



"El saber de mis hijos
hará mi grandeza"

UNIVERSIDAD DE SONORA

DIVISIÓN DE INGENIERÍA

POSGRADO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA

EVALUACIÓN TÉRMICA DE UN RECEPTOR VOLUMÉTRICO CONFINADO PARA USO EN REACTORES SOLARES

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA

PRESENTA:

NOE ARI FLORES MONTIJO

DIRECTOR: RAFAEL ENRIQUE CABANILLAS LÓPEZ

Hermosillo, Sonora

Noviembre, 2020

Repositorio Institucional UNISON



**"El saber de mis hijos
hará mi grandeza"**



Excepto si se señala otra cosa, la licencia del ítem se describe como openAccess

UNIVERSIDAD DE SONORA

APROBACION DEL JURADO


de la tesis presentada por:

Noe Ari Flores Montijo

Esta tesis ha sido revisada por cada uno de los miembros del Jurado y por mayoría de votos la han encontrado satisfactoria.

27/Noviembre/2020

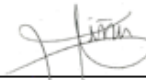
Fecha



Dr. Rafael Enrique Cabanillas López
Presidente

27/Noviembre/2020

Fecha



Dr. Armando Piña Ortiz
Secretario

27/Noviembre/2020

Fecha



Dr. Ricardo Arturo Pérez Enciso
Vocal

27/Noviembre/2020

Fecha



Dr. Carlos Alberto Pérez Rábago
Sinodal Externo



"El saber de mis hijos
hará mi grandeza"

UNIVERSIDAD DE SONORA

División de Ingeniería

Posgrado en Ciencias de la Ingeniería: Ingeniería Química

AUTORIZACIÓN DEL EXAMEN DE GRADO

03 de Septiembre de 2020.

Por medio de la presente se hace constar que el estudiante **NOE ARI FLORES MONTIJO**, ha cumplido satisfactoriamente con los requisitos académicos correspondientes para la realización del Examen de grado del programa de Maestría en Ciencias de la Ingeniería.

DR. ABRAHAM ROGELIO MARTIN GARCÍA

**COORDINADOR POSGRADO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA:
INGENIERÍA QUÍMICA**

RESUMEN

En la termoquímica solar se realizan reacciones químicas endotérmicas en las que el calor se suministra con radiación solar concentrada. Estos procesos se llevan a cabo en reactores solares, que cuentan en su interior con un receptor volumétrico, cuyo cuerpo puede ser poroso o de canales y se caracterizan por usar su volumen, con una gran área superficial, para proporcionar calor al fluido que pasa a través de su estructura y alcanzar las condiciones requeridas para reaccionar. En este trabajo se estudian tres receptores volumétricos de alúmina con canales hexagonales de diámetros hidráulicos de 7.8, 5.7 y 4 mm. Se dividió el estudio en dos partes: primero se hizo el análisis de la caída de presión experimental y mediante simulaciones en 2D con dinámica de fluidos computacional (CFD). Después, se realizó el estudio de la transferencia de calor en un solo canal por receptor, con un sistema en 2D mediante CFD. La potencia solar se suministró con dos condiciones de frontera de densidad de flujo de calor variable en la pared interior del canal, una con distribución lineal y la otra no lineal. Con la primera parte del trabajo se observó que la caída de presión es mayor para los receptores de canales más pequeños. Los datos de cada receptor se ajustaron a la Ley de Forchheimer con un modelo de segundo grado. La parte de las simulaciones en 2D mostró que la distribución de la caída de presión era similar, sin embargo, la magnitud fue menor dando como resultado la mitad de lo observado en los experimentos. Por último, el estudio de la transferencia de calor en los canales, utilizando las dos condiciones de frontera con comportamiento lineal y no lineal, tuvieron distribuciones de temperatura distintas en las paredes y en el aire, no obstante, la temperatura del aire de salida fue muy similar en ambos casos. Para cada canal se obtuvieron superficies de respuesta para la temperatura del aire de salida en función de la potencia solar y el flujo másico, también se analizó la temperatura de las paredes. Las temperaturas mayores alcanzadas en el aire fueron superiores a los 2,000 K para los tres canales, sin embargo, el canal de 4 mm fue el que tuvo las menores temperaturas en las paredes, lo que lo hace el mejor de los tres. Finalmente se muestra una correlación general para estimar el Nu con respecto al Re, y además correlaciones particulares para cada canal.

ABSTRACT

In solar thermochemistry, endothermic chemical reactions can be done with heat provided by concentrated solar radiation. These processes are carried out in solar reactors, which have a volumetric receiver inside, whose body can be porous or with channels and it is characterized by using its volume, with a large surface area, to transfer heat to the fluid passing through its structure and reaching the conditions required to react. In this work, three alumina volumetric receivers with hexagonal channels of hydraulic diameters of 7.8, 5.7 and 4 mm are investigated. The study is divided in two parts: first, the analysis of the experimental and simulated pressure drop was made. Afterwards, 2D simulations with computational fluid dynamics (CFD) were made to compare simulated and experimental results. The second part of the study consists of heat transfer analysis in a single channel per receiver in a 2D system using CFD. Here solar power is supplied with two variable heat flux boundary conditions in the inner wall of the channel, one linear and the other nonlinear. The experimental procedure showed that pressure drop is greater for receivers with smaller channels. The data for each receiver is adjusted to a second-degree model according to Forchheimer's Law. After that, 2D simulations showed that the distribution of the pressure drop was like experimental data, however, the magnitude of simulated pressure drop was the half as observed in experiments. Finally, the study of heat transfer in the channels, using the linear and non-linear boundary conditions, showed different temperature distributions in the walls and in the air, though, the exit air temperature was very similar in both cases. For each channel, response surfaces were obtained for the outlet air temperature as a function of solar power and mass flow. The temperature of the walls is also analyzed. The highest temperatures reached in the air were greater than 2,000 K for the three channels, however, the 4 mm channel was the one with the lowest wall temperatures, making it the best of the three. Finally, there is a general correlation to estimate the Nusselt number as a function of the Reynolds number, as well as correlations for each channel.

DEDICATORIA

A mis padres.

A mi novia, Iscela.

A mi sobrino, Clemente Alberto.

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN	V
ABSTRACT	V
LISTA DE FIGURAS.....	X
LISTA DE TABLAS	XVI
NOMENCLATURA	XIX
CAPÍTULO 1	1
INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS	1
1.1 Introducción	1
1.2 Justificación	4
1.3 Objetivo General	6
1.4 Objetivos Específicos.....	6
CAPÍTULO 2.....	7
ANTECEDENTES BIBLIOGRÁFICOS.....	7
2.1 Situación Energética.....	7
2.2 Colectores Solares.....	8

2.3	Termoquímica y Combustibles Solares.....	10
2.4	Equipo para la Termoquímica.....	12
2.4.1	Reactores Solares.....	12
2.5	Receptores Solares.....	13
2.5.1	Receptores Solares Externos e Internos.....	14
2.5.2	Receptores Solares volumétricos.....	14
2.5.3	Receptores volumétricos porosos.....	15
2.5.4	Receptores volumétricos de canales.....	15
2.5.5	Materiales de construcción de los receptores volumétricos.....	16
2.5.6	Consideraciones hidrodinámicas.....	17
2.5.7	Caída de presión.....	17
2.5.8	Inestabilidades de flujo.....	18
2.5.9	Consideraciones térmicas.....	19
2.5.10	Efecto volumétrico.....	20
2.6	Investigaciones previas.....	21
2.6.1	Caída de presión.....	22
2.6.2	Transferencia de calor en receptores volumétricos.....	25
CAPÍTULO 3.....	34
MATERIALES Y MÉTODOS.....	34
3.1	Materiales y Equipo.....	34
3.1.1	Receptores volumétricos.....	34
3.1.2	Experimentación.....	36
3.1.3	Sistema de cómputo para CFD.....	36

3.2	Metodología	37
3.2.1	Caída de Presión.....	37
3.2.2	Transferencia de calor.....	45
CAPÍTULO 4		67
RESULTADOS Y DISCUSIÓN		67
4.1	Caída de Presión	67
4.1.1	Experimentación.....	67
4.1.2	Simulaciones.....	71
4.2	Transferencia de Calor	74
4.2.1	Condición de Frontera: Densidad de Flujo de Calor Lineal.....	74
4.2.2	Condición de Frontera: Densidad de Flujo de Calor No Lineal.....	77
4.2.3	Temperatura del Aire de Salida.....	80
4.2.4	Correlaciones para el número de Nusselt.....	90
CAPÍTULO 5		96
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		96
CAPÍTULO 6		101
BIBLIOGRAFÍA		101
ANEXOS		107
A: Propiedades del Aire		107
B: Parametrización		109

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Receptores volumétricos porosos y multicanal (derecha) de SiC y compuestos a base de SiC (Mey-Cloutier, Caliot, Kribus, Gray, & Flamant, 2016).....	3
Figura 2. Procesos químicos de alta temperatura (Furler, n.d.)	5
Figura 3. Generación de calor por fuente primaria (IEA,2019).....	7
Figura 4. El calor en su consumo final total global, 2015 (Collier, 2018).....	8
Figura 5. Colectores solares de a) baja temperatura, b) media temperatura y c) alta temperatura (Evangelisti, Vollaro, & Asdrubali, 2019; LACYQS, 2015; Kalogirou, 2004).	9
Figura 6. Esquema de un horno solar horizontal (Yadav & Banerjee, 2016).....	10
Figura 7. Importantes métodos potenciales para proceso industriales termoquímicos solares de alta temperatura (Kodama, 2003).....	11
Figura 8. Esquema de un reactor solar directo (Z'Graggen, y otros, 2006).....	13
Figura 9. Configuraciones de receptores solares externo e interno (cavidad) (Falcone, 1986).....	14
Figura 10. Receptor volumétrico poroso de carburo de silicio.....	15
Figura 11. Receptor volumétrico de alúmina con celdas hexagonales.....	16
Figura 12. Efecto volumétrico y comparación de la operación un receptor volumétrico y un receptor tubular (Fend, High porosity material as volumetric receivers for solar energetics, 2010).	20
Figura 13. Receptores volumétricos porosos sin modificar (a) y con perforaciones (b) (Wu, y otros, 2010).....	24
Figura 14. a) Temperatura del sólido y del fluido en un receptor volumétrico. b) Comparación de la temperatura del sólido del receptor utilizando una condición de frontera con y sin absorción de radiación (Kribus, y otros, 2014).....	26

Figura 15. Receptores volumétricos de canales de distintas formas geométricas (Kaseian, Barghamadi, & Pourfayaz, 2017).....	29
Figura 16. Comparación de la distribución de la temperatura en canales de distintas formas geométricas (Kaseian, Barghamadi, & Pourfayaz, 2017).....	29
Figura 17. Esquema del sistema de estudio del receptor volumétrico con orientación vertical (Nakakura, Matsubara, Bellan, & Kodama, 2020).....	30
Figura 18. Esquema del canal utilizado para experimentación (Turgut & Sari, 2013) .	32
Figura 19. Receptores volumétricos de canales hexagonales de diámetros hidráulicos de 7.8 mm, 5.7 mm y 4 mm.	35
Figura 20. a) Anemómetro, b) Manómetro Diferencial y c) Turbina utilizados en la experimentación.....	36
Figura 21. Equipo experimental de medición de la caída de presión y vista del interior con el RV.	38
Figura 22. Esquema del equipo experimental para medir la caída de presión de receptores volumétricos.	38
Figura 23. Esquema del ducto y receptor volumétrico con la zona de estudio para las simulaciones marcado por el rectángulo de líneas punteadas.....	41
Figura 24. Geometría utilizada para las simulaciones de caída de presión indicando, el receptor, la entrada y la salida del aire (Receptor Grande).....	41
Figura 25. Número de Reynolds para las diferentes velocidades del aire de entrada en la experimentación de caída de presión de los receptores volumétricos.	42
Figura 26. Variación del Hg con respecto al número de nodos para el receptor de celdas de $d_h = 7.8$ mm.....	43
Figura 27. Variación del Hg con respecto al número de nodos para el receptor de celdas de $d_h = 5.7$ mm.....	44
Figura 28. Variación del Hg con respecto al número de nodos para el receptor de celdas de $d_h = 4$ mm.....	44

Figura 29. Mallado del aire en el ducto y en los canales del receptor volumétrico para medición de caída de presión bidimensional para el receptor de celdas de $d_h = 7.8$ mm.	45
Figura 30. Simplificación del estudio de la transferencia de calor en un solo canal de un receptor volumétrico de canales hexagonales (Kaseian, Barghamadi, & Pourfayaz, 2017).....	46
Figura 31. a) Canal hexagonal y b) Plano de estudio 2D correspondiente a la mitad del d_h	46
Figura 32. Esquema de la geometría para estudio de transferencia de calor con sus fronteras indicadas.....	47
Figura 33. Disco parabólico utilizado en el sistema de seguimiento 2M (Cisneros-Cárdenas, 2018)	48
Figura 34. Perfiles de flux de calor solar con variaciones de a) diámetro hidráulico (Jung, Boo, Kang, & Kim, 2013) y b) geometría del canal (Kaseian, Barghamadi, & Pourfayaz, 2017).....	49
Figura 35. Perfiles de densidad de flujo de calor solar normalizado en función de la longitud del canal para diferentes diámetros hidráulicos.	50
Figura 36. Perfiles de a) flux solar y b) flux lineal de diferentes potencias para canal de $d_h = 7.8$ mm.....	51
Figura 37. Perfiles de a) flux solar y b) flux lineal de diferentes potencias para canal de $d_h = 5.7$ mm.....	51
Figura 38. Perfiles de a) flux solar y b) flux lineal de diferentes potencias para canal de $d_h = 4$ mm.....	52
Figura 39. Re para cada canal de diferente d_h (mm) comparado con el valor crítico del Re.	55
Figura 40. Capas limite a) hidrodinámica y b) térmica para los canales de diferente d_h (mm).....	55
Figura 41. Dimensiones de las geometrías para las simulaciones de transferencia de calor que representan a los canales.....	56

Figura 42. Esquema de la malla en un canal con sus respectivas divisiones para z y α	57
Figura 43. Caída de presión experimental de los receptores volumétricos y las funciones ajustadas a la Ley de Forchheimer para cada uno de ellos.	68
Figura 44. Error absoluto de los ajustes de la Ley de Forchheimer con los datos experimentales para los tres receptores volumétricos.	70
Figura 45. Número de Hagen con respecto al número de Reynolds para los receptores volumétricos.	70
Figura 46. Caída de presión simulada para los tres receptores volumétricos con distinto d_h	72
Figura 47. Comparación de la caída de presión experimental y simulada para los tres receptores volumétricos de d_h a) 7.8 mm, b) 5.7 mm, c) 4 mm y la relación entre ambos resultados con respecto a la velocidad del aire.	73
Figura 48. Perfiles de temperatura de la pared del receptor y del aire a diferentes flujos máxicos con la condición de frontera de flux de calor lineal con una potencia de 100 W para el canal de $d_h = 7.8$ mm.	75
Figura 49. Perfiles de temperatura de la pared del receptor y del aire a diferentes flujos máxicos con la condición de frontera de flux de calor lineal con una potencia de 45 W para el canal de $d_h = 5.7$ mm.	76
Figura 50. Perfiles de temperatura de la pared del receptor y del aire a diferentes flujos máxicos con la condición de frontera de flux de calor lineal con una potencia de 30 W para el canal de $d_h = 4$ mm.	76
Figura 51. Perfiles de temperatura de la pared del receptor y del aire a diferentes flujos máxicos con la condición de frontera de flux de calor solar con una potencia de 100 W para el canal de $d_h = 7.8$ mm.	78
Figura 52. Perfiles de temperatura de la pared del receptor y del aire a diferentes flujos máxicos con la condición de frontera de flux de calor solar con una potencia de 45 W para el canal de $d_h = 5.7$ mm.	79

Figura 53. Perfiles de temperatura de la pared del receptor y del aire a diferentes flujos másicos con la condición de frontera de flux de calor solar con una potencia de 30 W para el canal de $d_h = 4$ mm.....	79
Figura 54. Temperatura del aire de salida con respecto a la potencia utilizada con las condiciones de frontera de flux de calor a) lineal y b) solar para cada flujo másico en el canal de $d_h = 7.8$ mm.	80
Figura 55. Temperatura del aire de salida con respecto a la potencia utilizada con las condición de frontera de flux de calor solar para cada flujo másico en el canal de $d_h = 4$ mm.....	81
Figura 56. Temperatura del aire de salida con respecto al flujo másico con diferentes potencias utilizadas en las condiciones de frontera de flux de calor lineal y solar para el canal de $d_h = 7.8$ mm.	82
Figura 57. Temperatura del aire de salida con respecto al flujo másico con diferentes potencias utilizadas en las condiciones de frontera de flux de calor lineal y solar para el canal de $d_h = 5.7$ mm.	82
Figura 58. Temperatura del aire de salida con respecto al flujo másico con diferentes potencias utilizadas en las condiciones de frontera de flux de calor lineal y solar para el canal de $d_h = 4$ mm.	83
Figura 59. Diferencias de temperatura del aire de salida entre las condiciones de frontera de flux de calor lineal y solar para los canales con distintos niveles de potencia (d_h : G = 7.8 mm, M = 5.7 mm, P = 4 mm).	83
Figura 60. Superficie de respuesta de la temperatura del aire de salida en función del flujo másico y la potencia solar para la condición de frontera de flux de calor lineal para el canal de $d_h = 7.8$ mm.....	86
Figura 61. Superficie de respuesta de la temperatura del aire de salida en función del flujo másico y la potencia solar para la condición de frontera de flux de calor solar para el canal de $d_h = 7.8$ mm.....	86
Figura 62. Superficie de respuesta de la temperatura del aire de salida en función del flujo másico y la potencia solar para la condición de frontera de flux de calor lineal para el canal de $d_h = 5.7$ mm.....	86

Figura 63. Superficie de respuesta de la temperatura del aire de salida en función del flujo másico y la potencia solar para la condición de frontera de flux de calor solar para el canal de $d_h = 5.7$ mm.....	87
Figura 64. Superficie de respuesta de la temperatura del aire de salida en función del flujo másico y la potencia solar para la condición de frontera de flux de calor lineal para el canal de $d_h = 4$ mm.....	87
Figura 65. Superficie de respuesta de la temperatura del aire de salida en función del flujo másico y la potencia solar para la condición de frontera de flux de calor solar para el canal de $d_h = 4$ mm.....	87
Figura 66. POM de las condiciones de frontera con 4 potencias para 6 flujos másico en los tres canales.	89
Figura 67. Número de Nusselt contra el número de Reynolds de todos los canales para las condiciones de frontera de flux de calor a) lineal y b) solar con diferentes potencias.	91
Figura 68. Comparación del Nu obtenido en las simulaciones con el calculado por la correlación en función del Re, la potencia solar y la razón de aspecto de los tres canales para las condiciones de frontera de flux de calor a) lineal y b) solar.....	92
Figura 69. Número de Nusselt contra el número de Reynolds del canal de $d_h = 7.8$ mm para las condiciones de frontera de flux de calor a) lineal y b) solar con diferentes potencias.....	93
Figura 70. Número de Nusselt contra el número de Reynolds del canal de $d_h = 5.7$ mm para las condiciones de frontera de flux de calor a) lineal y b) solar con diferentes potencias.....	93
Figura 71. Número de Nusselt contra el número de Reynolds del canal de $d_h = 4$ mm para las condiciones de frontera de flux de calor a) lineal y b) solar con diferentes potencias.....	94

