende del número de muestras utilizadas para la simulación; por lo tanto, lograr una variación razonable podría requerir un tiempo de cálculo considerable incluso para un problema de intercambio de superficie relativamente simple. Sin embargo, el método puede manejar una diversidad de fenómenos físicos complejos, como un medio participante, propiedades espectrales o direccionales y dispersión anisotrópas.

A continuación se describen los pasos generales para solventar los requerimientos del método de monte Carlo en el transporte de radiación con la interacción de un medio participativo en el sistema, esto con la finalidad de dar credibilidad a la aplicación de medios participantes en sistemas solares de foco puntual tipo torre central, observar la interacción que tiene con los elementos tubulares internos del sistema y si el medio auxilia a dar una homogeneidad de incidencia radiativa, generando de esta forma una herramienta numérica para la simulación de sistemas con características similares, bajo condiciones de frontera dinámicas.

### 3.6.1. Monte Carlo para transporte de radiación

El método de Monte Carlo desarrollado y aplicado para el análisis de transporte de radiación, en este trabajo se realizó bajo la implementación de de las siguientes consideraciones:

- I Materiales isótropos
- II Partículas homogéneamente distribuidas
- III Distribución direccional de radiación constante
- IV Propiedades ópticas constantes
- V aproximación de cuerpo gris

El código desarrollado quedó integrado por 20 subrutinas con instrucciones específicas, para la ejecución, esto con la finalidad de facilitar la comprensión del problema y la detección de errores, ya que al estar fraccionado en secciones principales permite realizar un análisis de forma eficaz sobre las líneas.

La parte del pre-procesamiento definida en la sección 1.6.2 para este trabajo es solventada mediante la subrutina de acomodo de tubos descrita en la sección 3.5, la cual define la geometría que se simulara, mientras que los parámetros de entrada son limitados por el usuario dependiendo de las características físicas del sistema. En la tabla 3.1, se enuncian los parámetros de entrada para el modelado radiativo del sistema.

Parámetros de entrada para subrutina Monte Carlo			
$E_o$	Energía total de entrada [W]	Abs	Absortividad [ventana, cavidad, tubos]
d	Distancia de emisión a la cavidad	$R_e$	Radio de emisión a la cavidad [m]
S	Desviación estándar del spot	$R_a$	Radio de apertura [m]
$n_t$	Número de tubos	C	Centro del spot
modo	Modo de emisión	Beta	Coefficiente de atenuación [1/m]
Albedo	Energía reflejada por la superficies	g	Factor de asimetría de la función de fase
$N_c$	Número de caminantes	$n_a$	Nodos angulares
$n_z$	Nodos axiales	$n_r$	Nodos radiales
$n_{at}$	Nodos angulares en los tubos	$c_t$	Matriz de centros
$L_c$	Longitud de la cavidad	$R_c$	Radio de la cavidad

Tabla 3.1: Parámetros de entrada para Monte Carlo de transporte radiación

La sección de la simulación de Monte Carlo, es el muestreo estadístico de los haces de fotones, en otras palabras es el seguimiento de un fotón a lo largo de su trayectoria dentro del sistema y el reporte de su comportamiento. En la figura 3.6 se observa un diagrama de bloques, con la finalidad de representar, la congruencia general, mostrando el estratificado que este sigue para resolver el problema.

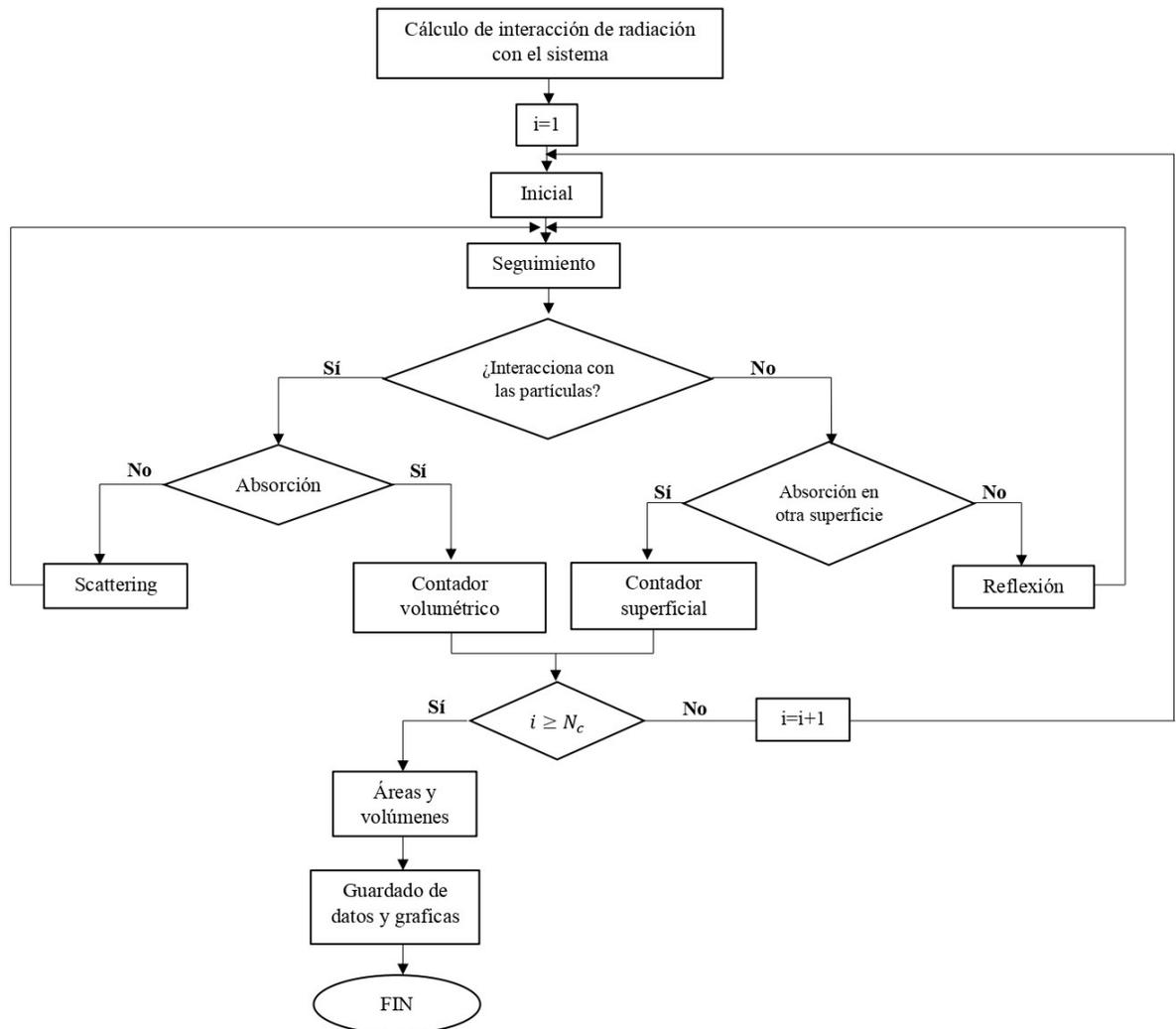


Figura 3.6: Esquema general del método de Monte Carlo para transporte de radiación desarrollado

De acuerdo a la figura 3.6 al entrar a la sub-rutina “inicial” se determina el punto y la dirección de emisión desde el spot con esto para cada uno de los caminantes, después con la sub-rutina “seguimiento”, se calculan la distancias de acuerdo al criterio de selección de la distancia mínima positiva, de los fotones y determinar en que superficie interactuaron y determinar si se difundieron, absorbieron o transmitieron, esto se repite para cada fotón mientras su trayectoria no termine la cual termina cuando el fotón es absorbido en alguno de los elementos del sistema, a continuación se describen las sub-rutinas implementadas para la determinación de la interacción radiativa.

**“Inicial”**

El método de Monte Carlo, plantea de forma general que toda la energía que emite un elemento o volumen debe ser absorbida por otro de los elementos o volúmenes, es decir esa energía tiene que conservarse satisfaciendo la primera ley de la termodinámica, lo que sugiere que las superficies que interactúan en el sistema están emitiendo radiación, sin embargo para el planteamiento general de este caso de estudio quien esta emitiendo es la fuente raditiva, es decir el spot incidente en el sistema por lo que se plantea la emisión a partir de este.

En esta sub-rutina se asigna la posición inicial y una dirección a cada uno de los fotones, considerando dependiendo sea el caso de análisis la emisión como lambertiana o directa, para comenzar la interacción con el sistema.

En el inicio del spot todos los fotones están "vivos", después los fotones se mueven y comienza la interacción con el sistema, a partir de la determinación de la posición y delimitar si estos entran o no al sistema, aquellos que inciden en la placa exterior del metal se descartan mientras que los que entra al sistema continúan para el análisis de su trayectoria.

Para el caso de la emisión se tomo en cuenta los resultados obtenidos por Riveros (2008), dados por la simulación del HoSIER (Horno Solar de Alto Flujo Radiativo), es decir a función de distribución de probabilidad es ya un conjunto de trayectorias o rayos que contemplan el diseño del horno.

Para determinar la dirección de la emisión, se considera que desde una superficie que representa la probabilidad de emisión a través de un ángulo sólido descrito por un ángulo polar  $\theta$  y un ángulo azimutal  $\phi$ , delimitada por la ecuación 3.5.

$$R_{\theta} = \frac{1}{2}(1 - \cos(\theta)) \quad (3.5)$$

En esta sección se generan los fotones y se colocan en una posición inicial de la que se determinara su emisión distribuidos uniformemente dentro de un "disco de radiación", considerando una distribución gaussiana, se considera en este caso el radio de emisión del spot ( $R_a$ ), ya que delimitara que tanto se abra dicho disco, la distancia de la fuente con respecto al punto de incidencia en este caso la ventana, la desviación estándar que indicara que tanto se desvía la media de emisión con respecto al punto de incidencia deseado, procurando que siempre quede centrado hacia la fuente de absorción.

**“Seguimiento”**

La sub-rutina de seguimiento busca la intersección entre la línea recta de la trayectoria del fotón, con las superficies que integran el sistema de acuerdo al criterio de la la distancia

mínima positiva, obtenida a partir de la raíz cuadrada de la posición del fotón, seleccionándola con respecto a las diferentes superficies y determinar en que área interacciono; si este se absorbió o sufrió reflexión, en caso de que se absorba sale del ciclo de seguimiento de lo contrario continua.

Se determinan los cambios de trayectoria para continuar el seguimiento del fotón mientras el no sea absorbido, la variable “Edo”, delimita si este se trasmite, se absorbe o se difunde.

En la figura 3.7, se observa el esquema general de interacción de los fotones el sistema, donde la variable “Sup” indica en que superficie interaccionan, cabe aclarar que la superficie uno esta conformada por la cara frontal y la apertura.

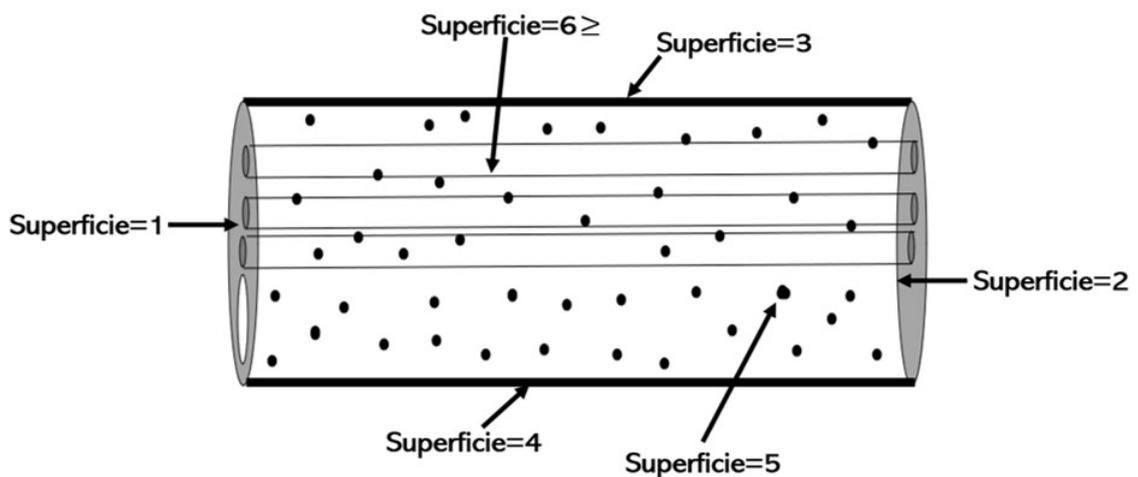


Figura 3.7: Esquema general del sistema de acuerdo a las superficies con que interactúan los fotones

Con lo anteriormente descrito se delimita la sub-rutina en cinco partes generales, considerando que dentro de esta se encuentran dos sub-rutinas más de relevancia que es la “Scattering” o dispersión y la de “reflexión”, descritas posteriormente.

- I Calcula la distancia mínima positiva con respecto al spot ( $Edo=0$ ).
- II Delimita si el fotón siguen dentro del rango de interés es decir, si este se difundió a través de la ventana ( $Edo=2$ ), de lo contrario es absorbido ( $Edo=1$ ) en la cara frontal de la cavidad.
- III Los fotones que entraron al sistema por la venta, continua el seguimiento de su trayectoria, para determinar la interacción en las superficies.
- IV Si el fotón choca con las superficies 1, 2, 3 4 y  $6 \geq$ , se puede absorber de forma

superficial (Edo=1), o reflejar y entra dentro de la sub-rutina “reflexión”, obteniendo una nueva posición y se repite el ciclo.

- v Sí el fotón interactúa con las partículas las cuales se supone como uniformemente distribuidas y como un volumen el fotón se puede absorber (Edo=1), pero de forma volumétrica o se puede difundir entrando a la sub-rutina “Scattering”, para obtener una nueva posición y repetir el ciclo.

La sub-rutina “*reflexión*” toman relevancia los parámetros físicos del sistema con respecto la capacidad de absorción y/o reflexión de los materiales. Para determinar si un fotón se absorbe o se refleja, se genera un número aleatorio  $\text{rand}()$ , y se compara con el valor de la reflectividad de la superficie, ya sea las paredes del sistema o en este caso los tubos y el medio participante el cual se considera como un volumen por lo que, si  $\text{rand}() > \rho$ , el fotón se absorbe en la superficie, de lo contrario si  $\text{rand}() \leq \rho$ , se refleja y de debe de identificar la dirección de reflexión.

Para determinar la reflexión es importante tomar en cuenta que los ángulos de reflexión, que se calculan de forma similar que los de emisión, el ángulo de incidencia del fotón con respecto a la superficie  $(\theta_i, \phi_i)$ , debe identificarse inicialmente para decidir si el haz de fotones incidente es absorbido o reflejado.

La sub-rutina de “*scattering*”, toma en cuenta que la intensidad de radiación se atenúa a lo largo de la trayectoria del fotón considerando la ley de Beer-Lambert, para un medio absorbente, emisor y generador de dispersión, la distancia que debe recorrer el fotón antes de que se disperse se puede estimar de manera similar a la longitud de la trayectoria de absorción.

Lo propuesto por Ertürk y Howell (2018), la función de fase de dispersión,  $\Phi_\lambda(\theta_s, \phi_s)$ , describe la distribución de energía en diferentes direcciones debido a la dispersión relativa al caso de la dispersión isotrópica. Por lo tanto, también se puede considerar como la probabilidad de dispersión del haz de fotones en una dirección descrita por los ángulos de dispersión  $\theta_s$  y  $\phi_s$ . Los ángulos de dispersión se definen con respecto al vector de dirección original ( $\hat{s}$ ), delimitándose por la ecuación 3.6.

$$P_{\theta,\phi}(\theta_s, \phi_s) d\theta_s d\phi_s = \Phi_\lambda(\theta_s, \phi_s) \sin\theta_s d\theta_s d\phi_s \quad (3.6)$$

### 3.6.2. Cálculo de áreas y volúmenes para el flujo radiativo

La parte del pos-procesamiento es aquella que da los resultados definidos, para obtener los flujos radiativos o de temperaturas totales, para este caso es necesario el cálculo de áreas, donde se encuentran los fotones y obtener el flujo radiativo a través de ellas, y con

ello un promedio de la superficie.

Para desarrollar el calculo de áreas se implemento el método de Monte Carlo nuevamente, en su forma básica para aceptar o rechazar los caminantes que estén dentro o no de un área conocida, en este caso si los caminantes están dentro de las venta o el radio de los tubos se rechazan, y a través de las matriz de distribución de probabilidad se puede aproximar el área total.

En la figura 3.8, se observa el diagrama de flujo del código general llevado acabo para el calculo de áreas del sistema, la finalidad de implementar este método para el calculo de áreas el la facilidad que se tiene para el cambio de geometría ya que seguiría los mimos principios siempre y cuando las geometría tenga características similares entre sí.

Los parámetros de entrada para el cálculo, se generan los caminantes a través de números pseudoaleatorios uniformemente distribuidos sobre las caras de la cavidad, y se guardan las coordenadas de ubicación, después se obtiene la distancia con respecto al radio de los tubos y ventana, posteriormente se compara con respecto al diámetro de los mismos, y determinar si están dentro o fuera.

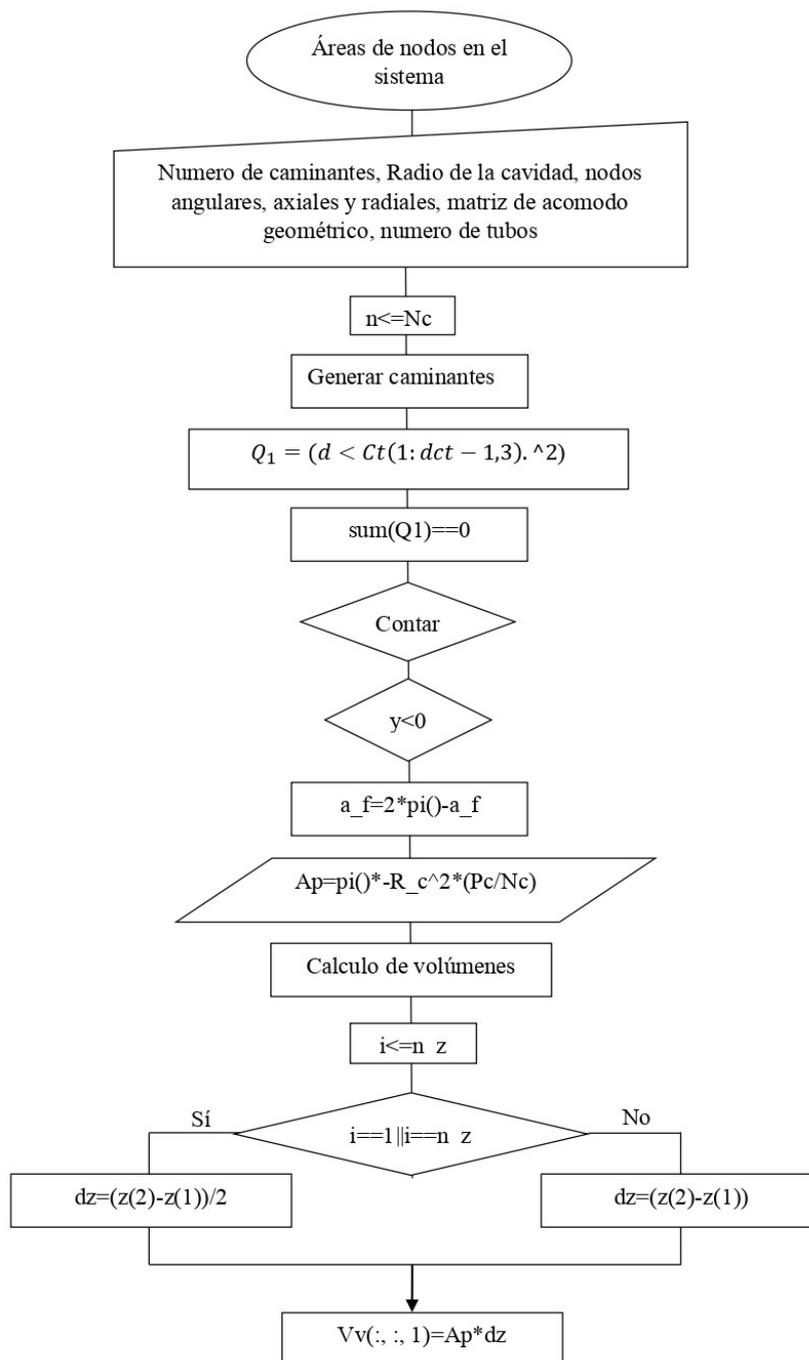


Figura 3.8: Diagrama de flujo de calculo de áreas para el flujo radiativo

Después con la sumatoria bajo la condición de  $Q_1$ , se desea que siempre sea mayor que 0 ya que asegura que que ningún caminante quedo dentro de los elementos tubulares del sistema, en consecuencia que las suma tiene que dar 0 al no tocar el dominio equivocado, se calcula un ángulo de rebote del fotón un vez que este se ha movido y observar su nueva dirección y determinar la nueva posición.

Donde las nuevas direcciones finales darán como resultado en el que se encuentran distri-

buidos los caminantes, contando cuantos pasaron por las áreas propuestas a partir de un mallado parcial en los ejes x y y.

Para el caso de los volúmenes una vez obtenidas las áreas al ser un mallado rectangular se multiplica por la altura en este caso el valor en el eje axial z, se hace una corrección de los nodos de las orillas del sistema considerando que estos se parten justo por la mitad.

Con el cálculo de los volúmenes interaccionando con el sistema y las áreas se obtienen los flujos radiativos del sistema que son pequeños balances de energía radiativa en cada uno de esos cuadros o cubos generados, lo que nos da promedios en cada nodo, y la sumatoria de los mismos, dará como resultado el flujo total neto así como los por medios geométricos darán un acercado de la energía incidente, en este caso se contabiliza la energía incidente en cada elemento del sistema y los porcentajes de incidencia.

De igual forma se monitorean variables como las desviaciones estándar de flujo incidente con respecto a la media que da un acercado a puntos con una mayor densidad de incidencia radiativa lo que podría significar puntos muy calientes en el sistema.

### **3.7. Modelado de convección y conducción en el sistema**

La entrada de radiación al sistema es la principal fuente de energía, la cual genera conducción y convección dentro de la cavidad, es decir la radiación solar concentrada proveniente de un campo de helióstatos, incide en la ventana de la cavidad, donde internamente interactúa con los elementos del sistema, la cual se absorbe en diferentes densidades en las paredes de la cavidad, la superficie de los tubos, y el medio participativo.

Cuando la radiación se absorbe en las paredes de la cavidad, estas comienzan a calentarse, y al cabo de un tiempo por efectos conductivos pierden calor al ambiente, por lo que es necesario colocar un aislante para minimizar pérdidas. Las paredes también reciben o pierden calor dependiendo del delta de temperatura, por el medio participante, el cual es calentado por la radiación absorbida en las partículas, generando efectos conectivos.

Las paredes externas de los tubos reciben radiación de forma directa, así como convección por parte del medio participante, al calentarse las paredes pasan el calor por conducción al reservorio, en el cual circula agua como fluido de trabajo por convección forzada.

En la figura 3.9, se muestra el esquema general de transferencia de calor al interior de la cavidad, donde interaccionan los tres mecanismos (conducción, convección y radiación), de forma simultánea una vez que el sistema entra en operación.

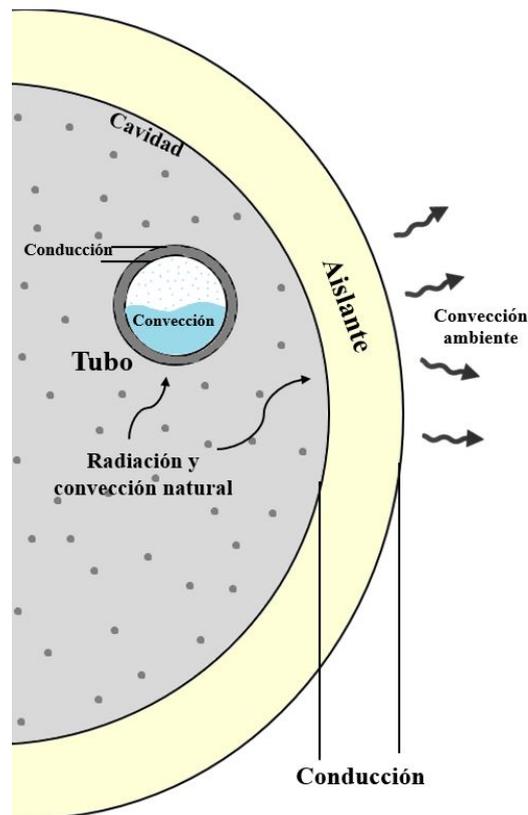


Figura 3.9: Balance general de transferencia de calor en las paredes de la cavidad

El medio participante tiene la capacidad térmica de absorber y reflejar la radiación, lo que auxilia a la transferencia de calor en el sistema; la aplicación del mismo dentro de la cavidad, mantiene una inercia térmica en la pared externa de los tubos. Almacenando una cantidad de calor en el medio participante para ser transferido por convección, y de esta forma aumentar la temperatura, donde paralelamente se calentará por efectos conectivos el fluido de trabajo, hasta la temperatura deseada.

La uniformidad de incidencia de energía radiativa en las paredes externas de los tubos, así como mantener la uniformidad de temperatura de estas, y la igualdad de dicha propiedad entre ellos, tiene por objetivo obtener un fluido con temperatura similar entre sí a la salida de cada tubo en un mismo delta de tiempo, resaltando la importancia de evitar puntos de estrés térmico y garantizando una eficiencia constante.

Para la resolución del análisis de transferencia de calor, primero se realizaron balances de energía puntuales en los tubos y paredes de la cavidad, tomando en cuenta las consideraciones, descritas a continuación. En segundo lugar, las consideraciones descritas, y balances son aplicadas para cada uno de los elementos infinitesimales del sistema, es decir los elementos del mallado de los tubos y paredes, tomando como principio el balance puntual.

:

- Entrada de la radiación concentrada por la ventana es homogénea y constante mientras el sistema se encuentra en operación, despreciando eventos transitorios del ambiente externo.
- Propiedades térmicas y ópticas del sistema constantes.
- Partículas uniformemente distribuidas en el sistema.
- El medio participante se considera como una mezcla homogénea de partículas y el gas, asumiendo propiedades térmicas generales correspondientes a las partículas.
- Paredes con alto nivel de reflectividad en la cavidad.
- Recubrimiento selectivo, de alta absorptividad y baja emisividad en los tubos.
- Estado cuasi-estacionario de la transferencia de calor, ya que se considera que la energía radiante incidente en cada uno elementos, es estacionaria.
- Espesor del aislante con valor fijo.
- Se considera el fluido de trabajo como agua.
- La partículas suspendidas se les atribuyeron propiedades de  $\text{TiO}_2$  del tipo DEGUSSA 25.
- Se consideran pérdidas convectivas al ambiente.
- Ganancia de calor principal al reservorio.

### 3.7.1. Balance de energía sobre el banco de tubos

La radiación que entra en el sistema interactúa con los tres elementos internos generales, paredes de la cavidad, medio participante y tubos, donde en estos últimos se espera que la mayor parte de radiación se absorba, ya que son los elementos que calentarán el fluido de trabajo y delimitarán la eficiencia del sistema. La cantidad de radiación que incide en los tubos suponiendo una entrada de potencia constante, depende del número de estos, tamaño de cavidad, posición, y cantidad de medio participante.

Los tubos se calienta principalmente por efectos radiativos, después de algunos segundos de operación comienzan a ganar calor con el medio participante por efectos convectivos, sin embargo esto depende del delta de temperatura. Las paredes de los tubos se calientan por conducción, después pasa el calor hasta la pared interna del tubo, y calienta el fluido de trabajo, donde internamente ocurre convección forzada, esto lo podemos ver esquematizado en la figura 3.10.

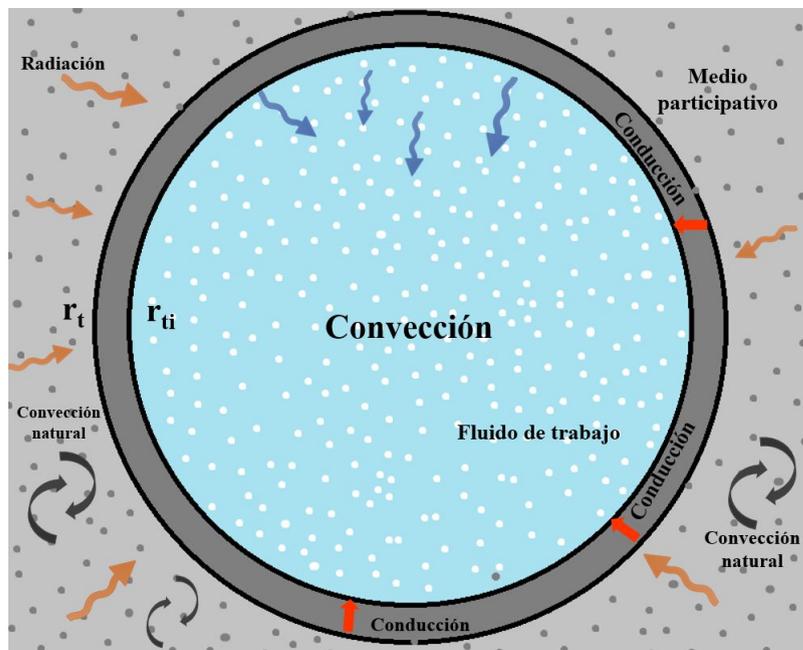


Figura 3.10: Transferencia de calor en el banco de tubos

Por lo que un planteamiento del balance general de la energía de entrada y salida de los tubos queda dado por el sistema de ecuaciones 3.7, tomando como punto de análisis el calor que entra al reservorio.

$$\begin{aligned} Q_{radT} + Q_{convP} &= Q_{condT} \\ Q_{condT} &= Q_{convR} \end{aligned} \quad (3.7)$$

Entra calor por radiación ( $Q_{radT}$ ), el cual es calculado mediante el método de Monte Carlo y es una cantidad fija en cada elemento infinitesimal del mallado, también entra calor por convección ( $Q_{convP}$ ) del medio participante, cuya suma es igual al calor conductivo de las paredes de los tubos ( $Q_{condT}$ ), el cual se transfiere al fluido de trabajo ( $Q_{convR}$ ), que pasa por convección forzada.