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Características geométricas de los receptores de canal hexagonal.	35
Tabla 2. Propiedades de la alúmina (Al_2O_3).	35
Tabla 3. Características de la malla para simulaciones de caída de presión para cada receptor volumétrico.	44
Tabla 4. Potencia máxima por canal obtenida de acuerdo al número de canales y potencia total proveniente del espejo parabólico concentrador.	49
Tabla 5. Factor de corrección y distintos valores de potencia solar para cada canal...	51
Tabla 6. Coeficientes de los modelos del perfil de flux solar para canal de $d_h = 7.8$ mm.	52
Tabla 7. Coeficientes de los modelos del perfil de flux solar para canal de $d_h = 5.7$ mm.	53
Tabla 8. Coeficientes de los modelos del perfil de flux solar para canal de $d_h = 4$ mm.	53
Tabla 9. Coeficientes de los perfiles de flux lineal para cada canal.	53
Tabla 10. Flujo másico total y por canal de las simulaciones de transferencia de calor.	54
Tabla 11. Divisiones de la altura α y la longitud z para los canales con sus respectivos rangos de nodos.	57
Tabla 12. Flujo másico y condiciones de frontera de la pared de temperatura y flux de calor constante para estudio de independencia de malla.	58
Tabla 13. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de temperatura constante para el canal de $d_h = 7.8$ mm.	59
Tabla 14. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de temperatura constante para el canal de $d_h = 5.7$ mm.	59

Tabla 15. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de temperatura constante para el canal de $d_h = 4$ mm.	59
Tabla 16. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor constante para el canal de $d_h = 7.8$ mm.....	60
Tabla 17. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor constante para el canal de $d_h = 5.7$ mm.....	60
Tabla 18. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor constante para el canal de $d_h = 4$ mm.	61
Tabla 19. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor lineal para el canal de $d_h = 7.8$ mm.....	61
Tabla 20. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor lineal para el canal de $d_h = 5.7$ mm.....	62
Tabla 21. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor lineal para el canal de $d_h = 4$ mm.....	62
Tabla 22. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor no lineal para el canal de $d_h = 7.8$ mm.....	63
Tabla 23. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor no lineal para el canal de $d_h = 5.7$ mm.....	63
Tabla 24. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor no lineal para el canal de $d_h = 4$ mm.....	63
Tabla 25. Mejores mallas por condición frontera y malla propuesta para cada canal. .	65
Tabla 26. Coeficiente de transferencia de calor promedio variando el factor bias con la condición frontera de flux de calor lineal.....	65
Tabla 27. Coeficiente de transferencia de calor promedio variando el factor bias con la condición frontera de flux de calor no lineal.....	65
Tabla 28. Coeficientes del ajuste de la Ley de Forchheimer, permeabilidad y coeficiente inercial para los tres receptores volumétricos.....	69

Tabla 29. Coeficientes de la correlación de Hg contra Re con los datos experimentales.	71
Tabla 30. Coeficientes de las superficies de respuesta para la temperatura del aire de salida para cada canal con las condiciones de frontera de flux de calor lineal y solar.	84
Tabla 31. Coeficientes para obtener la razón de temperaturas para estimar la temperatura máxima de la pared del receptor para los tres canales.....	88
Tabla 32. Temperatura del aire de salida con diferentes POM para los tres canales. .	90
Tabla 33. Temperatura máxima de la pared del receptor con diferentes POM para los tres canales.....	90
Tabla 34. Coeficientes de la correlación para el Nu en función del Re, potencias y relación de aspecto para ambas condiciones de frontera.	92
Tabla 35. Coeficientes de la correlación para el Nu en función del Re por canal para ambas condiciones de frontera.....	94
Tabla A1. Propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica (Incropera & DeWitt, 1999).....	107

NOMENCLATURA

a_p	Apotema
A	Área
C_p	Calor específico
h	Coefficiente de transferencia de calor
F	Coefficiente inercial
k	Conductividad térmica
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
ρ	Densidad
d_h	Diámetro hidráulico
Δp	Diferencia de presión
Z	Divisiones de la malla en el eje horizontal
α	Divisiones de la malla en el eje vertical
S	Energía externa
F_c	Factor de corrección de la potencia solar
β	Factor de corrección de pérdidas de calor por radiación
\dot{m}	Flujo másico

q''	Flux de calor
q_L''	Flux de calor lineal
q_s''	Flux de calor solar
g	Fuerza de gravedad
F_E	Fuerza externa
∇	Gradiente
$I_{0,crit}$	Irradiancia critica
l	Longitud característica
L	Longitud del receptor volumétrico
Be	Número de Bejan
Hg	Número de Hagen
Nu_m	Número de Nusselt promedio
Re	Número de Reynolds
Re_m	Número de Reynolds promedio
P	Perímetro
K	Permeabilidad
P_s	Potencia solar
$P_{s,c}$	Potencia solar por canal
p	Presión
R_A	Razón de aspecto entre la longitud y diámetro hidráulico

T	Temperatura
T_w	Temperatura de la pared
T_{in}	Temperatura media del aire de entrada
T_{out}	Temperatura media del aire de salida
T_m	Temperatura media del fluido
τ	Tensor de momento
t	Tiempo
v	Vector velocidad
u	Velocidad media del fluido
μ	Viscosidad cinemática
ν	Viscosidad dinámica

AGRADECIMIENTO

Después de dos años, toca agradecer a todos aquellos que me influenciaron y ayudaron a seguir adelante para poder concluir con este trabajo. En primer lugar doy gracias a Dios por cumplir este objetivo. Quiero agradecer a mi director de tesis, Dr. Rafael Cabanillas, por creer en mí y guiarme a través de esta experiencia, a mi comité tutorial, Dr. Armando Piña, Dr. Ricardo Pérez y Dr. Carlos Pérez, por sus consejos, enseñanzas y recomendaciones.

También quiero dar gracias al selecto grupo VSP por tantas anécdotas en este tiempo, que sin duda, hicieron todo más llevadero. A todos los que forman y han formado parte del cubo, en especial a la M.C. Ara Cisneros por que hemos compartido tanto conocimiento como buenos momentos. Gracias a todos los demás amigos con los que compartí algún momento en este tiempo, en el laboratorio, en la Plataforma Solar de Hermosillo, o en otro lugar como alguna comida, en un café, etc. A Sophia por ser compañeros en el verano científico y a las personas que conocimos en el mismo.

Por último, le doy gracias a mi familia, que son la inspiración de este logro. A mis padres que son la base de mi ser y sin lo cuales esto no sería posible. A mis hermanos, Luis, Alberto y Marina, Jesús, por apoyarme y darme ánimos continuamente. A mi novia, Iscela, por estar conmigo siempre, no dejarme caer y darme fuerzas para seguir adelante.

En el momento que escribo esto, seguramente no puedo recordar a todas las personas que fueron importantes en el proceso, sin embargo, estoy profundamente agradecido con cada uno de ellos porque de seguro me quedé con algo bueno de cada persona.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Introducción

Según datos de la Agencia Internacional de Energía (IEA) el consumo de energía en 2016 fue de 9,555 Mtoe (millones de toneladas equivalentes de petróleo), más del doble de lo que se consumía hace 35 años. Se ha estimado que desde el 2011 se ha tenido un crecimiento anual promedio de 1.8% (IEA, World Energy Balances 2018 Overview, 2018; REN21, 2017).

Como consecuencia de esto, en 2017 se alcanzaron niveles históricos de emisiones de CO₂ con 32.5 giga toneladas, observando un incremento de 1.4% luego de que por dos años se el crecimiento se mantuvo estable (IEA, Global Energy & CO2 Status Report, 2018).

En la producción de calor se destina más de la mitad del consumo mundial de energía. La industria es el sector que utiliza la mayor parte de la producción de calor, lo restante se usa de forma comercial y doméstica (Collier, 2018).

En este punto es donde las fuentes de energías renovables toman importancia. Regularmente el calor y otros tipos de energía se obtienen directamente de la quema de combustibles fósiles. Las energías renovables tienen la capacidad de satisfacer nuestras necesidades energéticas de manera limpia.

La energía solar es uno de los recursos energéticos renovables más importantes. Se caracteriza por ser constante y por poseer grandes magnitudes, por ello es indispensable que la aprovechemos al máximo.

Para la industria, el calor es uno de los recursos clave, por ello se han buscado alternativas para obtener calor a partir de la energía solar en diferentes procesos térmicos (Yadav & Banerjee, 2016).

El proceso de obtención de calor de la radiación solar consiste en direccionar la radiación solar mediante un reflector hacia un receptor. El reflector puede ser plano o que su estructura geométrica permita la concentración de la luz solar. Es necesario que cuenten con un sistema de seguimiento solar para asegurar la máxima concentración y aprovechamiento del recurso. Después la energía radiactiva es absorbida por el receptor y transformada a calor para transferirla a un fluido de trabajo (Kodama, 2003).

El calor obtenido depende del grado de concentración de la radiación. Se cuenta con sistemas de baja, media y alta temperatura, siendo estos dos últimos los que requieren sistemas de concentración. Los sistemas de alta temperatura pueden destinarse a convertir la energía térmica a electricidad, calor de procesos o procesos termoquímicos, como el reformado, la gasificación y producción de combustibles solares (Kodama, 2003; Koepf, Alxneit, Wieckert, & Meier, 2017).

Los procesos termoquímicos involucran reacciones endotérmicas donde hay que suministrar calor para que se puedan llevar a cabo. Las temperaturas en los que operan estos procesos se encuentran entre los 800 a 1700 K, con algunas excepciones que pueden llegar a los 2000 K (Kodama, 2003; Yadav & Banerjee, 2016).

Los derivados de los procesos termoquímicos se pueden clasificar en combustibles y en productos industriales entre los cuales se encuentran hidrógeno, metano, metanol, dimetil éter, amoniaco, combustibles sintéticos, entre otros, que son parte importante del sistema energético y otros que son esenciales en la producción de diversos productos al funcionar como materias primas (Meier, y otros, 2015; Yadav & Banerjee, 2016).

Un reactor es el dispositivo en donde ocurren los procesos termoquímicos. Cuando la energía térmica es proporcionada mediante luz solar a un receptor se le denomina reactor solar (Alonso & Romero, 2015).

Una de las partes más importantes de la composición del reactor es el receptor solar. Este se encarga de absorber la radiación, transformarla en energía calorífica y transferirla a un fluido (Kaseian, Barghamadi, & Pourfayaz, 2017).

El receptor volumétrico es un tipo de receptor solar que consiste en una estructura de un material de gran área superficial, en donde recibe la radiación solar concentrada. La energía absorbida se transporta del cuerpo de la estructura hacia el fluido de transferencia de calor. Algunas de sus aplicaciones son la generación de vapor para producir potencia y electricidad, producción de calor industrial y aportar la realización de procesos químicos (Avila-Marin, 2011; Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016; Yilbas & Shuja, 2017).

Un receptor volumétrico puede ser un medio poroso o un sistema multi canal (Fig.1). El primero de ellos es una estructura porosa amorfa de gran área superficial, el segundo es un cuerpo formado de un gran número de canales o celdas de una geometría específica comúnmente denominados como receptores de panel (Kaseian, Barghamadi, & Pourfayaz, 2017; Jung, Boo, Kang, & Kim, 2013).



Figura 1. Receptores volumétricos porosos y multicanal (derecha) de SiC y compuestos a base de SiC (Mey-Cloutier, Caliot, Kribus, Gray, & Flamant, 2016).

Comúnmente los receptores volumétricos son de materiales cerámicos que soportan altas temperaturas, alta absorción y baja emisión. El más utilizado es el carburo de silicio (SiC), después le siguen receptores de materiales compuestos de óxido de silicio o alúmina con SiC y receptores metálicos. Otros materiales cerámicos como la alúmina pueden soportar temperaturas mayores a las del SiC, sin embargo, sus propiedades ópticas no son tan buenas (Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016; Mey-Cloutier, Caliot, Kribus, Gray, & Flamant, 2016; Fend, Hoffschmidt, Pitz-Paal, Reutter, & Rietbrock, 2004; Fend, Hoffschmidt, Pitz-Paal, Reutter, & Rietbrock, 2004).

El uso de este tipo de receptores permite operar a temperaturas muy elevadas, que normalmente son difíciles de alcanzar por métodos convencionales de producción de calor, a su vez, el poder llegar a esos alcances permite abrir un gran campo de aplicación donde se podría obtener energía limpia y de muy buena calidad, por lo que la investigación en la forma en cómo se suministra el calor a estos dispositivos es fundamental.

1.2 Justificación

Uno de los mayores atractivos de la energía solar es convertir la radiación solar en energía calórica. Dependiendo del equipo para coleccionar la radiación solar, ya sea sin o con concentración, se pueden obtener grandes cantidades de calor para ser suministrado en diversos procesos.

Los procesos industriales normalmente se realizan a temperaturas medias. Hay algunos procesos que destacan por requerir temperaturas muy elevadas, condiciones alcanzables con concentraciones muy altas de radiación solar (Kodama, 2003).

Por medio de la termoquímica solar se pueden desarrollar múltiples procesos (Fig.2) a altas temperaturas con la capacidad producir energía eléctrica, calor de procesos y múltiples reacciones químicas capaces de producir diferentes materias primas y combustibles químicos, como metales, hidrógeno, gas de síntesis, entre otros. La ventaja de utilizar energía solar para estos procesos es que permite la fabricación de muchos productos valiosos para la sociedad y la industria de una manera más limpia a las convencionales (Meier, y otros, 2015).

Los dispositivos solares de alta temperatura captan la energía solar recibiendo la radiación concentrada en un receptor que se encarga de convertirla en energía térmica y transferirla a un fluido de trabajo. Estos receptores pueden ser tubos, placas y receptores volumétricos, que se utilizan en diferentes tecnologías, destacando que en los sistemas de torre central se pueden utilizar las tres variantes (Avila-Marin, 2011).

En los receptores de tubos y placas normalmente se utilizan fluidos de transferencia de calor líquidos como agua, para producir vapor, aceites sintéticos o sales fundidas (Kodama, 2003). En los receptores volumétricos existe la posibilidad de utilizar gases para absorber la energía calorífica, debido a su configuración y características.

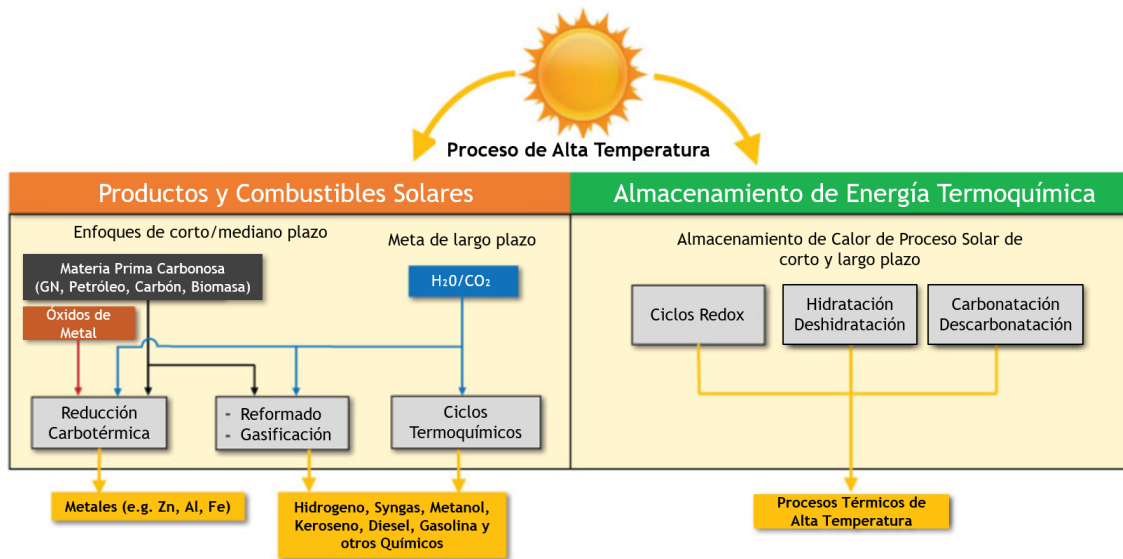


Figura 2. Procesos químicos de alta temperatura (Furler, n.d.)

Los receptores volumétricos son materiales sólidos que pueden tener estructura porosa o de canales para almacenar y transferir calor al fluido de trabajo que pasa a través de ellos. Se caracterizan por tener una gran área superficial y por absorber la radiación en gran medida. Para los receptores de canales se tienen diferentes geometrías para cada canal denominadas celdas que pueden ser de forma cuadrada, circular, triangular y hexagonal (Avila-Marin, 2011; Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016).

Los receptores volumétricos están contruidos con materiales que deben tener ciertas características. Deben soportar muy altas temperaturas, ser resistentes a ambientes oxidantes, tener alta absorbancia, baja emitancia y conductividad térmica alta. Los materiales más comunes son metálicos y cerámicos, teniendo rangos de temperatura de operación de 800°C a 1500°C, e incluso mayores. Por ello es necesario encontrar algún material que permita operar a temperaturas muy altas para poder realizar algunos de los procesos que tienen mayor requerimiento energético (Avila-Marin, 2011; Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016).

Retomando la importancia de producir calor de una manera limpia para utilizarlo en procesos como la termoquímica, con la que se pueden obtener diversos productos, como los combustibles solares. Debido a esto, en el presente estudio se pretende estudiar un receptor volumétrico de alúmina del tipo multicanal con geometría hexagonal de diferentes tamaños de celda para conocer sus propiedades y rendimiento térmico con la

posibilidad de usarse como receptor volumétrico en un reactor solar. La ventaja de utilizar este material es que permite operar a temperaturas muy elevadas debido a su alto punto de fusión.

1.3 Objetivo General

Estudiar la transferencia de calor en un receptor volumétrico de cerámica como medio calefactor en un reactor solar de alta temperatura.