Cabe resaltar que la convención de signos depende desde que perspectiva qué se analice, y del gradiente de temperatura; planteando de manera general entradas con signos positivos y salidas con signos negativos, de esta forma recordando que el mismo sistema en interacción otorga las reglas de entrada o salida. La conducción en las paredes de los tubos queda planteada por la ecuación de conducción propuesta por Cengel (2011) en coordenadas esféricas para el eje radial (ecuación 3.8).

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial r} \quad (3.8)$$

Se considera estado pseudo-estacionario, con la finalidad de la separación de escalas y el segundo término de la ecuación se iguala a cero, por lo que resolviendo la resultante para

la temperatura se obtiene que:

$$T = C_2 + \ln(r) \cdot C_1 \quad (3.9)$$

Donde  $T$ , es la temperatura,  $C_2$  y  $C_1$ , son las constantes del sistema dependientes de las condiciones de frontera, y  $r$  es el radio en el punto de interés.

La separación de escalas se realiza ya que para el análisis de la dinámica térmica del receptor, que es mucho más lenta que la evolución radial de la temperatura dentro del tubo. La evolución de la temperatura del receptor es del orden de 10 minutos a 1 hora aproximadamente. Por otro lado el tubo se considera delgado y difusividad térmica es alta, de esta forma se espera que su dinámica térmica tenga una respuesta más rápida, por lo que se asume que el estado estacionario se alcanza repentinamente después de cualquier perturbación a la entrada de potencia del sistema.

Considerando el balance en un punto  $i$  cualquiera, el sistema de ecuaciones 3.8 en conjunto con la ecuación 3.9, queda dado por:

$$\begin{aligned} -Q_{R,i} - h_p[T_P^i - (C_2 + \ln(r_{e,i}) \cdot C_1)] &= -k \frac{C_1}{r_{e,i}} \\ -h_r[(C_2 + \ln(r_{i,i}) \cdot C_1) - T_R^i] &= -k \frac{C_1}{r_{i,i}} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Por otro lado para el modelo aplicado, las temperaturas de las partículas y el reservorio se consideran en estado transitorio dadas por la ecuaciones 3.11 y 3.12

$$T_P^{i+1} = T_P^i + \frac{\Delta t}{m_P} \left( \sum Q_P - (4\pi\xi\sigma(T_P^i)^4V)\psi \right) \quad (3.11)$$

$$T_R^{i+1} = T_R^i + \frac{\Delta t}{m_R} \sum Q_R \quad (3.12)$$

### ***Temperatura de partículas y reservorio***

La temperatura en las partículas en un balance de energía general sobre ellas, asumiendo a estas como una mezcla homogénea y uniformemente distribuida en la cavidad, por lo que el volumen ocupado por estas es el equivalente al volumen de la cavidad menos el volumen ocupado por los tubos.

Las partículas reciben energía radiativa directamente a la entrada del sistema, por lo que al pasar un tiempo, estas comienzan a calentarse y por efectos convectivos, intercambian calor con los tubos y las paredes, ayudando así, a la transferencia de calor, principalmente en los tubos, garantizando el aumento gradual de temperatura en el reservorio.

Sin embargo, dadas las características mostradas por las partículas en su comportamiento térmico, se observó que su temperatura podría llegar a superar los  $900 \text{ }^\circ\text{C}$ , de tal forma que es necesario considerar el factor de emisividad, ya que de acuerdo con Modest (2013),

con temperaturas superiores a 500 °C, la emisión de radiación juega un papel importante en el equilibrio térmico de una masa, esto tomando en cuenta la ecuación de emisividad hemisférica total (ecuación 3.13).

$$\epsilon(T) = \frac{E(T)}{E_b(T)} = \frac{\int_0^\infty \epsilon_\lambda(\lambda, T) E_{b,\lambda}(\lambda, T) d\lambda}{\sigma T^4} \quad (3.13)$$

Se plantea el balance de calor de las partículas considerando la emisividad hemisférica total de estas, por lo que la ecuación 3.11, esta descrita por, la temperatura en el tiempo siguiente ( $T_P^{i+1}$ ), es igual a la temperatura en el tiempo anterior ( $T_P^i$ ), más el cociente del delta de tiempo ( $\Delta t$ ), entre la masa térmica de las partículas ( $m_P = V * C_P * \rho_P$ ), multiplicado por la suma del calor radiativo ( $\sum Q_P$ ), incidente en las partículas menos la emisión de las partículas dada por la expresión  $4\pi\xi\sigma(T_P^i)^4 V \psi$ .

Donde  $4\pi V$ , representa el área de emisión,  $(T_P^i)^4$ , la temperatura de las partículas en el instante de tiempo anterior elevada a la cuarta potencia,  $\xi = \beta(1 - Albedo)$  la atenuación de la emisión, y  $\psi$ , representa el factor de emisividad de las partículas calculado con el Método de Monte Carlo y obteniendo la fracción de fotones que salen por el medio participante.

En otras palabras, se generan fotones de forma aleatoria, y se contabiliza donde se absorben dentro del sistema y aquellos que salen del sistema por la ventana o por el medio participante, en este caso se toma en cuenta únicamente la fracción que salen por el medio participante, obteniendo una proporción que equivale al valor  $\psi$ .

Por otro lado la temperatura del reservorio, esta dada por la ecuación 3.12, calculando el valor numérico en el tiempo posterior con respecto al anterior, considerando el delta de tiempo ( $\Delta t$ ), entre la masa térmica del reservorio ( $m_R = V * C_R * \rho_R$ ), multiplicado por el calor total en el elemento ( $\sum Q_R$ ).

El calor total en el reservorio, se calcula tomando en cuenta el balance de energía 3.7, donde la segunda ecuación lo describe, considerando que  $Q_{convR}$  es igual al calor por conducción a través de las paredes de los tubos ( $Q_{condT}$ ), por lo que con las sustituciones necesarias queda la forma de la ecuación 3.14, donde la sumatoria se refiere al calor total en cada tubo por convección.

$$Q_{condT} = -k_T \sum \frac{C_1}{r_T} * A_i \quad (3.14)$$

De esta forma ha explicado la interrelación que existe entre las partículas, las paredes de los tubos y el reservorio, para cuantificar la temperatura y la tasa de intercambio de calor a lo largo del tiempo, como primera aproximación.

### 3.7.2. Transferencia de calor a través de las paredes

La cuantificación de energía a través de las paredes es de importancia puesto que muestra una aproximación de las pérdidas que se pueden llegar a tener en el sistema, ya que se enfrían con la interacción del ambiente, sin embargo estas pérdidas pueden ser controladas con la colocación adecuada del aislante, es importante mencionar que no toda la energía incidente en las paredes sale al ambiente.

El balance de la transferencia de calor a través de las paredes del sistema se realizó bajo la generalidad de considerar la pared de la cavidad como una pared plana, esquematizada en la figura 3.11.

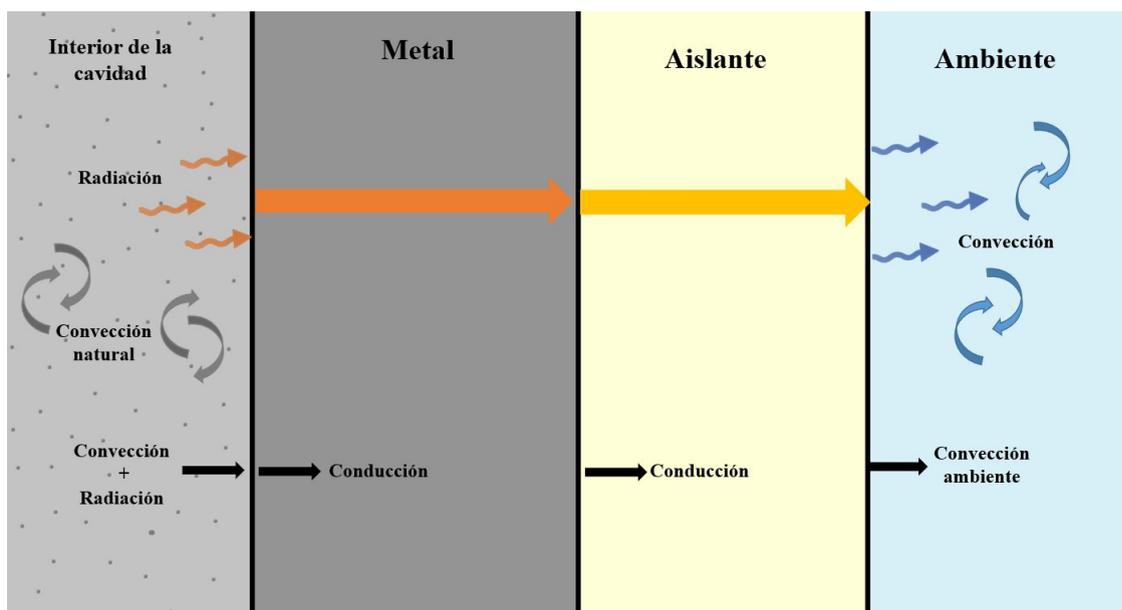


Figura 3.11: Transferencia de calor en las paredes de la cavidad

La consideración del balance, plantea la pared en dos secciones, metal y aislante; el metal recibe calor por radiación y convección, y tendrá el grosor de placa por el cual pasa calor por conducción, hacia el aislante. Para el caso del aislante, interactúa con el medio ambiente perdiendo calor por convección, se tiene un espesor definido de forma aleatoria, pero con en el análisis del sistema determinado, el grosor del aislante puede tomar valores específicos en las paredes de la cavidad (Frontal, posterior y lateral) y minimizar las pérdidas.

Para el análisis térmico de las paredes se consideraron:

- Propiedades físicas de las paredes de metal de la cavidad constantes.
- Grosor de placa constante.
- Grosor de aislante constante y delgado.

- Temperatura ambiente 25°C.
- Propiedades del medio participante constantes.
- La pared de la cavidad tanto interna como el aislante en el primer instante de tiempo se encuentra a temperatura ambiente.

Bajo las consideraciones anteriores, se genera una aproximación térmica, la cual consiste en resolver por secciones la pared, y obtener las temperaturas en el metal y el aislante, dejando en claro las dependencias entre una y otra, posteriormente para cuantificar la temperatura a través de la pared considerando aislante y metal.

Se utiliza el método de Monte Carlo de difusión térmica en dos secciones, tomando 45 nodos en una cuadrícula generada sobre la parte transversal imaginaria de la pared, con un número fijo de caminantes de  $1 \times 10^6$ , para asignar las temperaturas obteniendo una matriz de densidad de distribución de caminantes, y de esta forma la temperatura de la interfaz donde se encuentran.

Primero se resuelve la temperatura de la pared de metal de la cavidad, a partir del balance de energía, obteniéndose como primer aproximación al cálculo de la temperatura en la pared con respecto a la radiación incidente directa (ecuación 3.15).

$$T_{pared1} = T_{pared,t} + Q_{rad}(t) * \frac{\Delta t}{m_c} \quad (3.15)$$

Donde la primer aproximación ( $T_{pared1}$ ) queda dada por la interacción de la temperatura de la cavidad internamente, tomando en cuenta la temperatura en el tiempo anterior ( $T_{pared}$ ), más la radiación incidente total estacionaria ( $Q_{rad}$ ), el cual se calcula para un paso de tiempo previamente establecido, se multiplica por el delta de tiempo ( $\Delta t$ ), y se divide entre la masa térmica del metal ( $m_c = V * \rho_C * Cp_C$ ). Después se evalúa un balance de energía convectiva y conductiva en la zona de la interfaz con el metal y el medio participante, tomando en cuenta la aproximación anterior, y queda descrito en su forma explícita por la ecuación 3.16.

$$T_{pared2} = T_{P,t} * \left( 1 - e^{-\phi_j \Delta t \frac{\phi_j}{\Delta t}} \right) + T_{pared1} * e^{-\phi \Delta t} \quad (3.16)$$

Donde la segunda aproximación toma en cuenta la temperatura de las partículas en el tiempo,  $\phi$  es un valor numérico calculado a partir de,  $\phi = \frac{A_j h_P}{m_C}$ , el cual considera el área de la pared que se este analizando ( $A_j$ ), el coeficiente convectivo del medio participante ( $h_P$ ) y la masa térmico del metal de la cavidad ( $m_C$ ), así como la primer aproximación calculada a partir de la radiación incidente.

Con la información de las temperaturas aproximadas, se calcula el calor absorbido por el

metal considerando la masa térmica y el delta de temperatura entre la temperatura de  $T_{pared1}$  que es la interacción con la radiación directa y la  $T_{pared2}$  que considera también el intercambio con el medio participante.

Posteriormente se calcula la temperatura del aislante considerando su correlación con el metal de la cavidad y el intercambio de calor con el ambiente, obteniendo la ecuación 3.17 a partir del balance de energía.

$$T_{aislante} = T_{amb} \left( 1 - e^{-\phi\Delta t} + T_{pared2} e^{-\phi\Delta t} \right) \quad (3.17)$$

Con las temperaturas calculadas en las dos interfases, se asignan en un promedio estocástico, es decir a partir del planteamiento del método de Monte Carlo de difusión de calor en dos fases, y los 45 nodos fijos, los caminantes interactúan y se cuantifican promediados en que sección se encuentran y adquieren la temperatura correspondiente de la fase, obteniéndose una matriz de densidad probabilidad en el instante de tiempo que permite su análisis transitorio, por lo que la temperatura en el tiempo siguiente esta dada por la ecuación 3.18.

$$T_{C,j}^{t+1} = P_{i,j} T_{C,j} \quad (3.18)$$

Donde  $P_{i,j}$ , es la matriz de densidad de probabilidades de acuerdo a el método de Monte Carlo con el promedio de caminantes que interaccionan con cada una de las interfaces de las paredes. Con lo anterior planteado se obtiene una aproximación acertada de lo que sucede en el sistema cuasi-estacionario, indicando de esta forma su evolución temporal de acuerdo a la temperatura de las partículas en el tiempo.

### 3.7.3. Modelado de transferencia de calor

En el modelado del análisis de transferencia de calor general en el sistema se realizo mediante el desarrollo de un código integrado por los balances de energía anteriormente descritos, utilizando diferentes métodos para llegar al resultado final.

En la figura 3.12, se muestra el diagrama general de la lógica de código, donde los parámetros de entrada corresponden a las propiedades físicas generales del sistema, los resultados del análisis radiativo y las propiedades geométricas, como grosor de placa y aislante, así como parámetros numéricos del mallado transversal de las paredes de la cavidad (frontal, posterior, y laterales), y el numero de caminantes que interactúan para el análisis de temperaturas en dichas zonas.

Posteriormente se calculan los parámetros numéricos que son parte de él sistema, como áreas de las caras, áreas de los nodos, y algunos parámetros térmicos como masas térmicas, relación del número de Nusselt, entre otras, en el caso del factor de emisión como se

menciono en la sección 3.7.1, en el apartado de temperatura de partículas y reservorio, se calcula la proporción de energía radiante incidente en el medio participativo que sale a causa de este (emisión).

El análisis de temperatura y transferencia de calor se realiza utilizando de forma parcial el método de elemento finito (FEM), por sus siglas en inglés, el cual se repite en cada paso de tiempo, delimitado por un  $\Delta t$ , donde a cada paso temporal, y para cada nodo de los tubos, se calcula el calor conductivo, si el nodo se encuentra en la orilla del tubo, el calor se distribuye proporcionalmente.

Cuando se tiene el calor que incide sobre la superficie de los tubos, en forma de radiación y posteriormente se genera conducción, se calculan las temperaturas exterior e interior de la pared de los tubos, respecto a cada nodo  $T_{eT,i}$  y  $T_{iT,i}$ . Con la  $T_{eT,i}$ , y la temperatura de las partículas antes calculada, para el primer delta de tiempo, se consideran que todo el sistema está en equilibrio térmico a una temperatura de  $25^\circ \text{C}$ . Se calcula el calor conectivo del medio participante circundante a los tubos, y con ello se estima el calor total en el reservorio  $Q_R$  y en las partículas  $Q_P$ , el cual es equivalente a la suma total de lo que sucede en cada nodo de los tubos.

Con lo anterior se obtiene un aproximado de la temperatura del reservorio  $T_R$ , la cual si es menor que la temperatura objetivo, se calcula como se muestra en el diagrama de la figura 3.12, sino esta será equivalente a la temperatura objetivo  $T_{obj}$ , en este caso igual a la temperatura de trabajo de  $300^\circ \text{C}$ , para posteriormente calcular en el siguiente paso temporal la temperatura de las partículas  $T_P^{t+1}$ , y el calor que se intercambia con el ambiente  $Q_{amb}$ .

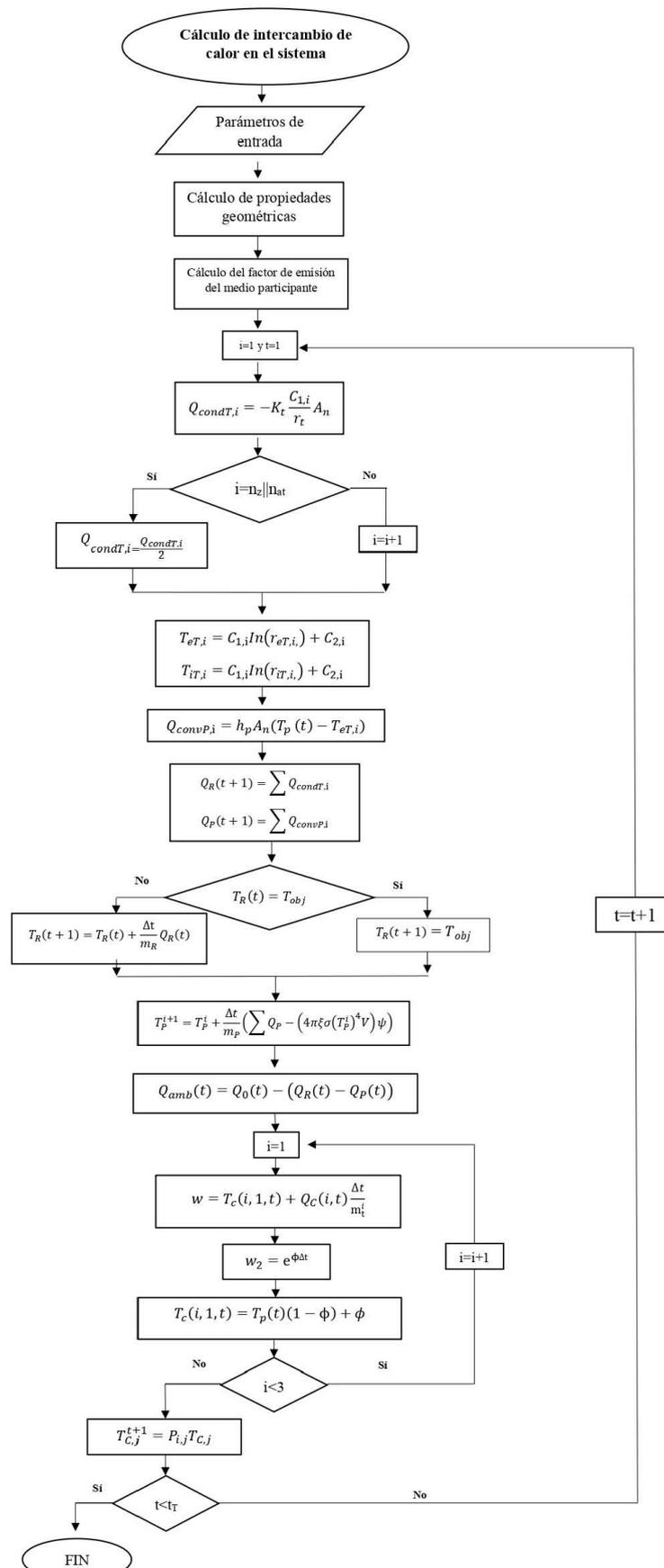


Figura 3.12: Modelado de transferencia de calor en el sistema, en estado cuasi-estacionario

### *Modelado de calor a través de las paredes del sistema*

Para el modelado de transferencia de calor a través de las paredes de la cavidad, se utilizó el método de FEM, en combinación con el método de Monte Carlo de difusión de calor entre dos materiales. El sistema térmico en análisis, está formado por las paredes de la cavidad vistas de forma transversal, como se plantea en la sección 3.7.2; en dicha sección, se plantean de igual forma las aproximaciones y la ejecución del método para la determinación de la temperatura total a través de las paredes del sistema.

Una de las secciones de relevancia en este método planteado, es la obtención de la matriz de distribución de probabilidades  $P_{i,j}$ , que indica la distribución estadística de difusividades térmicas en las dos faces de la pared, metal y aislante. Esta matriz asigna las difusividades térmicas a los caminantes dependiendo de la posición de los mismos, una vez ejecutado el método de Monte Carlo. Con caminantes y número de nodos constantes a través de las paredes, este se ejecuta en cada delta de tiempo para actualizar la temperatura calculada dependiendo de la ubicación final de los caminantes.

En la figura 3.13, se observa el diagrama de flujo general para obtención de dicha matriz, ya que para determinar la temperatura en cada material por efectos conductivos, es necesario tener el valor específico la difusividad térmica de los materiales involucrados, que para este caso, se han asumido como materiales isotropos, tanto el metal como el aislante. Con la difusividad térmica asignada como constante de cada uno, y dependiendo del lugar donde los caminantes se encuentran al final, se determina cual será el valor numérico de la difusividad que se les debe de asignar, ya que esta propiedad indica la capacidad de retener o transferir calor.

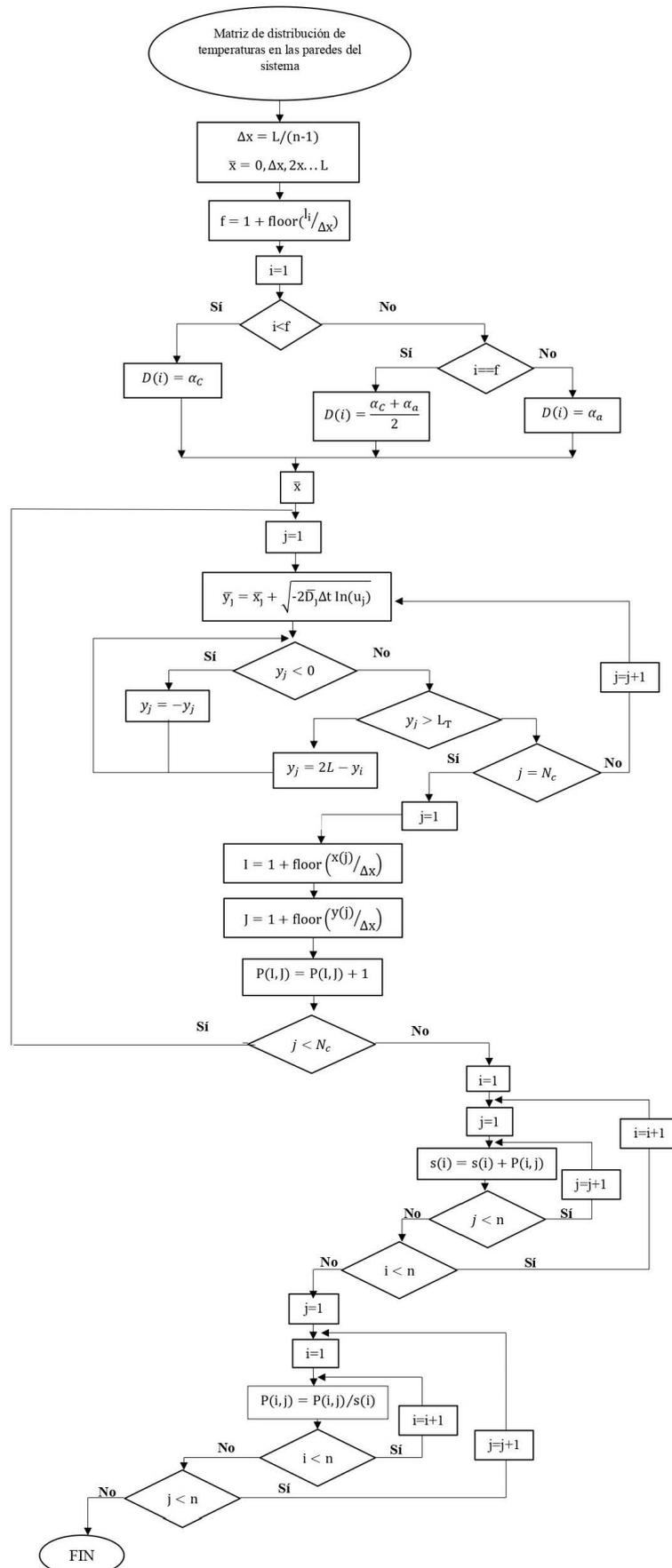


Figura 3.13: Matriz de distribución de temperaturas a través de las paredes del sistema

Primero se calcula una distancia mínima con respecto al metal, de acuerdo a los nodos uniformemente distribuidos, se compara la distancia en relación al número de nodo y se le asigna el valor numérico de difusividad a cada uno de ellos, haciendo un promedio geométrico para aquellos que se encuentran en la interfaz.

Aparecen los caminantes e interactúan con el sistema, para llevar la información se analiza la posición en que se encuentran con respecto al plano cartesiano y se atribuye el valor numérico de la difusividad en ese punto, se determina su posición y por último, se realiza un conteo de la posición final de los mismos, y se obtiene la matriz  $P_{i,j}$  en cada delta de tiempo, cuyo valor es multiplicado por la temperatura calculada.

Es importante mencionar que se computa para cada una de las paredes en análisis (cara frontal, posterior y laterales), esto con la finalidad de modificar los espesores del material según sea el caso, para obtener las temperaturas en estado cuasi-estacionario.

### ***Modelado de la eficiencia radiativa y térmica***

La eficiencia es un indicador que nos permite comparar diversos sistemas a partir de la razón de la energía aprovechada entre la energía alimentada, de tal forma que se delimita el comportamiento del sistema, con análisis cuantitativo específico.

El calculo de la eficiencia radiativa esta dado por la ecuación 3.19, equivalente a la razón de él calor total incidente en los tubos, entre la radiación total de entrada. En la eficiencia radiativa no se considera la intervención de conducción y convección, tomando en cuenta como energía útil en el sistema únicamente la potencia absorbida en cada uno de los tubos, independiente de la forma en que esta incide, es por ello que esta eficiencia tiene que ser mayor a la eficiencia térmica.

$$\eta_{rad} = \frac{\sum Q_{rad,T}}{Q_0} \quad (3.19)$$

La eficiencia radiativa, nos da como resultado un parámetro cuantitativo el cual permite al usuario entender el comportamiento de su sistema, y que tanta capacidad tiene el sistema de absorber calor útil en la zona deseada, para su posterior procesamiento.

La eficiencia térmica muestra la capacidad del sistema en procesar el calor útil, para su aprovechamiento, en esta se consideran perdidas al ambiente, integrando conducción y convección, para acercarse a un análisis de comportamiento más realista del sistema, la eficiencia térmica queda dada por la ecuación 3.20.

$$\eta_{ter} = \frac{Q_R}{Q_0} \quad (3.20)$$

El análisis de eficiencia térmica, para este caso toma en cuenta su cambio con respecto al tiempo, ya que es dependiente del calor transferido al reservorio, el cual es el calor útil total resultante del sistema.

El análisis de eficiencia es un parámetro cuantitativo que nos permite tomar en cuenta intervalos de funcionamiento, para la evaluación y mejora del sistema, sin embargo siempre tiene que estar acompañado de una observación cualitativa, como la distribución de energía o su comportamiento con respecto al tiempo.



# Capítulo 4

## Resultados y Análisis

En el siguiente apartado se describen los resultados obtenidos de diversos conjuntos de corridas, con objetivos distintos cuya finalidad de análisis general, es identificar puntos de mejora del sistema y del código desarrollado, lograr el acercamiento a las características geométricas de un diseño geométrico adecuado, y el cumplimiento en todo momento de las necesidades antes planteadas.

De acuerdo con el objetivo general, se desarrolló una herramienta numérica, que permitió evaluar la transferencia de calor por los tres mecanismos simultáneamente, dentro de un receptor de cavidad cilíndrica, con una ventana receptora, el arreglo de tubos absorbedores y el medio participativo con propiedades físicas similares a las de las partículas de dióxido de titanio ( $\text{TiO}_2$ ), interactuando con los elementos internos del sistema.

Se desarrolló e implementó un algoritmo de colocación de tubos y ventana basado en las propiedades geométricas y numéricas del sistema, junto con el número de tubos. Obteniendo una geometría para el análisis de las propiedades de interacción de la misma con la energía radiativa de entrada, de acuerdo a la modelación de la distribución de la radiación térmica, resolviendo la ecuación de transporte de radiación para medios participantes, utilizando métodos de Monte Carlo.

Se realizó una aproximación de la interacción térmica del sistema bajo diferentes premisas, con la finalidad de comprender el comportamiento general de geometrías específicas, tomando en cuenta la interacción con los tres mecanismos de transferencia de calor, y su evolución temporal para corroborar que cumple con los parámetros de trabajo necesarios.

Se modeló numéricamente la eficiencia térmica transitoria del receptor, en función de diferentes parámetros de diseño, como la modificación de propiedades ópticas internas del sistema, o las densidades de partículas que interaccionan dentro de él.

Para establecer los parámetros de diseño de las partes principales del receptor como la ubicación de la matriz de tubos, el número de tubos, factor de llenado del sistema, las

dimensiones de la cavidad y las propiedades de las partículas suspendidas, se realizaron múltiples análisis y tratamiento de los datos resultantes de los diferentes modelos corridos en las simulaciones a partir del código desarrollado.

Se corrieron un aproximado de 900 simulaciones con diferentes fines de análisis, para de esta forma obtener matrices con altas densidades de datos, que permitieran acercarnos a los resultados esperados, identificando los parámetros sensibles del sistema así como tendencias de comportamientos térmicos y radiativos, que permitieron acotar el análisis y de esta forma notar mejoras al código y al mismo sistema propuesto.

## 4.1. Número de fotones en interacción dentro del sistema

El número de fotones que interacciona en el sistema, también llamados “caminantes”, es de gran importancia, ya que de esto dependen no solo la visualización de los resultados, sino también la cuantificación de las cantidades de energía que inciden sobre las superficies.

Como se ha mencionado anteriormente, el método de Monte Carlo es un muestreo aleatorio de lo que sucede dentro del sistema, por esta razón con una menor cantidad de caminantes interaccionando en el esquema del modelo, se tiene una probabilidad menor de acercarse rápidamente a la media. Sin embargo, si se utiliza un número más alto de fotones, se asegura un tamaño de muestra mayor, por lo que el resultado se acercaría más rápido a la tendencia media del comportamiento del sistema.

Una forma para la delimitación del número de caminantes mínimos recomendados en interacción con el sistema, se da por el número total de nodos propuestos en el mallado, ya que es necesario que, mínimo un caminante/fotón incida en cada nodo, sin embargo, bajo los principios de radiación esto no es forzoso, ya que se puede presentar una acumulación de caminantes en algunos nodos y en otros casos la densidad de número de caminantes en una tendencia nula. La ecuación 4.1, describe el número de caminantes mínimos recomendados, resultado de la multiplicación del número de nodos axiales ( $n_z$ ), angulares ( $n_a$ ) y radiales ( $n_r$ ).

$$N_c = n_z * n_a * n_r \quad (4.1)$$

Para el caso práctico de este trabajo de tesis, los nodos axiales, angulares y radiales permanecen constantes. En el caso de la cavidad,  $n_z=30$ ,  $n_a=30$ ,  $n_r=30$ ; mientras que para el caso de los tubos, los nodos angulares  $n_a=9$ , ya que el radio de tubo es en proporción menor al de la cavidad.

Por lo que el número total mínimo de caminantes recomendado para utilizar, siguiendo la

ecuación 4.1, aplicada a la cavidad y tubos, es de aproximadamente  $3 \times 10^5$ , no obstante es importante correr pruebas con distintos número de caminantes y rectificar los resultados en las variables de interés.

En la figuras 4.1 y 4.3, se muestran los resultados obtenidos de diversas simulaciones para una cavidad, con propiedades físicas constantes tales como,  $c_p$  del medio participante,  $\beta$ ,  $T_{am}$ , etc. Del mismo modo, propiedades numéricas constantes, tales como,  $n_t$ ,  $n_a$ ,  $R_a$ , etc. Sin embargo, la ubicación espacial del arreglo de tubos, ventana, longitud de cavidad, y diámetro de la misma, cambia de posición dependiendo de la semilla <sup>1</sup> de los números pseudoaleatorios que alimente al modelo (ver apéndice D).

Para los casos particulares seleccionados, se tomaron en cuenta tres semillas: cero, uno y dos. Se realizaron en total seis corridas por cada semilla, en un intervalo de  $1 \times 10^4$  a  $1 \times 10^8$  fotones, aumentando estos en potencias de 10, con valores unitarios de base. No obstante, para fines de visualización y análisis, y lograr un mejor detalle, se colocaron valores intermedios en el intervalo de  $5 \times 10^6$  y  $5 \times 10^7$  fotones.

#### ▪ Tiempo de cómputo

El tiempo de cómputo está relacionado con las características de la infraestructura de cómputo disponible, la tendencia del comportamiento de dicho tiempo, es directamente proporcional con el número de fotones considerados en el sistema.

En la figura 4.1, se observa el comportamiento del tiempo de cómputo con respecto al número de fotones del sistema; al observar el tiempo de cómputo requerido entre cada cantidad de fotones utilizada para cada una de las semillas, se observa que este aumenta de forma exponencial, sin afectar la tendencia según la semilla.

El tiempo total de cómputo cambia dependiendo de la cantidad de fotones utilizados, desde el aumento proporcional del 13% entre las dos cantidades más bajas de fotones ( $1 \times 10^4$  y  $1 \times 10^5$ ), hasta casi diez veces más del tiempo total de cómputo entre el valor más bajo y más alto de fotones aplicados ( $1 \times 10^4$  y  $1 \times 10^8$ ). El salto más grande de tiempo es de  $1 \times 10^7$  a  $1 \times 10^8$  fotones, en consecuencia resultó conveniente calcular con una cantidad intermedia de fotones, en este caso  $5 \times 10^7$ , el cual tiene un salto de tiempo del 100% hasta  $1 \times 10^8$ , es decir el tiempo se duplica.

El número de fotones que mostró un comportamiento adecuado, fue el de  $1 \times 10^7$  con un valor de tiempo promedio de 256 segundos, incluyendo la parte térmica y la aproximación radiativa mediante el método de Monte Carlo. El aumento de tiempo resulta manejable desde el punto de vista de la infraestructura de cómputo, ya que más allá, es mucho mayor, en consecuencia lo hace inviable operativamente.

---

<sup>1</sup>Número utilizado para inicializar un generador de números pseudoaleatorios

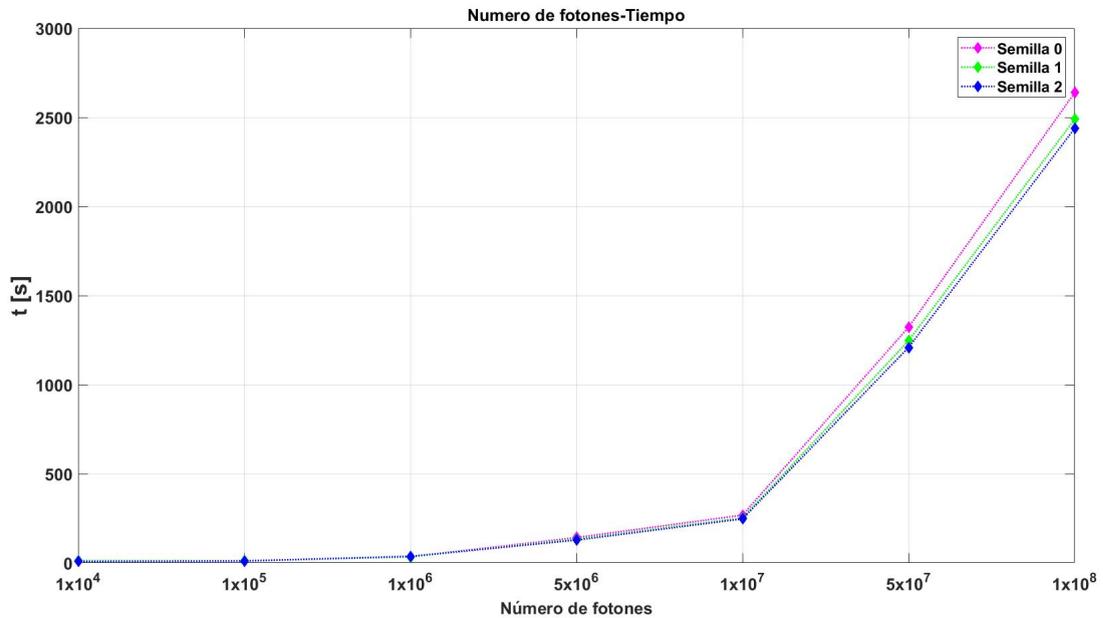


Figura 4.1: Número de fotones interactuando en el sistema vs tiempo de cómputo.

Como se mencionó al inicio de sección, la cantidad de fotones afecta parcialmente los resultados obtenidos, una forma sencilla de contrastar ello, es mediante gráficos 3D. Para el caso del sistema propuesto lo podemos observar en la figura 4.2. En ella, se tiene la imagen de dos cavidades alimentadas con distinto número de fotones inicializados con la misma semilla (0). Estas se encuentran bajo propiedades (Anexo D) constantes entre sí, pero con un número de fotones distintos interactuando en el sistema.

Para el caso de la figura 4.2 a, interactúan  $1 \times 10^5$  fotones, mientras que en la figura 4.2 b, interactúan  $1 \times 10^7$  fotones. Lo que se observa en ellas, es la calidad de imagen en primera instancia, en segunda instancia, al observar la uniformidad de colores, que describen la cantidad de fotones que inciden sobre los puntos de la malla, con lo que se puede concluir que  $1 \times 10^7$ , es una de las opciones óptimas para el número de fotones a utilizar, sin embargo, al realizar el análisis minucioso pertinente, otro intervalo de número de fotones adecuado para interactuar con el sistema es  $\approx 1 \times 10^6$ . Con lo que se concluye que a partir de  $1 \times 10^6$  fotones es adecuado, pero para quedar en una zona con mayor certidumbre del intervalo, finalmente se decidió utilizar  $1 \times 10^7$  fotones.

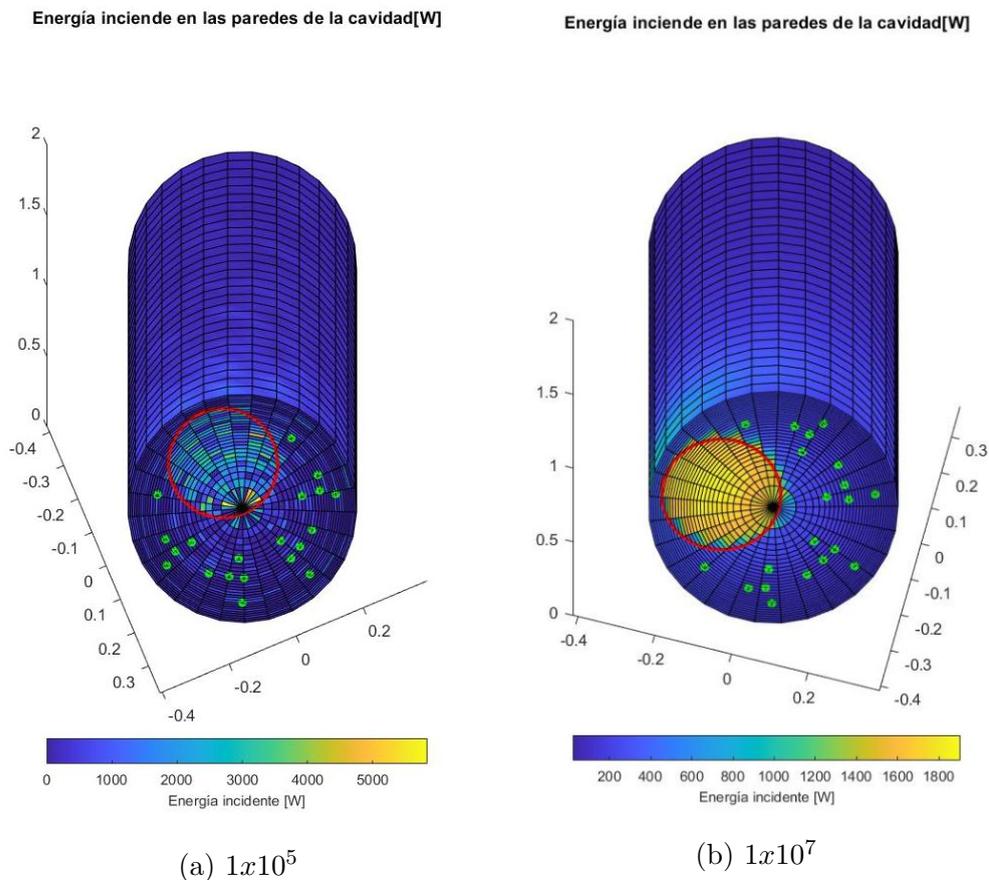


Figura 4.2: Incidencia de radiación en las paredes de la cavidad con semilla 0

■ **Cálculo del error estocástico**

El cálculo de error estocástico del porcentaje de energía absorbida en los tubos, con respecto al número de fotones, se realizó tomando como base los resultados obtenidos de los valores de las simulaciones con  $1 \times 10^8$  caminantes, al ser el tamaño de muestra mayor considerado para el sistema.

En la figura 4.3 se reportan los resultados obtenidos de la comparación de resultados del cálculo, determinándose que la tendencia de comportamiento es similar entre los casos de las semillas seleccionadas. Para facilitar el análisis, se obtuvo un valor promedio del comportamiento del sistema a diferentes valores del número de fotones entre las diferentes semillas (línea punteada negra), observándose una propensión de comportamiento, entre mayor sea el número fotones que se tienen interaccionando en el sistema, el error va decreciendo.

Concluyendo que  $1 \times 10^6$  es suficiente, pero  $1 \times 10^7$  está dentro del intervalo, convirtiéndolo de esta forma en un valor más certero. El tiempo de cómputo aumenta 90% (aproximadamente 3 minutos entre sí) entre los valores de  $1 \times 10^6$  y  $1 \times 10^7$  fotones, lo cual resulta

operativamente viable; el error disminuye un 0.026 %, sin embargo, la calidad de las gráficas en 3D es notoriamente baja de uno con respecto al otro.

Por otro lado en los valores de  $5 \times 10^7$  y  $1 \times 10^8$  el tiempo de cómputo, va de los 1400 segundos y medio, hasta los 2500 segundos, lo que resulta inviable operativamente.

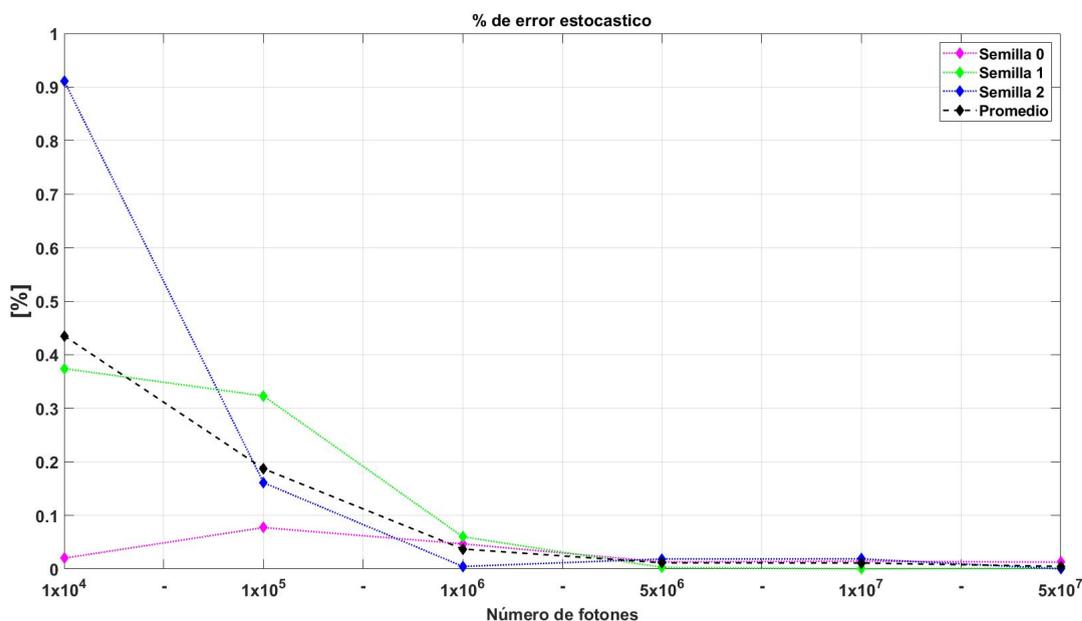


Figura 4.3: Porcentaje de error estocástico de energía absorbida en los tubos, de acuerdo al número de fotones interaccionando en el sistema

En consecuencia se tiene que, el error observado está por debajo del 1 %, de forma general para todos los valores con distinto número de fotones, por lo que cualquier número en el intervalo de  $1 \times 10^4 \leq a \leq 1 \times 10^8$  sería permisible. Por el contrario, al observar que este disminuye drásticamente con un orden de magnitud superior a  $1 \times 10^4$ , el tiempo de cómputo aún es adecuado y es recomendable utilizar un mayor número de fotones, recordando que es importante tener un tamaño de muestra mayor.

El rango del error promedio estocástico se encuentra entre 0.2 % y 0.45 %, al observar conforme aumenta el número de semilla, el error, con un número menor de fotones, también aumenta. Para el caso de este proyecto se utilizan semillas determinadas por la hora, por lo que ese error puede aleatorizarse de forma excesiva y con un número pequeño de fotones, dicho error tendería a la alza.

Dentro del rango mencionado, tenemos dos valores intermedios:  $5 \times 10^6$  y  $5 \times 10^7$ , los cuales ayudan a darle uniformidad a la gráfica, se puede observar que estos ayudan a la disminución del error, por ejemplo, al observar el comportamiento entre  $1 \times 10^6$  y  $5 \times 10^6$ , el aumento de cinco veces el número de fotones el error se reduce en un 70 % con respecto al promedio.

Es destacable mencionar que el error no se reduce de forma proporcional, pero para el caso de estudio observando el comportamiento promedio, el error se reduce en un 50% entre cada orden de magnitud.

- **Análisis de desviación estándar de la incidencia de energía sobre los tubos absorbedores**

En este apartado se analiza el comportamiento de la desviación estándar de la incidencia de energía sobre los tubos con respecto al número de fotones, con la finalidad de demostrar que esta no es modificada de forma significativa por la cantidad de fotones presentes en el sistema.

Se realizaron corridas del modelo con distinto número de caminantes, para tener cinco corridas en total con cada semilla. Para este caso se seleccionaron tres semillas: cero, cinco y diez<sup>2</sup>. Es importante aclarar que no se corren más casos con las mismas semillas y el mismo número de caminantes, pues los resultados son iguales ya que la semilla es constante, y en consecuencia la aparición de fotones es similar para cada caso respectivamente.

Se tuvo en cuenta, después de lo analizado en las dos secciones anteriores a este apartado, realizar las simulaciones con un número de fotones cuya base fuera unitaria en un intervalo de  $1 \times 10^4$  a  $1 \times 10^8$ .

En la figura 4.4, se observa el comportamiento de la desviación estándar promedio de la energía incidente sobre los tubos, la cual nos describe qué tan alejados de la media de incidencia de energía se encuentra. Ya que al estar cerca de la media, indica que se tiene un nivel uniforme de energía sobre los tubos, y conforme la desviación estándar aumenta de igual forma lo hace la "in-uniformidad".

Con las distintas semillas, se puede observar un patrón de comportamiento similar entre sí a partir de  $1 \times 10^5$ , marcando un comportamiento casi lineal, por lo que el intervalo de valores adecuado para el número de fotones fue nuevamente entre  $1 \times 10^4 \leq \# \text{ fotones} \leq 1 \times 10^8$ .

---

<sup>2</sup>Se cambiaron las semillas con respecto al caso anterior, pues resulta de relevancia principal observar como se comporta con diferente número de fotones, concluyendo que la semilla no afecta en los resultados

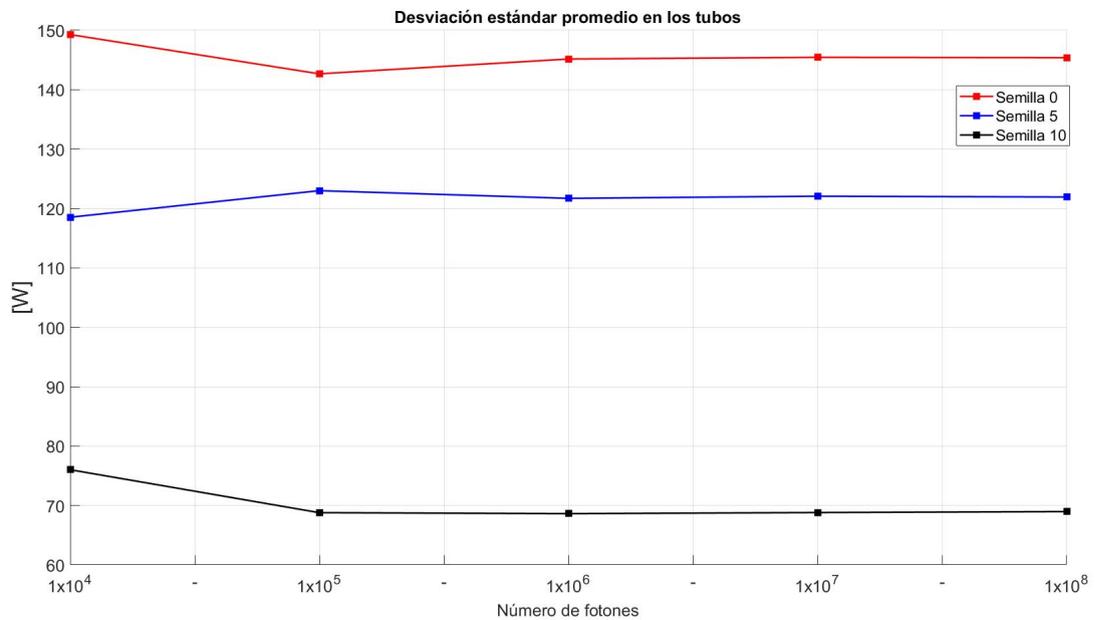


Figura 4.4: Desviación estándar promedio de la incidencia de energía sobre los tubos con distintas semillas

Al estudiar lo que sucedió con el porcentaje de error estocástico (figura 4.5), calculado a partir de los valores de referencia de  $1 \times 10^8$ , se observó que el error promedio aumentó apenas en 0.115% entre cada número de fotones, encontrándose considerablemente debajo de la unidad, sin embargo, se toman en consideración variables distintas para el análisis posterior de resultados, como lo son los porcentajes de energía incidente en las superficies del sistema, ya que en este caso, al tener un bajo número de fotones interaccionando en el sistema, puede ocasionar que la mayoría de ellos se absorban en un solo punto.

Al realizar el análisis del patrón de comportamiento, se observó que conforme el número de fotones aumentó, el error disminuyó; por lo que se puede aseverar nuevamente, que un tamaño de muestra mayor siempre será mejor para el sistema, es importante mencionar que esto depende del tipo de sistema y de las variables que se deseen analizar.

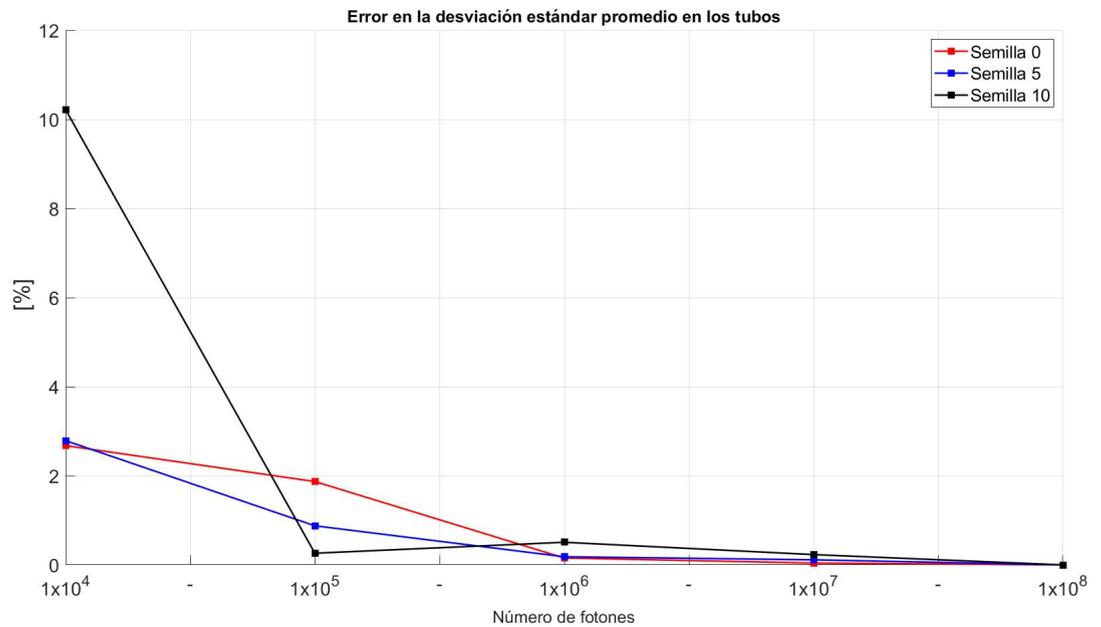


Figura 4.5: Porcentaje de error estocástico, de la desviación estándar promedio de la incidencia de energía sobre los tubos con distintas semillas

Se estableció una comparativa del comportamiento de la desviación media entre los tubos con respecto a la máxima, ambas se encuentran de forma adimensional. En la figura 4.6, se observa tanto la desviación estándar promedio ( $U$ ), como la desviación estándar máxima ( $U_{max}$ ). Muestran una tendencia de comportamiento similar en el eje del número de fotones, por otro lado, en el eje de los valores enteros de las mismas, analizando un desplazamiento notorio de acuerdo al valor inicial de cada semilla.

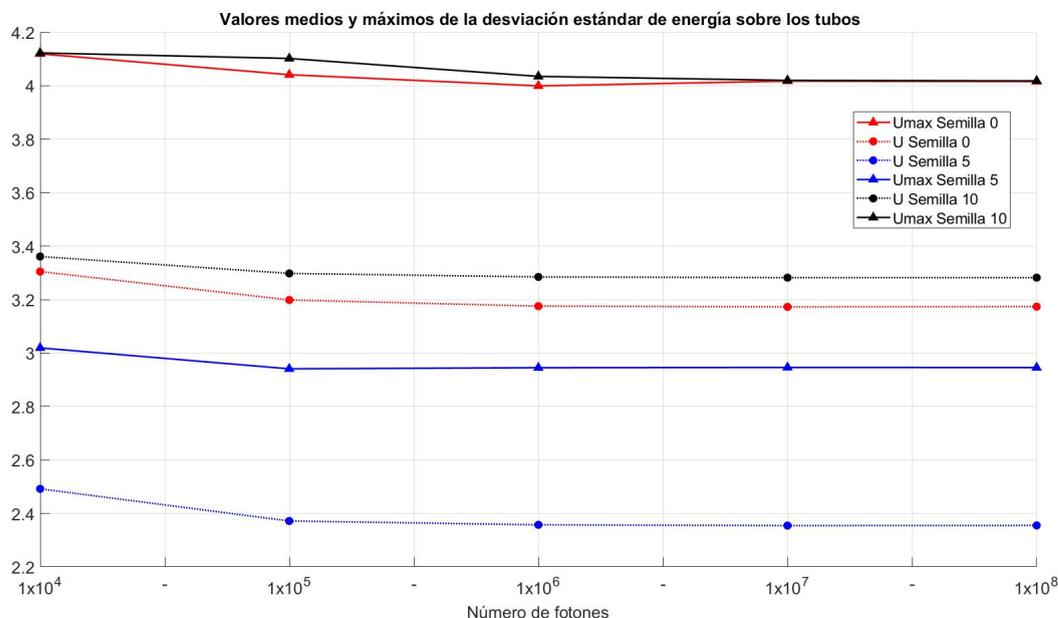


Figura 4.6: Valores medios y máximos de la desviación estándar de forma adimensional

La tendencia de comportamiento en ambos casos, delimita de forma notoria el rango del número de fotones para utilizar en el modelo ( $1 \times 10^6 \leq \# \text{fotones} \leq 1 \times 10^8$ ), convergiendo con los resultados anteriores, ya que el comportamiento en dicha zona se puede delimitar de una forma casi lineal. Concluyendo que tanto  $U$  como  $U_{max}$ , no son afectadas en el intervalo anteriormente mencionado, por lo que para poder asegurar el comportamiento uniforme en dicho intervalo, se seleccionó el valor de  $1 \times 10^7$  fotones interaccionando con el sistema como el valor para el desarrollo del presente proyecto.

En la figura 4.7 se observa el error estocástico con respecto a los resultados obtenidos de  $1 \times 10^8$  fotones, donde la tendencia en ambos casos de la desviación, disminuye conforme el número de caminantes aumenta, sin importar la semilla. Cabe mencionar que el error estocástico debe de encontrarse por debajo del 1% para que el resultado sea válido, por lo que al observar el gráfico para ambos valores de la desviación, el error debajo del rango de 1%, se encuentran en el rango anteriormente obtenido ( $1 \times 10^6 \leq \# \text{fotones} \leq 1 \times 10^8$ ), ya que el error promedio para el caso de la  $U_{max}$  es de 3.67%, en el caso de  $1 \times 10^4$  fotones, disminuyendo radicalmente a 1.42% para  $1 \times 10^5$  fotones, mientras que para el caso de  $1 \times 10^6$  el error se encuentra por debajo de 0.30%.

En el caso de  $U$ , que es la desviación media de incidencia energética sobre los tubos, el promedio de error en  $1 \times 10^4$  es de 3.01% disminuyendo en 97.3% con respecto a  $1 \times 10^6$  caminantes, quedando en un valor de 0.08%. Por lo que podemos reafirmar que el número de fotones aumenta el error estocástico, sin embargo, en determinado rango dicho error se

mantiene y es notoriamente menor.

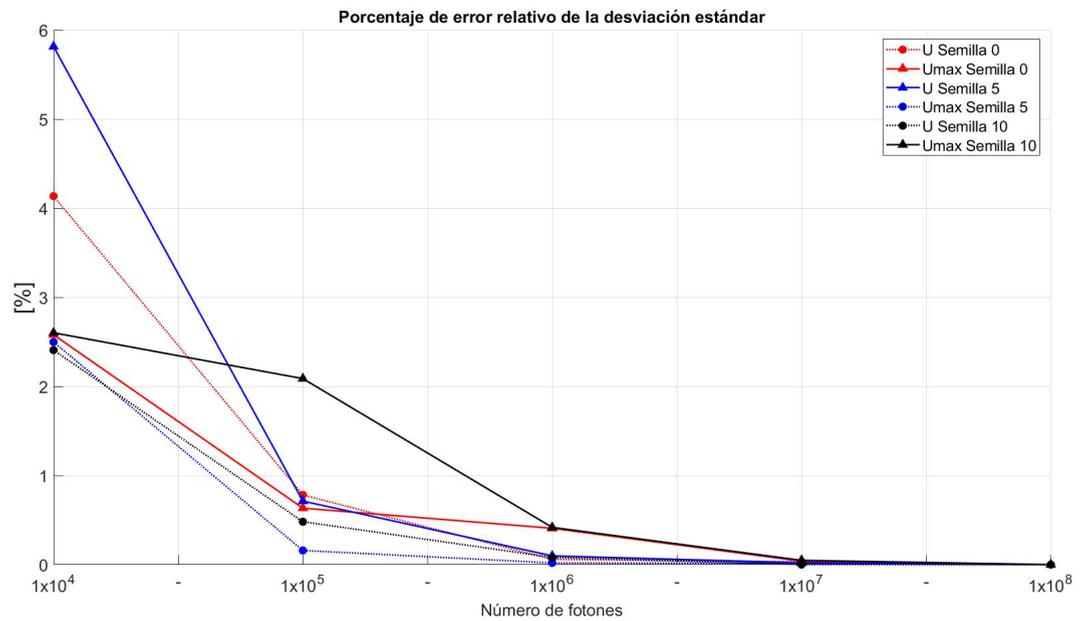


Figura 4.7: Error relativo de la desviación estándar media y máxima de incidencia de energía sobre los tubos

## 4.2. Análisis de la herramienta numérica para evaluación de transferencia de calor y radiación

El desarrollo de una herramienta numérica para el estudio de transferencia de calor, por convección conducción y análisis de transporte de radiación con la interacción de medios participantes, de un receptor de cavidad cilíndrica multi-tubular fue llevada a cabo con éxito. Dado que la dinámica térmica del comportamiento de las temperaturas y la incidencia radiativa en el sistema, muestran congruencia en la tendencia de los valores obtenidos.