1.4 Objetivos Específicos

- Determinar la caída de presión que presentan los receptores volumétricos con celdas hexagonales para diferentes tamaños de celda y diferentes flujos.
- Simular en Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) receptores volumétricos con celdas de diferentes tamaños, para estimar caídas de presión y coeficientes totales de transferencia de calor.
- Evaluar el comportamiento térmico de los receptores volumétricos de alúmina mediante dinámica de Fluidos Computacional (CFD para encontrar los coeficientes de transferencia de calor.

CAPÍTULO 2

ANTECEDENTES BIBLIOGRÁFICOS

2.1 Situación Energética

El calor es uno de los recursos más valiosos en nuestros tiempos. Hay varias formas de producirlo, siendo las que predominan el uso de combustibles fósiles y en menor medida otras como la biomasa, la geotermia, la energía solar térmica, entre otras (Fig. 3). Según la Agencia Internacional de Energía, solo el 7% del calor se obtiene de energías renovables modernas, dentro de las cuales se incluye a la energía solar (Collier, 2018; IEA, Electricity Information, 2019).

El consumo final de energía se puede dividir en diferentes categorías (Fig. 4). El calor es el recurso que más destaca, representando más de la mitad de la energía global, seguido en distintos procesos que utilizan energía como el transporte, electricidad no producida por calor y otros usos (Collier, 2018).

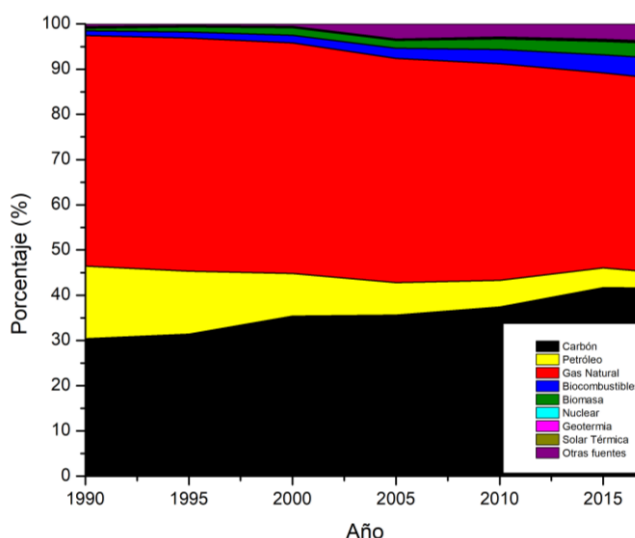


Figura 3. Generación de calor por fuente primaria (IEA,2019).



Figura 4. El calor en su consumo final total global, 2015 (Collier, 2018).

La energía solar es una gran alternativa para producir calor. A pesar de que globalmente representa solo una pequeña fracción, sus alcances son altos debido a todas las posibles aplicaciones en las que se puede utilizar el calor solar.

2.2 Colectores Solares

Para producir calor con la radiación solar es necesario utilizar un equipo que se encargue de hacer la conversión de energía solar a calorífica, denominados colectores solares (Fig. 5). De acuerdo con su temperatura de operación se dividen en tres categorías. Para baja temperatura (hasta 60°C) se utilizan dispositivos que reciben la luz solar directamente. Para media (hasta 300°C) y alta temperatura (mayores a 400°C) es necesario utilizar sistemas de concentración para maximizar el aprovechamiento del recurso solar (Kalogirou, 2004).

Las aplicaciones de los colectores solares son variadas desde calentamiento de agua hasta para usos industriales, donde normalmente se requieren temperaturas de medias a altas alcanzables fácilmente con dispositivos de baja y media temperatura. Para temperaturas mayores se necesitan concentraciones muy altas de la radiación solar con lo que es posible producir energía eléctrica, calor de procesos y múltiples reacciones químicas capaces de producir diferentes materias primas y combustibles químicos solares (Kodama, 2003).

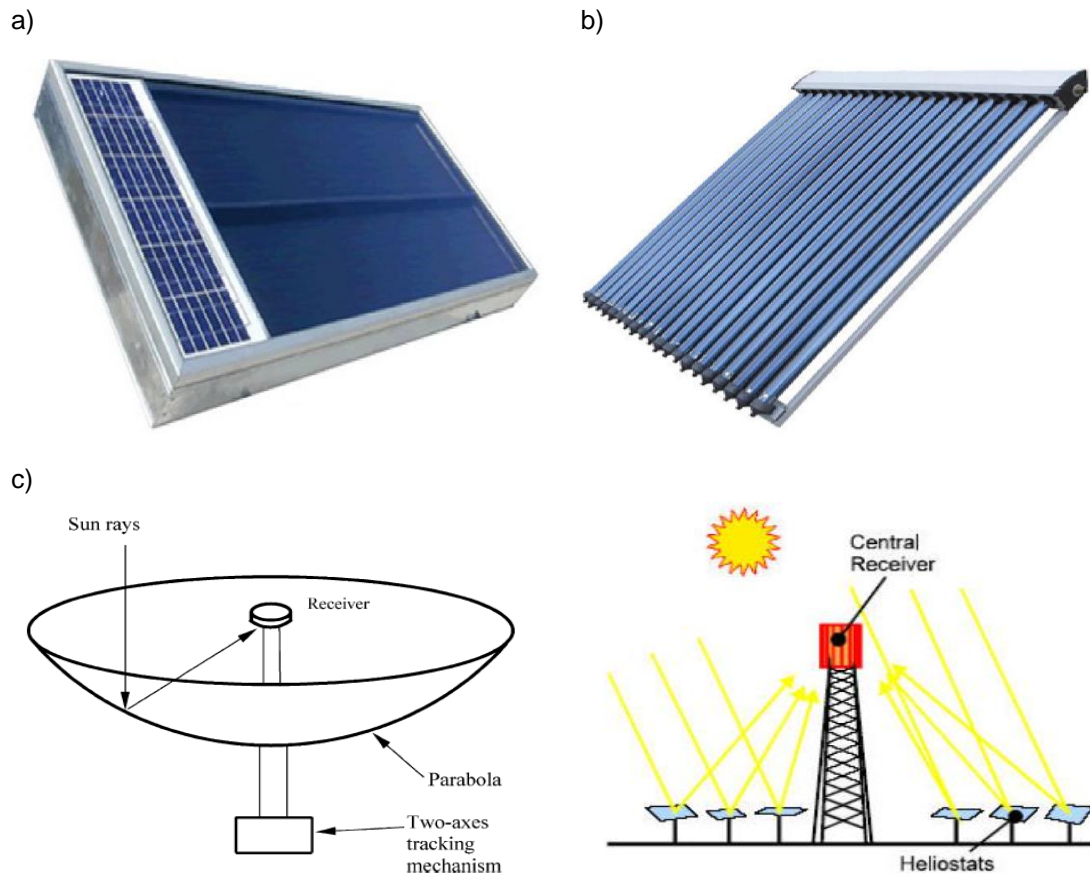


Figura 5. Colectores solares de a) baja temperatura, b) media temperatura y c) alta temperatura (Evangelisti, Vollaro, & Asdrubali, 2019; LACYQS, 2015; Kalogirou, 2004).

Los colectores solares de alta temperatura se caracterizan por utilizar sistemas ópticos con altos niveles de concentración con los que es posible alcanzar temperaturas desde 400°C hasta miles de grados centígrados. Los equipos que se tienen en esta categoría son el canal parabólico, colector reflector Fresnel lineal, disco parabólico y torre central, así como una combinación de los dos últimos que dan lugar a otro equipo, un horno solar (Kalogirou, 2004).

El disco parabólico (Fig. 5) se caracteriza por estar compuesto de un plato reflector parabólico que concentra la radiación solar en un receptor localizado en el punto focal, en donde se alcanzan niveles de concentración de 600 a 2000 que le permite alcanzar temperaturas cercanas a 1500°C (Kalogirou, 2004).

El colector solar de torre central (Fig. 5) consiste en una torre central que tiene en la parte superior el receptor solar que recibe la radiación solar concentrada. Como medio de concentración se utilizan múltiples heliostatos, que son grandes espejos que tienen función de seguimiento al sol para reflejar la luz del sol al receptor solar. Al tener un gran

número de heliostatos permite alcanzar niveles de concentración de 300 a 1500 veces la radiación solar con la capacidad de superar los 1500°C y teniendo variadas aplicaciones (Kalogirou, 2004).

La combinación de estas dos tecnologías da lugar al horno solar (Fig. 6) que está compuesto de uno o más heliostatos que redireccionan la luz solar a un espejo parabólico concentrador, donde según permita su configuración se puedan alcanzar concentraciones mayores a los 10,000 soles. Esos niveles de concentración permiten alcanzar temperaturas de hasta 3,500°C. En el punto focal del espejo concentrador es necesario de contar con otro dispositivo capaz de convertir la radiación a calor, que es posible mediante un reactor solar, con el que se pueden realizar diferentes actividades como la termoquímica (Bushra & Hartmann, 2019; Glaser, 1958; Yadav & Banerjee, 2016).

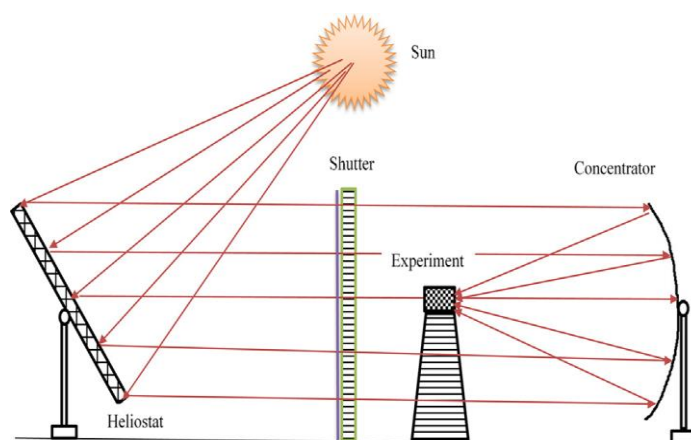


Figura 6. Esquema de un horno solar horizontal (Yadav & Banerjee, 2016).

2.3 Termoquímica y Combustibles Solares

La termoquímica solar permite obtener mediante la energía solar diferentes productos valiosos para la industria, fundamentales para muchos procesos, y la posibilidad de producir combustibles solares para obtener energía limpia, como el hidrógeno y el gas de síntesis (Meier, y otros, 2015).

En general los combustibles solares son cualquier compuesto químico que al reaccionar con oxígeno libera energía, y puede estar formado completa o parcialmente por energía solar. Resultan bastante atractivos ya que presentan facilidades para su almacenaje

durante largo tiempo y un manejo conveniente para su transportación (Meier, y otros, 2015).

Las aplicaciones de estos combustibles son similares a los combustibles fósiles como en el transporte, generación de energía eléctrica y en la producción de calor para procesos. También presentan ventajas como el almacenamiento en largos periodos, costos y alcances en durabilidad prometedores, así como recarga del combustible rápida y eficiente (Meier, y otros, 2015).

Los procesos que se pueden realizar para obtener combustibles solares y otros productos derivados de la termoquímica tienen como característica que involucran reacciones químicas endotérmicas (Fig. 7) con altos requerimientos de energía y que presentan altos niveles de eficiencia. Algunos de los procesos son el reformado, la gasificación, reducciones carbotérmicas y la disociación de ciertos compuestos químicos que se llevan a cabo en un rango de temperaturas de los 500 K hasta superar los 2,000 K, valor posibles de alcanzar mediante la energía solar (Kodama, 2003).

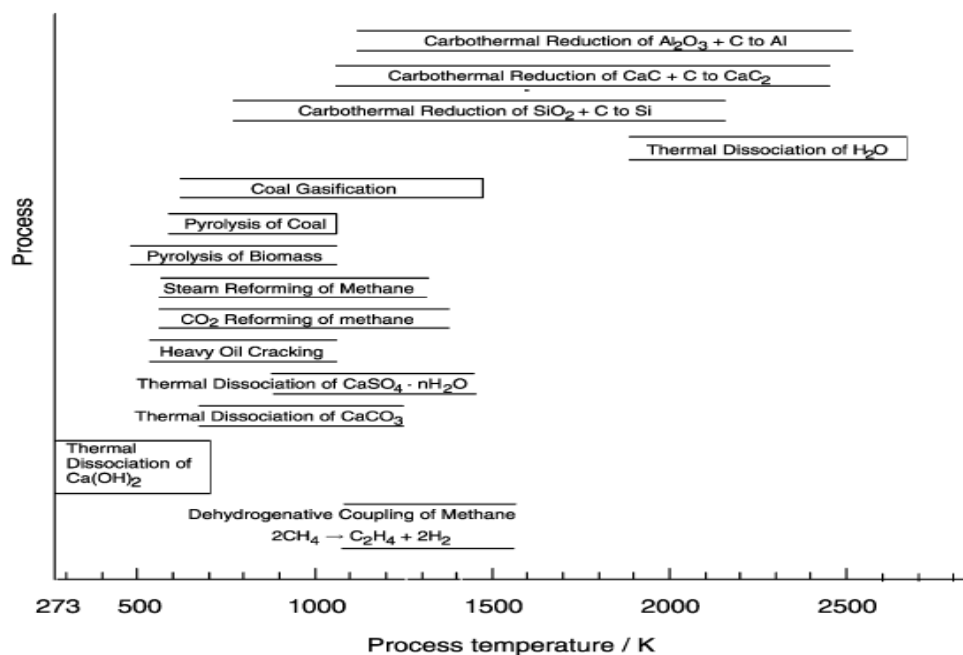


Figura 7. Importantes métodos potenciales para proceso industriales termoquímicos solares de alta temperatura (Kodama, 2003).

2.4 Equipo para la Termoquímica

2.4.1 Reactores Solares

El equipo en donde se llevan los procesos termoquímicos que pueden dar lugar a combustibles solares y otros productos es un reactor solar, que consiste en un dispositivo en donde ocurren reacciones endotérmicas, normalmente heterogéneas, con la energía calorífica suministrada por radiación solar concentrada (Alonso & Romero, 2015).

Estos equipos se utilizan en hornos solares donde se tienen factores de concentración de la energía solar con valores desde 5,000 a 10,000 con los que pueden recibir hasta 10,000 kW/m² para alcanzar temperaturas mayores a 1,500°C (Kodama, 2003; Koepf, Alxneit, Wieckert, & Meier, 2017).

Los reactores solares pueden ser de dos tipos, indirecto y directo. El primero de ellos se utiliza con fluidos transparentes a la radiación solar. Las paredes opacas del reactor reciben la energía concentrada para ser transferida en forma de calor hacia los reactantes en el interior. La mayoría de ellos utilizan materiales como medio de transferencia de calor como el aire, sales fundidas, sodio o partículas sólidas (Alonso & Romero, 2015; Villafán-Vidales, Arancibia-Bulnes, Riveros-Rosas, Romero-Paredes, & Estrada, 2017; Yadav & Banerjee, 2016).

En los reactores solares directos (Fig. 8) los reactantes reciben directamente la radiación solar, y de esta manera elevan su temperatura para reaccionar. Pueden ser abiertos al ambiente o cerrados en una cámara con una ventana transparente que permite el paso de la radiación solar (Alonso & Romero, 2015; Yadav & Banerjee, 2016).

Según su funcionamiento los reactores solares directos se pueden clasificar en dos categorías, de partículas y de estructura o volumétricos. Los reactores solares de partículas funcionan teniendo un reactante sólido en su interior con una gran cantidad de partículas suspendidas en un gas reactante, al recibir la radiación solar obtienen la energía necesaria para reaccionar. Las partículas pueden estar distribuidas de manera arbitraria como en un lecho fluidizado o empacado, o seguir el movimiento del gas

cuando se tiene una trayectoria tipo ciclón (Villafán-Vidales, Arancibia-Bulnes, Riveros-Rosas, Romero-Paredes, & Estrada, 2017; Yadav & Banerjee, 2016).

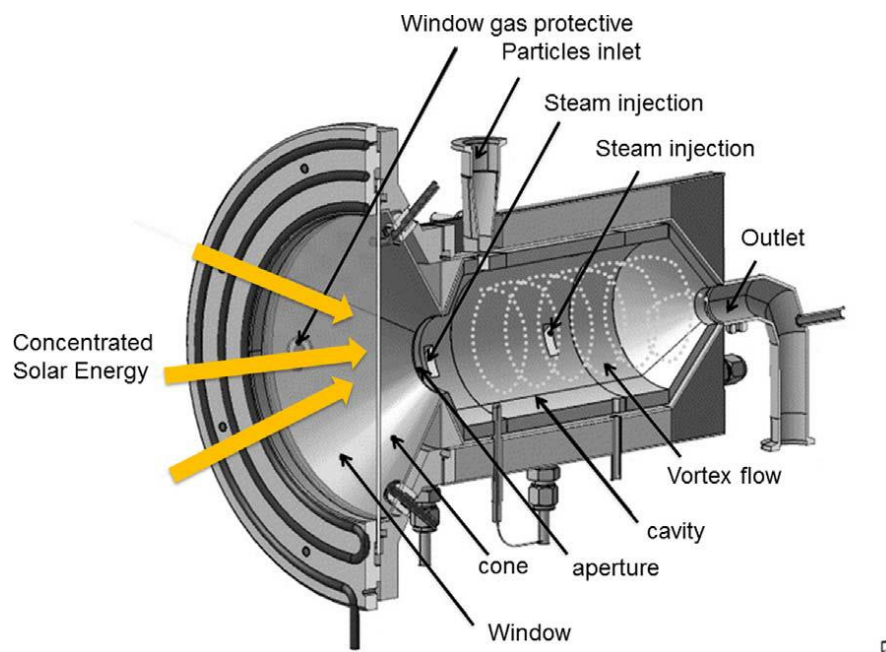


Figura 8. Esquema de un reactor solar directo (Z'Graggen, y otros, 2006).

Los reactores solares directos volumétricos utilizan una estructura sólida como membranas catalíticas, porosas, de canales (honeycomb) o de aletas, para transferir el calor a un fluido de trabajo, generalmente gases. La estructura sólida recibe el nombre de receptor solar volumétrico y se coloca en la zona focal del espejo concentrador del horno solar (Villafán-Vidales, Arancibia-Bulnes, Riveros-Rosas, Romero-Paredes, & Estrada, 2017; Yadav & Banerjee, 2016).

2.5 Receptores Solares

En general, los receptores solares tienen como funcionamiento principal el absorber la radiación solar y transformarla en energía calorífica para transferirla por medio de conducción, convección y radiación a un fluido de trabajo, que puede ser agua, vapor, gases, aceites sintéticos, o sales fundidas. Para lograrlo se utilizan dos configuraciones diferentes de tipo interno y externo, utilizando en ambos materiales de distintas formas

como tubos, placas y receptores volumétricos, empleados de acuerdo al fluido de trabajo a utilizar (Avila-Marin, 2011; Falcone, 1986; Kaseian, Barghamadi, & Pourfayaz, 2017; Kodama, 2003).