La herramienta numérica desarrollada permitió integrar los modelos de conducción, convección y radiación, para el cálculo de los valores cuantitativos de la irradiancia, sobre las superficies internas de cada parte del sistema, así como su comportamiento térmico reflejado en la temperatura, para la evaluación de los gradientes térmicos y el cálculo de la tasa total de calor intercambiado.

El acoplamiento de los modelos térmicos resueltos con volumen finito y con Monte Carlo, para el intercambio de calor, se infiere viable, ya que aproxima el comportamiento térmico general del sistema bajo diferentes parámetros, considerando las pérdidas y de esta forma

evaluar las propiedades físicas del sistema, tanto de entrada como de salida.

La dinámica térmica del sistema mostró congruencia de acuerdo al análisis de eficiencias térmica y radiativa; en las secciones subsecuentes se pueden observar figuras que lo representan, las cuales describen un análisis de eficiencia desde diferentes perspectivas, donde al observar estas tenemos que, la eficiencia muestra un incremento de forma exponencial, para ambos casos, marcando notoriamente que la eficiencia térmica es menor que la radiativa ya que considera pérdidas, y ambas tienen la misma tendencia de comportamiento, lo cual es adecuado.

El cálculo de la interacción radiativa con el sistema se traduce en la figura 4.8, como una muestra de los resultados finales posibles a obtener dentro del sistema interaccionando con los fotones.

La figura de la izquierda es el resultado de los fotones totales incidentes en el banco de tubos, en la figura central son los fotones que inciden en las paredes, mientras que la figura de la derecha, son los fotones que se absorben en el medio participante. Se almacena la información de incidencia radiativa, como el porcentaje de número de fotones absorbidos en cada parte del sistema, paredes del la cavidad, tubos y en el medio, así como la información de la potencia total incidente en cada tubo, o en cada sección.

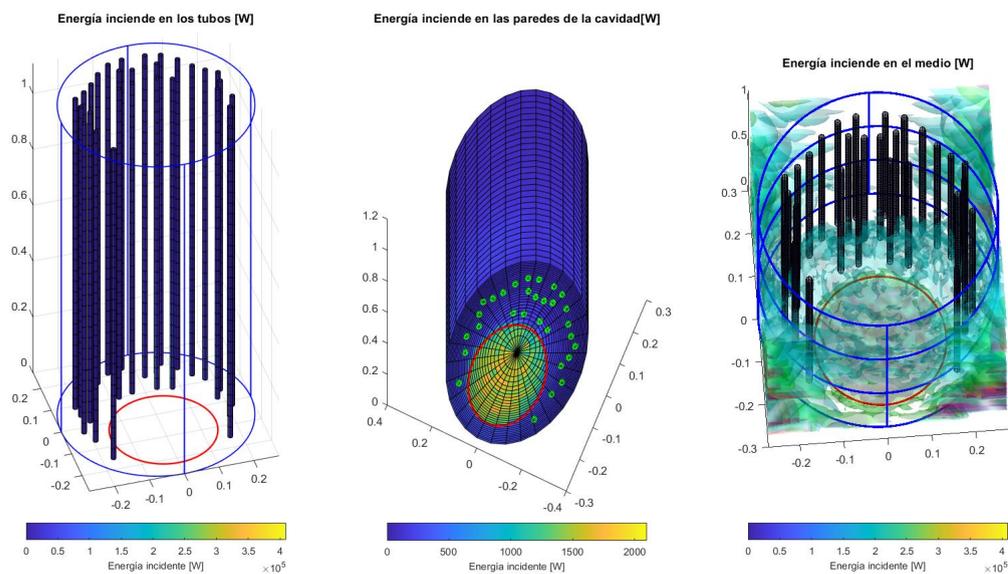


Figura 4.8: Gráfica de distribución de energía por simulación y tipo de elemento del sistema.

En la sección del código destinada para el reporte gráficos de datos de radiación, se

reportan gráficos en 3D como el de la figura anterior (4.8), o del tipo 2D en la superficie de las paredes laterales de la cavidad, para observar la densidad de energía radiativa incidente, y de esta forma el usuario perciba de forma cualitativa lo que sucede en el sistema de interés.

Otros datos que el algoritmo de análisis radiativo del sistema, proporciona son:

- Radiación total incidente en las partes del sistema [W].
  
- Flujo de energía radiativa (locales y promedio) [ $W/m^2$ ].
  
- Porcentajes generales de radiación incidente en cada elemento del sistema [%].
  
- Desviación estándar de energía incidente en cada tubo [W].
  
- Desviación estándar máxima de energía incidente entre distintos tubos [-]

En el análisis de temperaturas y flujo de calor a través del sistema durante la operación, el algoritmo muestra diferentes gráficos los cuales reportan la interacción de temperatura y calor a través del sistema durante un periodo de tiempo determinado. En la figura 4.9 se presenta el ejemplo de los resultados de comportamiento de la temperatura a través de las paredes del cilindro considerando el aislante; la temperatura se reporta de manera transitoria y unidimensional, es decir, con respecto a la profundidad dentro del espesor de la pared.

El modelo utilizado para el cálculo de los flujos de calor a través de las paredes de la cavidad, mostraron las pérdidas convectivas en forma cuasi-estacionaria (es decir, considerando que el campo de velocidades evoluciona y se estabiliza más rápidamente que la temperatura dentro del sólido).

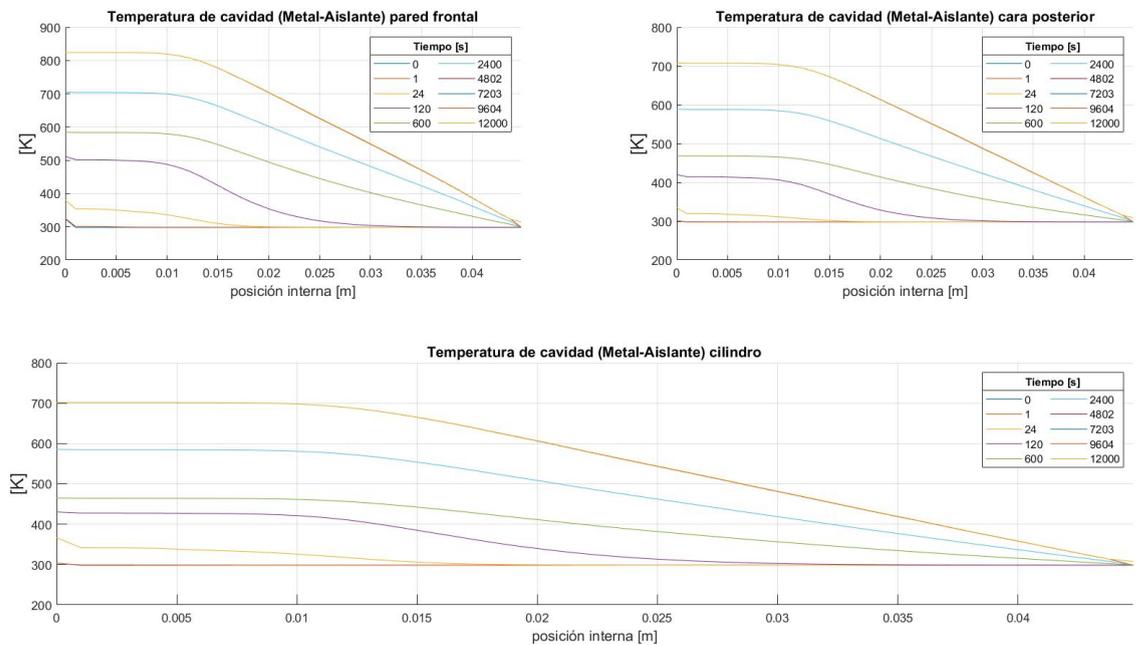


Figura 4.9: Temperaturas a través de las paredes

En el análisis de temperatura y calor, da como resultado:

- Temperatura en el reservorio y partículas a través del tiempo [K].
- Flujos de calor generales del sistema (entrada y salida) [W].
- Temperatura a través de las caras del sistema (frontal, posterior y cilindro) [W].
- Eficiencia global del sistema [%].

Lo descrito en esta sección, es la estructura general del código y los resultados que este proporciona para el análisis puntual del sistema planteado, de acuerdo a los parámetros de entrada, por lo que el objetivo principal queda cubierto. En las secciones siguientes, se describen y exponen de forma puntual el funcionamiento del algoritmo con un análisis detallado de la interacción de los diferentes parámetros que lo conforman, de acuerdo a los resultados que este proporciona, mostrando los gráficos que este genera en la primera aproximación, así como gráficos a partir del tratamiento de los resultados que este nos puede otorgar.

De esta manera se puede concluir que el código y los resultados que proporciona, muestran una dinámica lógica de comportamiento físico y numérico del sistema, exponiendo así, la versatilidad con la que cuentan los gráficos al poder tener un acercamiento general de lo que sucede en el sistema de estudio, y con los resultados calculados, tener el poder decisivo como usuario, para el manejo de los mismos. De tal forma que se pueda dar un análisis

cualitativo y cuantitativo al sistema, para determinar diversas características y elegir un sistema de trabajo óptimo de acuerdo a la potencia de entrada, o determinar un sin fin de análisis específicos para diferentes condiciones.

### **4.3. Análisis comparativo del modelo propuesto**

Esta sección presenta los resultados de las primeras simulaciones del código elaborado, lo que contribuyó a generar las premisas para establecer los criterios generales, que posibilitaron llevar a cabo la mejora continua del código, para llegar a los resultados finales del presente trabajo de investigación.

Una de las premisas identificadas a partir de la evaluación de uniformidad de energía (cantidad de energía incidente en cada tubo), fue la necesidad de llevar a cabo un análisis térmico enfocado a la tasa de transferencia de calor su influencia en la dinámica térmica del sistema.

Se describen los resultados obtenidos, para evidenciar el cumplimiento del primer objetivo específico de este trabajo de tesis, el cual consistió en analizar la distribución de la radiación térmica, resolviendo la ecuación de transporte de radiación para medios participantes dentro de la cavidad utilizando métodos de Monte Carlo, con la finalidad de determinar la viabilidad térmica de aplicación de un medio participativo en receptores de foco puntal, tipo torre central.

### 4.3.1. Influencia del medio participativo en el sistema

Para determinar la influencia de un medio participante en el sistema propuesto, se comparó el comportamiento de este con la presencia de dicho medio y sin él, ya que la premisa de aplicación fue auxiliar a la uniformidad de incidencia energética en los tubos que conforman el sistema, dado que es por donde pasa el fluido de trabajo, tal que la importancia de la uniformidad energética podría garantizar hasta determinada medida, la uniformidad de temperatura.

En la figura 4.10, se muestran los tres arreglos de tubos simulados para esta sección, el arreglo 1, es utilizado para las secciones A-F, el arreglo 2 para la simulación G, y el arreglo 3 para la simulación H.

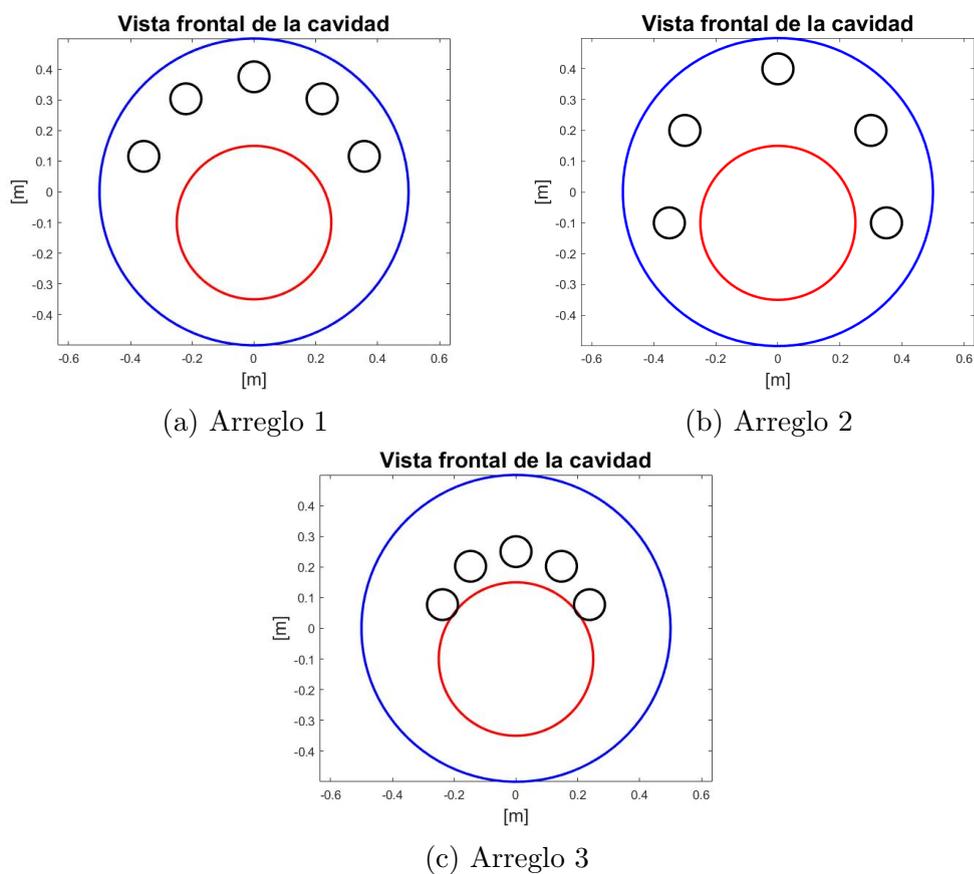


Figura 4.10: Ubicación espacial de tubos y ventana, para diferentes semillas de números pseudoaleatorios

Para estudiar el comportamiento de las propiedades físicas en el sistema y la densidad de partículas, se realizaron seis simulaciones bajo propiedades geométricas constantes, que se describen en la tabla 4.1.

Elemento del sistema	Medida [m]
Radio de cavidad	0.50
Radio de la ventana	0.25
Radio de los tubos	0.05
Longitud de la cavidad	0.50

Tabla 4.1: Medidas geométricas de los elementos del sistema

Se determinó que una posible ubicación idónea de la ventana/apertura, sería colocarla a una distancia considerable del borde de la cavidad, ya que en simulaciones de prueba, se observó un comportamiento persistente, en el que una buena parte de la radiación incidía en la pared inferior del cilindro; lo que no era adecuado, ya que podría convertirse en un punto de estrés térmico para el sistema.

La radiación al incidir directamente en las paredes significarían pérdidas térmicas del sistema, ya que el principal punto de interés de incidencia de radiación son los tubos. Por otro lado, la viabilidad de construcción se dificultaría, pues se tiene que considerar el espacio de las bridas y empaques para la colocación. Al situarla al borde la cavidad, resultaría complicado y podría ser un factor de riesgo en la construcción.

Otro de los elementos tomados en cuenta para la ubicación de la ventana, fueron los efectos futuros de convección natural al interior del sistema, ya que las partículas cuando se calienten por los efectos radiativos, comenzarán a flotar, generando un flujo de convección de partículas y por efectos de fuerzas boyantes tenderán a subir, por lo que la mayor temperatura de las partículas se presentaría en la parte superior del sistema.

La ubicación de los tubos se determinó de forma convencional, de acuerdo con las generalidades térmicas antes mencionadas para la ubicación de la ventana, los tubos se acomodan en forma de semi círculo con la finalidad de garantizar que el medio participante interactúe con ellos y el resto del sistema, para el aprovechamiento de los gradientes térmicos.

Una vez delimitada la geometría, se modificaron los parámetros físicos principales de entrada, para las primeras cuatro simulaciones de A-D, y comparar de manera eficiente el comportamiento. La tabla 4.2 muestra los valores de los parámetros definidos para las simulaciones mencionadas.

Arreglo	1						2	3
	A	B	C	D	E	F	G	H
Absortividad en la cavidad	0.80	0.80	0.95	0.05	0.15	0.05	0.05	0.05
Absortividad en los tubos	0.80	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92
Beta [1/m]	2.34	2.34	1.17	0.78	0.00	0.00	0.78	0.78

Tabla 4.2: Parámetros físicos principales del sistema, considerando una absortividad de la ventana de 4% y partículas con un albedo de 0.95 y una función de fase con un factor de asimetría de 0.6.

La iteración de los parámetros de absortividad de los elementos físicos internos del sistema (tubos y paredes de la cavidad), se realizó con el objetivo de determinar intervalos de valores adecuados para el comportamiento radiativo deseado, considerándose constantes los parámetros de absortividad de ventana, albedo y la función de fase.

Para variar la densidad de partículas se modificó el coeficiente de atenuación ( $\beta$ ), donde un valor numérico mayor indica una densidad superior de partículas y un coeficiente de atenuación menor indica menor densidad de partículas.

Cabe resaltar que los resultados de esta sección rectificaron la importancia del tener un análisis térmico de los efectos convectivos y conductivos en el sistema, mientras que la visualización del comportamiento radiativo incidente el sistema se observa en el anexo B.

#### ▪ Simulación A y B

De estas dos simulaciones, en el gráfico comparativo (Figura 4.11), se observa que B presentó un aumento mínimo del 1.54% en la radiación total absorbida por los tubos con respecto al caso B y con respecto al A.

Se concluye que, a una mayor absortividad en los tubos, la radiación total incidente en estos aumentará, pero no de forma proporcional, concluyendo que la mayoría de la radiación se absorbe en las paredes del cilindro, ya que tiene un valor significativo en la reflectividad, perdiendo energía en esa zona, ya que en promedio en estas dos simulaciones se perdió un 40.9% de la energía total, pues se absorbe en las paredes del cilindro.

#### ▪ Simulación C

Con el resultado anterior se determinó realizar el análisis con alta absortividad en los tubos, pero disminuyendo en un 50% el coeficiente de atenuación, es decir, la cantidad de partículas suspendidas, aumentando  $\alpha_C$ . Como es lógico, aumentó la cantidad de energía que incide en las paredes, pero no ayudó a aumentar el incidente en el medio, en comparación del promedio de las simulaciones A y B, se redujo la incidencia en el medio en un

5.4% y en los tubos disminuyó 1.78%, de esta forma se determinó que es mejor tener una baja concentración de partículas, una alta  $\rho_C$  en la cavidad y una alta  $\alpha_T$ .

■ **Simulación D**

En la simulación D, se redujo  $\alpha_C$  y la concentración de partículas con respecto a la simulación C, por lo que la radiación absorbida por los tubos y el medio aumentó significativamente, incrementando en promedio comparado con las otras tres simulaciones (A, B y C).

Para el caso de los tubos, se presentó un aumento del 59% de la radiación total incidente, mientras que para el medio participante aumentó en 2.35%, y de esta forma reducir las pérdidas en las paredes, mientras que las pérdidas de la radiación que sale por reflexión aumentaron ligeramente, alrededor del 0.5%.

Concluyendo con estas primeras cuatro simulaciones en comparación directa entre ellas (Figura 4.11), el comportamiento deseado se muestra con una baja absorptividad en las paredes, una alta absorptividad en los tubos y una baja concentración de partículas.

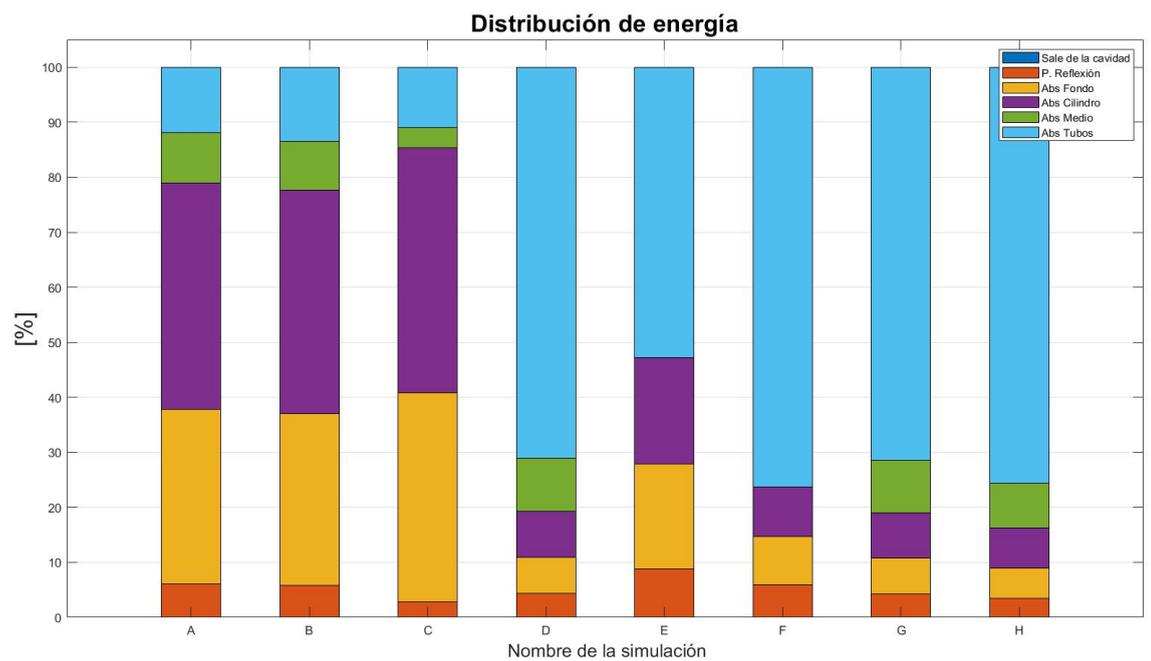


Figura 4.11: Gráfica de distribución de energía por simulación y tipo de elemento del sistema.

■ **Simulación E y F**

La propiedades geométricas y físicas se mantuvieron constantes exceptuando la densidad de partículas ya que para fines comparativos de la interacción del sistema con y sin medio participante se consideró  $\beta$  igual a 0 (tabla 4.2).

### **Simulación E**

La radiación total incidente en los tubos se redujo en comparación la simulación D en un 18.36 % y se aumentó en un 10 % la absorptividad de la cavidad, la incidencia de radiación total en las paredes de la cavidad, aumento en un 12.45 %, lo cual significan pérdidas térmicas a través de las paredes.

### **Simulación F**

Se analiza que la energía total absorbida por los tubos mostró un aumento de 5.17 %, en comparación con la simulación D, considerando que en dicha simulación el 9.6 % se va al medio participante, su aumento no es gradual y significativo, pues D sí tiene medio participativo y F no.

Por otro lado, las pérdidas a través de las paredes aumentaron en un 2.8 %, mientras que las pérdidas por reflexión lo hicieron en un 1.62 % con respecto a D; deduciendo que las partículas auxilian a minimizar las pérdidas, por lo que probablemente actúan como almacenamiento térmico.

Se concluye que la colocación de partículas auxilia a la minimización de pérdidas por reflexión o incidencia en las paredes, y ayuda a aumentar la eficiencia del sistema térmico, pues se tiene una mayor incidencia de radiación en los tubos. Sin embargo, no deben de tener altas concentraciones de estas, ya que a altas densidades de partículas las pérdidas por las paredes aumenten por efectos convectivos en su mayoría.

Es importante fijar los parámetros de la cavidad con una alta reflectividad de las paredes, para garantizar que los fotones se reflejen y se absorban en los tubos, al tener un recubriendo selectivo, la mayoría de la radiación se absorba en ellos, y que el medio participativo ayude a la uniformidad de radiación, y hasta cierto punto, a evitar las pérdidas de calor. Por lo que, al tener una determinada concentración de partículas tendiente a un valor bajo, y con la suposición de que estas se encuentran uniformemente distribuidas, actúa como almacenamiento térmico de radiación, pues estas pasan la mayor parte de su energía calorífica a los tubos circundantes.

#### **■ Simulaciones G y H**

Como se ha mencionado se desarrolló un algoritmo para la delimitación de las características geométricas de la cavidad, sin embargo por fines ilustrativos se tomó la decisión de modelar dos tipos de geometrías comunes, para observar el comportamiento radiativo, y delimitar mejoras como el aumento del gap entre los tubos. Se conservando las propiedades físicas del sistema de la simulación D ya que de acuerdo a el análisis mostró un comportamiento óptimo deseado. La tabla 4.2 muestra los valores de los parámetros y su comparativa.

### Simulación G

Se colocan los tubos de forma de herradura para determinar cómo se comportaba la radiación, este tipo de arreglo ,se observó que la incidencia en los tubos se redujo, pero la absorbida por el medio aumentó, ya que el medio participante se encuentra más propagado y le da mayor oportunidad a los fotones de incidir en él.

La incidencia de la radiación no es baja en comparación de la simulación E, que a pesar de no tener partículas y una alta absortividad en la cavidad, no beneficia a los tubos, por lo que se puede concluir que al tener un área interna tan grande de la cavidad y altos valores de absortividad en la misma, así como un bajo número de tubos; los fotones aumentan su probabilidad de incidencia en las paredes de la cavidad en lugar de los tubos, pues el área de la cavidad es de  $1.57 m^2$  y el área ocupada por los tubos es de  $0.78 m^2$ , lo cual aumenta su probabilidad de incidencia en un 49.68 %.

Aunque estas geometrías tienen los tubos fijos, es muy importante mencionar que tener los tubos tan cercanos, actúan como una barrera y si están lejanos a la entrada de radiación, la radiación no llega con igual intensidad a su superficie. Por lo que se requiere una distribución cuasi-homogénea que permita a la radiación interactuar, tanto con el medio como con los tubos. A pesar de que se elaboró un código con la generación aleatoria de colocación, hay que tomar en cuenta lo establecido anteriormente, lo que permitió descartar cierto tipo de arreglos, por lo que resulto importante tomar en cuenta tanto la cantidad como la posición de los tubos para el arreglo.

### Simulación H

En el caso de esta simulación, se conservaron los parámetros numéricos y físicos, pero la ubicación de los tubos se hizo muy cercana a la ventana, con la finalidad de observar cómo interactuaba la radiación en la misma. De tal forma, que estos actúan como una barrera, es decir, la radiación que incide en los tubos es alta, mientras que en el medio y las paredes se reduce drásticamente, pero este tipo de arreglo se sometería a un gradiente de temperatura alto, por lo que no es recomendable colocar tubos tan cercanos entre si y a la entrada de radiación.

Por lo anterior se tomo en cuenta considerar un "gap" (un espacio entre tubos) mínimo para que estos no quedaran tan próximas entre si, así como respecto a las paredes del cilindro y la ventana.

### 4.3.2. Uniformidad de la absorción de energía radiativa por influencia del medio participativo

El análisis de uniformidad de energía se utiliza, para cuantificar la cantidad de radiación que incide en los tubos, y evaluar de forma cuantitativa la homogeneización de incidencia energética, en otras palabras que los arreglos de tubos generados, tengan una alta densidad energética, y que en cada tubo que lo conforma absorba aproximadamente la misma cantidad de energía radiante.

En la figura 4.12, se describe que los arreglos sin partículas, tienen una alta densidad energética incidente, pero se concentra en los tubos centrales como en el arreglo F, mientras que en el caso E, se tiene un comportamiento similar y una densidad energética baja. Mostrando de esta manera que el arreglo D, con pocas partículas, tiene un comportamiento lineal y una alta densidad energética, lo que indica que las partículas ayudan a homogeneizar la radiación.

Observando las imágenes del anexo B, se contempla que las partículas están alrededor de los tubos para el caso D, lo que podría considerarse que existe transferencia de energía térmica hacia ellos de forma conectiva, lo que resulta viable desde el punto de vista termodinámico, la aplicabilidad de dicho medio participativo.

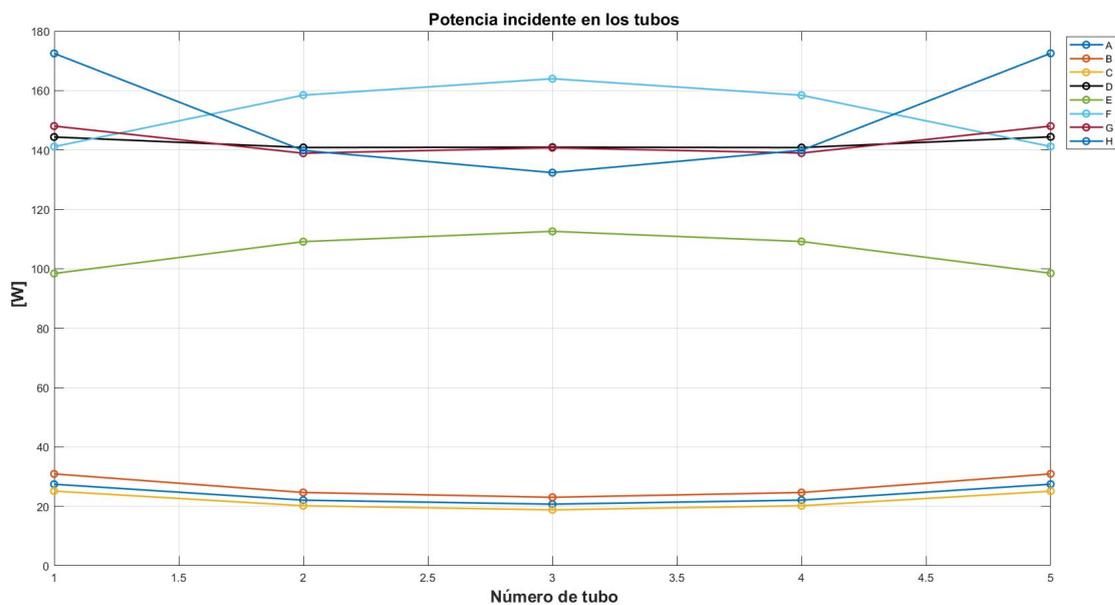


Figura 4.12: Uniformidad de incidencia energética sobre los tubos

El medio participativo actúa como un amortiguador térmico, es decir, que auxilia a sosegar las variaciones que pudieran llegar a alterar el flujo de radiación incidente por la ventana de la cavidad, lo cual resulta factible cuando se presenta cierto nivel de nubosidad

en el cielo, ya que esto interrumpiría la captación homogénea de radiación solar por el sistema de concentración. Desde el punto de vista termodinámico, la difusividad térmica del medio participante nos indica que su capacidad de retener calor en comparación con la de conducir y ceder calor, están en un equilibrio adecuado para ser un medio “amortiguador” de energía térmica.

### 4.3.3. Eficiencia térmica del sistema bajo diferentes condiciones de operación

A continuación se describen los resultados generales, de la realización de dos simulaciones, para el análisis de la dinámica térmica del sistema, con el objetivo de determinar los tiempos del proceso, como el lapso en que el sistema demora en llegar a la temperatura objetivo y al equilibrio termodinámico en operación.

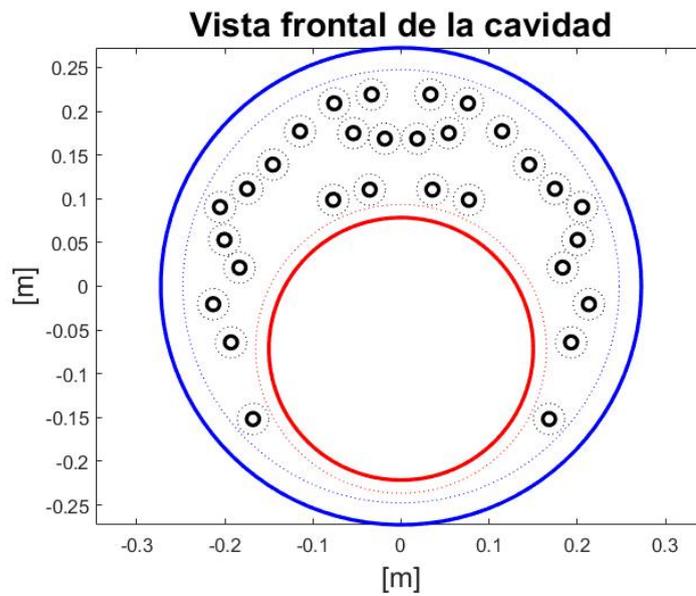
Se realizó una simulación a flujo constante de energía incidente de 20 kW, durante un periodo de tiempo de 12000 s (3.33 horas) bajo las condiciones geométricas de la distribución A, mostrada en la figura 4.13, y otra a un periodo de tiempo de 24000 s (6.94 horas), considerando la salida de operación del sistema, es decir la entrada del atenuador<sup>3</sup> en el tiempo de 8000 s (2.20 horas), con la distribución de B de la figura 4.13.

Ambas simulaciones se realizaron con un factor de llenado del 60 %, con 30 tubos y características físicas constantes (ver anexo C), a pesar de que el acomodo de tubos fue variable entre una y otra, se observa una tendencia similar de comportamiento del sistema a su máxima carga térmica de forma constante y lo que sucede cuando el sistema se apaga (entrada del atenuador).

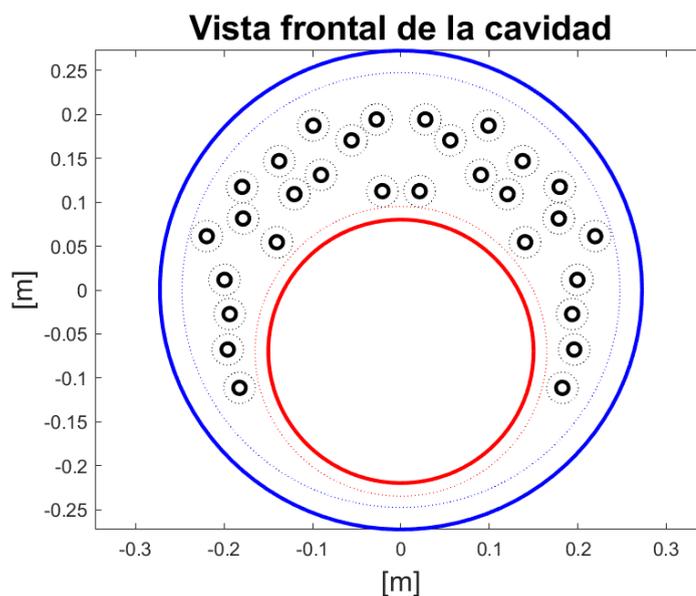
Se tomaron en cuenta los datos experimentales promedios que entrega, el Horno Solar de Alto Flujo Radiativo del Instituto de Energías Renovables (HoSIER), para la entrada de flujo radiativo del sistema, para alcanzar a una temperatura de operación del flujo de trabajo de 300 °C o 573.15 K.

---

<sup>3</sup>Variador de la irradiancia incidente en el sistema térmico evaluado.



(a) Distribución A, sin atenuador



(b) Distribución B, con atenuador

Figura 4.13: Distribución espacial de los elementos de la cavidad, bajo diversas condiciones de operación

En el comportamiento térmico de los sistemas simulados presentan tres etapas consistentes en cada uno de los elementos (paredes, tubos, partículas, etc): dos etapas en estado transitorio y una en estado estacionario. La primera etapa del estado transitorio se presentó durante los primeros 200 s en promedio, dependiendo de la sección del sistema que se esté observando, mientras que la segunda etapa es casi inapreciable en el cambio con un intervalo de tiempo variable, por la escala de los gráficos. La tercera etapa dada en

estado estacionario, mostró un comportamiento lineal del sistema, llegando a su punto de equilibrio, cuyo instante de inicio se encuentra en promedio a los 4101 s (68.35 min).

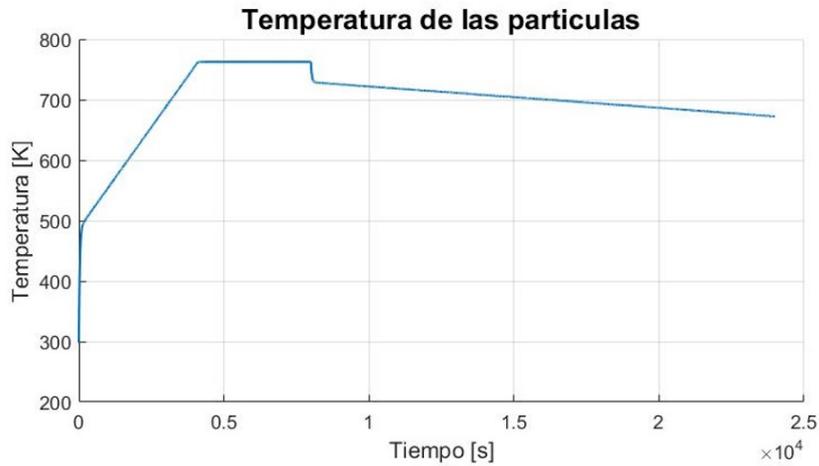
#### *Comportamiento de las temperaturas, reservorio y partículas*

En la figura 4.14, se muestra la temperatura del reservorio y de las partículas con respecto al tiempo, donde en los primeros 4013 s (68 minutos) el reservorio alcanza la temperatura deseada de operación; mientras que las partículas en el instante aproximado, su temperatura deja de aumentar alcanzando el equilibrio térmico.

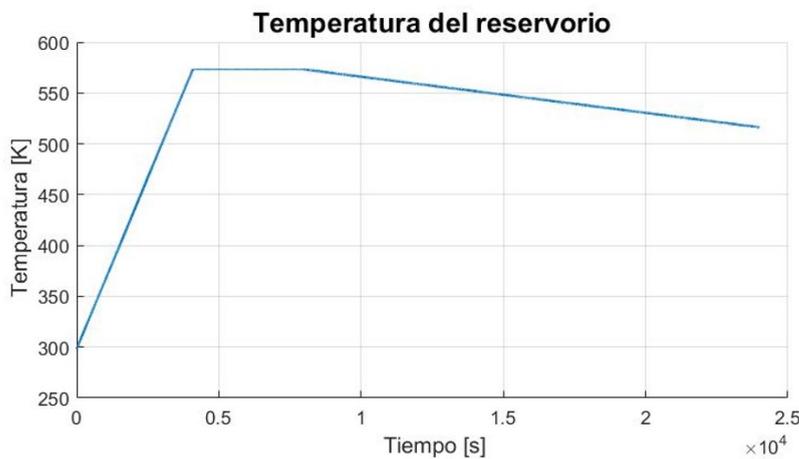
Al observar el comportamiento específico de la temperatura de las partículas en la figura 4.14 a), en los primeros 129 s de operación del sistema, el aumento de temperatura va de 300 K aproximadamente, hasta un pico de 420.5 K, aumentando en un 40% su temperatura nominal en corto tiempo de operación, donde a partir de la misma, se observa que se vuelve lineal hasta los 69 minutos, casi en el mismo tiempo que el reservorio, las partículas llegan a un estado aproximado de equilibrio en una temperatura nominal de 695.81 K (422.66 °C).

Al observar la temperatura del reservorio después de la entrada del atenuador y hasta el tiempo final de la simulación, esta disminuye en promedio un 0.18%, ya que tiene un calor específico alto, al considerar que es agua el fluido de trabajo, y por ello su temperatura no se ve drásticamente afectada, es decir, el reservorio pierde lo almacenado principalmente de forma convectiva, por ello la temperatura baja de forma lenta.

En el caso de las partículas disminuyen su temperatura en un 3.89% en los tres minutos consiguientes después de salir de operación el sistema, pese a que el tiempo simulado supero 4.70 horas desde que el sistema salio de operación, las partículas disminuyeron su temperatura en un 11.83%.



(a) Temperatura de partículas



(b) Temperatura del reservorio

Figura 4.14: Temperaturas de partículas y reservorio bajo diferentes condiciones de operación

Con lo antes descrito, se concluyó que el sistema llega a un equilibrio termodinámico, en aproximadamente 68.5 minutos, de operación del sistema a su máxima carga térmica. Con la entrada del atenuador en su totalidad a los 8000 s es decir a las 2.2 horas, el sistema sale de operación y la dinámica térmica se vuelve lenta, comenzando el proceso de enfriamiento.

#### *Comportamiento del flujo de calor en el sistema*

Al describir lo que se muestra en la figura 4.15 se traza la interacción de los flujos de calor en el sistema: entrada, intercambio con el ambiente, partículas y el reservorio; se considera que los signos negativos indican que el calor sale del sistema, mientras que el signo positivo

significa entra calor al sistema.

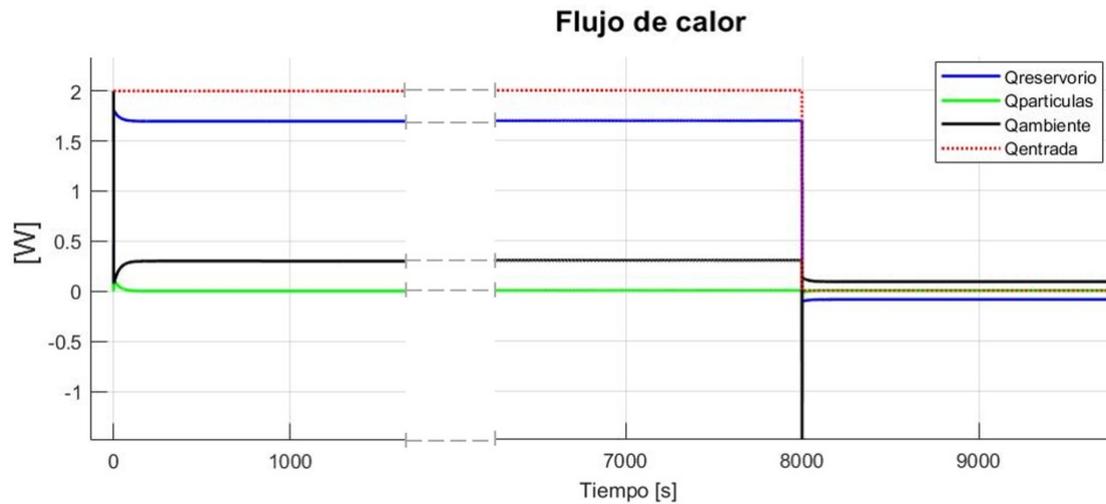


Figura 4.15: Evolución del flujo de calor en los elementos del sistema bajo diferentes condiciones de operación

El calor al ambiente (línea negra), muestra las tres etapas descritas anteriormente, la etapa transitoria se encuentra en el intervalo de 0 a 136 s (2.26 min), que corresponde al tiempo que le toma a las paredes calentarse. De 136 s en adelante, el sistema comienza a perder calor de forma constante, alrededor de 3126 W, es decir el 15.63 % del calor total incidente, con posibilidad de cambio si se llegara a aumentar el espesor del aislante. Para el caso de la segunda etapa transitoria, su aparición es casi imperceptible en el sistema.

El calor en el reservorio (Línea azul), tiene la primera etapa transitoria que va de 0 a 131 s, lo que significa que en 2.15 minutos el reservorio se calienta; posterior a ello, el reservorio continúa ganado calor, pero de una forma más lenta, hasta que se estabiliza, llegando al estado estacionario que ocurre aproximadamente a los 4101 s, absorbiendo el 84.14 % del total de la energía incidente en el sistema.

El calor de las partículas la primera etapa de estado transitorio va de 0 a 193 s, donde las partículas se calientan de forma repentina, la segunda etapa de estado transitorio se puede declarar casi imperceptible al cambio y va de 194 s a 4101 s, a partir de aquí comienza la etapa en estado estacionario, las partículas alcanzan su temperatura máxima. Al tener una concentración baja de ellas, así como un calor específico bajo, significa que su demanda de calor no es alta, de tal forma que tanto la absorción de calor como la pérdida en la etapa estacionaria, es de un valor promedio de 20 W aproximadamente.

Después de la puesta en marcha del atenuador, los flujos de calor muestran un comportamiento que tienden a valores negativos o a cero, lo que indica una pérdida de calor lenta, ya que se mantiene en una tendencia casi lineal.

Cuando el sistema sale de operación, por convención de signos el ambiente gana calor, lo que significa un enfriamiento del sistema, ya que teóricamente, se tiende a un estado estacionario y a un delta mayor de temperatura cuando el sistema está en operación, y cuando el atenuador entra, el delta de temperatura decrece por lo tanto la cantidad de calor también, siendo congruente por el grosor del aislante colocado.

El calor del reservorio mostró una tendencia a valores negativos de forma instantánea, perdiendo el 45.54% del calor total almacenado, esto se da por que pierde la principal fuente (la radiación incidente en la superficie de los tubos). De tal forma que se alimenta únicamente con la convección interna, y pierde calor con la convección natural externa.

En el caso del calor de las partículas, se observa que decrece a un valor cercano a 0, cabe destacar que en el valor de 0 no se está perdiendo ni ganando calor, lo que significa que lo tienen almacenado, y dicho comportamiento se puede corroborar con la tendencia de la temperatura de las partículas al entrar en funcionamiento el atenuador. El comportamiento de las partículas revela que su temperatura se incrementa, estas sirven como almacenamiento térmico, cuya cantidad total de calor es un valor relativamente bajo, lo que es directamente proporcional a la densidad de partículas presentes en el medio, en la figura 4.16, se observa el comportamiento del flujo de calor de las partículas más de cerca.



Figura 4.16: Acercamiento de la evolución del flujo de calor en las partículas

En la figura 4.17, se observa lo que sucede con los flujos de calor a través de las paredes. La primera etapa transitoria se lleva a cabo dentro de los primeros 341 segundos, las paredes se están calentando, es decir, tienen ganancia de calor, aumentando sus temperaturas. A partir de ahí hasta los 4206 s, inicia la pérdida de calor al ambiente de forma transitoria, la cantidad de energía cedida va disminuyendo en forma de pendiente suave, tal que comienza la tercera etapa, donde la pérdida de calor es constante, lo que corresponde a un proceso en equilibrio en estado estacionario.

El tiempo de inicio del equilibrio térmico, con transferencia de calor del interior hacia el

exterior, comienza después de una hora ocho minutos aproximadamente en operación, demostrando la consistencia de comportamiento del sistema, lo cual quiere decir que el código desarrollado es convergente y con una lógica térmica adecuada en todas sus componentes.

En el caso de la eficiencia, se calculan las tres etapas, dos en estado transitorio y una en estado estacionario, la primera etapa de estado transitorio va de 0 a 245 s alcanzando un pico de eficiencia del 88.2%, mientras que la segunda etapa va de 246 s a 4163 s, con una eficiencia del 84.25% disminuyendo un 3.95% en eficiencia, mientras que en la etapa de estado estacionario, se alcanza una eficiencia térmica promedio del sistema de 84.14%.

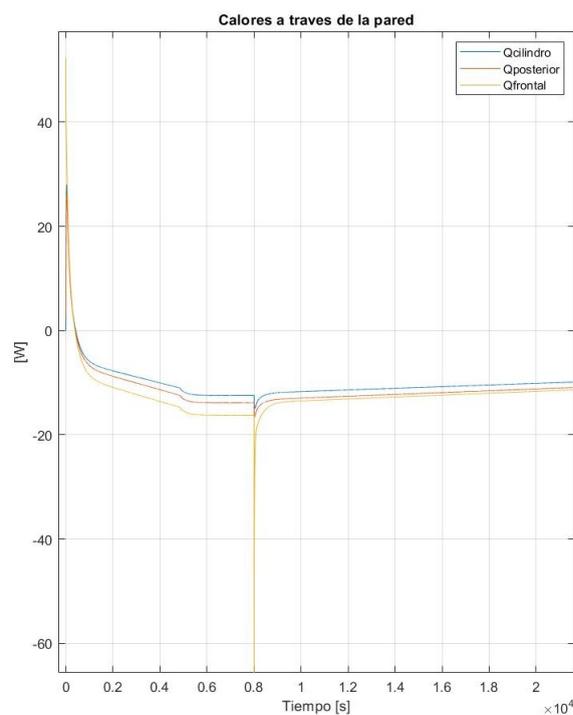


Figura 4.17: Calor a través de la pared y eficiencia del sistema, bajo diferentes condiciones de operación

Se concluye, que la pérdida de calor del sistema es lenta, una vez que este cesa la entrada de potencia radiativa, ya que significa que los fenómenos convectivos dominan el comportamiento térmico cuando el sistema sale de operación, por lo que los tiempos de transferencia de calor se incrementan en estos procesos, es decir, durante el enfriamiento del sistema. Otra parte importante para considerar, es que las partículas al actuar como un sistema de almacenamiento térmico interno ayudan a que el sistema se mantenga en equilibrio una vez que no tiene entrada de potencia radiativa nominal.

Por lo anteriormente dicho, se describe una ventaja mostrada de la aplicación de partículas en el sistema, ya que de esta forma permitiría mantener una carga térmica determinada

durante un tiempo prolongado y no disminuir su eficiencia.

En la figura 4.17, se observa el comportamiento del calor a través de las paredes, con la entrada del atenuador, las paredes pierden casi la misma cantidad de calor que con el sistema funcionando a plena carga, lo que significa que el aislante térmico está cumpliendo su función y que al tener altos valores de reflectividad en las paredes del sistema, se garantiza una menor cantidad de pérdidas térmicas a través de ellas. Para el caso de la eficiencia, esta se deja de calcular una vez que la fuente principal de entrada de potencia cesa.

## 4.4. Aplicabilidad del modelo desarrollado para definir el diseño conceptual

La aplicabilidad del modelo, son los resultados obtenidos para auxiliar a la delimitación geométrica de la cavidad, con las consideraciones, térmicas y radiativas pertinentes. Estableciendo condiciones base como: número de fotones que interactúan en el sistema, número de tubos, y área que estos ocupan junto con la ventana de ingreso de la radiación (factor de llenado).

### 4.4.1. Determinación del número de tubos en el arreglo

Para la determinación del número de tubos en el arreglo, se realizaron 230 simulaciones del sistema bajo propiedades físicas y numéricas constantes (Apéndice E). En 180 de las simulaciones no se consideró la parte convectiva-conductiva, considerando solo la parte radiativa, no obstante, se realizaron cincuenta simulaciones donde se consideró la parte convectiva-conductiva. El orden de las simulaciones quedó dado:

- 180 simulaciones, con tres diferentes factores de llenado: 40 %, 50 % y 60 %, con diez arreglos de tubos diferentes, en un intervalo de  $10 \leq \#tubos \leq 55$ , con aumento de cinco tubos entre cada arreglo, por lo que en total se tienen 18 simulaciones para cada número de tubos.
- 50 simulaciones considerando la eficiencia térmica con los elementos convectivos-conductivos, bajo las mismas condiciones anteriormente descritas en el apéndice E. Es decir cinco simulaciones para cada número de arreglo de tubos, con tres factores de llenado diferentes, colocados de forma aleatoria dentro del rango de 40 % al 60 % para el cálculo de la eficiencia térmica.

Los resultados de lo anteriormente descritos se observan en la figura 4.18, de esta forma de contempla que el comportamiento de la eficiencia térmica y radiativa tienen una tendencia

similar, aún considerando la notoria diferencia de simulaciones.

Al observar la eficiencia radiativa (línea azul), esta va en aumento junto con el número de tubos, ya que ocupan un área mayor al interior de la cavidad lo que aumenta la probabilidad que los fotones se absorban en los mismos, pues cabe mencionar que se plantean que se encuentran recubiertos con película selectiva. Mientras que al observar la eficiencia térmica (Línea roja), la tendencia es similar, resulta evidente ya que su mayor proporción de aporte de calor es la parte radiativa, por lo que podemos concluir que el modelo desarrollado, dentro del código descrito en este trabajo, tiene una dinámica térmica adecuada y consistente, asegurando que los resultados obtenidos son una excelente representación del sistema deseado.

La diferencia en el número de simulaciones se debió principalmente, a que se creía que con solo la eficiencia radiativa se podría seleccionar el número de tubos, sin embargo, es importante recordar que la eficiencia térmica toma en cuenta dicha parte y otros aspectos, por lo que nos dará un resultado más acercado a la realidad. Con lo representado en la figura 4.18.

La autora del presente trabajo, analizó la tendencia del comportamiento de ambas eficiencias, la cual es similar entre ellas, por lo que al tener consistencia se determinó que no era necesario realizar mayor cantidad de simulaciones considerando la eficiencia térmica completa, para de esta forma llegar a una conclusión.

La eficiencia radiativa queda dada por la ecuación 3.19, mientras que la eficiencia térmica por la ecuación 3.20. Analizando la eficiencia radiativa, se observa un comportamiento con tendencia logarítmica, por lo que el aumento no es lineal; para el caso de esta eficiencia, el rango de valores va desde 83.73 % hasta 93.68 %, entre el arreglo de 10 tubos y el de 55 tubos, respectivamente, una diferencia de casi diez puntos porcentuales, lo cual es un aumento relativamente pequeño considerando que el número de tubos se quintuplica.

Al observar un punto de inflexión en el comportamiento de la eficiencia radiativa, se analiza que de diez a treinta tubos la eficiencia crece 8.16 %, lo que se puede considerar un salto mayor. Mientras que el 1.84 % de aumento se da entre 35 tubos y 55 tubos, por lo que el aumento de la eficiencia no resulta suficiente con un número de tubos mayor, ya que esto podría significar dificultades de ubicación espacial de los tubos.

La eficiencia térmica se abre en un intervalo menor, ya que se consideran las pérdidas por convección y conducción, el intervalo de la eficiencia térmica va de un 70.59 % a 86.04 %, por lo que se difiere en 15.45 %, un rango mayor que con la eficiencia radiativa.

El aumento mayor de eficiencia, se observa en el intervalo de diez a treinta tubos, con un comportamiento equivalente al que se tiene con la eficiencia radiativa, pese a que el rango de crecimiento abarca un total de 12.44 puntos porcentuales, de tal forma que el 3 %

restante aproximadamente, se concentra de 30 a 55 tubos. Por lo que no es conveniente, eficientemente hablando, aumentar un número de tubos a más de 30, ya que no se tiene una ganancia energética significativa.

Por ejemplo, de 30 a 35 tubos se ganó 1.20% de la eficiencia térmica, por lo que no se considera una ganancia "rentable", considerando que aún falta la selección del factor de llenado y conforme aumente el número de tubos, se limitarían las opciones de arreglos de estos. Al tener una menor cantidad de tubos, se tiene una mayor libertad para acomodarlos dentro de la cavidad y conservar un tamaño de cavidad relativamente pequeño.

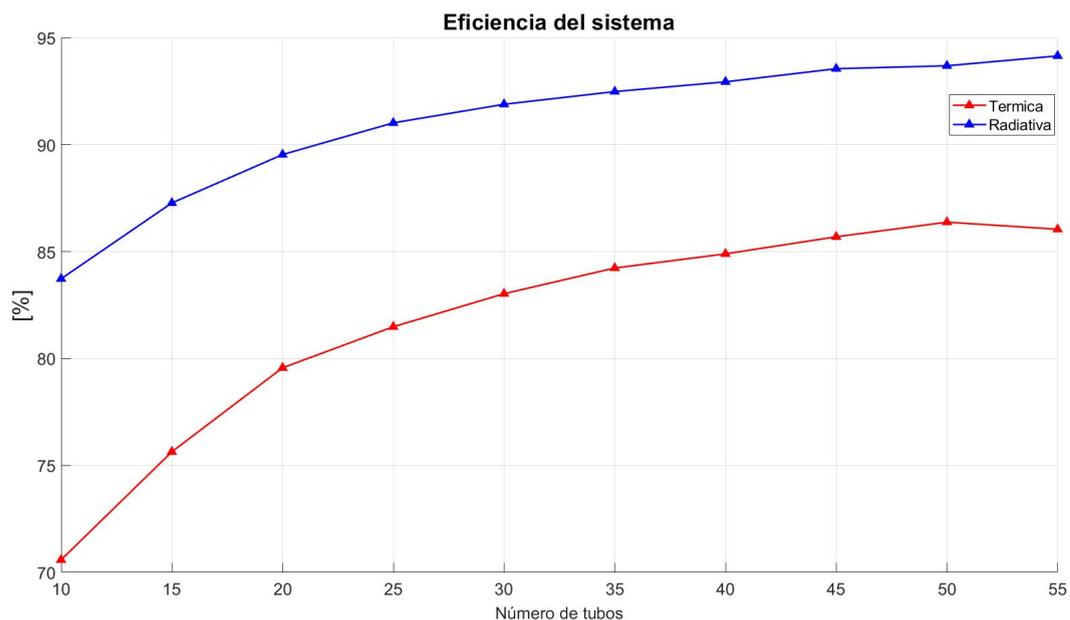


Figura 4.18: Eficiencia térmica y radiativa del sistema vs número de tubos.

En la figura 4.19, se muestra la distribución porcentual del comportamiento promedio de la energía radiativa incidente en cada arreglo de tubos. Se infiere que entre mayor sea el número de tubos, una mayor cantidad de energía radiativa incidirá sobre ellos.

El comportamiento no es lineal, se observa que de diez a 55 tubos dicho aumento de incidencia promedio es de 10.85%, sin embargo, el rango mayor de incidencia se centra en el intervalo de 30 a 55 tubos con un promedio de 93% de la radiación total incidente, mientras que en el rango de 10 a 25 tubos se tiene un promedio de 83.71%, resultando una diferencia de 5.4 puntos porcentuales, entre cada intervalo de arreglos.

Al aumentar el porcentaje incidente de radiación sobre la superficie de los tubos, disminuye la cantidad que interacciona con el medio, o con otras partes del sistema. Por un lado esto es positivo, porque significa una menor cantidad de pérdidas radiativas, y la probabilidad de interaccionar con un tubo aumenta garantizando el calentamiento del fluido dentro de

él. Sin embargo, al no tener otras opciones para la interacción con el medio, la temperatura en los tubos podría aumentar y ocasionar fallos en los mismos. Al observar el arreglo de 30 tubos, se tiene que el 91.68 % del total de la radiación incidirá en la superficie de los tubos, mientras que el 5.5 % interaccionará con el medio y el 2.82 % restante lo hará con el resto del sistema.

Con una menor cantidad de tubos, se tiene una mayor interacción en el medio, pero un aumento en las pérdidas radiativas del sistema, ya que se absorbe una cantidad considerable de energía en las paredes, mientras que con una mayor cantidad de tubos, como se mencionó anteriormente, el sistema se hace inviable económica y técnicamente para la construcción.

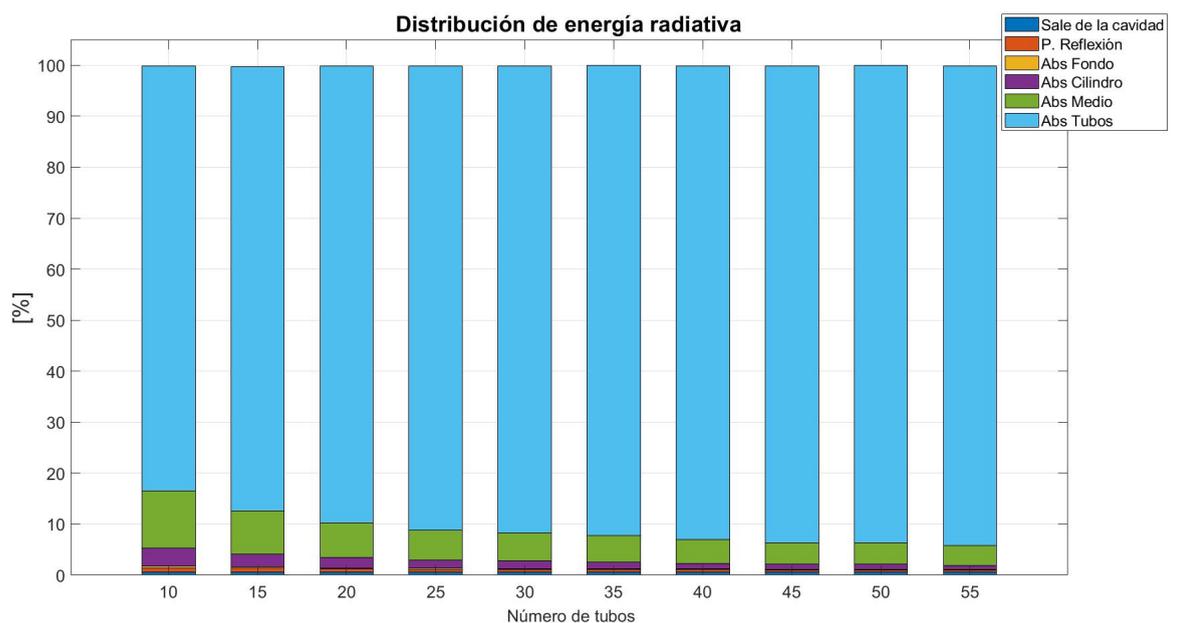


Figura 4.19: Distribución promedio de energía radiativa en diferentes arreglos del sistema.