2.5.1 Receptores Solares Externos e Internos

Los receptores externos (Fig. 9a) están expuestos a las condiciones ambientales. Pueden tener forma de una superficie plana o circular, el absorbedor de la radiación solar pueden ser placas, un sistema tubular continuo, un banco de tubos o con estructuras volumétricas. Los receptores solares internos (Fig. 9b) pueden tener forma de cavidad o estar confinados recibiendo la radiación solar directa o indirecta. Los receptores de cavidad tienen la superficie absorbidora dentro de un contenedor aislado con una pequeña apertura por donde entra la radiación solar. El receptor puede estar compuesto por una o más cavidades (Falcone, 1986).

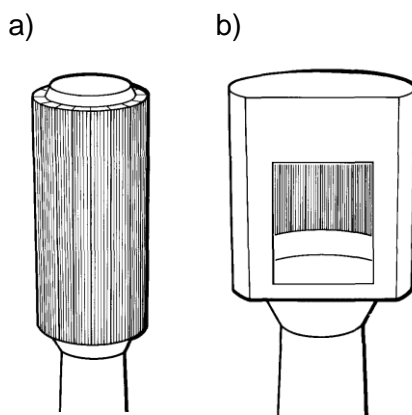


Figura 9. Configuraciones de receptores solares externo e interno (cavidad) (Falcone, 1986).

2.5.2 Receptores Solares volumétricos

Los receptores solares internos confinados utilizan los receptores volumétricos, que también se pueden utilizar en receptores externos. Éstos comúnmente se utilizan en reactores solares y se confinan por medio de una ventana que deja pasar la radiación solar. Su característica principal es que hacen uso de la mayor parte de su volumen para calentar el fluido de trabajo que pasa a través de su estructura. Esto lo logran

aprovechando su gran área superficial y por consiguiente absorber mayor radiación (Avila-Marin, 2011; Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016).

Los receptores volumétricos se clasifican según la forma de estructura. Se tienen los receptores volumétricos porosos por su forma irregular, los de canales de formas geométricas regulares, llamados de panal o honeycomb, y por último los de malla de alambre, que son los menos comunes.

2.5.3 Receptores volumétricos porosos

Estos receptores se componen una estructura amorfa con un gran número de poros de tamaños y formas diferentes (Fig. 10). La ventaja de estos receptores es que su alta porosidad facilita que la radiación solar pueda ser aprovechada al máximo abarcando una mayor superficie al poder alcanzar que los rayos lleguen a toda la estructura. De esta manera, también es viable esta característica para la transferencia de calor al fluido. Para su clasificación los receptores volumétricos porosos se dividen por el número de poros que hay por pulgada cuadrada (ppi) y por el tamaño promedio de los poros (Fend, Hoffschmidt, Pitz-Paal, Reutter, & Rietbrock, 2004; Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016; Yadav & Banerjee, 2016).



Figura 10. Receptor volumétrico poroso de carburo de silicio.

2.5.4 Receptores volumétricos de canales

Los receptores de canales (Fig. 11) tienen una estructura formada por múltiples canales paralelos de una geometría regular determinada y el fluido de transferencia de calor va en la misma dirección que los canales. La geometría más común para los canales es la de forma cuadrada, pero también se han estudiado de forma circular, triangular y

hexagonal. Cada canal con una determinada geometría puede ser denominado como celda. Estos receptores se caracterizan con el diámetro hidráulico y la longitud del canal, así como la porosidad y número de canales (Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016; Kaseian, Barghamadi, & Pourfayaz, 2017).

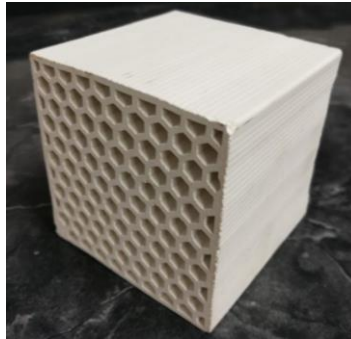


Figura 11. Receptor volumétrico de alúmina con celdas hexagonales.

2.5.5 Materiales de construcción de los receptores volumétricos

En general para los receptores volumétricos, los materiales con los que están contruidos es conveniente que cumplan con ciertas propiedades. Deben soportar muy altas temperaturas, ser resistentes a ambientes oxidantes, tener alta absorbancia, baja emitancia y conductividad térmica alta (Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016).

Por lo regular se construyen con materiales metálicos y cerámicos, siendo estos últimos los más comunes. El carburo de silicio, y combinaciones de este con otros materiales, son los que predominan, soportando temperaturas de entre 1200°C y 1500°C, los metales soportan entre 800°C y 1000°C. Algunos óxidos de metales tienen grandes resistencias a la oxidación y a altas temperaturas, sin embargo, presentan colores claros que reducen la absortividad y además, tienen una conducción térmica no muy buena, como el óxido de silicio, o la alúmina que puede soportar hasta 2000°C (Avila-Marin, 2011; Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016).

De acuerdo a las temperaturas de operación requeridas se puede optar por un material para el receptor volumétrico. Si se necesitan temperaturas menores a los 800°C algunas aleaciones como el acero inoxidable, níquel con cromo, entre otras, presentan un gran rendimiento para formar óxidos con alta absortividad. Para temperaturas mayores a 800°C, se recomiendan materiales cerámicos oxidados, como el caso de la alúmina,

señalado anteriormente, pero con inconvenientes ópticos. También otros cerámicos como el carburo de silicio han mostrado gran rendimiento (Avila-Marin, 2011).

2.5.6 Consideraciones hidrodinámicas

Al estudiar el comportamiento de los receptores volumétricos ha resultado que es necesario tener un buen flujo que pase a través del receptor, esto se determina por la caída de presión y las inestabilidades de flujo que pueden ocurrir en su interior.

2.5.7 Caída de presión

La caída de presión es el otro punto por considerar en los receptores volumétricos, es importante conocer cómo se desarrolla, ya que define el movimiento del fluido a través de la estructura del receptor. Los principales parámetros de los que depende la caída de presión son los efectos viscosos e inerciales que se presentan en la estructura del receptor. Si los efectos viscosos son los dominantes, la Ley de Darcy (ec. 1) describe correctamente el fenómeno, sin embargo, si los efectos inerciales son los que predominan, la Ley de Forchheimer (ec. 2) es la más adecuada (Avila-Marin, 2011; Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016).

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{\mu}{K} u \quad (1)$$

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{\mu}{K} u + \rho F u^2 \quad (2)$$

Donde K es la permeabilidad de la estructura, F es el coeficiente inercial (estos valores son característicos para cada receptor), u es la velocidad media del fluido, μ es la viscosidad dinámica, ρ es la densidad y L es la longitud del receptor.

Para los receptores volumétricos porosos, la Ley de Forchheimer describe mejor la caída de presión, y es afectado principalmente por el tamaño de los poros y su porosidad. Para fines térmicos es mejor que esas características sean pequeñas. Para los receptores de canales la Ley de Darcy, representa mejor una caída de presión lineal que hay en el receptor, de esta manera, los efectos viscosos son más dominantes (Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016).

Una de las formas de generalizar el comportamiento de la caída de presión para los receptores volumétricos es mediante el uso de números adimensionales. El número de Hagen (Hg) (ec. 3) describe el gradiente de presión adimensional a través del receptor volumétrico. Esta ecuación utiliza una longitud característica, que en el caso de los

receptores volumétricos puede ser el diámetro hidráulico o el diámetro promedio de los poros. En el otro caso, se tiene el número de Bejan (ec. 4), que describe la caída de presión adimensional, donde es importante la longitud del canal analizado (Awad, 2013).

$$Hg = \frac{\Delta p}{L} \frac{l^3}{\rho v^2} \quad (3)$$

$$Be = \frac{\Delta p L^2}{\mu v} = \frac{\Delta p L^2}{\rho v^2} \quad (4)$$

Donde p es la presión, L es la longitud del canal, l es la longitud característica, que normalmente se trata del diámetro hidráulico, ρ es la densidad, μ es la viscosidad dinámica y v es la viscosidad cinemática o difusividad de momento. Estos números adimensionales pueden ser iguales cuando la longitud característica es la longitud del canal (Awad, 2013).

El número de Hagen es más representativo para los receptores volumétricos porque la longitud característica es el diámetro hidráulico, debido a que es más determinante que la longitud del receptor en la caída de presión. Este número es importante para la creación de correlaciones que permitan generalizar el fenómeno y se pueda calcular para diferentes receptores.

2.5.8 Inestabilidades de flujo

El flujo del fluido es producido por una diferencia de presión entre los dos extremos del receptor volumétrico, la parte de la entrada y la salida. Cuando hay variaciones en la diferencia de presión puede provocar que haya diferentes densidades de flujo en ciertas secciones del receptor, provocando así la inestabilidad de flujo. Como consecuencia se pueden obtener variaciones en la temperatura de salida; en ciertas secciones del receptor puede haber un incremento de temperatura provocando un bloqueo térmico al intensificarse los efectos viscosos del fluido y causando un sobrecalentamiento que puede producir fracturas o el derretimiento de la estructura (Avila-Marin, 2011; Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016)

Para evitar las inestabilidades de flujo se recomienda utilizar estructuras que tengan campos de flujo homogéneos y que no presenten grandes variaciones de temperatura. Esto es posible con materiales de alta conductividad térmica y/o proporcionar un flujo radial al receptor volumétrico (Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016).

De acuerdo a su estructura los receptores volumétricos más estables son los porosos, al regirse por los efectos inerciales. Los receptores de canales con alta porosidad tienen

más tendencia a presentar inestabilidades, debido a que, los efectos viscosos son más susceptibles a presentar variaciones. Se ha encontrado que en este tipo de receptores se presentan las inestabilidades a partir de un flux de radiación solar considerado critico (ec. 5) (Avila-Marin, 2011; Becker, y otros, 2006).

$$I_{0,crit} = 1694\beta\sigma T_0^4 \quad (5)$$

Donde T_0 es la temperatura de entrada, σ es la constante de Stefan-Boltzmann y β es un factor de corrección que describe las pérdidas por radiación, si β es menor que 1, la temperatura de la pared exterior del receptor es menor que la temperatura del fluido en la salida, si β es mayor que 1, la temperatura de la pared exterior del receptor es mayor que la temperatura del fluido en la salida (Becker, y otros, 2006).

2.5.9 Consideraciones térmicas

En un receptor volumétrico la transferencia de calor se produce en volumen mediante los mecanismos de transferencia de calor de conducción, convección y radiación. Cada mecanismo interviene de manera esencial para que se pueda llevar a cabo el transporte de energía. La radiación incide en el cuerpo del material y por conducción se calienta todo el volumen. Por último, la transferencia por convección se realiza cuando pasa el fluido de trabajo a través del receptor y se lleva esa energía absorbida (Avila-Marin, 2011; Chen, Xia, Liu, Li, & Liu, 2016).

Los gases son utilizados como fluido de trabajo para la transferencia de calor. El más utilizado es el aire, pero también es posible utilizar otros como el metano, dióxido de carbono, que tienen la capacidad de absorber gran cantidad de calor (Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016).

Los puntos determinantes en el desempeño térmico de un receptor volumétrico son el flujo másico, la radiación solar incidente y su material de construcción. El 90% de la radiación solar se absorbe en profundidad a una distancia de 3.3 el tamaño de la sección transversal del canal, a partir de su entrada. En cuestión del material, éste determinará el punto máximo de la temperatura de operación del receptor por su punto de fusión y la resistencia a la corrosión que tiene el material con el que está construido (Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016).

La principal característica que tienen estos receptores volumétricos es que, al ser la transferencia de calor en volumen, la temperatura de la estructura sólida y del fluido a la salida del receptor son la misma (Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016).

2.5.10 Efecto volumétrico

Los receptores volumétricos tienen una ventaja en su funcionamiento que resulta en mayores eficiencias en comparación a los otros tipos de receptores. Esto es el resultado del efecto volumétrico (Fig. 12), el cual consiste en que la temperatura de la superficie frontal del receptor que recibe la radiación es menor que la temperatura en el interior y a la salida, lo que propicia menores pérdidas por radiación, caso contrario a lo que ocurre en las placas o tubos donde la superficie receptora es la de mayor temperatura (Avila-Marin, 2011; Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016; Kribus, y otros, 2014).

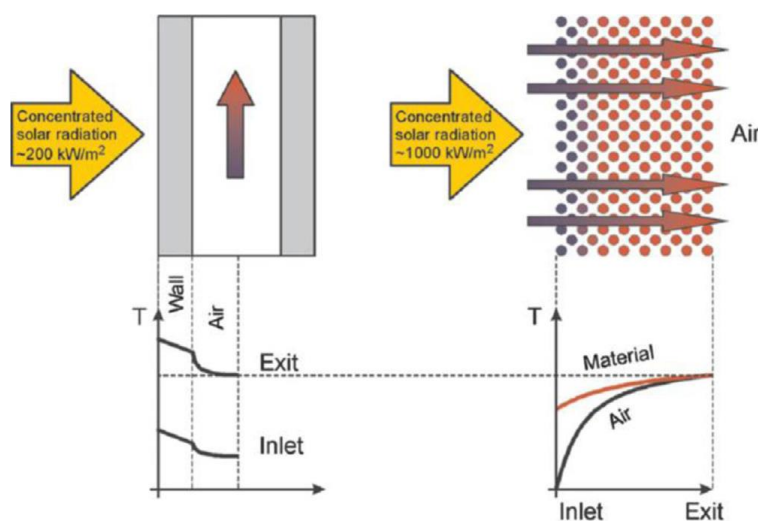


Figura 12. Efecto volumétrico y comparación de la operación un receptor volumétrico y un receptor tubular (Fend, High porosity material as volumetric receivers for solar energetics, 2010).

Este efecto se logra debido a que el gas de entrada llega frío a la zona frontal del receptor y por convección realiza un enfriamiento de esa zona. De esta manera, se obtienen mayores eficiencias que en los receptores tubulares, debido a que la pared iluminada es también la que tiene una mayor temperatura y, por consiguiente, mayores pérdidas de radiación. También la temperatura del fluido y de la estructura sólida se van igualando conforme se acercan a la salida del receptor, resultando que en ese punto tienen la misma temperatura, la cual es mayor a las temperaturas en la zona de la entrada (Fend, High porosity material as volumetric receivers for solar energetics, 2010; Kribus, y otros, 2014).

Comparando las temperaturas de los diferentes tipos de receptores, normalmente los materiales de los receptores volumétricos alcanzan mayores temperaturas de operación

que los tubulares o de placa, permitiendo así, que los primeros puedan recibir una mayor cantidad de radiación solar (Fend, High porosity material as volumetric receivers for solar energetics, 2010).

En cuestión de eficiencias, se ha observado que la mayoría de los receptores volumétricos alcanzan valores cercanos a 70%. El efecto volumétrico, considerado el comportamiento ideal de estos receptores, no se ha encontrado estrictamente en la realidad. Para lograrlo es necesario hacer diversas modificaciones y adecuaciones a los receptores para que tengan un buen desempeño en condiciones extremas y evitar las inestabilidades de flujo (Kribus, y otros, 2014).

El efecto volumétrico es alcanzable bajo ciertas condiciones específicas. Inicialmente los receptores volumétricos utilizados fueron adaptados, ya que su uso principal era distinto. Para poder alcanzar este efecto se tienen que optimizar los receptores en diseño y materiales para que cumplan con que la transferencia de calor convectiva en la parte frontal de la estructura sea muy alta y la conductividad térmica baja, para así permitir que se mantenga un gradiente de temperatura a lo largo de la estructura del receptor (Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016; Kribus, y otros, 2014).

En general, al comparar los dos tipos de estructura se ha encontrado que los receptores porosos han alcanzado eficiencias y temperaturas de salida menores que los receptores de canales. Para tener un mejor rendimiento térmico en un receptor solar volumétrico lo más adecuado es que esté construido de un material cerámico y de un color oscuro para tener mayor absorptividad. Si su estructura es de canales lo ideal es que el material sea conductividad térmica no muy alta, canales de celdas pequeñas y que el grosor de las paredes sea delgado. Para un receptor poroso es mejor que se tenga alta porosidad y poros pequeños para una mayor transferencia convectiva de calor (Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016).

2.6 Investigaciones previas

La investigación de los receptores volumétricos ha tomado gran importancia en los últimos años debido al gran potencial que tienen para el mejoramiento de muchas aplicaciones. Los estudios de caída de presión y de transferencia de calor predominan para los receptores volumétricos porosos y después le siguen los receptores de canales.

2.6.1 Caída de presión

Dentro de los estudios de caída de presión para los receptores volumétricos. Lo que más se ha estudiado es encontrar expresiones que describan correctamente el fenómeno, dando lugar a modelos y correlaciones específicas para los receptores porosos y de canales dependientes del tamaño de canales y de poros, porosidad y su geometría.

En el estudio de caída de presión de receptores porosos se ha analizado su geometría y se determinó que se puede modelar la estructura como un dodecaedro, que permite definir el tamaño de los poros. Utilizando receptores de carburo de silicio (SiC) se desarrolló mediante experimentación, un modelo de caída de presión basado en una estructura cúbica para representar los poros del receptor y en el modelo de Ergun. Se encontró que el modelo se ajusta de manera adecuado a los datos experimentales y permite calcular la caída de presión para receptores porosos con distinta porosidad y tamaño promedio de poros (Lacroix, y otros, 2007).

Otro análisis experimental de la caída de presión para receptores volumétricos porosos de diferentes materiales cerámicos incluido el carburo de silicio y la alúmina. Se estudió como varía la caída de presión dependiendo de la porosidad del receptor y del material. Se determinaron propiedades como permeabilidad y coeficientes inerciales. En este trabajo se concluyó que la caída de presión en los receptores volumétricos porosos no depende del material, sino de la forma y tamaño de sus poros. Además, se notó que con poros en forma de esfera se tiene una caída de presión menor que con lechos empacados de esferas con el mismo diámetro (Dietrich, Schabel, Kind, & Martin, 2009).

Continuando con el desarrollo de una correlación de la caída de presión para receptores volumétricos porosos, Dietrich (2012) realizó un experimento con receptores de materiales cerámicos bajo Re muy bajos. Además, hizo una revisión en la literatura de resultados de caída de presión para receptores metálicos y cerámicos. Basado en sus resultados y los de la literatura desarrolló una correlación para determinar la caída de presión. Se basó en el número de Hagen en función del número de Reynolds en una ecuación de segundo grado, a la que le corresponde un error del 40%, considerando que abarca un rango de Re desde 10 hasta 3900 (Dietrich, Pressure drop correlation for ceramic and metal sponges, 2012).