Concluyendo con lo anterior, que el número de tubos adecuado para el desarrollo de la cavidad es de **30 tubos**, ya que el aumento de eficiencia térmica no es significativo en los posteriores arreglos. De tal forma que si se colocara un número de tubos mayor, resultaría más costoso, con dificultades técnicas de acomodo y construcción del sistema. Así mismo, se podría incitar a un mayor riesgo de estrés térmico en ellos, y no permitiría una adecuada interacción de la radiación con los elementos del sistema.

Al tener un número bajo de tubos totales en el arreglo, significa que una cantidad mínima de radiación incide en ellos, tal como se observa en la figura 4.19, mientras que al colocar una cantidad mayor la uniformidad de distribución energía no sería adecuada, pues significaría tener tubos demasiado cercanos entre si, por lo que no favorecería la convección y conducción dentro de la cavidad.

#### 4.4.2. Delimitación del área proporcional ocupada por el arreglo de tubos y ventana de incidencia.

El factor de llenado, como se ha mencionado en la sección 3.5, es el área proporcional ocupada por los tubos y ventana para la incidencia de radiación, respecto al área transversal de la cavidad, lo cual se traduce que un factor de llenado con valor numérico alto por las proporcionalidades establecidas significa un diámetro de cavidad más pequeño.

Después de numerosos análisis se delimitó que este es un factor sensible para el acomodo de tubos y el comportamiento térmico del sistema, lo que resultó importante considerarlo como una variable independiente.

En la sección anterior, se mencionó que el número de tubos que se utilizaría para el resto de las simulaciones sería de 30, mientras que el radio de apertura se mantiene igual que el spot de radiación (0.15 m), y el radio interno y externo de los tubos se mantiene en 0.00715m y 0.00237m respectivamente.

Para delimitar el factor de llenado, se corrieron un total de 490 simulaciones, de las cuales 280 se encuentran en un intervalo de factores de llenado del 10 % al 70 %, con incrementos del 10 % entre sí, es decir, un total de siete distintos factores de llenado con 40 simulaciones cada uno; mientras que 210 simulaciones abarcaron un intervalo de 40 % al 60 % con incrementos del 1 % (ver anexo F), concluyendo de esta que el abrir el intervalo de análisis entre cada factor ayuda a entender de una forma más clara el comportamiento tendencial de los mismos.

En la figura 4.20, se contempla el comportamiento de los datos resultantes. En el tipo de gráficas utilizadas en esta sección la importancia principal radica en tener bloques y bigotes pequeños, lo cual indica una dispersión baja de los datos y que estos se agruparon convenientemente alrededor de la mediana.

También es importante delimitar adecuadamente el tamaño de la muestra, cuando los datos expresan un comportamiento de distribución simétrica, es decir, cuando la mediana y media de ellos, tomen valores similares se puede concluir que la distribución es simétrica y el comportamiento de los resultados se aproxima a la media del comportamiento general del sistema.

Pese a que la gráfica de eficiencia para ambos casos, captados para fines ilustrativos, la eficiencia radiativa muestra un comportamiento de tipo logarítmico, tal y como se vio en análisis anteriores, lo cual no nos permitió de forma certera, emitir un juicio para determinar el factor de llenado adecuado para el sistema. Por otro lado se observa, que la

diferencia entre la media (línea punteada) y la mediana es prácticamente similar, concluyendo que el número de simulaciones llevadas a cabo fueron suficientes para representar el comportamiento del sistema, teniendo una distribución casi simétrica de los datos en cada factor de llenado.

Interpretando los resultados que muestran los bigotes, resulta deseable tener un rango de apertura menor de ellos, pues indica que el primer y cuarto cuartil se agrupa alrededor del segundo y tercer cuartil, es decir, una dispersión de datos menor. Ahora bien, conforme aumenta el factor de llenado, el intervalo intercuartílico entre el primero y el cuarto, va en reducción, los datos se acotan de manera adecuada, esto para ambos casos de medición de eficiencia, recordando que la eficiencia térmica representa el comportamiento global y más real del sistema.

Al observar el comportamiento de las eficiencias medias, tanto térmica como radiativa, conforme aumenta el factor de llenado las eficiencias aumentan, dado que se tiene menos espacio entre tubos y una menor interacción con las paredes del sistema, lo cual garantiza la disminución de pérdidas térmicas, pero esto no un adecuado comportamiento térmico de los tubos.

En el caso del comportamiento de la mediana de la eficiencia térmica, se tiene un intervalo que va de 57.48 % a 85.66 %, con un rango de 28.29 puntos porcentuales, por lo que se puede afirmar que son necesarios factores de llenado más grandes. Por otro lado, podrían existir problemas de una mala dispersión de calor, al estar los tubos tan próximos entre sí.

El mayor crecimiento de la eficiencia térmica, se ve marcado en los tres primeros factores (10 % al 30 %) de llenado, la cual va de 54.48 % a 78 %, con una diferencia del 20.52 %. Mientras que de 30 % a 70 %, es de apenas 7.71 %, por lo que se puede concluir, que el intervalo más adecuado del factor de llenado se encontró entre 30 % y 70 %, ya que la eficiencia no es tan variable, lo cual significa que el sistema térmico comienza a ser convergente y llega a su límite máximo.

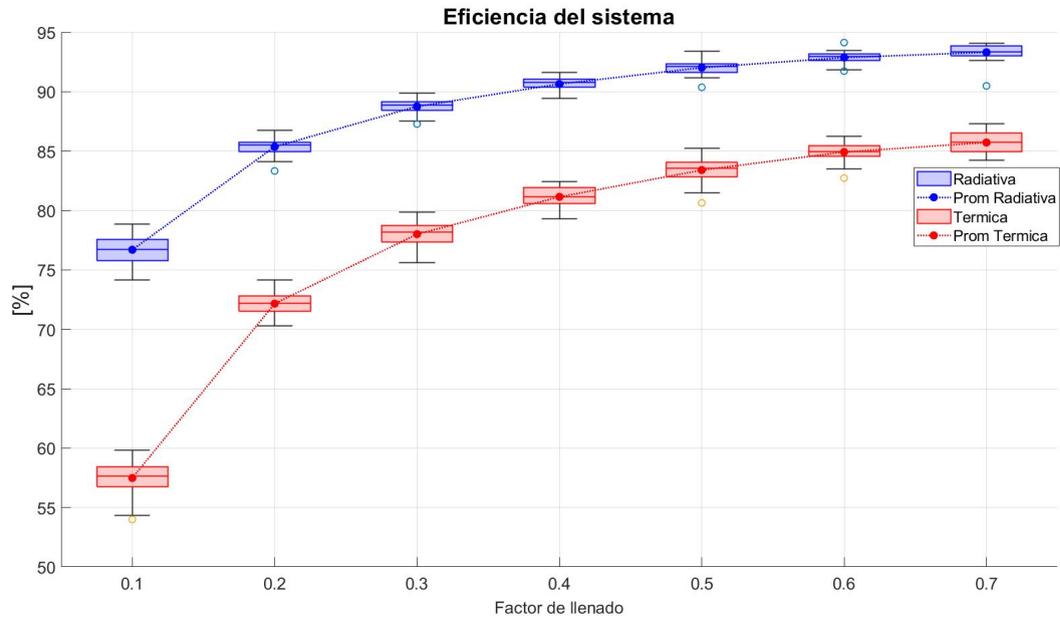


Figura 4.20: Eficiencia térmica del sistema respecto a cada factor de llenado en un intervalo de  $10\% \leq f \leq 70\%$ .

### Dispersión estándar de energía radiativa incidente sobre los tubos.

Para determinar el valor numérico del factor de llenado apto, se analizaron y registraron los comportamientos de otros factores relevantes de interacción térmica en el sistema, en este caso, la desviación estándar de la incidencia radiativa sobre los tubos, que se muestra en la figura 4.21. La cual describe cuanto se desvía el valor de la energía media que incide en cada uno de los tubos, por lo que se clasificó como uniformidad de energía, ya que si la desviación estándar es alta, significa que tenemos baja uniformidad pues se aleja del comportamiento medio de incidencia en los tubos.

Al observar el comportamiento del valor promedio de la desviación estándar, este se encuentra en un intervalo de 101.14 W a 110.59 W, con un rango de 9.37 W aproximadamente, por lo que no se afectó en gran medida por la influencia de un factor de llenado mayor, ya que no tiene un comportamiento uniforme, no se delimitó un factor de llenado a partir de esta, sin embargo, como se buscó un valor bajo permisible, lo que se cumplió para el caso de los factores de 50 % y 60 %, como un preámbulo general.

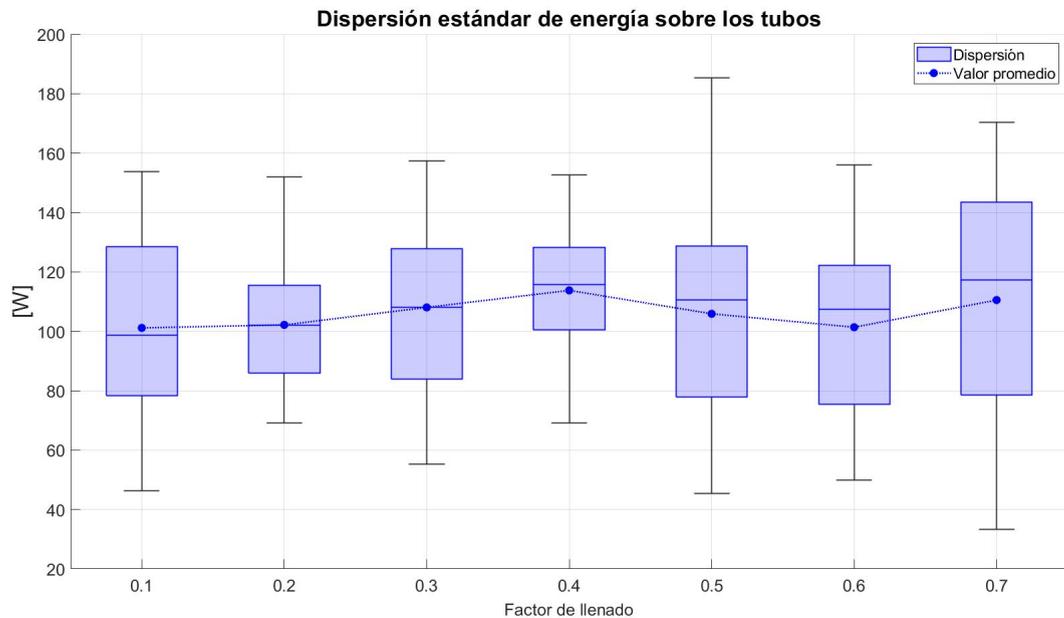


Figura 4.21: Desviación estándar de la incidencia radiativa sobre los tubos respecto a cada factor de llenado.

Por lo anteriormente descrito, es importante buscar herramientas y formas de análisis de datos que nos lleven a resultados y decisiones más acertadas de acuerdo a las necesidades que se necesiten cubrir, como en este caso, lo que se realizó fue agrupar los datos de cada factor de llenado y observar el comportamiento que tiene los mismos alrededor de la media y la mediana, por lo que se busca una baja dispersión de la media así como un valor numérico bajo de la misma. El intervalo de datos en general de conjunto, se abre de 46.38 W a 185.4 W, por lo que el rango es de 139.20 W, es decir, una diferencia del 74.98 % entre el mínimo valor registrado y valor máximo de la desviación estándar, por lo que es un rango alto.

Con la información del rango general, se observa que los factores de llenado de 30 % y 40 %, muestran un comportamiento de datos casi simétrico, ya que su media y su mediana son los suficientemente acercadas entre sí, lo cual revela un adecuado comportamiento de los mismos en cuestión de uniformidad, así como los tamaños del rango de dispersión del 50 % de los datos (segundo y tercer cuartiles), se muestra pequeño en comparación de los de más, por lo que al analizar estos dos factores de forma detallada tenemos que:

- Los datos de factor de llenado del 30 %, el rango del bigote es de 101.97 W, en un intervalo que va desde 55.26 W hasta 152.40 W, los cuales tiene un rango alto de probabilidad de dispersión, cuyo intervalo intercuartílico (primer al cuarto cuartil) se encuentra de 83.84 W a 127.8 W, con un rango de 43.96 W. Donde el rango intercuartílico medio, describe una dispersión alta entre sus datos, por lo que podría

generar estrés térmico en los tubos al tener una uniformidad tan variante en arreglos con dicho factor de llenado.

- Con los datos del factor de llenado del 40 %, los bigotes se reducen, por lo que la dispersión de datos entre el primer cuartil y el cuarto cuartil se encuentra en un rango de 83.44 W, siendo este un 22 % menor que el anterior. Mientras que el rango intercuartílico medio se encuentra en 27.7 W, por lo que la dispersión estándar en este factor de llenado se encuentra alrededor de 50.74 W, lo cual es un valor permisible, lo que asegura un grado mayor de uniformidad de energía.

Bajo el análisis anterior de los dos factores de llenado con características adecuadas, se puede concluir que el que tiene un comportamiento idóneo es el factor de 40 %. Cabe mencionar, que los factores del 50 % al 70 %, reducen el tamaño de la cavidad, por lo que evita la interacción con el medio participante y con otros elementos del sistema, aunque esto podría reducir las pérdidas térmicas. También significa una convección menor entre los tubos y podría causar puntos muy calientes en los mismos, por tanto, el fallo de ellos y del sistema.

#### **Desviación estándar máxima de incidencia radiativa sobre los tubos.**

Como se ha mencionado en otras secciones, la desviación estándar máxima se observa como la propensión que tienen los tubos a sufrir daño térmico, es decir, tener puntos con gradientes muy altos de temperatura (alejarse mucho de la media).

Para el caso específico de este gráfico (ver figura 4.22), permite acercarse a la selección más acertada del factor de llenado para el sistema, ya que se observó una propensión de comportamiento adecuada, ya que conforme aumenta el factor de llenado, la propensión de igual forma aumenta, lo cual justifica los comentarios anteriores, que al tener un menor espacio para la distribución energética entre tubos, podría ocasionar una disparidad térmica.

Se acepta el gráfico anterior, de acuerdo al número de simulaciones realizadas por cada factor de llenado, ya que se observa una distribución casi simétrica de los datos, con una variación promedio de la media con respecto a la mediana de 0.7 %.

Observando el comportamiento de los bigotes de la gráfica, resulta evidente que estos aumentan de tamaño conforme el factor de llenado aumenta, lo cual significa que los datos tiene una propensión de dispersarse más.

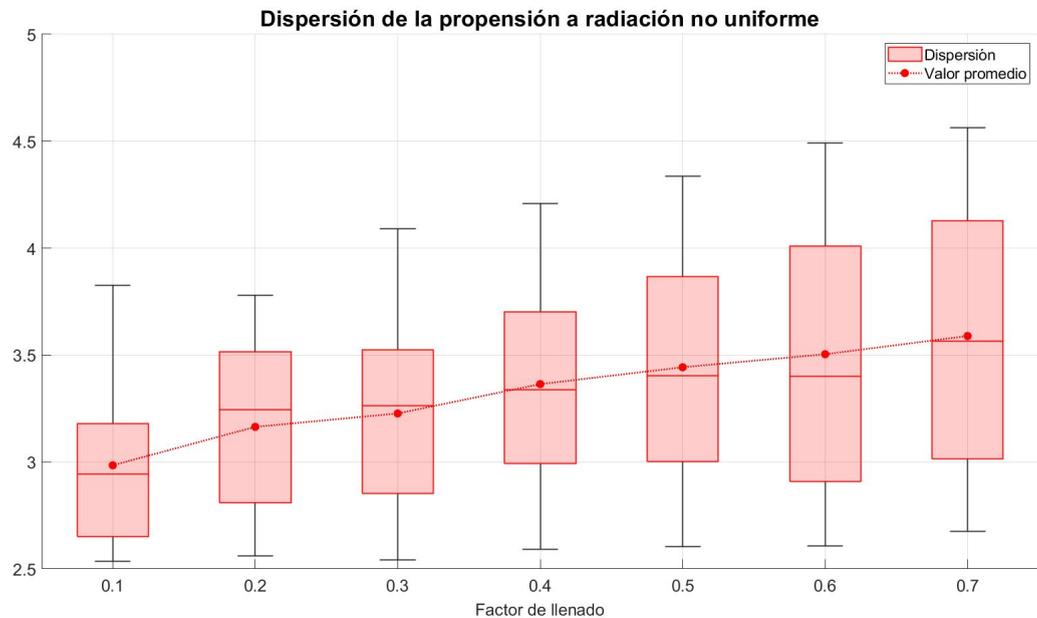


Figura 4.22: Eficiencia térmica del sistema respecto a cada factor de llenado en un intervalo de  $40 \% \leq f \leq 70 \%$ .

Por otro lado observando la gráfica anterior, el rango intercuartílico del primero al cuarto cuartil, con los factores de llenado de 30 % y 40 %, es de 1.548 y 1.618 respectivamente. Mientras que el rango intercuartílico medio es de 0.673 y 0.709 respectivamente, por lo que se observa que, el factor de 30 % tiene una dispersión menor, sin embargo, en el caso del factor de 40 %, garantiza un menor tamaño de cavidad lo cual reduciría el costo económico de la misma y el manejo sería más sencillo.

La media del riesgo en dichos factores de llenado se encuentra en 3.23 y 3.36 respectivamente, que equivale a una diferencia del 4 %, por lo que para este caso, se seleccionó el factor de 40 %, principalmente por el tamaño de cavidad que este genera, y porque dicho factor se observa como el punto de inflexión para el aumento de estrés térmico en el sistema.

### Selección del factor de llenado en la cavidad

Con el gráfico de la figura 4.22 se obtuvo una conclusión más certera del factor de llenado que satisface las necesidades del sistema, en este caso el de 40 %.

Para complementar el comportamiento adecuado de dicho factor, tenemos el gráfico de la figura 4.23, el cual es el comportamiento promedio de la radiación incidente sobre los tubos, con respecto a cada factor de llenado, esta gráfica se abre en un intervalo de 511.286 W a 622.28 W, que es el promedio que recibe cada tubo en los arreglos con los respectivos factores de llenado, lo cual equivale a un intervalo porcentual de 2.56 % a 3.11 % de la

radiación total que entra en la cavidad y que puede llegar a incidir en cada tubo, para una aproximación del 76.80 % al 93.34 % de la radiación total incide en todo el arreglo de tubos, esto para el caso de el intervalo de factores seleccionados.

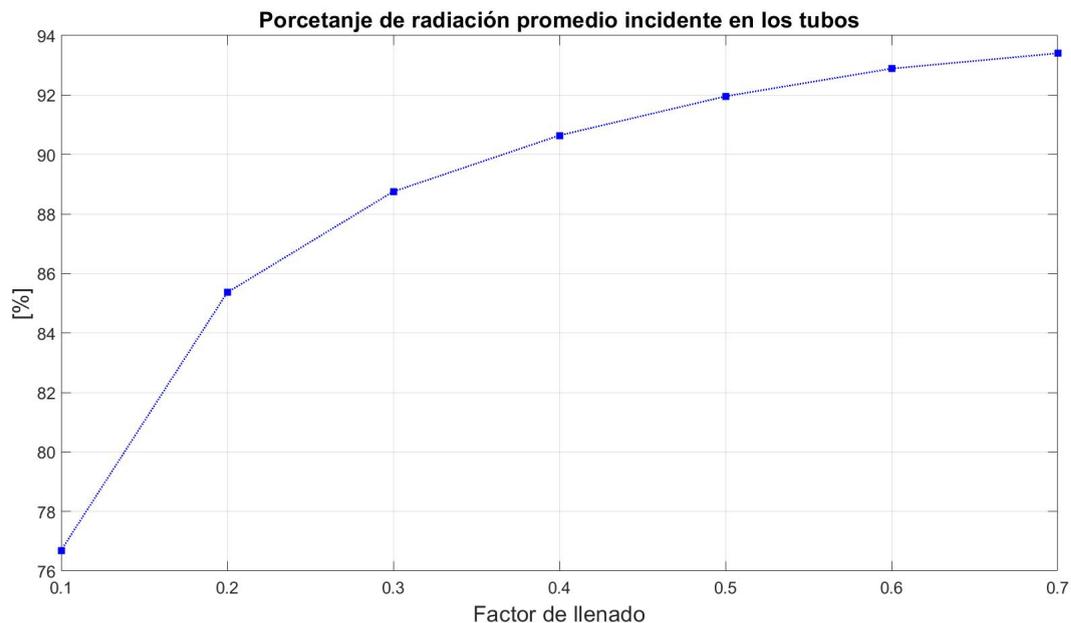


Figura 4.23: Porcentaje de radiación promedio incidente en los tubos en un intervalo de factores de llenado de  $40\% \leq f \leq 70\%$ .

Los factores de 10 % al 30 % muestran un incremento en el porcentaje promedio de incidencia en los arreglos de un 8.67 %, mientras que a partir del factor del 40 % al 70 %, el incremento es de 2.76 %, por lo que los factores superiores al 40 %, no resultan convenientes, pues la incidencia de radiación no se incrementa en un valor significativo, sin embargo, en el primer rango de 10 % a 30 % la cavidad podría extenderse hasta tamaños de 1.2 metros de diámetro, por lo que le da viabilidad de aplicación y justifica la selección del factor de llenado del 40 %.

## 4.5. Desarrollo y selección del arreglo de tubos

Para la selección de un arreglo de tubos, se deben de tomar en cuenta diferentes factores que nos permitan evaluar cuál de ellos cumple con las características más adecuadas para un funcionamiento estable, seguro y una construcción asequible. De tal forma que es necesario un análisis de factores propios del sistema, tales como:

- Propiedades físicas.

- Temperatura nominal de trabajo.
  
- Energía disponible de entrada.
  
- Delimitación del número de tubos, a partir de un análisis del comportamiento de eficiencia térmica.
  
- Delimitación del factor de llenado.

El análisis se hizo de forma minuciosa y específica, ya que se tomaron en cuenta todos los factores en conjunto, como el espacio disponible y la viabilidad de fabricación, de tal manera que resulta de gran importancia, el contar con parámetros que brinden la información del comportamiento de la energía sobre las paredes externas de los tubos absorbedores, las cuales se calientan principalmente por efectos radiativos.

Algunos de los parámetros que pueden tomarse en cuenta para el análisis, es la dispersión de la energía incidente en cada uno de los tubos con respecto al promedio, es decir, que a partir del cálculo de la desviación estándar de la incidencia radiativa promedio sobre los tubos (factor  $U$ ), se puede observar y delimitar qué tan homogénea es la distribución de la energía térmica sobre ellos. Lo cual es de suma utilidad para identificar puntos con gradientes térmicos potencialmente extremos.

Es importante procurar la máxima incidencia de energía radiante sobre los 30 tubos que forman el arreglo, definido en la sección 4.3.1. Sobre el cual se hizo el resto del análisis de esta sección, tomando en cuenta a la radiación incidente de dos formas: directa y lambertiana (difusa).

Para cada una de las formas de radiación, se calculó la eficiencia térmica del sistema (gráficas de las figuras 4.24 y 4.25), se asignaron dos factores de llenado: 0.5 (caso A) y 0.6 (caso B), tal que, para cada uno de ellos se varió la concentración de partículas suspendidas en el medio participante: 0, 2.5, 5 y 10 ppm (partes por millón). Así mismo, se calculó el factor  $U$ , tanto un valor promedio como un valor máximo (gráficas de las figuras 4.26 y 4.27).

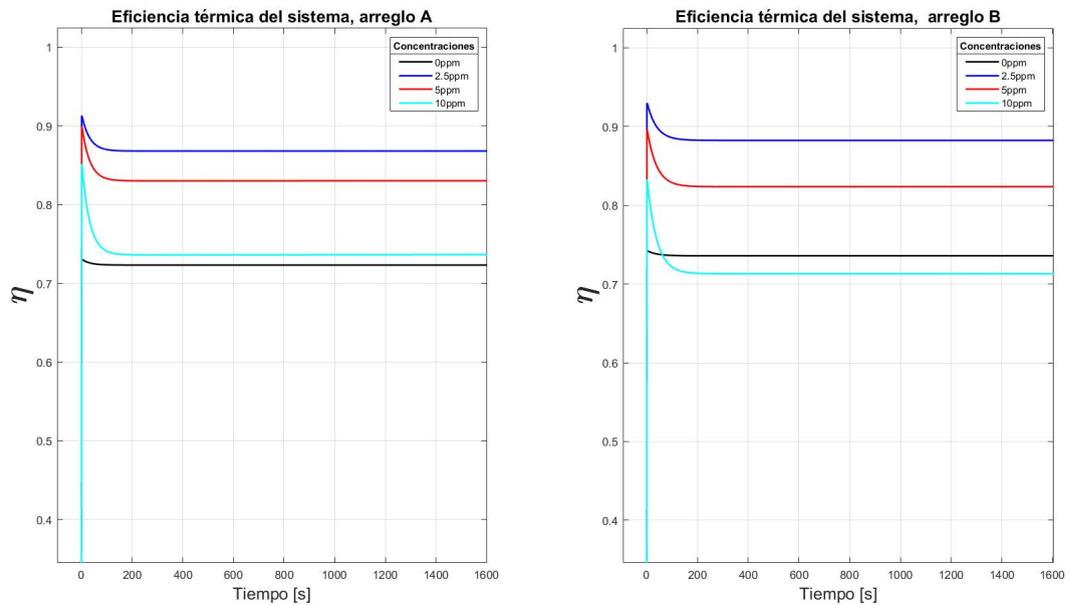


Figura 4.24: Gráfica de eficiencia térmica en función del tiempo y la concentración de partículas suspendidas con radiación directa.

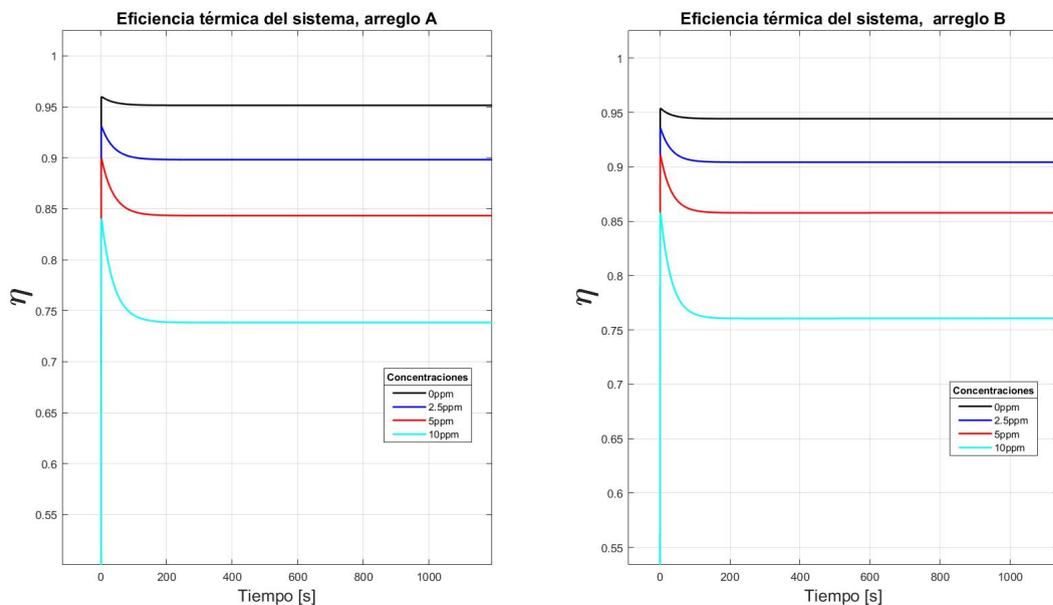


Figura 4.25: Gráfica de eficiencia térmica en función del tiempo y la concentración de partículas suspendidas con radiación difusa.

Con respecto a la eficiencia térmica del sistema, cuando se asume la incidencia de radiación directa sobre los tubos abosorbedores, se puede observar en las gráficas de la figura 4.24, que se alcanza un valor instantáneo de más del 90% y pasados poco más de 100 s,

el valor baja para estabilizarse en un valor aproximado de 87% con una concentración de partículas de 2.5 ppm. Siendo este, el valor de concentración que mayor eficiencia térmica genera. También se observa que al aumentar la concentración, dicha eficiencia disminuye. Si se considera el caso de no contar con partículas suspendidas, la eficiencia se estabiliza en un valor del 74% aproximadamente.

Mientras que para el caso de la incidencia de radiación lambertiana, el comportamiento es diferente. En las gráficas de la figura 4.25, se observa que la aportación de la presencia de partículas es nula, ya que el valor de la eficiencia térmica del sistema es inversamente proporcional al aumento de la concentración de partículas, para ambos casos (A y B). Teniendo un valor máximo del 95% sin partículas, y un valor aproximado del 90% con una concentración de 2.5 ppm.

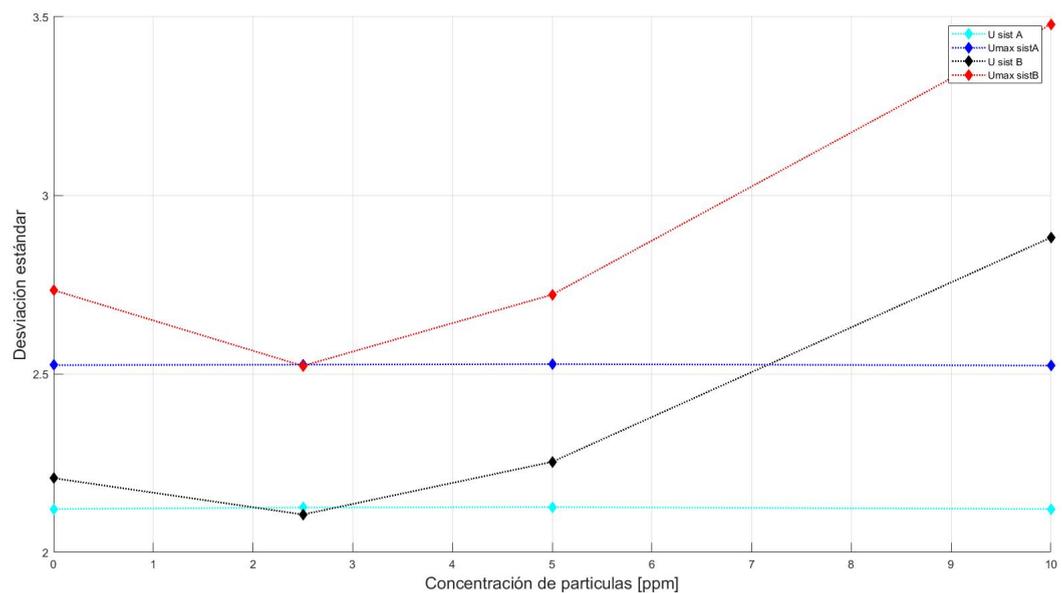


Figura 4.26: Desviación estándar de la radiación promedio directa incidente sobre la superficie de los tubos para dos factores de llenado (0.5 y 0.6), con respecto a la concentración de partículas suspendidas.

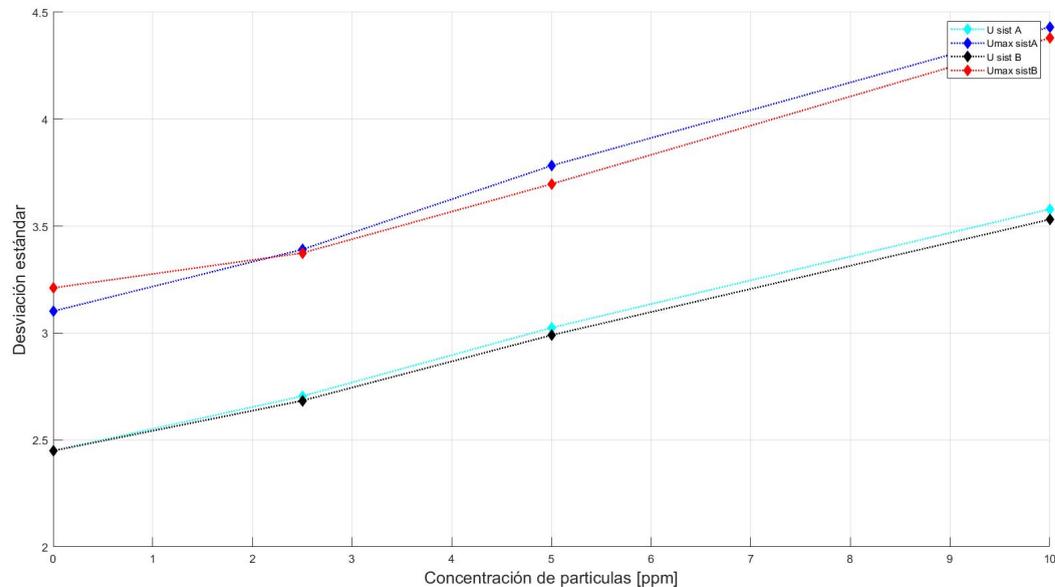


Figura 4.27: Desviación estándar de la radiación promedio difusa incidente sobre la superficie de los tubos para dos factores de llenado (0.5 y 0.6), con respecto a la concentración de partículas suspendidas.

De acuerdo con la gráfica de la figura 4.26, que corresponde al valor de la desviación estándar del promedio de la radiación directa incidente sobre la superficie de los tubos para dos factores de llenado (0.5 y 0.6), con respecto a la concentración de partículas suspendidas. La menor dispersión la genera una concentración de 2.5 ppm, lo cual indica que el medio participante ayuda a mantener la homogeneidad, ya que para los demás casos el valor de la desviación estándar es mayor.

En la gráfica de la figura 4.27, se puede observar que el aumento de la desviación estándar (tanto promedio como máxima) con respecto al número de partículas es lineal y directamente proporcional. De tal forma que en este caso, no es conveniente un medio participativo.

En resumen, se puede establecer que la eficiencia térmica del sistema con incidencia de radiación directa sobre los tubos absorbedores se ve beneficiada por la presencia de un medio participativo cuya concentración es de 2.5 ppm, cuyas propiedades corresponden al dióxido de titanio. Lo cual aplica para ambos casos de factor de llenado, el cual se encuentra dentro del intervalo establecido de 0.4 a 0.6.

# Capítulo 5

## Conclusiones y recomendaciones

En este capítulo se presentan las conclusiones del presente trabajo de terminación de grado, sobre el análisis radiativo y térmico realizado mediante la puesta en marcha de la herramienta numérica desarrollada, para darle viabilidad de aplicación. Así como del concepto de medios participantes usados en sistemas termosolares, delimitando sus características geométricas bajo el análisis de condiciones de uniformidad de energía, eficiencia y comportamiento de temperaturas.

Estas conclusiones, se dividen de acuerdo a los aspectos más relevantes que se abordaron para poder cumplir con el objetivo general. Se plantean argumentos cuantitativos y cualitativos sobre los resultados de la aplicación del método de Monte Carlo al sistema de transferencia de calor con un medio participante de propiedades isotrópicas.

### 5.1. Herramienta numérica para evaluación de transferencia de calor y radiación

El código desarrollado para el análisis de transferencia de calor por radiación, convección y conducción de forma simultánea, dentro del un receptor de cavidad cilíndrica multi-tubular, con un medio participativo, para aplicaciones de alta presión, dio resultados acertados, mostrando resultados congruentes con los esperados de forma física y proporcionando información cuantitativa y cualitativa de interés al usuario.

La herramienta numérica desarrollada permitió integrar los modelos de conducción, convección y radiación, para el cálculo de los valores cuantitativos de la irradiancia sobre las superficies internas de cada parte del sistema, así como su comportamiento térmico reflejado en la temperatura, para la evaluación de los gradientes térmicos y el cálculo de

tasa de transferencia calor.

Con los resultados que el algoritmo obtiene se pueden realizar análisis de diferentes tipos en el sistema, dependiendo de las necesidades del usuario, por lo que es fácil la adaptabilidad para el análisis bajo diferentes condiciones de interés.

La aproximación de suponer un medio participativo uniformemente distribuido en el interior de la cavidad da la viabilidad de aplicación de dicho concepto, así como el primer acercamiento del comportamiento térmico y radiativo de las partículas al interior del sistema, permitiendo evaluar su interacción con el medio.

El tiempo de computo, aún dependiendo del tipo de instrumental de computo utilizado es directamente proporcional a las características del modelo numérico implementado, por lo que en este caso el modelo utilizado para la predicción del comportamiento radiativo (Monte Carló), mostró un comportamiento convergente, el tiempo de computo resulto manejable y accesible.

La integración de un análisis térmico general en el sistema permite evaluar de forma cuantitativa y cultiva el sistema por lo que la integración después del cálculo radiativo es de importancia para los sistemas térmicos, ya que con ello se observa la interacción de la transferencia de calor general del sistema, para de esta forma llegar a considerar la mejora de las propiedades físicas.

El modelo utilizado entre volumen finito acoplado con el método de Monte Carlo para difusión de calor, con relación a el cálculo de los calores a través de las paredes de la cavidad, describieron las perdidas convectivas en forma cuasi-transitoria, lo cual muestra de forma visual y analítica que el sistema tiene congruencia térmica adecuada.

El código desarrollado para la ubicación espacial del banco de tubos resulto de ayuda para generar sistemas de forma aleatoria en el de los elementos, lo que permite al usuario evaluar de forma dinámica diferentes tipos de arreglos dependiendo de las necesidades térmicas que se deseen cubrir.

El integrar el cálculo de factor de emisión en las partículas, permitió tener un comportamiento más acercado a la realidad ya que de lo contrario la temperatura resulta incongruente pues no se considera este tipo de perdidas, las cuales son importantes en temperaturas superiores a los 673.15K.

El análisis 3D de los resultados obtenidos, vistos desde el sistema auxilian al usuario a comprender de forma didáctica el comportamiento.

## 5.2. Análisis comparativo del sistema

Con el análisis de la distribución de la radiación térmica, a partir de la resolución de la ecuación de transporte de radiación para medios participantes dentro de una cavidad, utilizando métodos de Monte Carlo, se determinó la viabilidad térmica de utilizar medios participativos, formados por partículas suspendidas en un gas como fluido de transferencia de calor, dentro del receptor de foco puntual tipo torre central.

El medio participante presentó un comportamiento de tipo almacenamiento térmico, el actúa como un “amortiguador térmico”, ya que al almacenar el calor suaviza las variaciones de índole radiativa que pudieran llegar a presentarse durante el periodo de operación del sistema, principalmente si se presenta un determinado nivel de nubosidad intermitente el cielo, ya que esto interrumpiría la captación homogénea de radiación.

La colocación del medio participante, bajo la premisa de que este se encuentra uniformemente distribuido, auxilia a la minimización de pérdidas en el sistema, ya que aumenta la probabilidad de incidencia de radiación en los tubos. Sin embargo, no se deben de tener altas concentraciones de partículas, ya que, a altas densidades de estas, las pérdidas energéticas por las paredes aumentan por efectos convectivos principalmente.

El sistema muestra un comportamiento radiativo y térmico favorable, cuando se tiene una alta reflectividad en las paredes de la cavidad, una alta absorptividad en las paredes exteriores de los tubos y una baja densidad de partículas, ya que esto garantiza que los fotones que se reflejen de la pared de la cavidad y del medio circundante, e incidan en la superficie de los tubos, los cuales se calientan por efectos radiativos y conductivos principalmente.

La simulación D, la cual tiene un 5 % de absorptividad en la cavidad, una absorptividad en los tubos de 92 % y un coeficiente de atenuación de 0.78, mostró un comportamiento adecuado de acuerdo con lo que se desea obtener del sistema propuesto, mostrando así, que la densidad de partículas debe de tener un coeficiente de atenuación ( $\beta$ ), equivalente a 0.78, que corresponde a una concentración de partículas suspendidas de 5 ppm aproximadamente, dentro de la cavidad, y así lograr el equilibrio de incidencia deseado en el sistema. Cuando el coeficiente de atenuación es mayor a 1, la incidencia en el medio participativo no aumenta de forma significativa (menor a un 2 %), sin embargo, aumenta la incidencia radiativa en las paredes de la cavidad. Esto provoca que disminuya la incidencia en los tubos hasta en un 50 %, sin embargo, disminuye las pérdidas por reflexión en un valor de 2 %, el cual no es destacable, por lo que se descartan grandes concentraciones de partículas.

La presencia de una baja concentración de partículas, de alrededor de 5 ppm, presenta aumentos de hasta el 59 %, de la radiación incidente en la superficie externa de los tubos, considerando un recubrimiento selectivo de alta absorptividad en ellos.

La comparación de simulaciones con un coeficiente de atenuación de 0.78, una absorptividad en paredes y tubos de 5 % y 92 % respectivamente, en relación con simulaciones cuyos valores de propiedades físicas oscilan entre 15 % y 5 % de absorptividad en las paredes y un 92 % de absorptividad en los tubos, muestran los resultados de la interacción de un sistema con un medio participante de baja densidad, y un sistema sin la presencia de dicho medio, se evidencia que sin la presencia del medio participante, las pérdidas por reflexión aumentan en promedio un 3 %, y la radiación incidente en las paredes aumenta hasta en un 50 %, lo cual se traducen en pérdidas al ambiente al calentar el aislante.

Para garantizar una baja cantidad de pérdidas de energía, interfieren distintos factores, sin embargo, no se debe perder de vista la necesidad imperiosa de aumentar la energía incidente y calor convectivo en la superficie externa de los tubos, ya que al interior de estas pasa el fluido de trabajo. Por lo que la radiación incidente, en las paredes del cilindro se convierte en calor que ayuda a la convección interna, pero la mayoría se perderá por convección con el ambiente.

Cuando no se tiene un medio participativo, se observó que se tenía una alta densidad energética total incidente en los tubos, sin embargo, la radiación se intensificaba en los tubos centrales del arreglo, lo que significaría un gradiente térmico alto, sin embargo, en el caso de una baja densidad de partículas, se tiene una alta incidencia energética y un aproximado uniforme en la radiación incidente en los tubos.

Para el caso de la simulación F que se conforma de cinco tubos dentro del sistema, y no tiene un medio participativo, así como una baja absorptividad de la cavidad y una alta absorptividad en los tubos. Se tuvo un promedio del 76.3 % del total de radiación incidente, de este total el 48.1 % incide en los tres tubos centrales mientras que el otro 28.23 % en los otros dos tubos, lo cual significaría un probable gradiente térmico alto en los tubos centrales y aumenta su probabilidad de fallo.

El caso del 71.13 % del total de la radiación que incide en los tubos, donde la diferencia promedio en porcentaje con respecto al incidente en cada tubo es de apenas del 0.4 % en promedio, lo que significa que la presencia de partículas si ayuda a la uniformidad de incidencia energética.

Se propone utilizar una superficie altamente reflectiva dentro de la cavidad, ya que de esta forma se garantiza que una menor cantidad de fotones se absorban en la misma.

Valores superiores al 80 % de la absorptividad, disminuyen la incidencia promedio en las paredes externas de los tubos hasta en un 88 %, lo que significa que el sistema no tendría una alta eficiencia.

El tener valores altos de la absorptividad de los tubos, significa utilizar un recubrimiento selectivo para garantizar una alta absorptividad, con un recubrimiento selectivo, aumenta

la incidencia en los tubos a más de un 60 %.

Para el caso de selección de arreglos geométricos, se recomienda evitar arreglos con tubos muy separados entre sí, pues significaría una baja incidencia radiativa en los tubos, lo que disminuirá el calor que estos transferirían al fluido de trabajo, mientras que los arreglos con tubos muy cercanos entre sí, estos actúan como una barrera radiativa, lo que disminuye significativamente la interacción de la radiación con el medio participante y este no cumple con la premisa de función, por lo que es necesario tener arreglos de tubos cuasi-homogéneos.

El medio participante que se tomó en cuenta fue dióxido de titanio ( $TiO_2$ ), ya que por sus propiedades ópticas y térmicas, es una buena opción para actuar como amortiguador térmico. El material propuesto para la ventana es cuarzo, ya que tiene una alta transmisividad en el espectro térmico de la radiación solar y resiste altas temperaturas. En cuanto a las paredes de la cavidad, se propone acero inoxidable altamente pulido, tal que su reflectividad circunde en un valor cuantitativo cercano al 0.9.

### 5.3. Análisis térmico del sistema

El sistema es consistente térmicamente, presenta dos etapas de estado transitorio y una en estado estacionario, en cualquier punto de análisis térmico de la cavidad. La primera etapa de estado transitorio representa el calentamiento del sistema, se encuentra en un intervalo de 0 a 200 s en promedio; mientras que la segunda etapa del estado transitorio se encuentra en el intervalo promedio de 200 s a 4101 s, lo que significa que el sistema comienza a mostrar pérdidas, aunque esta etapa es casi imperceptible, es cuando el aislante comienza a calentarse, mientras que a 4101 s el sistema se encuentra en equilibrio térmico, es decir, llega a su temperatura máxima, las pérdidas se muestran de manera constante.

La temperatura de operación en el reservorio aumenta de 298.15 K a 573.15 K, en el intervalo de tiempo de 0 a 4101 s, donde posteriormente se mantiene constante, cuando se tiene una entrada continua de energía radiante de 20 kW.

Las partículas aumentan su temperatura en un 40 % (298.15 K a 420.5 K), en un intervalo de tiempo de 0 a 129 s, donde continúa aumentando hasta llegar al equilibrio térmico con una temperatura máxima de 695.81 K, en aproximadamente 4101 s, esto considerando una entrada constante de energía de 20 kW.

Las paredes de la cavidad se calientan en un intervalo de 0 a 136 s con una entrada continua de radiación de 20 kW, la segunda etapa transitoria es casi imperceptible por lo que se asume que, a partir de este periodo de tiempo, las paredes comienzan a perder calor de forma constante, alrededor de 3126 W en promedio, es decir, el 15.63 % del calor total

incidente, tal que este porcentaje de pérdida puede reducirse aumentando el grosor del aislante.

El calor total absorbido en el reservorio es el 84.14 % del total de la energía incidente en el sistema, a una entrada constante de energía radiativa de 20 kW.

Al tener una concentración baja de partículas en el interior de la cavidad, así como un calor específico bajo, significa que la demanda de calor no es alta, de tal forma que tanto la absorción como la pérdida de calor en la etapa estacionaria, es de un valor promedio de aproximadamente 20 W.

El calor que las partículas absorben en el sistema es de aproximadamente 20 W, cuya cantidad es directamente proporcional a la densidad de partículas presentes en el medio, por lo que al tener una densidad baja de partículas, estas aumentan rápidamente su temperatura. En un intervalo de 0 a 100 s su temperatura aumenta en un 30 % de 298 K a 425 K, y en el intervalo de tiempo de 100 s a 4000 s el aumento es lineal, llegando a un máximo de 695.81 K de temperatura nominal, es decir, que su temperatura del tiempo 0 al equilibrio, aumenta en un 56.84 %.

La eficiencia térmica del sistema a la entrada de un flujo radiativo constante de 20 kW, llega a un máximo en estado de equilibrio de 84.14 %.

La temperatura del reservorio después del salir de operación el sistema, disminuye apenas en un 0.18 %, ya que se consideró agua como fluido de trabajo y tiene un calor específico alto, perdiendo el calor por convección y haciendo lento el enfriamiento, sin embargo, el delta de temperaturas se traduce en valores altos, lo cual se ve con las pérdidas de calor del reservorio cuando el sistema sale de operación, pues se pierde de forma casi instantánea el 45.54 % del calor total almacenado, ya que cesa la principal fuente de calor (la radiación), y se alimenta únicamente de convección interna, perdiendo calor por convección natural externa.

El calor de las partículas, después de salir de operación el sistema se mantiene constante. Ya que al inicio de salir de operación el sistema, el calor disminuye en un 3.89 %, y después, fuera de operación las partículas disminuyeron su temperatura en 11.83 %. El sistema fuera de operación es dominado por fenómenos convectivos.

Las paredes, cuando el sistema se encuentra fuera de operación, pierden casi la misma cantidad de energía que el sistema a su máxima carga térmica, lo que significa que el aislante térmico del sistema realiza una función adecuada.

## 5.4. Número de fotones y tiempo de cómputo

De acuerdo a los resultados obtenidos la cantidad de fotones adecuada para el sistema se encuentra entre el rango entre  $1x10^6$  y  $1x10^7$ , con fines prácticos se selecciono el tamaño de muestra de  $1x10^7$ , el cual mostró un tiempo de simulación de 3.45 min, desde la parte radiativa hasta la parte de análisis térmico.

Las cantidades superiores de fotones que interaccionen en el sistema, tienen una probabilidad significativa de acercarse rápidamente al comportamiento de la media del sistema, es decir representara de forma más acertada lo que sucede al interior del sistema, ya que disminuye el error estocástico

El error estocástico promedio con  $1x10^7$  fotones, es de 0.011 % con una diferencia de 0.026 % con respecto a  $1x10^6$  por lo que entra en intervalo de interacción del sistema.

El tiempo de cómputo está relacionado con las características de la infraestructura de cómputo disponible, y es independiente de la semilla utilizada, la tendencia del comportamiento de dicho tiempo, es directamente proporcional con número de fotones considerados en el sistema, el cual aumenta de forma exponencial.

El aumento de tiempo de computo va desde el 13 % entre las dos cantidades menores de fotones interaccionando en el sistema utilizado ( $1x10^4$  y  $1x10^5$ ), hasta casi diez veces más del tiempo total de cómputo entre el valor más bajo y más grande de fotones aplicados para este trabajo ( $1x10^4$  y  $1x10^8$ ).

El tiempo de cómputo aumenta 90 % (aproximadamente 3 minutos entre sí) entre los valores de  $1x10^6$  y  $1x10^7$  fotones de acuerdo a la geometría utilizada, lo cual resulta operativamente viable.

El rango del error promedio estocástico entre los tiempos de computo respecto al número de fotones, se encuentra entre 0.2 % y 0.45 %, con un aumento proporcional del 50 % del error entre cada orden de magnitud. Al observar el aumento del valor de la semilla, el error con una densidad menor de fotones aumenta, por lo que el error estocástico es proporcional al número de semilla utilizado.

## 5.5. Número de tubos

La incidencia de energía radiativa en el sistema con 30 tubos en promedio es de 91.67 % y la eficiencia térmica del 83.03 %, representado los puntos de inflexión de ganancia de energía en el sistema respecto a un intervalo de arreglo de tubos entre 10 y 55 tubos, lo que representa que es el número adecuado de tubos para aplicar para el sistema simulado,

ya que por fines de construcción aún es operativamente viable y económicamente rentable.

En el intervalo de 10 a 30 tubos la eficiencia térmica tiene un rango de 12.44 puntos porcentuales, de tal forma que el 3% restante, se concentra de 30 a 55 tubos. Por lo que no es conveniente, desde la perspectiva de eficiencia, aumentar un número de tubos a más de 30, ya que no se tiene una ganancia energética significativa.

La eficiencia térmica va en aumento junto con el número de tubos, ya que se tiene una mayor área ocupada por los tubos, y de esta forma la probabilidad que los fotones se absorban en ellos aumenta. En los intervalos de tubos de 10 a 25 tubos es del 83.71%, y en de 30 a 50 tubos es del 93% en promedio, por lo que una mayor cantidad de tubos representa mayor probabilidad de incidencia

El aumento de la eficiencia radiativa en el intervalo de 10 a 55 tubos es del 10% aproximadamente. El mayor aumento de esta se muestra en el intervalo de diez a treinta tubos la eficiencia crece 8.16%, mientras que de 30 a 55 tubos la eficiencia radiativa presenta un aumento promedio de 1.84%, por lo que no es conveniente utilizar un rango de tubos mayores a 30.

La eficiencia térmica se encuentra en un intervalo del 70.59% a 86.04%, entre los arreglos de tubos de 10 a 55, por lo que se difiere de la eficiencia radiativa siendo menor en 15.45%, ya que se consideran las pérdidas conectivas.

Al aumentar el porcentaje incidente de radiación sobre la superficie de los tubos, disminuye la cantidad que interacciona con el medio, o con otras partes del sistema.

Con una menor cantidad de tubos, observamos una mayor interacción en el medio, pero una mayor cantidad de pérdidas radiativas del sistema ya que sale mayor cantidad de energía por las paredes, mientras que con una mayor cantidad de tubos, el sistema se hace inviable económica y técnicamente para la construcción

## 5.6. Factor de llenado

Se determinó que el factor de llenado que este es un elemento sensible para el acomodo de tubos y el comportamiento térmico del sistema, lo que resultó importante considerarlo como una variable independiente.

El factor de llenado que mostró un comportamiento adecuado de acuerdo a los requerimientos del sistema fue el de 40%, pues este es consistente en mostrar una menor dispersión de datos al analizar la desviación estándar de energía incidente (uniformidad de energía), la eficiencia térmica y la desviación estándar máxima (riesgo por estrés térmico), con un

numero fijo de tubos de 30, el radio de apertura es 0.15m y el radio interno y externo de los tubos se mantiene en 0.00715m y 0.00237m respectivamente.

Al observar el comportamiento de las eficiencias medias, tanto térmica como radiativa, conforme aumenta el factor de llenado las eficiencias aumentan, esto porque se tiene menos espacio entre tubos y una menor interacción con las paredes del sistema, lo cual garantiza la disminución de pérdidas térmicas, pero esto no garantiza un adecuado comportamiento térmico de los tubos.

En el caso del comportamiento de la mediana de la eficiencia térmica, se tiene un intervalo que va de 57.48 % a 85.66 %, con un rango de 28.29 puntos porcentuales, por lo que se puede afirmar que son necesarios factores de llenado más grandes. Por otro lado, podrían existir problemas de una mala dispersión de calor, al estar los tubos tan próximos entre sí.

El mayor crecimiento de la eficiencia térmica, se ve marcado en los tres primeros factores (10 % al 30 %) de llenado, la cual va de 54.48 % a 78 %, con una diferencia del 20.52 %. Mientras que de 30 % a 70 %, es de apenas 7.71 %, por lo que se puede concluir, que el intervalo mas adecuado del factor de llenando se encontró entre 30 % y 70 %, ya que aquí la eficiencia no es tan variable, lo cual significa que nuestro sistema térmico comienza a ser convergente y llega a su limite máximo.

Al observar el comportamiento del valor promedio de la desviación estándar, este se encuentra en un intervalo de 101.14 W a 110.59 W, con un rango de 9.37 W aproximadamente, por lo que no se afectó en gran medida por la influencia de un factor de llenado mayor, ya que no tiene un comportamiento uniforme, no se delimitó un factor de llenado a partir de esta, sin embargo, como se buscó un valor bajo permisible. Lo que se cumplió para el caso de los factores de 50 % y 60 %, como un preámbulo general.

El factor de llenado del 30 % tiene un rango de dispersión de datos de la desviación estándar de la energía incidente en cada tubo de 101.97 W, el cual corresponde a un valor elevado, en comparación con su dispersión media de 43.46W por lo que podría generar estrés térmico en los tubos al tener una uniformidad tan variante en arreglos con dicho factor de llenado.

El factor de llenado 40 %, el rango de dispersión de datos de la desviación estándar de la energía incidente en cada tubo es de 83.44 W, siendo este un 22 % menor que el factor de 30 %, mientras que su rango medio de datos es de 27.7W por lo que la dispersión estándar en este factor de llenado se encuentra alrededor de 50.74 W, lo cual es un valor permisible, lo que puede asegurar una mayor probabilidad de uniformidad de energía.

Los factores de llenado entre el 50 % al 70 %, reducen el tamaño de la cavidad, por lo que reducen la interacción con el medio participante y con otros elementos del sistema, aunque

esto podría reducir las pérdidas térmicas. También significa una convección menor entre los tubos y podría causar puntos muy calientes en los mismos, por tanto, el fallo de ellos y del sistema.

La propensión a sufrir daño por estrés térmico en los tubos aumenta de forma proporcional al factor de llenado, ya que al tener un menor espacio para la distribución energética entre tubos, podría ocasionar una disparidad térmica.

La media del riesgo en dichos factores de llenado de 30 % y 40 % se encuentra en 3.23 y 3.36 respectivamente, que equivale a una diferencia de 4 %, por lo que para este caso, se seleccionó el factor de 40 %, principalmente por el tamaño de cavidad que este genera, y porque dicho factor se observa como el punto de inflexión para el aumento de estrés térmico en el sistema.

Los factores de 10 % al 30 % muestran un incremento en el porcentaje promedio de incidencia radiativa en los arreglos de un 8.67 %, mientras que a partir del factor del 40 % al 70 % un incremento de 2.76 %, por lo que los factores superiores al 40 %, no resultan viables técnicamente.

## 5.7. Selección del arreglo

Se identificó un intervalo de 0.4 a 0.6 del factor de llenado, como el adecuado para lograr la mayor eficiencia térmica posible del sistema.

La incidencia de radiación directa sobre los tubos absorbedores, junto con una concentración de partículas de 2.5 ppm en el medio participante, generan el mayor valor de eficiencia térmica del sistema, aproximadamente 87 %. Mientras que con radiación difusa, el medio participante no resulta conveniente.

Con respecto a la desviación estándar de la incidencia radiativa promedio sobre los tubos, así como los valores máximos de dicha desviación, permite corroborar que la dispersión es menor con radiación directa y una concentración de partículas de 2.5 ppm, siempre que el factor de llenado se encuentre dentro del intervalo propuesto.

# Bibliografía

- Abuseada, M., y Ozalp, N. (2020). Experimental and numerical study on heat transfer driven dynamics and control of transient variations in a solar receiver. *Solar Energy*, 211, 700-711.
- Avila, A. (2011). Volumetric receivers in solar thermal power plants with central receiver system technology: A review. *Solar Energy*, 85(5), 891-910.
- Aziz, A. (2003). Conduction heat transfer. En A. Bejan y A. Kraus (Eds.), *Heat transfer handbook* (p. 161-260). John Willey & Sons, Inc.
- Badescu, V. (2008). *Modeling solar radiation at the earth's surface*. Springer-Verlag.
- Baud, G., Jacques, J., Mouna, B., Hafi, E., y Olalde, G. (2012). Radiative heat transfer modelling in a concentrated solar energy bubbling fluidized bed receiver using the monte carlo method. *Journal of Physics: Conference Series*, 369, 10.
- Biencinto, M., González, L., y Valenzuela, L. (2016). A quasi-dynamic simulation model for direct steam generation in parabolic troughs using trnsys. *Applied Energy*, 161, 133-142.
- Cengel, A., Y.; Ghajar. (2011). *Transferencia de Calor y Masa: Fundamentos y Aplicaciones*. McGraw-Hill.
- Chang, C., Sciacovelli, A., Wu, Z., Li, X., Li, Y., Zhao, M., . . . Ding, Y. (2018). Enhanced heat transfer in a parabolic trough solar receiver by inserting rods and using molten salt as heat transfer fluid. *Applied Energy*, 220(March), 337-350.
- Cheng, Z., He, Y., y Cui, F. (2013a). A new modelling method and unified code with mcrct for concentrating solar collectors and its applications. *Applied Energy*, 101, 686-698. (Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems)

- Cheng, Z., He, Y., y Cui, F. (2013b). Numerical investigations on coupled heat transfer and synthetical performance of a pressurized volumetric receiver with mcrt-fvm method. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 1044-1054.
- Cyulinyana, H., M.and Winkler. (2017). Surface solar spectrum characteristics in tropical regions with specific reference to rwanda. *Energy Procedia*, 142, 545-551.
- Duffie, y Beckman. (2013). *Solar engineerting of thermal processes*. John Wiley and Sonsc Inc.
- Ertürk, H., y Howell, R. (2018). Monte carlo methods for radiative transfer. En F. Kulacki (Ed.), *Handbook of thermal science and engineering* (p. 1202-1236). Springer.
- Grigoryev, Vshivko, y Fedoruk. (2002). *Gruyter, Nuerical "Particle-in-cell" Methods, theory and applications*.
- Grigoryev, V., Yu.N.and Vshivko, y Fedoruk, M. (2002). *Nuerical "Particle-in-cell" Methods, theory and applications*. Gruyter.
- Guadarrama, A., Villafán, H., Valadés, P., Arancibia, C., Riveros, D., y Romero, H. (2018). Radiative analysis in a multichanneled monolith solar reactor coated with  $znfe_2o_4$  thin film. *International Journal of Thermal Sciences*, 132, 275-284.
- Hassler, U. (2016). *Stochastic processes and calculus*. Springer.
- Ho, C. (2017). 6 - a new generation of solid particle and other high-performance receiver designs for concentrating solar thermal (cst) central tower systems. En M. J. Blanco y L. R. Santigosa (Eds.), *Advances in concentrating solar thermal research and technology* (p. 107-128). Woodhead Publishing.
- Ho, C., y Iverson, B. (2014). Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 29, 835-846.
- Honner, M., y Sroub, J. (2009). Modeling of thermal spraying heat transfer processes by exodus stochastic method. *Journal of Thermal Spray Technology*, 18, 1014.
- Huang, X., Chen, X., Shuai, Y., Yuan, Y., Zhang, T., Li, B., y Tan, H. (2015). Heat transfer analysis of solar-thermal dissociation of  $NiFe_2O_4$  by coupling MCRTM and FVM method. *ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT*, 106, 676-686.