El desarrollo de modelos que describan la caída de presión es posible cuando se tienen muchos datos experimentales. Mancin y colaboradores (2010) desarrollaron un modelo para representar el gradiente de presión en un receptor volumétrico poroso. Realizaron experimentos con receptores de aluminio y tomaron datos de la literatura. Desarrollaron un modelo de segundo grado dependiente del Re , D_h y propiedades del gas. Según sus datos este modelo da resultados con un 3% de desviación. Asimismo, especifican que las propiedades como la permeabilidad aumentan con el incremento del tamaño de los poros y el coeficiente inercial lo hace incrementando la porosidad (Mancin, Zilio, & Cavallini, 2010).

A la par de los estudios experimentales y desarrollo de modelos, también se han hecho estudios numéricos de la caída de presión. Regulski y colaboradores (2015) hicieron experimentos con receptores porosos de alúmina para estudiar la caída de presión y reproducirla numéricamente. Basados en el método de red estructural de Boltzmann estudiaron como cambia la caída de presión al aumentar la densidad de poros, encontrando que se tiene mayor exactitud con receptores de 10 y 20 ppi, para porosidades mayores no es representativo (Regulski, y otros, 2015).

Otro estudio numérico donde se realizó medición experimental y numérica de caída de presión en metales porosos con estructura tipo cuello de botella, tomando como base el modelo de la caída de presión de Forchheimer. Se trabajó con acero inoxidable al vacío encontrando predicciones acertadas en un 5%, sin embargo, es necesario tener una apropiada descripción del modelo poroso (Otaru, Morvan, & Kennedy, 2018).

Para mejorar los receptores volumétricos porosos se han probado diferentes modificaciones. Una de ellas con buenos resultados consiste en realizar perforaciones en la sección transversal distribuidos de manera homogénea (Fig. 13). También se probaron distintos arreglos colocando de manera conjunta un receptor con orificios seguido de uno normal. Los resultados mostraron que los receptores se ajustan a la Ley de Forchheimer, siguiendo una relación de segundo grado con respecto a la velocidad media del fluido. El desempeño se puede mejorar incrementando la porosidad y/o el tamaño promedio de los poros. Se propone que el modelo de Forchheimer puede ser más exacto si se modifica agregando la dependencia a la porosidad a cada uno de sus

términos. En cuanto a las perforaciones su ventaja es que tiene beneficios a la penetrabilidad del flujo en el receptor (Wu, y otros, 2010).

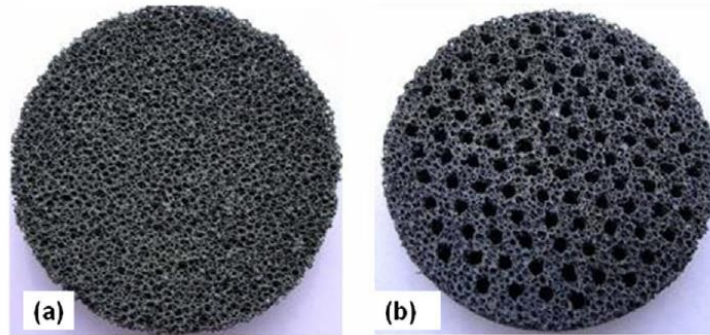


Figura 13. Receptores volumétricos porosos sin modificar (a) y con perforaciones (b) (Wu, y otros, 2010).

Para el caso de los receptores volumétricos de canales se espera que las caídas de presión tengan un comportamiento diferente a los receptores porosos, debido a que su estructura es totalmente distinta. Para revisarlo se han encontrado algunos estudios experimentales.

Este tipo de receptores tienen otras aplicaciones por su estructura. Una de ellas es el utilizar diferentes materiales para utilizarlos como convertidores catalíticos para purificar gases. A pesar de las distintas aplicaciones, el estudio del comportamiento hidrodinámico puede ser útil para ambos casos.

En este trabajo se utilizaron materiales distintos para comparar la eficacia del desempeño catalítico y la caída de presión de una estructura de panel de aluminio y otra de un tejido delgado ambas recubiertas por óxido de titanio y de silicio. Los resultados mostraron que la estructura hexagonal presentó una caída de presión de segundo grado, con respecto al flujo y de las estructuras utilizadas fue la que tuvo mejor desempeño (Taranto, Frochot, & Pichat, 2009).

La alúmina es un material que se ha utilizado como agente catalítico en algunas aplicaciones. Una de las estructuras más comunes en que se utiliza es en canales conjuntos, como panel de abeja. Para estudiar la caída de presión se desarrollaron tres estructuras diferentes, cada una compuesta de alúmina, pero con tamaños de partículas

y aditivos diferentes. Se probaron bajo la variación de la velocidad del aire que pasaba a través de ellos. Los resultados arrojaron que para flujos laminares se obtuvieron dependencias no lineales con la velocidad (Blackburn & Bohm, 1997).

2.6.2 Transferencia de calor en receptores volumétricos

Los estudios realizados para la transferencia de calor en los receptores volumétricos predominan para los receptores volumétricos porosos. Los trabajos más comunes según el tipo de estudio son los numéricos mediante simulación de dinámica de fluidos computacional, seguidos por los estudios experimentales. Para los receptores de canales se encuentra que son más frecuentes los estudios de simulaciones.

Dentro de los estudios de transferencia de calor para receptores volumétricos porosos se tiene el trabajo experimental de Mey-Cloutier y colaboradores (2016) donde estudiaron la eficiencia de distintos receptores para convertir la energía solar a térmica utilizando un horno solar con un homogeneizador de la radiación solar concentrada. Se utilizaron receptores porosos de carburo de silicio, alúmina y zirconio, algunos con propiedades selectivas, para compararlos con un receptor de canales de carburo de silicio. Los resultados obtenidos mostraron que los receptores con mayor densidad de poros y diámetro de poros pequeño tuvieron un mejor rendimiento térmico, así como los que tenían una menor porosidad. En cuanto a los materiales, los que tienen propiedades selectivas presentan un mejor rendimiento comparado a los que son de carburo de silicio, debido a sus mejores propiedades ópticas (Mey-Cloutier, Caliot, Kribus, Gray, & Flamant, 2016).

Otro estudio experimental llevado a cabo por Fend y colaboradores (2004) fue que realizaron experimentos con receptores volumétricos porosos con distintos arreglos estructurales y de canales con nuevos materiales basados en el carburo de silicio con adiciones de otros materiales, así como algunos receptores metálicos con materiales catalíticos con el fin de mejorar propiedades ópticas para aprovechar el espectro infrarrojo. Se analizó la transferencia de calor en todos ellos y se encontró que se tienen eficiencias de 75-92%, siendo los materiales cerámicos los que tuvieron mejores resultados (Fend, Hoffschmidt, Pitz-Paal, Reutter, & Rietbrock, 2004).

Los estudios numéricos realizados a base de simulaciones han servido para conocer más a fondo las diferencias que hay entre receptores y como aumentar las eficiencias para poder lograr el efecto volumétrico. Kribus en 2014, realizó un estudio para analizar las eficiencias máximas de los receptores volumétricos y definir si posible obtener el

efecto volumétrico. Para ello hicieron simulaciones tomando en cuenta las propiedades térmicas y ópticas de los receptores, así como modelos discretos para la radiación tomados en cuenta para aplicar condiciones de frontera en la parte frontal y final del receptor. Los resultados arrojaron que las eficiencias de los receptores están reducidas por las pérdidas por radiación en la zona frontal del receptor. Esto se debe a que la temperatura de la estructura en esa zona tiene un valor alto, que disminuye en la primera zona interior del receptor y aumenta hasta llegar a su máximo en la salida (Fig. 14 a). La condición de frontera de absorción frontal de radiación (Fig. 14 b) demuestra que, si se considera la temperatura en la zona frontal, es mayor, teniendo así mayores pérdidas por radiación (Kribus, y otros, 2014).

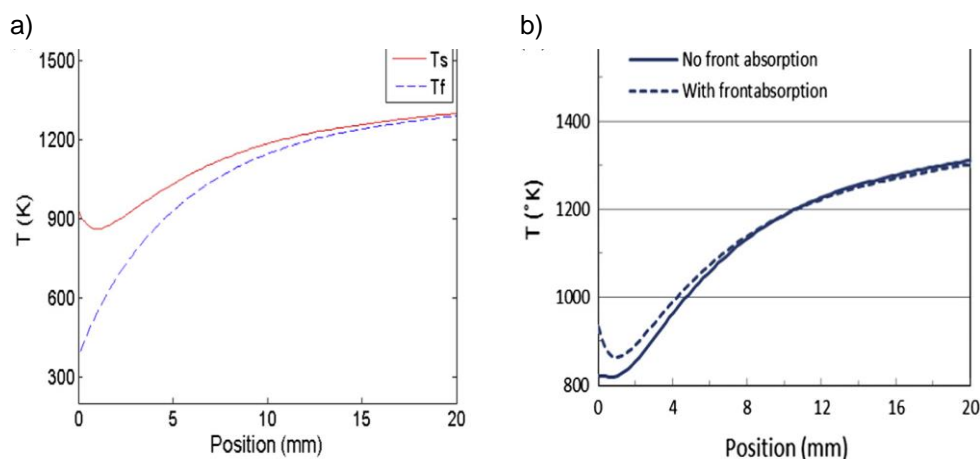


Figura 14. a) Temperatura del sólido y del fluido en un receptor volumétrico. b) Comparación de la temperatura del sólido del receptor utilizando una condición de frontera con y sin absorción de radiación (Kribus, y otros, 2014).

Lo que se necesita para mejorar las simulaciones es investigar más lo que ocurre en las fronteras del receptor, incluyendo las condiciones laterales. Mediante balances de energía en esas zonas es posible determinar las mejores condiciones para probarlas. Para un mejor rendimiento es necesario que el receptor tenga alta porosidad y poros grandes, para que la radiación llegue más profundo en la estructura. Las eficiencias promedio son de alrededor de 76%, mejorando la convección y reduciendo la conductividad térmica del material es posible aumentarla a 86%. En conclusión, para mejorar los receptores volumétricos es necesario mejorar la geometría y materiales de las estructuras para propiciar la convección y limitar la conducción de calor. Asimismo, es necesario mejorar las propiedades ópticas de los materiales para que tengan mayor absorción y emitan menos radiación (Kribus, y otros, 2014).

En muchas de las investigaciones numéricas la parte de la radiación solar se incluye solo como condición de frontera utilizando una densidad de flujo de calor. Se ha venido trabajando el acoplamiento de modelos de simulación de la intensidad de la radiación solar por medio del método de trazado de rayos. Una de forma de hacerlo es combinar el método de Monte Carlo con Fluent utilizando funciones definidas por el usuario para representar las densidades de flujo de calor. Se tomó en cuenta la radiación, convección, conducción, pérdidas de calor, porosidad, emisividad, flujo másico y tamaño promedio de los poros. Se concluyó con este trabajo que la distribución de la densidad de flujo de calor utilizada como condición de frontera determina como es la distribución de la temperatura en el receptor, así como sus valores máximos. A mayor porosidad se tiene un mejor rendimiento térmico general, para el caso del sólido la temperatura disminuye conforme aumenta la emisividad. Por otro lado, se ve beneficiada por el aumento del tamaño promedio de los poros (Wang, Shuai, Tan, & Yu, 2013).

Chen et al. (2016) utilizaron el modelo de Monte Carlo para acoplar con el estudio de la transferencia de calor en receptores volumétricos. En su estudio encontraron que la estructura del receptor afecta la distribución de la radiación solar absorbida. Con este método la temperatura del sólido fue mayor en la parte frontal y disminuye a lo largo del receptor, sin embargo, se mantuvo estable, mientras que la temperatura del fluido aumenta, pero dependiendo de las características del receptor, se puede mantener o disminuir (Chen, Xia, Liu, Li, & Liu, 2016).

Diferentes estudios macroscópicos de la transferencia de calor en receptores porosos utilizan modelos de ecuaciones gobernantes promediadas en volumen acoplado tomando en cuenta las propiedades térmicas, ópticas, geométricas y de presión. En este caso los resultados obtenidos fueron que la distribución de la temperatura fue ideal teniendo su máximo en el interior de la estructura. Además, se encontró que se alcanza el equilibrio en una pequeña zona del receptor de hasta 3 mm. Por último, para condiciones de estado estable la conductividad térmica del sólido resultó no ser tan importante en el rendimiento térmico del sistema (Wu, y otros, 2010).

Las investigaciones de receptores volumétricos de canales, además de revisar el desempeño analizando las propiedades térmicas y ópticas, hay variaciones en cuestiones geométricas con respecto a los receptores porosos. En estos últimos las variaciones posibles son la porosidad y el tamaño promedio de los poros. En cambio, en los receptores de canales existe la posibilidad de estudiar los canales, es decir, pueden ser de distintas formas geométricas y tamaños, asimismo se toma en cuenta la porosidad de la estructura.

Una de las variaciones importantes a estudiar es el tamaño de los canales. Aquí se analizó numéricamente la eficiencia de la transferencia de calor en un receptor volumétrico de celda cuadrada con un flux de calor determinado por una función no lineal y el tamaño de cada canal, siendo examinados 3 diámetros hidráulicos diferentes a un flujo másico constante, después se tomó el diámetro hidráulico más grande y se evaluó el cambio que se tiene al variar el flujo másico. Como sistema de estudio se tomó solo canal. Los resultados mostraron que la eficiencia es menor a flujos másicos bajos por mayores pérdidas de calor que a flujos altos. La efectividad del receptor resulta mayor cuando la diferencia de la temperatura del aire y la pared es menor, lo que se puede lograr con un flujo másico menor o un canal más largo. Por último, se encontró que aproximadamente al 30% de la longitud del canal se alcanza el equilibrio térmico en el receptor (Jung, Boo, Kang, & Kim, 2013).

Para conocer la variación en el rendimiento térmico de un receptor de acuerdo con la forma geométrica de sus canales, Kasaeian y colaboradores (2017) estudiaron el efecto de la geometría en los canales de diversos receptores. Se analizaron celdas de forma cuadrada, triangular, hexagonal y circular (Fig. 15) utilizando la convección, conducción y radiación como mecanismos de transferencia de calor. Al analizar un solo canal de cada forma encontraron que la eficiencia térmica, la efectividad y la temperatura de salida son mayores para el canal triangular, seguido del cuadrado, hexagonal y al final el circular (Fig. 16). Las eficiencias estuvieron por debajo del 70%. Analizando el comportamiento se concluyó lo térmicamente óptimo es que el receptor tenga mayor superficie específica, diámetro hidráulico menor de los canales y mayor perímetro. (Kaseian, Barghamadi, & Pourfayaz, 2017).

En otra investigación, Yilbas y Shuja (2017) estudiaron el rendimiento térmico de acuerdo con el número de canales, diseño, fracción de volumen de aire y características térmicas de un receptor volumétrico solar, incluyendo un análisis de la generación de entropía. Tomando en cuenta 3 de canales con forma triangular, cuadrangular y hexagonal, se encontró que, la efectividad es mayor para el canal triangular y hexagonal, cuando la fracción de volumen es cercana al 70%. Además, para esos valores también se presentan las temperaturas máximas, teniendo el canal triangular la mayor. En general la celda triangular muestra el mejor rendimiento térmico seguida de la hexagonal y la cuadrada. Sin embargo, la última mostró menor generación de entropía, y la que mayor fue la triangular debido a la mayor transferencia de calor. La celda hexagonal se mantuvo relativamente en términos medios (Yilbas & Shuja, 2017).

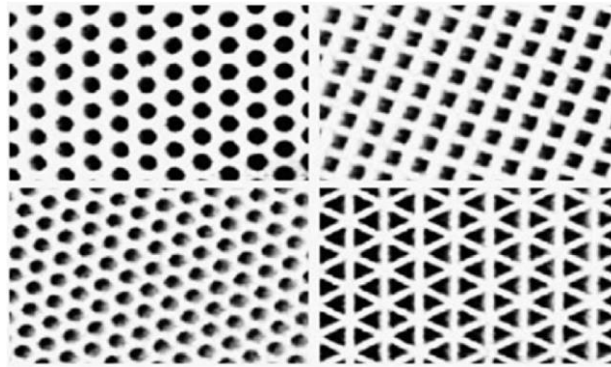


Figura 15. Receptores volumétricos de canales de distintas formas geométricas (Kaseian, Barghamadi, & Pourfayaz, 2017).

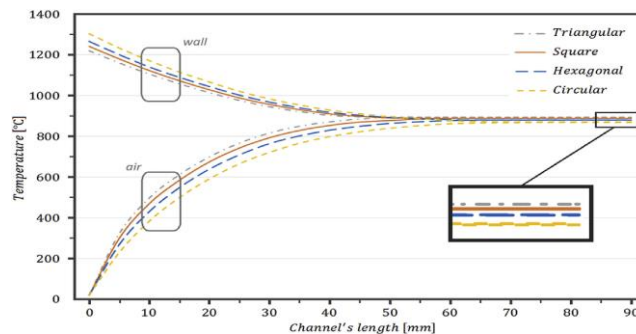


Figura 16. Comparación de la distribución de la temperatura en canales de distintas formas geométricas (Kaseian, Barghamadi, & Pourfayaz, 2017).

A la hora de analizar el rendimiento de un receptor volumétrico es útil de utilizar como punto de comparación el parámetro POM, que se refiere a la potencia solar que se le suministra a cierto flujo másico de aire. De esta manera es posible hacer comparaciones en condiciones similares.

Es importante estudiar la eficiencia de los receptores volumétricos debido a las altas temperaturas que llegan a operar. Para hacerlo se investigó la transferencia de calor en detalle de un receptor de canales cuadrados utilizando ordenadas discretas para la radiación. En este caso se colocó el receptor con la dirección del flujo en los canales de manera vertical (Fig. 17) evitando así efectos de flotación y mejorando el transporte de calor. Se consideraron temperaturas de 1,000-1,500°C con las que se dedujo que la eficiencia aumenta con la disminución del POM, en especial para las celdas más pequeñas manteniendo altas temperaturas. Para bajos POM la reflectividad aparente resultó ser absorbida en otras partes del canal ayudando a aumentar el rendimiento. La distribución de la temperatura del sólido en los canales depende del diámetro hidráulico desarrollándose mejor en los más pequeños manteniendo gradientes más homogéneos que reduce las pérdidas por radiación (Nakakura, Matsubara, Bellan, & Kodama, 2020)

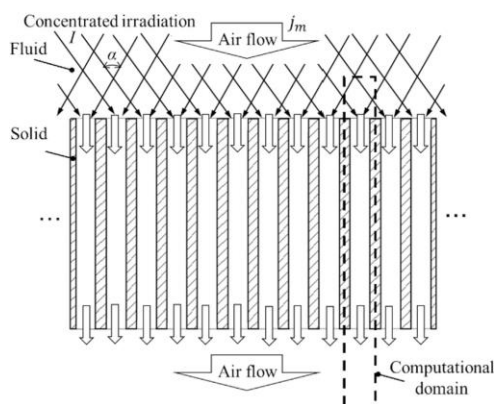


Figura 17. Esquema del sistema de estudio del receptor volumétrico con orientación vertical (Nakakura, Matsubara, Bellan, & Kodama, 2020).

En un trabajo experimental se probó un receptor volumétrico de canales rectangulares compuesto de carburo de silicio siliconado (SiSiC). El receptor se colocó en una torre central a 45 grados para recibir directamente la radiación solar concentrada. Los niveles de radiación fueron entre 500-800 kW/m² y la velocidad del aire entre 0.3-3 m/s. La temperatura máxima alcanzada en el aire fue de 890°C y en promedio la temperatura de salida fue de 790°C, mientras que el sólido alcanzó hasta 1300°C. Su comportamiento fue que al aumentar la radiación aumenta la temperatura, de igual manera ocurre al disminuir el flujo másico. En términos de eficiencia, se obtuvo hasta 80%, no obstante, ese valor disminuyó considerablemente con altos niveles de radiación solar al aumentar las pérdidas de energía (Carotenuto, Reale, Ruocco, Nocera, & Bonomo, 1993).

Entre las posibles aplicaciones que tienen las estructuras utilizadas como receptores volumétricos se encuentra la posibilidad de utilizarlos como un medio de almacenamiento de energía. En un estudio experimental donde se analizó un receptor de canales de material cerámico como un sistema de almacenamiento térmico, en el cual se analizó su rendimiento de la transferencia de calor entre el aire y el receptor compuesto de canales cuadrados. En lugar de utilizar energía solar como medio de calentamiento, se usó un horno de aire de alta temperatura. En el proceso se midió la temperatura del receptor y del aire, el flujo másico de aire y la caída de presión. Los resultados fueron que utilizar un receptor como almacenamiento de calor auxiliar es viable para alargar el tiempo de calentamiento de un proceso. El tiempo de calentamiento del receptor fue de 8 horas, después de eso se utilizó para calentar más aire y se pudo realizar por 2 horas (Wang, y otros, 2015).

Varios estudios de receptores volumétricos de canales se han enfocado en el análisis de la transferencia de calor en un solo canal. Esto se debe a la conveniencia de que se

pueden obtener buenas conclusiones para estimar lo que se puede obtener en la realidad utilizando un receptor y a la ventaja de realizar múltiples consideraciones que facilitan la resolución de los modelos de transferencia de calor.

Para estudiar la transferencia de calor en canales se utilizan condiciones de frontera especiales que permiten comparar diferentes canales bajo circunstancias equivalentes. Normalmente en las simulaciones se utilizan condiciones de frontera en las paredes para describir la forma en que se transfiere el calor al fluido que pasa por dentro del canal. Algunas de las más comunes son las de temperatura constante y las de densidad de flujo de calor constante, indicadas por la letra T y H respectivamente. Para las de densidad de flujo de calor constantes se tienen varias variantes, siendo dos las más utilizadas en diferentes estudios. La primera se denomina H1 y consiste en que se tiene densidad de flujo de calor constante (ec. 6) con la temperatura periférica de la pared constante ($T_w = \text{constante}$). La otra condición, H2, es para densidad de flujo de calor constante en la pared (ec. 6) y con densidad de flujo de calor uniforme periférico en la pared (ec. 7), por ejemplo, en un tubo circular para una posición dada la temperatura tendrá variaciones a la redonda de la pared (Shah & London, 1971).

$$q'' = k \frac{dT_m}{dx} = h(T_w - T_m) = \text{constante} \quad (6)$$

$$k \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{\lambda} = \text{constante} \quad (7)$$

Donde q'' es la densidad de flujo de calor, k es la conductividad térmica, h es el coeficiente de transferencia de calor, T_m es la temperatura media del fluido, T_w es la temperatura de la pared, n es una coordenada arbitraria normal a la pared y λ es el valor que le corresponde a la pared con respecto a la coordenada n (Shah & London, 1971).

La transferencia de calor en un canal hexagonal bajo un régimen de flujo laminar ha sido estudiada por Turgut (2014). En su investigación realizó un estudio numérico tridimensional utilizando dos condiciones de frontera para las paredes de temperatura constante y de flujo de calor constante tipo H2 bajo valores de 300 a 2000 para el número de Reynolds, además también se consideró la variación de los ángulos internos del canal. Con los resultados obtenidos desarrolló correlaciones para estimar el número de Nusselt, la longitud de la entrada hidrodinámica y térmica, así como el factor de fricción formadas por polinomios de cuarto grado dependientes del ángulo interior del canal hexagonal. Esto se debe a que encontró que el ángulo interior afecta el desempeño térmico del canal, siendo el valor óptimo de 60° , como los hexágonos regulares, es decir, el canal con un hexágono, con todos sus lados de igual longitud, fue el que tuvo el mejor rendimiento térmico (Turgut O. , 2014).

En el siguiente artículo se estudió la transferencia de calor en un canal hexagonal (Fig. 18) con temperatura constante en las paredes bajo régimen de flujo turbulento con valores del número de Re entre 2,300 y 52,000. Este trabajo se hizo de manera experimental y numérica mediante simulaciones utilizando los modelos de turbulencia k - ω y k - ϵ con sus respectivas variaciones. Con los datos obtenidos desarrollaron una correlación para determinar el Nusselt promedio, con la siguiente forma: $Nu_m = aRe^b$. Aquí se indica que es posible determinar propiedades como el Nusselt mediante correlaciones para canales circulares utilizando el diámetro hidráulico, sin embargo, se pueden obtener sobreestimaciones de hasta 35% de error. En base a los resultados obtenidos se determinó que los modelos de turbulencia que mejor se ajustaron a los resultados experimentales fueron k - ω SST para la región de transición y k - ϵ realizable para la región turbulenta. En cuanto a la correlación del Nusselt promedio desarrollada se encontró que tiene errores del 15% menor y 12% mayor en comparación al valor real del canal hexagonal (Turgut & Sari, 2013).

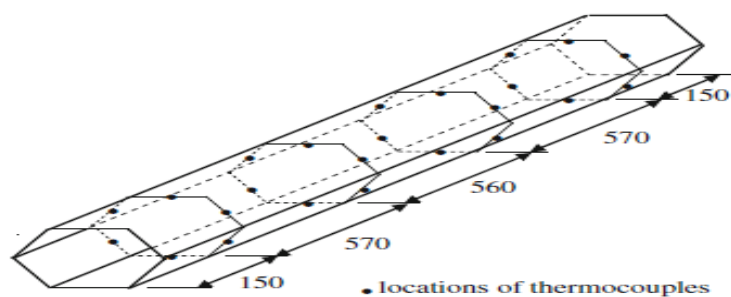


Figura 18. Esquema del canal utilizado para experimentación (Turgut & Sari, 2013)

Para concluir, es importante resaltar que el uso de receptores volumétricos en reactores solares permite realizar reacciones endotérmicas heterogéneas a elevadas temperaturas como las mencionadas anteriormente (Fig. 7). Si se utiliza el receptor adecuado se pueden lograr las temperaturas deseadas para cierto proceso y tener eficiencias altas. La alúmina es uno de los materiales más prometedores, debido a que tiene la capacidad de soportar hasta 2000°C, que pudiera ser conveniente hasta para estudiar la ruptura de la molécula de agua y poder obtener hidrógeno.

El material predominante en receptores volumétricos porosos para el estudio de la transferencia de calor es el carburo de silicio, seguido de otros materiales compuestos derivados del mismo. No obstante, se ha estudiado la caída de presión en receptores de alúmina, debido a que es un material térmicamente atractivo. En la revisión no se han encontrado estudios donde se utilicen receptores volumétricos cerámicos de canales de alúmina y se considera importante estudiarlo por las elevadas temperaturas que resiste.

En este trabajo se pretende hacer un estudio experimental para conocer la caída de presión de receptores volumétricos con celdas hexagonales de alúmina de tres diámetros hidráulicos distintos. Además, se comparará los resultados experimentales con una simulación 2D de la caída de presión mediante dinámica de fluidos de computacional. El estudio de la transferencia de calor se realizará de manera bidimensional analizando un solo canal de cada receptor bajo diferentes condiciones de frontera para determinar cual tiene mejor rendimiento térmico.

CAPÍTULO 3

MATERIALES Y MÉTODOS

El presente trabajo tiene como objetivo estudiar receptores volumétricos de canales hexagonales con tres tamaños distintos. La investigación consiste en analizar la caída de presión de manera experimental y mediante simulaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD). Además, se estudiará la transferencia de calor en los receptores volumétricos utilizando CFD. El sistema de análisis es un solo canal por receptor, en donde se emplearán condiciones de frontera en las paredes para la densidad de flujo de calor con un comportamiento lineal y no lineal.

3.1 Materiales y Equipo

3.1.1 Receptores volumétricos

Para este estudio se cuenta con tres receptores volumétricos de alúmina (Fig. 19). Su estructura tiene la forma de un cubo de 10 cm por lado aproximadamente. Cada uno de ellos tiene múltiples canales, con sección transversal hexagonal, que atraviesan completamente el cuerpo del receptor y en conjunto cubren un área cercana a una cara del cubo. Cada receptor volumétrico está caracterizado por el tamaño de sus canales mediante el diámetro hidráulico. El diámetro hidráulico (d_h) se define como 4 veces el área entre el perímetro:

$$d_h = \frac{4A}{P} = \frac{4\left(\frac{P \cdot ap}{2}\right)}{P} = \frac{4 P \cdot ap}{2 P} = 2ap \quad (8)$$

Para un hexágono resulta que el d_h (ec. 8) es dos veces la apotema de la sección transversal hexagonal, en este caso equivalente a la altura del canal. Es por esto por lo

que las dimensiones quedan definidas por el d_h y su longitud, teniendo el mismo valor para los tres receptores. Las dimensiones y características geométricas generales para los canales se observan en la tabla 1 y las propiedades del material en la tabla 2.

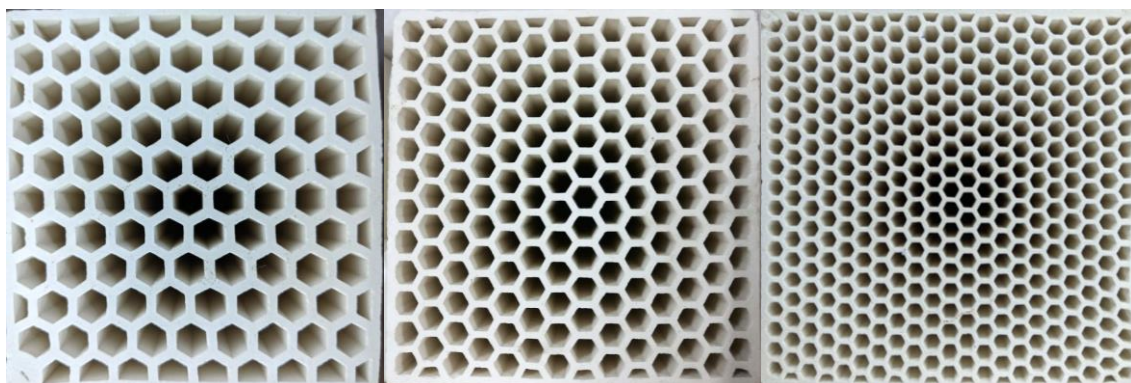


Figura 19. Receptores volumétricos de canales hexagonales de diámetros hidráulicos de 7.8 mm, 5.7 mm y 4 mm.

Tabla 1. Características geométricas de los receptores de canal hexagonal.

Parámetros	Receptor		
	Grande	Mediana	Pequeña
Celda			
Número de canales	93	165	376
Longitud de canales (m)	0.1	0.1	0.1
d_h (m)	0.0078	0.0057	0.004
Longitud de lado de canal hexagonal (m)	0.0045	0.0033	0.0023
Perímetro (m)	0.0270	0.0197	0.0139
Área/celda (m ²)	5.27E-05	2.81E-05	1.39E-05
Área de canales (m ²)	0.0049	0.0046	0.0052
Área total (m ²)	0.0105	0.0098	0.0097
Factor de porosidad	0.4664	0.4737	0.5370

Tabla 2. Propiedades de la alúmina (Al₂O₃).

Densidad	3,720 kg/m ³
Calor Específico	880 J/kg-K
Conductividad Térmica	25 W/m-K
Temperatura de Fusión	2,300 K

3.1.2 Experimentación

La parte experimental consistió en medir la caída de presión de los receptores volumétricos en un dispositivo. Este equipo está compuesto de los siguientes elementos:

- Tubería de polipropileno de 15 cm de diámetro y 2 m de largo.
- Cople de PVC de 15 cm de diámetro
- Soporte para los receptores volumétricos
- Capilares para toma de presión manométrica
- Turbina Dayton 2C646 de 12 V DC
- Fuente de Potencia Variable Agilent E3632A
- Anemómetro de Hélice Omega HHF11A
- Manómetro Diferencial Extech HD755

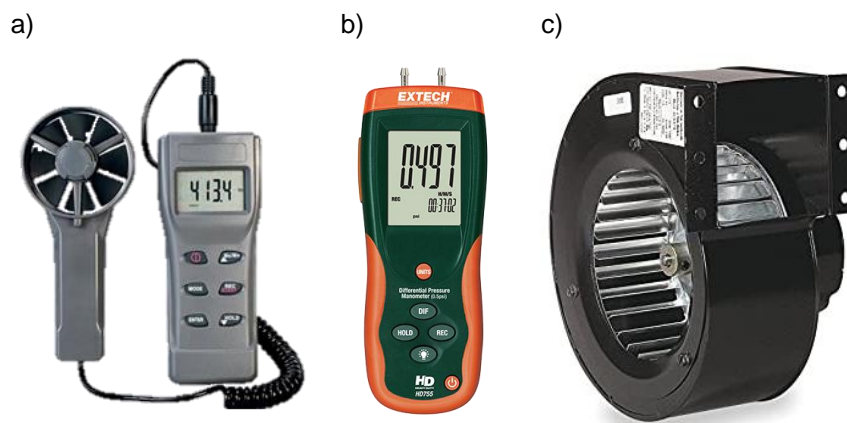


Figura 20. a) Anemómetro, b) Manómetro Diferencial y c) Turbina utilizados en la experimentación.

3.1.3 Sistema de cómputo para CFD

Para la parte de simulación se hizo uso de un equipo de cómputo con las siguientes características:

- Procesador: Intel Core i5 2.4 GHz, 4 núcleos
- Memoria RAM: 12 GB
- Software: ANSYS Fluent

3.2 Metodología

3.2.1 Caída de Presión

De acuerdo con la revisión del estado del arte de la caída de presión en receptores volumétricos, este fenómeno se rige principalmente por las leyes de Darcy (ec. 1) y Forchheimer (ec. 2). Las cuales describen de manera más adecuada la caída de presión en receptores de canales y porosos, respectivamente (Avila-Marin, 2011; Gomez-Garcia, Gonzalez-Aguilar, Olalde, & Romero, 2016). Sin embargo, se han reportado trabajos de experimentación utilizando receptores de canales en donde sean encontrado relaciones no lineales dependientes de la velocidad para la caída de presión, asemejándose a la ley de Forchheimer (Blackburn & Bohm, 1997; Taranto, Frochot, & Pichat, 2009). Retomando las ecuaciones previamente mencionadas:

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{\mu}{K} u \quad (1)$$

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{\mu}{K} u + \rho F u^2 \quad (2)$$

Para estos receptores de canal hexagonal se espera que su comportamiento en la caída de presión sea lineal.

Otro aspecto por analizar es el comportamiento del número de Hagen (Hg) de acuerdo al número de Reynolds (Re), que ha sido utilizado para desarrollar correlaciones para determinar la caída de presión en base a las condiciones del fluido y características geométricas del receptor (Dietrich, Pressure drop correlation for ceramic and metal sponges, 2012). El número de Hagen, de Reynolds y el modelo de la correlación se muestran en las ecuaciones 9, 10 y 11.

$$Hg = \frac{\Delta p d_h^3}{L \rho v^2} \quad (9)$$

$$Re = \frac{\rho d_h u}{\mu} \quad (10)$$

$$Hg = a \cdot Re + b \cdot Re^2 \quad (11)$$

Donde p es la presión, L es la longitud del canal, d_h es el diámetro hidráulico, ρ es la densidad, μ es la viscosidad dinámica, u es la velocidad media del fluido y las constantes a y b , son los coeficientes que describen como es el cambio de Hg con respecto al Re.

3.2.1.1 Experimentación

Para la parte experimental se construyó un equipo para medir la caída de presión de los receptores volumétricos de canales hexagonales (Fig. 21). En la figura 22 se observa el diagrama del dispositivo, el cual consiste en un ducto por el que se succiona aire con una turbina, dentro del ducto se coloca el receptor volumétrico y se mide la presión estática antes y después de que pase el aire a través del receptor.

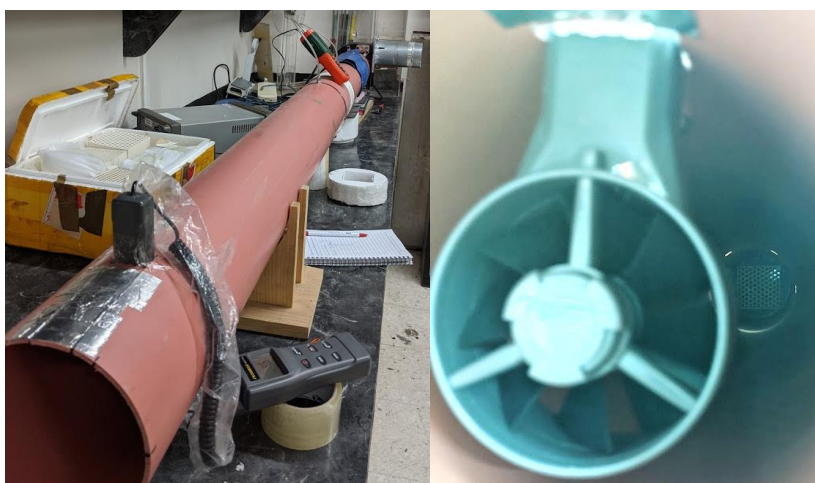


Figura 21. Equipo experimental de medición de la caída de presión y vista del interior con el RV.