- Illana, J. (2013). *Métodos monte carlo*. Universidad de Granada.
- Incropera, F., y DeWitt, D. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. Prentice Hall.
- Inventivepower. (2020). *Invetivepower proyectos instalados*. Descargado de <https://inventivepower.com.mx/solucion-en-energia-solar/proyectos-instalados/>
- Iparraguirre, D. P. (2020). *TESIS DOCTORAL DESARROLLO DE UN PROTOTIPO DE CAPTADOR SOLAR FRESNEL LINEAL DE MEDIA TEMPERATURA*. Universidad de Almería.
- Iqbal, M. (1983). *Métodos de Monte Carlo*. Academic Press Canada.
- Jaluria, Y. (2018). Design of thermal systems. En F. Kulacki (Ed.), *Handbook of thermal science and engineering* (p. 219-276). Springer.
- Kalogirou. (2014). *Solar energy engineering - processes and systems*. Elsevier.
- Kumar, R., y Kumar, R. (2021a). Thermo-hydrodynamic modeling of flow boiling through the horizontal tube using eulerian two-fluid modeling approach. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 168, 16.
- Kumar, R., y Kumar, R. (2021b). Two-fluid modeling of direct steam generation in the receiver of parabolic trough solar collector with non-uniform heat flux. *Energy*, 226, 20.
- Liu, Y., Ye, W., Li, Y., y Li, J. (2018). Numerical analysis of inserts configurations in a cavity receiver tube of a solar power tower plant with non-uniform heat flux. *Applied Thermal Engineering*, 140, 1-12.
- Madera, A., y Sotnikov, N. (1996). Method for analyzing stochastic heat transfer in a fluid flow. *Applied Mathematical Modelling*, 20(8), 588-592.
- Martínez, I., y Almanza, R. (2007). Experimental and theoretical analysis of annular two-phase flow regimen in direct steam generation for a low-power system. *Solar Energy*, 81(2), 216-226.
- Melchior, T., y Steinfeld, A. (2006). Radiative transfer within a cylindrical cavity with diffusely/specularly reflecting inner walls containing an array of tubular absorbers. *American Solar Energy Society - Solar 2006: 35th ASES Annual Conf.*,

*31st ASES National Passive Solar Conf., 1st ASES Policy and Marketing Conf., ASME Solar Energy Division Int. Solar Energy Conference, 3*, 1209–1216.

Melchior, T., y Steinfeld, A. (2008). Radiative transfer within a cylindrical cavity with diffusely/specularly reflecting inner walls containing an array of tubular absorbers. *Journal of Solar Energy Engineering*, 130, 7.

Modest, M. (2013). *Radiative heat transfer*. Academic Press and Elsevier.

Ortega, J., Khivsara, S., Christian, J., Ho, C., Yellowhair, J., y Dutta, P. (2016). Coupled modeling of a directly heated tubular solar receiver for supercritical carbon dioxide Brayton cycle : Optical and thermal-fluid evaluation. *Applied Thermal Engineering*.

Paltani, S. (2011). Monte carlo methods [Manual de software informático]. Univity of Geneva.

Payback, S. (2018). Calor solar para la industria (mexico). *Solar Payback*, 76. Descargado de [https://www.solar-payback.com/wp-content/uploads/2018/08/Solar-Payback\\_Calor-Solar-para-la-Industria\\_Mexico.pdf](https://www.solar-payback.com/wp-content/uploads/2018/08/Solar-Payback_Calor-Solar-para-la-Industria_Mexico.pdf)

Peng, Z., Doroodchi, E., y Moghtaderi, B. (2020). Heat transfer modelling in discrete element method (dem)-based simulations of thermal processes: Theory and model development. *Progress in Energy and Combustion Science*, 79, 100847.

Qiu, Y., He, Y.-l., Cheng, Z.-d., y Wang, K. (2015). Study on optical and thermal performance of a linear Fresnel solar reflector using molten salt as HTF with MCRT and FVM methods. *APPLIED ENERGY*, 146, 162–173.

Rabl, A. (1985). *Active solar collectors and their applications*. Oxford University Press.

R. Bird, E. L., W. Stewart. (2006). *Fenómenos de Transporte*.

Riveros, D. (2008).

Riveros-Rosas, D., Arancibia-Bulnes, C. A., Bonifaz, R., Medina, M. A., Peón, R., y Valdes, M. (2015). Analysis of a solarimetric database for Mexico and comparison with the CSR model. *Renewable Energy*, 75, 21-29.

- Saghafifara, M., Mohammadi, K., y Powell, K. (2020). Design and analysis of a dual-receiver direct steam generator solar power tower plant with a flexible heliostat field. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 39, 21.
- SENER. (2020). *Sistema de información energética*. Descargado 2020-06-25, de <http://sie.energia.gob.mx/>
- Sheikholeslami, M., Rizwan-ul, H., Ahmad, S., Yassir., Z., y Tlili. (2019). Heat transfer simulation of heat storage unit with nanoparticles and fins through a heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 470-478.
- Shittu, S., Li, G., Zhao, X., Ma, X., Akhlaghi, Y. G., y Ayodele, E. (2019). High performance and thermal stress analysis of a segmented annular thermoelectric generator. *Energy Conversion and Management*, 184 (October 2018), 180–193.
- Solis, M., y Juárez, C., L.and Flores. (2009). *Simulación de modelos en ecuaciones diferenciales ordinarias*. Universidad Autónoma Metropolitana - Iztapalapa.
- Ullah, N., Nadeem, S., y Khan, A. (2021). Finite element simulations for natural convective flow of nanofluid in a rectangular cavity having corrugated heated rods. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 143, 4169-4181.
- Valades, P., y Arancibia, C. (2017). Transient behavior of a multi-tubular cavity solar thermochemical. *Applied Thermal Engineering*, 123, 1255-1262.
- Valades-Pelayo, P. J., Romero-Paredes, H., Arancibia-Bulnes, C. A., y Villafán-Vidales, H. I. (2016). Geometric optimization of a solar cubic-cavity multi-tubular thermochemical reactor using a Monte Carlo-finite element radiative transfer model. *Applied Thermal Engineering*, 98, 575–581.
- Valenzuela, L., Saynes, J., y Moya, S. (2016). Análisis termo-hidráulico de captadores solares cilindroparabólicos para generación directa de vapor con relap5. *Tecnología y Ciencias del Agua*, VII, 75-91.
- Venegas, S. (2008). Caminatas cuánticas: definiciones y algoritmos. *CINVESTAV*, 1(1), 64-71.
- Villafán, H., Arancibia, U., C. Dehesa, Carrasco, O., y Romero, H. (2009). Monte carlo radiative transfer simulation of a cavity solar reactor for the reduction of cerium oxide. *International Journal of Hydrogen Energy*, 34(1), 115-124.

- Wang, F., Shuai, Y., Tan, H., Zhang, X., y Mao, Q. (2013). Heat transfer analyses of porous media receiver with multi-dish collector by coupling mcrt and fvm method. *Solar Energy*, 93, 158-168.
- Weiss, W., y Spokr-dur, M. (2008). Solar heat worldwide. *Journal of Chemical Information and Modeling*, 53(9), 287.
- Witelski, T., y Bowen, M. (2015). *Springer undergraduate mathematics series methods of mathematical modelling continuous systems and differential equations*.
- Wuab, H., Guia, N., Yanga, X., Tuab, J., y Jiang, S. (2017). Numerical simulation of heat transfer in packed pebble beds: Cfd-dem coupled with particle thermal radiation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 110, 393-405.
- Y., H., Xiao, J., Cheng, Z., y Tao, Y. (2011). A mcrt and fvm coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector. *Renewable Energy*, 36(3), 976-985.
- Zarza, E. (2003). *Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos proyecto direct solar steam (diss)*. Universidad de Sevilla.
- Zheng, M., Zapata, J., Asselineau, C., Coventry, J., y Pye, J. (2020). Analysis of tubular receivers for concentrating solar tower systems with a range of working fluids, in exergy-optimised flow-path configurations. *Solar Energy*, 211, 999-1016.

# Apéndice A

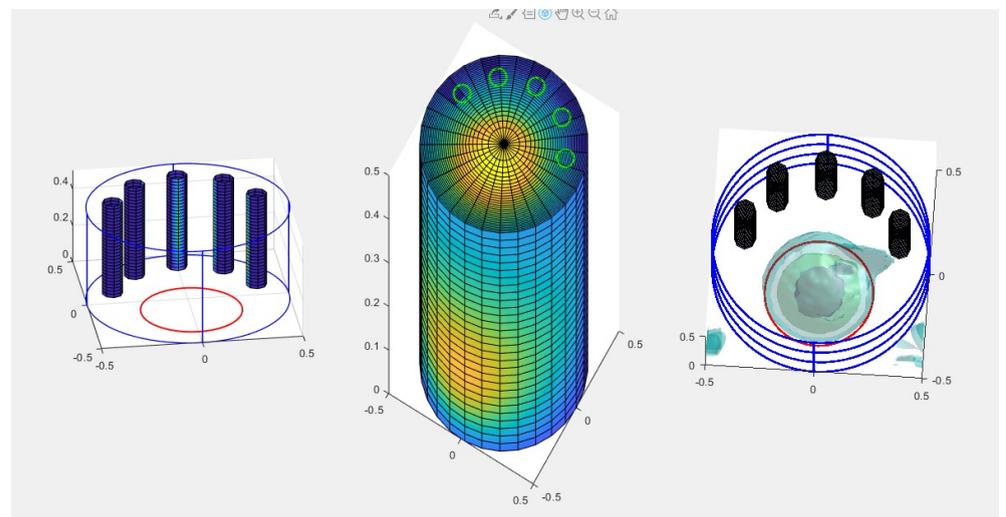
## Información del sistema constante

Información general del sistema					
Propiedad	Valor numérico	Propiedad	Valor numérico	Propiedad	Valor numérico
$E_o$	20000	d	0.001	s	0.1
Modo	Lambertiano	$K_T$	42	$K_a$	0.036
$X_P$	0.0048	$X_a$	0.04	$\rho$	128
$Cp_a$	795	$R_a$	0.15	$r_T$	0.0071
$r_{T,i}$	0.0024	$CP_M$	500	$\rho_P$	4230
$\rho_{aire}$	1225	$Cp_P$	528	Albedo	0.99
$h_{pP}$	5.5	$m_R$	60	$Cp_R$	4200
$T_a mb$	298.15	$h_R$	1400	$h_{amb}$	15

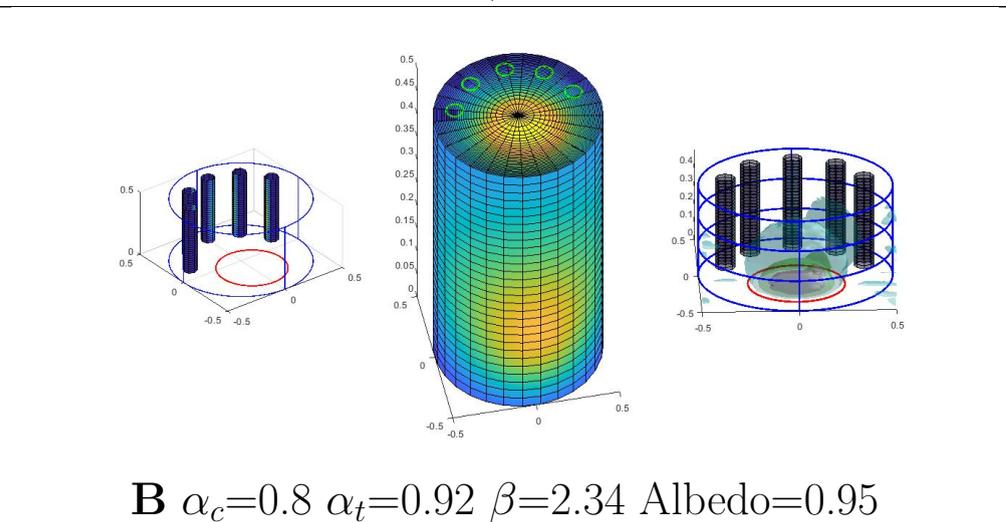


# Apéndice B

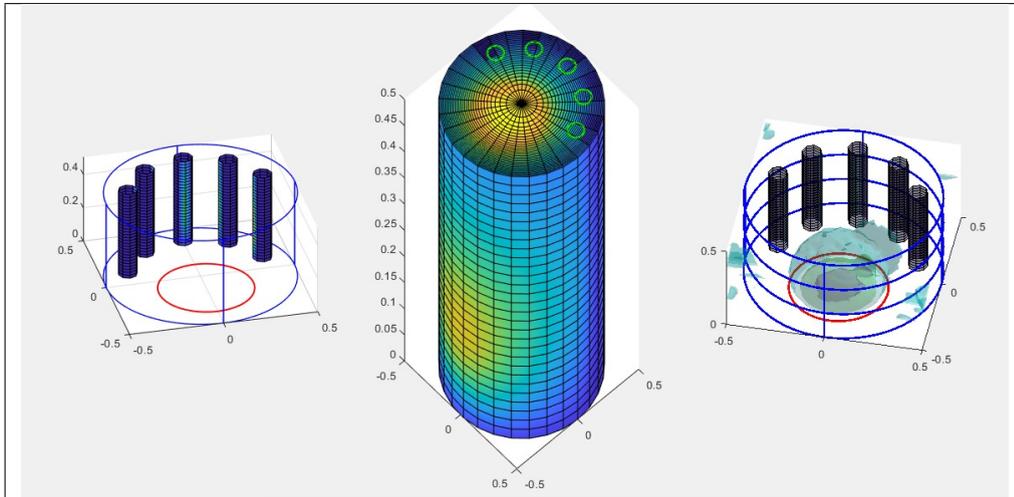
Comportamiento radiativo del sistema con y sin medio participativo



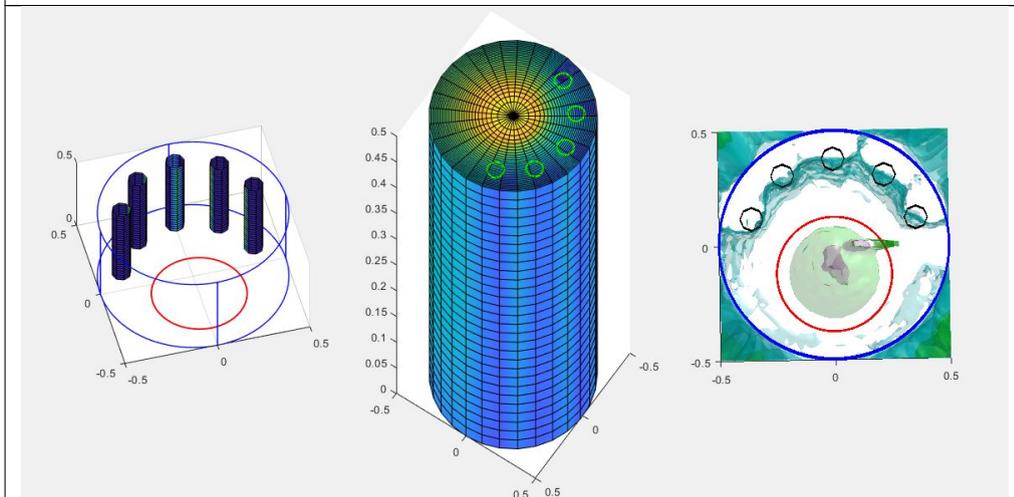
**A**  $\alpha_c=0.8$   $\alpha_t=0.8$   $\beta=0.8$  Albedo=0.95



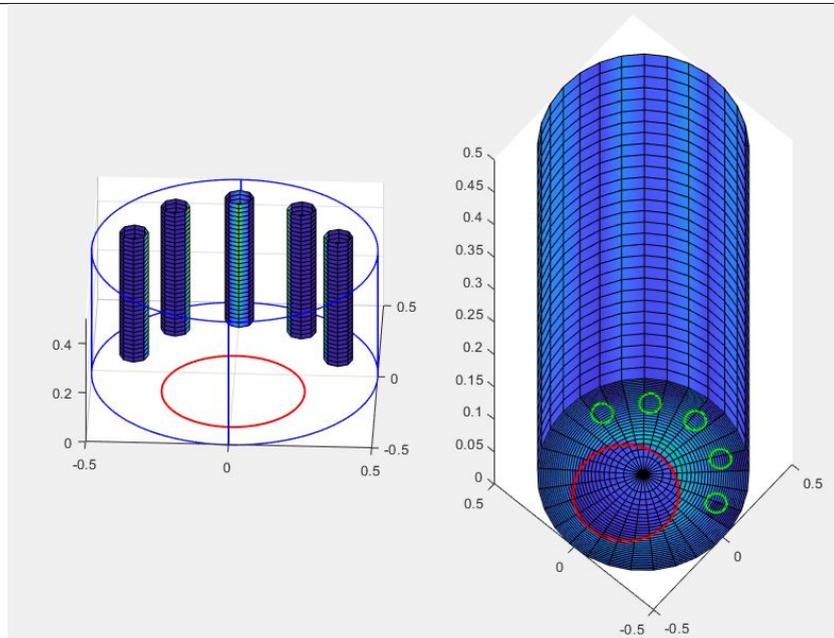
**B**  $\alpha_c=0.8$   $\alpha_t=0.92$   $\beta=2.34$  Albedo=0.95



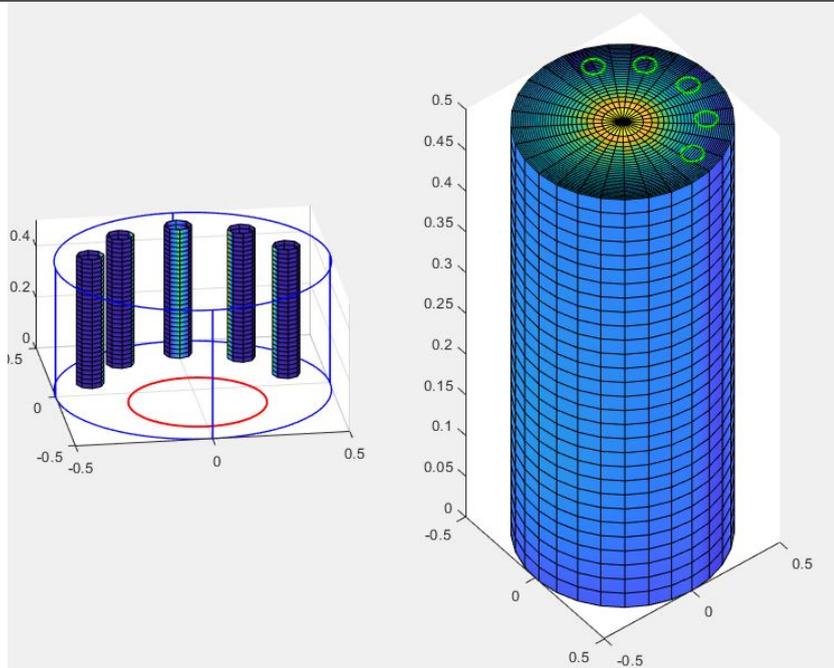
**C**  $\alpha_c=0.95$   $\alpha_t=0.92$   $\beta=1.17$  Albedo=0.95



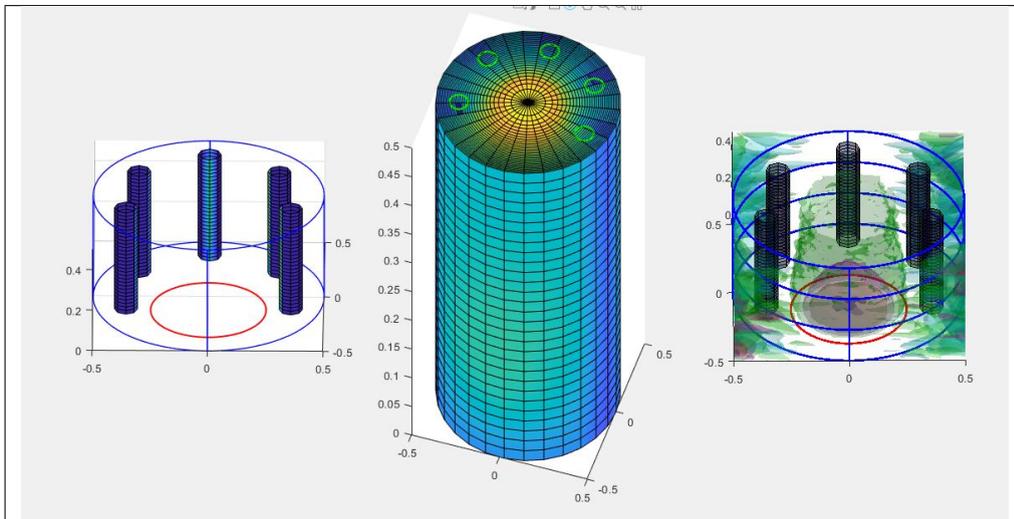
**D**  $\alpha_c=0.05$   $\alpha_t=0.92$   $\beta=0.78$  Albedo=0.95



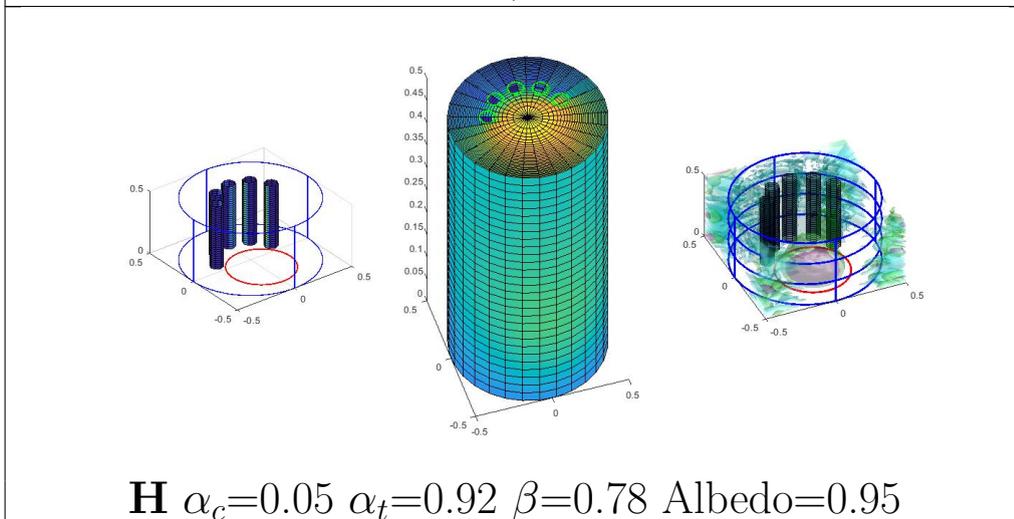
**E**  $\alpha_c=0.15$   $\alpha_t=0.92$   $\beta=0$  Albedo=0.95



**F**  $\alpha_c=0.05$   $\alpha_t=0.92$   $\beta=0$  Albedo=0.95



**G**  $\alpha_c=0.05$   $\alpha_t=0.92$   $\beta=0.78$  Albedo=0.95



**H**  $\alpha_c=0.05$   $\alpha_t=0.92$   $\beta=0.78$  Albedo=0.95

# Apéndice C

Información del sistema para comparación de temperaturas con el medio participativo

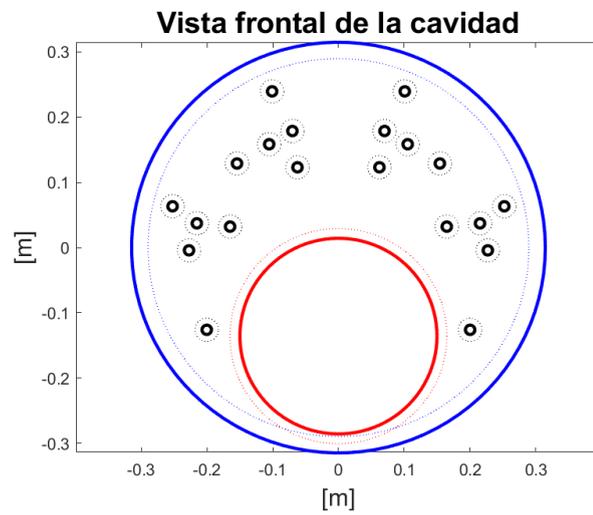
Información general del sistema			
Propiedad	Valor numérico	Propiedad	Valor numérico
$E_o$	20000	AbsVentana	0.04
AbsCavidad	0.01	AbsTubos	0.92
DifVentana	0.055	DifMetal	0.1
d	0.0010	S	0.1
$K_t$	42	$K_a$	0.036
$X_p$	0.0048	$X_{a1}$	0.04
$X_{a2}$	0.04	$X_{a3}$	0.04
$R_a$	0.15	$R_c$	0.2726
$L_c$	1.1064	$r_t$	0.0071
$r_{ti}$	0.0024	$r_g$	0.0107
$r_{gv}$	0.015	$r_{gc}$	0.025
f	0.6	ppm	5
B	3.9	Albedo	0.990
g	0.6	$h_p$	5.50
$m_r$	60	Ts	6000
dt	1		



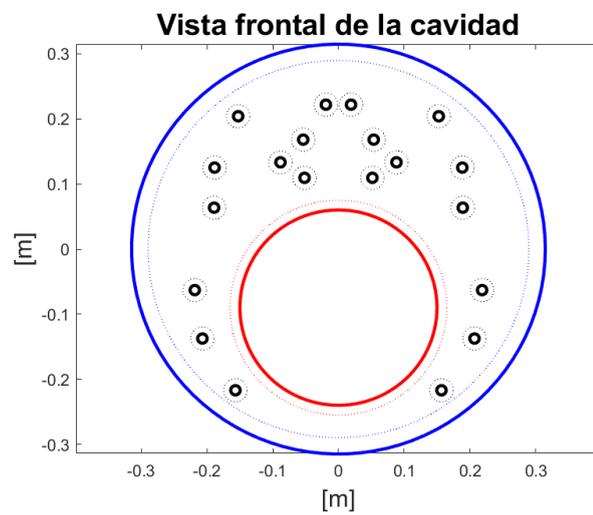
# Apéndice D

## Información del sistema para determinación del número de fotones

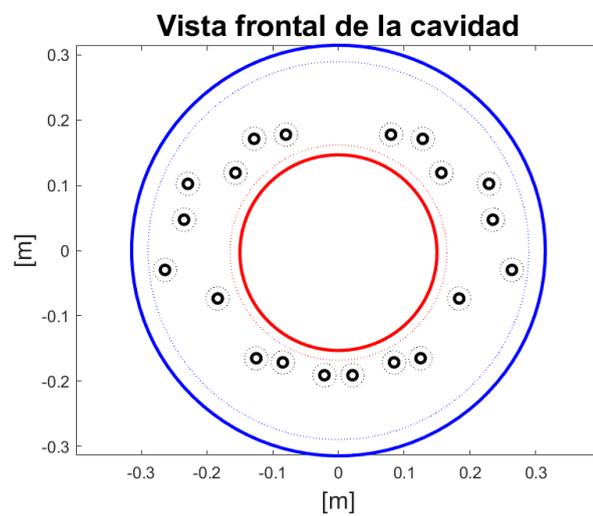
Información general del sistema			
Propiedad	Valor numérico	Propiedad	Valor numérico
$E_o$	20000	AbsVentana	0.04
AbsCavidad	0.01	AbsTubos	0.92
DifVentana	0.055	DifMetal	0.1
d	0.0010	S	0.1
$K_t$	42	$K_a$	0.036
$X_p$	0.001	$X_{a1}$	0.04
$X_{a2}$	0.04	$X_{a3}$	0.04
$R_a$	0.15	$r_t$	0.00714375
$r_{ti}$	0.0023749	$r_g$	0.010715625
$r_{gv}$	0.015	$r_{gc}$	0.025
f	0.4	ppm	5
B	3.9	Albedo	0.990
g	0.6	$h_p$	5.50
$m_r$	60	Ts	6000
dt	1		



(a) Semilla 0



(b) Semilla 1



(c) Semilla 2

Figura D.1: Ubicación espacial de tubos y ventana, para diferentes semillas de números pseudoaleatorios

# Apéndice E

## Información del sistema para determinación del número de tubos

Información general del sistema			
Propiedad	Valor numérico	Propiedad	Valor numérico
$E_o$	20000	AbsVentana	0.04
AbsCavidad	0.01	AbsTubos	0.92
DifVentana	0.055	DifMetal	0.1
d	0.0010	S	0.1
$K_t$	42	$K_a$	0.036
$X_p$	0.001	$X_{a1}$	0.04
$X_{a2}$	0.04	$X_{a3}$	0.04
$R_a$	0.15	$r_t$	0.00714375
$r_{ti}$	0.0023749	$r_g$	0.010715625
$r_{gv}$	0.015	$r_{gc}$	0.025
f	0.4	ppm	5
B	3.9	Albedo	0.990
g	0.6	$h_p$	5.50
$m_r$	60	Ts	6000
dt	1		



# Apéndice F

Eficiencia del sistema respecto a distintos factores de llenado en un intervalo de  $40\% \leq f \leq 60\%$