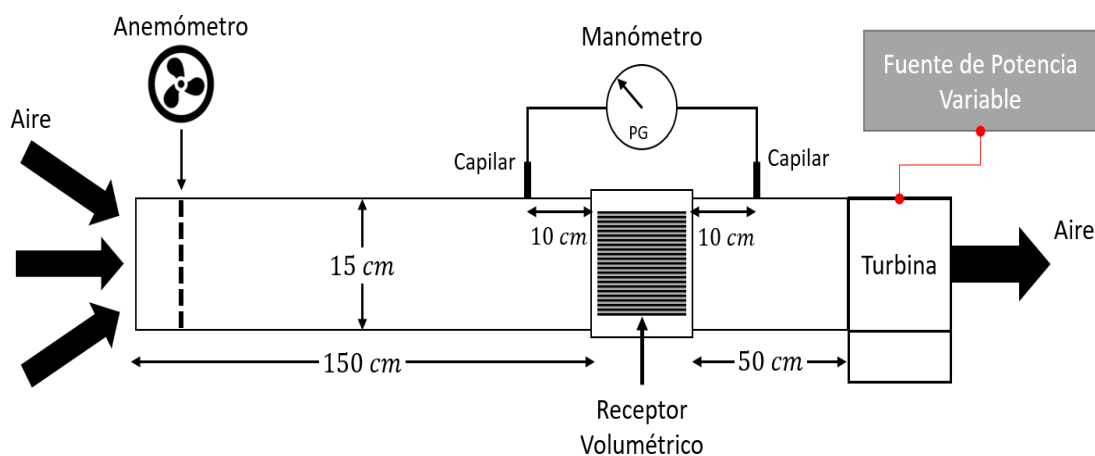


Figura 22. Esquema del equipo experimental para medir la caída de presión de receptores volumétricos.

Las especificaciones del equipo son las siguientes: está construido con un ducto de polipropileno de 15 cm de diámetro y dos metros de largo, el cual está dividido a tres cuartas partes de su longitud, la parte de 1.5 m es la zona de entrada, cuya longitud fue calculada para obtener flujo completamente desarrollado para flujo turbulento, que se obtiene al calcular 10 veces el diámetro del tubo (Bird, Stewart, & Lightfoot, 2002); el receptor volumétrico se coloca con en un soporte de poliestireno expandido para introducirlo dentro del ducto, asegurando que el aire solo pasa a través de los canales y las dos partes del ducto se acoplan con uniones de PVC, quedando el receptor en el interior; el aire se suministra por medio de succión con una turbina colocada al final del ducto y alimentada por una fuente de potencia variable que permite variar el flujo del aire mediante el voltaje, donde para cada receptor se harán diferentes pruebas con diferentes velocidades del aire de entrada con valores entre 0.5-3.5 m/s; las mediciones se hacen con un anemómetro colocado en el centro del ducto 10 cm posterior a la entrada, también se mide la temperatura y humedad relativa del aire; finalmente, la caída de presión es monitoreada mediante la presión estática, siendo medida por dos tomas capilares colocadas 10 cm antes y después del receptor volumétrico.

3.2.1.2 Simulaciones

Las simulaciones para determinar la caída de presión en los receptores volumétricos se realizaron en el software ANSYS Fluent.

Las ecuaciones gobernantes del fluido por resolver son la ecuación de continuidad (ec. 12) y las ecuaciones de Navier Stokes (ec. 13).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + (\nabla \cdot \rho \mathbf{v}) = 0 \quad (12)$$

$$\rho \frac{D\mathbf{v}}{Dt} = -\nabla p - [\nabla \cdot \boldsymbol{\tau}] + \rho \mathbf{g} + F_E \quad (13)$$

Donde ρ es la densidad, t es el tiempo, \mathbf{v} es el vector velocidad, p es la presión, $\boldsymbol{\tau}$ es el tensor de momento, \mathbf{g} es la fuerza gravitacional y F_E es una fuerza externa que afecta al fluido.

Para adaptar las ecuaciones gobernantes al sistema de estudio en dos dimensiones se aplican las siguientes consideraciones: sistema bidimensional, coordenadas cartesianas, estado estable, fluido newtoniano, propiedades constantes, ducto orientado de manera horizontal y que no actúa alguna fuerza externa sobre el fluido. De acuerdo con lo anterior las ecuaciones se simplifican como se muestran a continuación:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0 \quad (14)$$

$$\rho \left(v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} \right] \quad (15a)$$

$$\rho \left(v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left[\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} \right] + \rho g_y \quad (15b)$$

Para simular la caída de presión presentada en el equipo experimental se representó el sistema mediante un corte longitudinal justo al centro del ducto (Fig. 23), de tal manera que se elaboró la geometría del diseño a utilizar en las simulaciones del aire que queda en el centro del ducto a lo largo de todo el equipo para analizar qué es lo que pasa con el aire antes y después de que atraviese los canales del receptor.

El primer paso para las simulaciones es realizar el estudio de independencia de malla. La malla consiste en hacer particiones del dominio del sistema de estudio basado en el método de volumen finito con el fin de hacer subdivisiones en la geometría que permitan la resolución de las ecuaciones de movimiento y de transferencia de calor. La importancia de este estudio es encontrar la cantidad mínima de nodos en la que los resultados dejan de tener variaciones considerables, de la misma manera es necesario realizar esto con el fin de evitar que la malla utilizada agregue errores a los resultados.

Al realizar las primeras simulaciones de caída de presión con la geometría del ducto, se notó que era innecesario tener los dos metros de la longitud real, debido a que no influía gran parte de la primera sección de entrada con el comportamiento hidrodinámico del fluido. Por esta razón, además de reducir considerablemente el número de nodos de la malla para tener un menor costo computacional, solo se utilizaron 50 cm antes y después del receptor (Fig. 24).

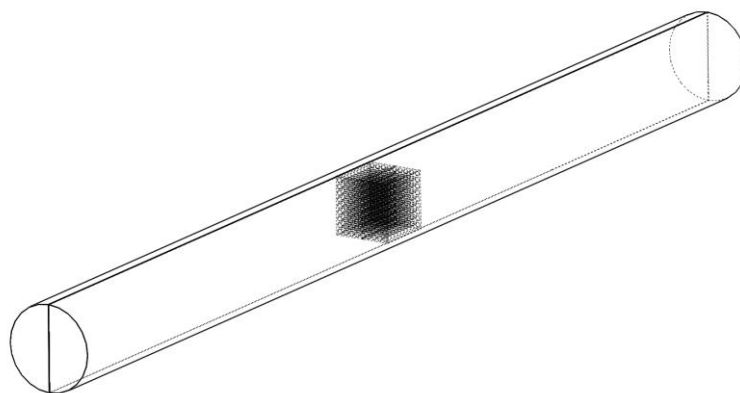


Figura 23. Esquema del ducto y receptor volumétrico con la zona de estudio para las simulaciones marcado por el rectángulo de líneas punteadas.

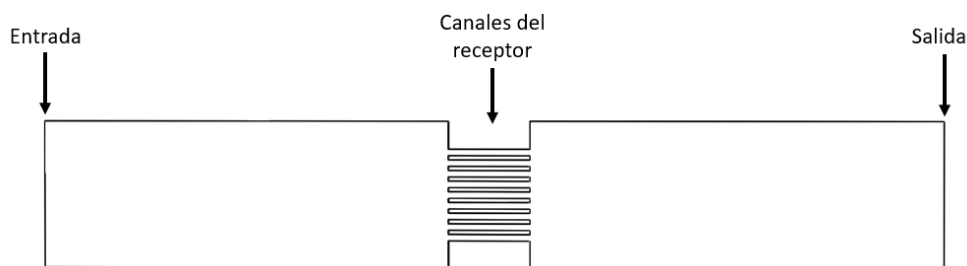


Figura 24. Geometría utilizada para las simulaciones de caída de presión indicando, el receptor, la entrada y la salida del aire (Receptor Grande).

En la geometría indicada solo se tienen dos condiciones de frontera determinantes, la entrada y salida de aire. La condición de frontera de entrada es “*velocity inlet*”, se seleccionó por la información conocida del experimento, correspondiente a la velocidad de entrada del fluido, tomada por el anemómetro. Para el caso de la condición de frontera de salida no se tenía conocimiento de lo que ocurría en ese punto, por lo que se utilizó la condición de frontera “*outflow*”, la cual se recomienda usar cuando se tiene una zona en donde las variables estudiadas ya no cambian.

De acuerdo con las velocidades del aire de entrada dadas en la experimentación, entre 0.5 – 3.5 m/s, se tienen valores de Re superiores a 5,000 (Fig. 25), que corresponden a flujo turbulento, por lo tanto, el régimen de flujo a utilizarse en las simulaciones debe ser de tipo turbulento.

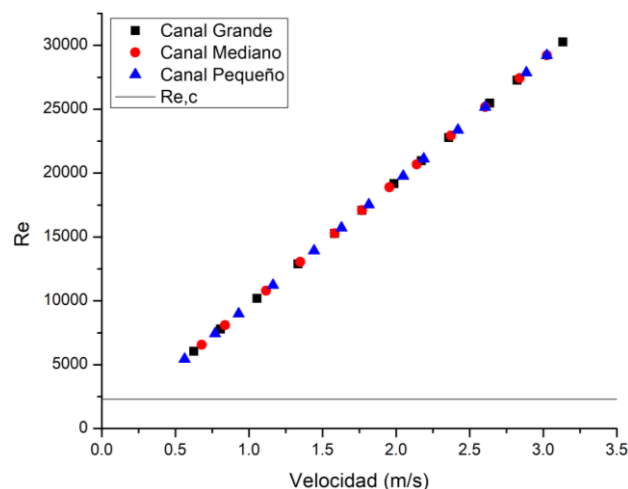


Figura 25. Número de Reynolds para las diferentes velocidades del aire de entrada en la experimentación de caída de presión de los receptores volumétricos.

Los modelos de solución utilizados en Fluent para resolver las ecuaciones gobernantes con doble precisión, en base de las condiciones de flujo presentadas son los siguientes:

- Modelo Viscoso: k-épsilon Realizable
- Esquema: SIMPLE
- Presión: PRESTO
- Momento: Tercer Orden MUSCLE
- Energía Cinética Turbulenta: Tercer Orden MUSCLE
- Disipación Turbulenta: Tercer Orden MUSCLE

El siguiente punto importante es el estudio de independencia de malla. Para encontrar la malla que mejor se ajuste a nuestro sistema se delimitó la geometría (Fig. 24) a 3 zonas de entrada, canales y de salida. Debido al pequeño tamaño de los canales con respecto a la entrada se optó por fijar la malla en el eje vertical utilizando divisiones de tal manera que cada elemento mida 1 mm de alto. Asimismo, las divisiones en el eje x serán las que definan la malla requerida para cumplir con el estudio de independencia de malla. Además, se utilizarán zonas más densas en las cercanías a las entradas y salidas de los canales del receptor, debido al gran cambio de tamaño.

En cada receptor se utilizarán las condiciones de mayor flujo de aire observadas en la experimentación y se tomará el número de Hagen (Hg) como parámetro a analizar. Para

obtener este número adimensional se analizarán los datos de la presión estática 10 cm antes y después de la zona de los canales de los receptores volumétricos, la misma distancia a la que se encuentran las tomas capilares de la presión estática en el equipo de experimentación.

En las figuras 26 – 28 se observa el cambio en el número Hg con respecto al número de nodos para las mallas de los canales para cada receptor. Para cada receptor se aprecia una zona de estabilidad en un rango de nodos que indica que el valor del Hg no varía a pesar de que la malla utilizada es más densa. Para el receptor de canales de diámetro hidráulico de 7.8 mm el rango de nodos va de 90,000 a 140,000, para los canales de 5.7 mm, el rango es de 60,000 a 100,000 nodos y para los canales de 4 mm, es de 100,000 a 160,000 nodos. En cuanto al valor de Hg se esperaba que su valor fuera mayor para los canales de diámetro hidráulico mayor debido a que este parámetro es directamente proporcional al número de Hagen, situación que se observa en las gráficas siguientes.

Para definir la malla para cada sistema se seleccionó la de menor cantidad de nodos en los rangos previamente mencionados. Las mallas seleccionadas para cada sistema se pueden observar en la tabla 3. Finalmente, en la figura 29 se observa el sistema de canales de diámetro hidráulico de 7.8 mm con su mallado correspondiente. Para cada sistema se observa algo similar, solo cambia el número de canales en el centro.

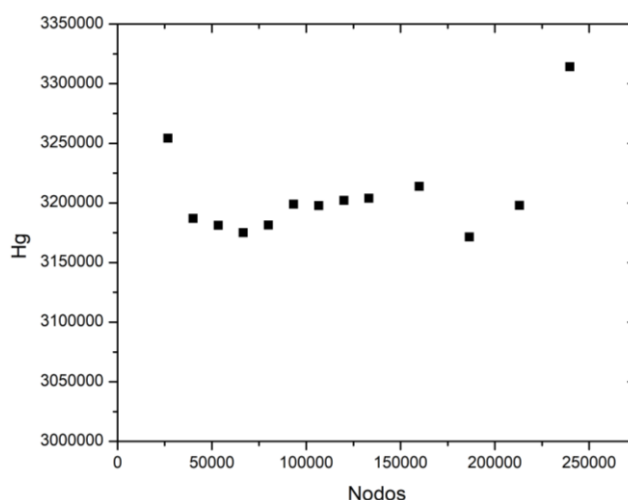


Figura 26. Variación del Hg con respecto al número de nodos para el receptor de celdas de $d_h = 7.8$ mm.

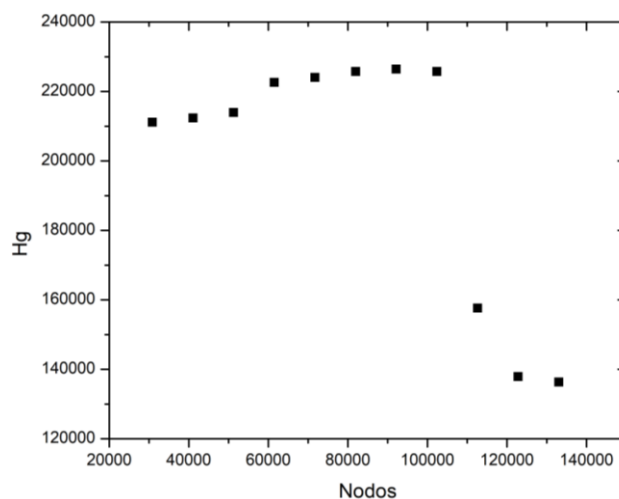


Figura 27. Variación del Hg con respecto al número de nodos para el receptor de celdas de $d_h = 5.7$ mm.

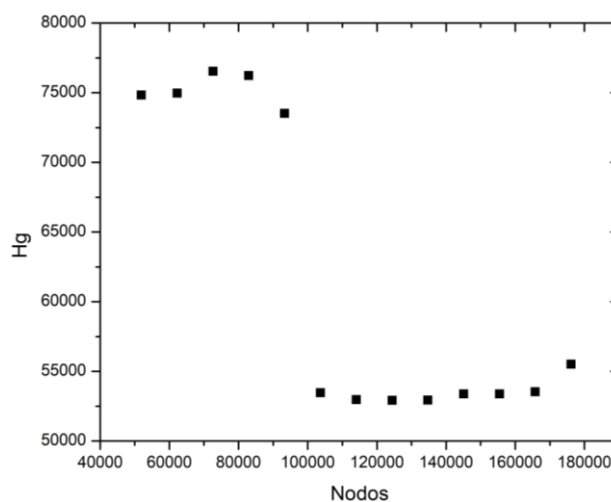


Figura 28. Variación del Hg con respecto al número de nodos para el receptor de celdas de $d_h = 4$ mm.

Tabla 3. Características de la malla para simulaciones de caída de presión para cada receptor volumétrico.

Característica	Receptor Grande	Receptor Mediano	Receptor Pequeño
Diámetro hidráulico (mm)	7.8	5.7	4
Número de canales	9	12	18
Divisiones en el eje x	800	560	800
Divisiones en el eje y	124	133	134
Nodos	95,769	71,724	103,680
Elementos	94,000	70,210	101,000
Factor Bias	7	7	7

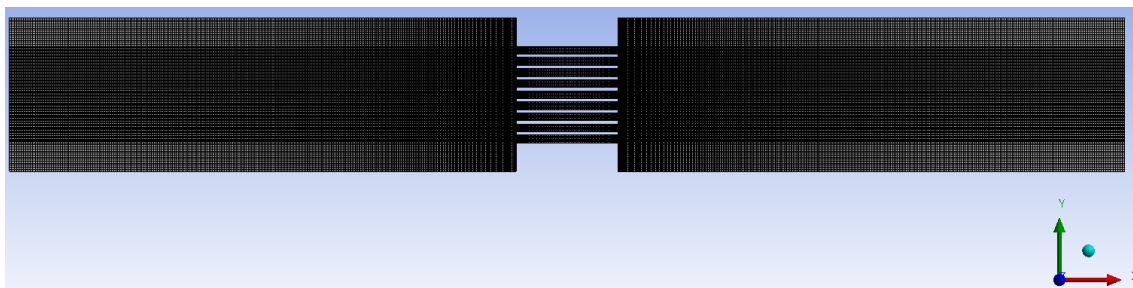


Figura 29. Mallado del aire en el ducto y en los canales del receptor volumétrico para medición de caída de presión bidimensional para el receptor de celdas de $d_h = 7.8$ mm.

3.2.2 Transferencia de calor

Para entender cómo se da la transferencia de calor en los receptores volumétricos hay que estudiar las ecuaciones gobernantes de movimiento, continuidad (ec. 12) y de Navier-Stokes (ec. 13) para el fluido, junto con la ecuación de energía que describe como ocurre el transporte de calor por los diferentes mecanismos (ec. 16).

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = -(\nabla \cdot \mathbf{q}) - (\boldsymbol{\tau} : \nabla \mathbf{v}) - \left(\frac{\partial \ln \rho}{\partial \ln T} \right)_p \frac{Dp}{Dt} + S \quad (16)$$

Donde ρ es la densidad, C_p es el calor específico, t es el tiempo, \mathbf{v} es el vector velocidad, p es la presión, $\boldsymbol{\tau}$ es el tensor de momento y S es energía externa que afecta al fluido por unidad de volumen.

Para que las ecuaciones gobernantes describan el sistema a analizar correctamente hay que definir la geometría y las consideraciones específicas, en este caso las ecuaciones aplicarán al fluido, en la pared del sólido se emplearán condiciones de frontera.

Una de las formas de estudiar la transferencia de calor en un receptor volumétrico de canales es analizar un solo canal, seleccionando uno de los que se localizan en la zona central de su estructura. La ventaja de hacer esto es que se asume que los canales tienen comportamientos idénticos, así que sus paredes se consideran térmicamente aisladas al tener en el centro del espesor de la pared una pared adiabática (Fig. 30). De esta manera el transporte de calor predomina en dirección axial (Carotenuto, Ruocco, & Reale, Heat Exchange in a Multi-Cavity Volumetric Solar Receiver, 1991).

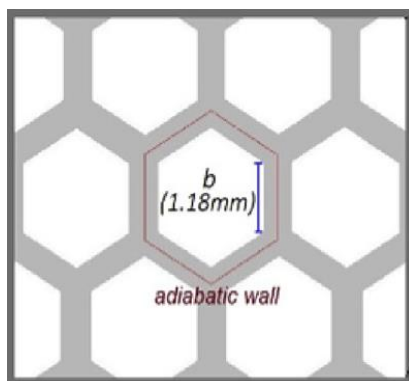


Figura 30. Simplificación del estudio de la transferencia de calor en un solo canal de un receptor volumétrico de canales hexagonales (Kaseian, Barghamadi, & Pourfayaz, 2017).

En el caso de los receptores de canales hexagonales se tomará un solo canal (Fig. 31a) para cada receptor con dimensiones de 10 cm y su respectivo diámetro hidráulico, teniendo el mismo procedimiento cada uno de ellos. Para poder estudiar la transferencia de calor en 2D en un canal hexagonal es necesario tomar una sección del interior del canal que forme un plano (Fig. 31b). El plano tendrá la misma longitud que el canal y la altura estará definida por la mitad del d_h desde el centro del canal hasta la pared.

La nueva geometría de estudio tendrá diferentes fronteras: entrada, salida, pared y eje de simetría (Fig. 32). Esta nueva configuración estrictamente corresponde a un ducto circular, sin embargo, Turgut (2013) en su artículo indica que es posible obtener resultados aproximados para un canal hexagonal a partir de resultados para uno circular con un error cercano al 15%.

Con la geometría definida es posible precisar las ecuaciones gobernantes (ec. 12, 13 y 16) de acuerdo a las consideraciones aplicables para este caso de estudio.

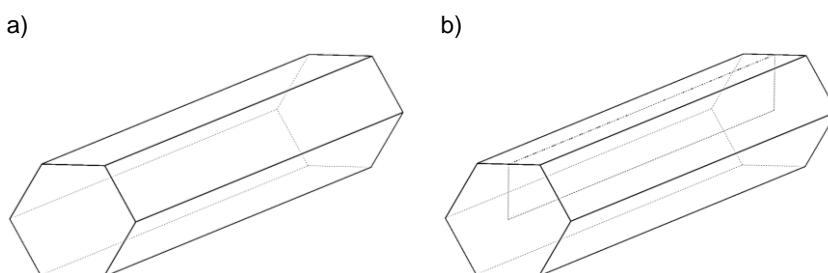


Figura 31. a) Canal hexagonal y b) Plano de estudio 2D correspondiente a la mitad del d_h .

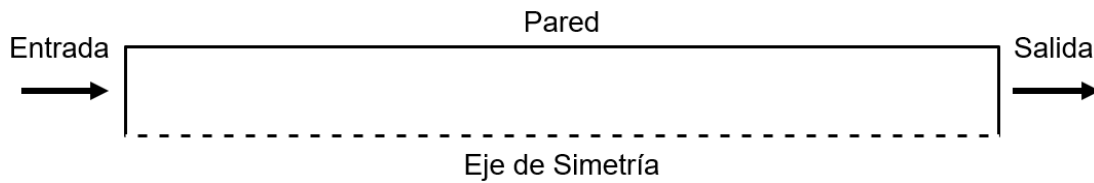


Figura 32. Esquema de la geometría para estudio de transferencia de calor con sus fronteras indicadas.

Las consideraciones para el estudio de la transferencia de calor del canal hexagonal son: esquema en 2D con coordenadas cilíndricas, estado estable, fluido newtoniano, disipación viscosa despreciada, trayectoria del fluido unidireccional, propiedades dependientes de la temperatura, sin fuentes externas de generación de energía ni que actúen sobre el movimiento del fluido y orientación horizontal del plano. Bajo estas condiciones las ecuaciones de continuidad, movimiento y energía son las siguientes:

$$\frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0 \quad (17)$$

$$\rho \left(v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] \quad (18)$$

$$\rho C_p \left(v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \left(k \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] - \left(\frac{\partial \ln \rho}{\partial \ln T} \right)_p \left(v_z \frac{dp}{dz} \right) \quad (19)$$

Las condiciones de frontera para este sistema, correspondientes a las indicadas en la figura 32, son:

- Entrada: flujo másico de entrada; temperatura de entrada = 300 K
- Salida: presión de salida
- Pared: densidad de flujo de calor
- Eje de simetría: axis simétrico

La condición de frontera para la pared es la que suministra la energía al sistema mediante densidad de flujo de calor. La forma en que se entrega el calor depende de la longitud del canal teniendo dos comportamientos, lineal y no lineal.

Para definir la forma en que tendrán los perfiles de densidad de flujo de calor hay que analizar la posible cantidad de energía que puede llegar al receptor. Las deducciones

realizadas tienen como base datos de equipos utilizados en la Plataforma Solar de Hermosillo.

Como punto de partida se supone que la geometría del receptor utilizado en un reactor solar tendrá dimensiones menores a la especificadas anteriormente. Se mantendrán los 10 cm de longitud, pero el área expuesta a la radiación será de 5 cm de diámetro, dado que posiblemente se pueda utilizar en un reactor solar.

Para concentrar la radiación solar se utiliza un espejo tipo disco parabólico (Fig. 33) con dimensiones de 1.65 m por lado y un área de 2.7 m². Basado en estos datos comparado con el área del receptor este espejo puede proporcionar niveles de concentración de hasta 1000 veces. Si a este espejo le llega una irradiancia de 1000 W/m², entonces la potencia solar que podría entregar es de 2.7 kW. Esto es el caso ideal, considerando que el espejo tiene la reflectividad máxima y que no presenta errores, por lo tanto, este valor representa el límite máximo de energía posible.



Figura 33. Disco parabólico utilizado en el sistema de seguimiento 2M (Cisneros-Cárdenas, 2018)

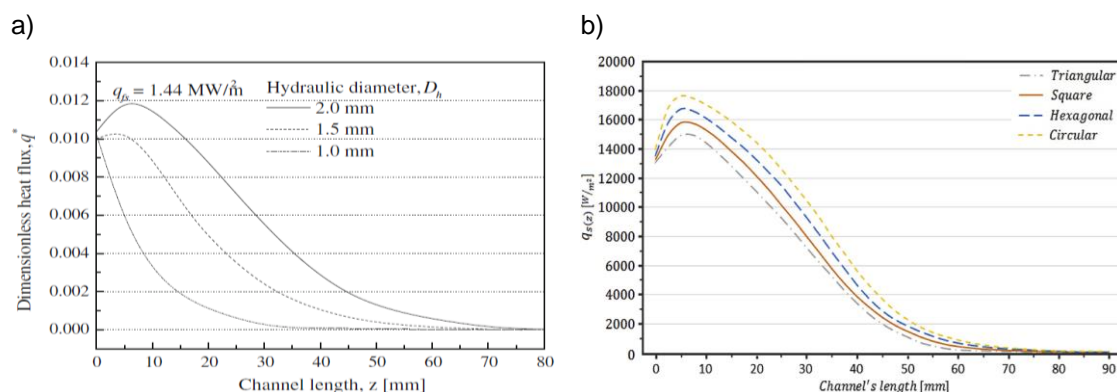
La energía total que llega al receptor se divide según el número de canales, su tamaño y el área que tienen en conjunto. Para encontrar la potencia que llega por canal es necesario saber cuántos canales hay en el área propuesta que ocupará el receptor utilizando el factor de porosidad presentado en la tabla 1. En la tabla 4 se presenta la información donde se calcularon 21, 37 y 84 canales en cada receptor de distinto tamaño, con diámetros hidráulicos de 7.8 mm, 5.7 mm y 4 mm, respectivamente. Si en general llegan 2,700 W a todo el receptor, a cada canal de tamaño grande le tocarían 130 W, de tamaño mediano, 67 W, y de tamaño pequeño, 34 W.

Tabla 4. Potencia máxima por canal obtenida de acuerdo al número de canales y potencia total proveniente del espejo parabólico concentrador.

Potencia Total (W)	2700		
Área del receptor (m ²)	0.002		
Canal	Grande	Mediano	Pequeño
Diámetro hidráulico (m)	0.0078	0.0057	0.004
Área de canales (m ²)	0.0011	0.0010	0.0012
Número de Canales	21	37	84
Potencia/canal (W)	130	67	34

El siguiente paso es distribuir la energía que le llega a cada canal mediante un perfil de densidad de flujo de calor que dependa de la longitud del canal. Para cada canal se harán dos perfiles que tengan un comportamiento lineal y no lineal. El primero de ellos tendrá el flux máximo justo en la entrada. Su valor irá disminuyendo de forma constante con la longitud y finalmente a la salida el flux en ese punto será de cero.

Los perfiles de flux de calor no lineal tienen la distribución presentada en la figura 34, donde se muestra la variación de su forma dependiendo de su tamaño y geometría. Se observa que el valor máximo se encuentra justo después de la entrada del canal y al final ya no tiene presencia (Jung, Boo, Kang, & Kim, 2013; Kaseian, Barghamadi, & Pourfayaz, 2017).

**Figura 34.** Perfiles de flux de calor solar con variaciones de a) diámetro hidráulico (Jung, Boo, Kang, & Kim, 2013) y b) geometría del canal (Kaseian, Barghamadi, & Pourfayaz, 2017).

Los perfiles utilizados para las simulaciones tendrán las distribuciones mostradas en la figura 35. Éstos están normalizados para marcar la diferencia que hay entre los distintos

diámetros hidráulicos, donde se observan similitudes a los perfiles de la figura 29a. Los datos de estos perfiles, obtenidos mediante la técnica de trazado de rayos utilizando el software SolTrace, fueron brindados por la M.C. Nidia Aracely Cisneros Cárdenas.

Cada canal se debe ajustar con la potencia proveniente del espejo concentrador con su respectivo perfil. Para obtener el perfil del flux solar se debe calcular el producto del valor de flux normalizado, para cada una de las diferentes posiciones del canal, por la potencia máxima y un factor de corrección (ec. 20).

$$q_s''(z) = q^*(z)P_sF_c \quad (20)$$

Donde q_s'' es el flux de calor solar en función de la longitud, q^* es el flux de calor normalizado, P_s es la potencia solar y F_c es el factor de corrección.

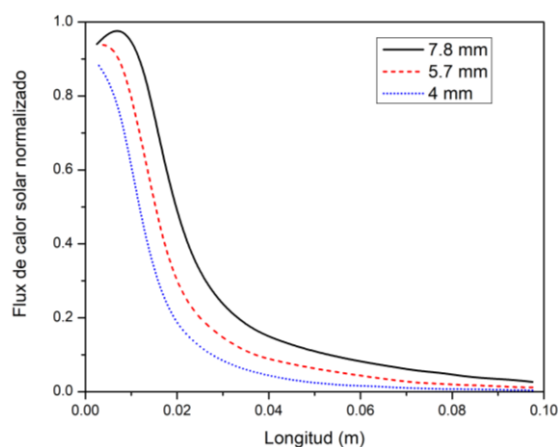


Figura 35. Perfiles de densidad de flujo de calor solar normalizado en función de la longitud del canal para diferentes diámetros hidráulicos.

El estudio de la transferencia de calor de los canales hexagonales inicia con la potencia máxima ideal. Para cubrir un mayor rango de valores de radiación que reciban los canales en su interior se incluirán tres potencias más de menor magnitud. Estos valores y los factores de corrección correspondientes para cada canal de distinto d_h se muestran en la tabla 5. Los perfiles de flux solar y flux lineal correspondientes a las 4 potencias utilizadas se observan en las figuras 36-38 para cada uno de los canales.

Tabla 5. Factor de corrección y distintos valores de potencia solar para cada canal.

Canal	Grande	Mediano	Pequeño
d_h (mm)	7.8	5.7	4
F_c	1559	2686	5003
P_1 (W)	40	25	10
P_2 (W)	80	35	20
P_3 (W)	100	45	30
P_4 máx. (W)	130	67	34

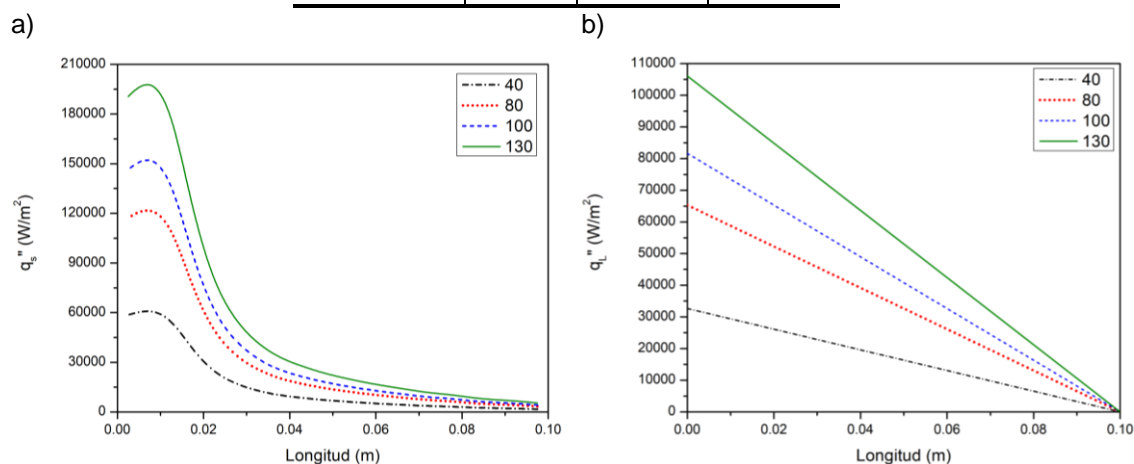


Figura 36. Perfiles de a) flux solar y b) flux lineal de diferentes potencias para canal de $d_h = 7.8$ mm.

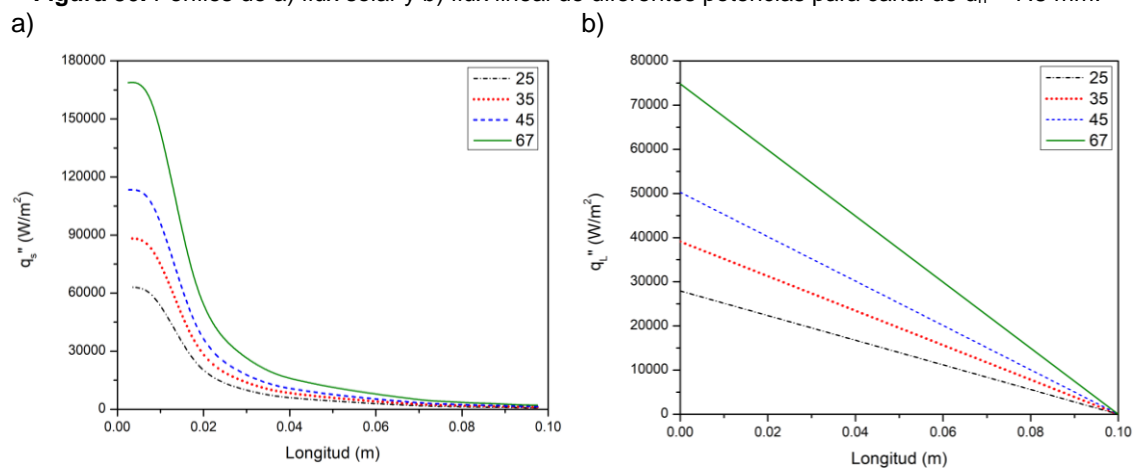


Figura 37. Perfiles de a) flux solar y b) flux lineal de diferentes potencias para canal de $d_h = 5.7$ mm.

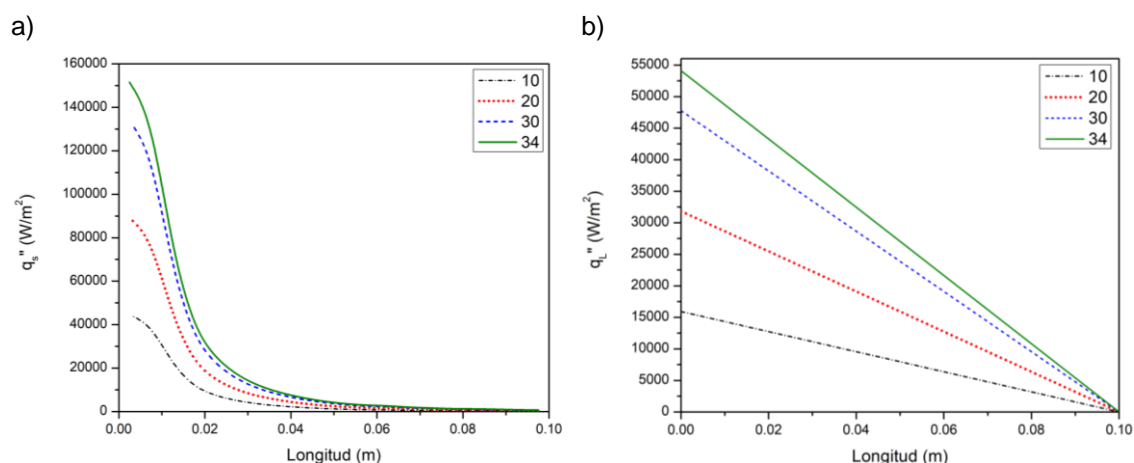


Figura 38. Perfiles de a) flux solar y b) flux lineal de diferentes potencias para canal de $d_h = 4$ mm.

Los perfiles de flux solar para los tres canales de diámetro hidráulico distinto se ajustan a un modelo que corresponde a una función gaussiana de dos términos (ec. 21). En cambio, los perfiles de flux lineal se adecúan a una ecuación de primer grado (ec. 22). Los coeficientes de los perfiles de flux solar para los canales se presentan en las tablas 6-8. Para los perfiles de flux lineal los coeficientes se muestran en la tabla 9.

$$q_s''(z) = a_1 e^{-\left(\frac{z-b_1}{c_1}\right)^2} + a_2 e^{-\left(\frac{z-b_2}{c_2}\right)^2} \quad (21)$$

$$q_L''(z) = a \cdot z + b \quad (22)$$

Tabla 6. Coeficientes de los modelos del perfil de flux solar para canal de $d_h = 7.8$ mm.

Potencia (W)	40	80	100	130
a_1	35800	71600	89500	116400
b_1	0.008718	0.008718	0.008718	0.008718
c_1	0.01046	0.01046	0.01046	0.01046
a_2	2.021×10^{19}	4.043×10^{19}	5.051×10^{19}	6.570×10^{19}
b_2	-2.113	-2.113	-2.113	-2.113
c_2	0.3625	0.3625	0.3625	0.3625
r^2	0.9993	0.9993	0.9993	0.9993
RECM	647.2	1294	1618	2103
Error %	3.92	3.92	3.92	3.92

Tabla 7. Coeficientes de los modelos del perfil de flux solar para canal de $d_h = 5.7$ mm.

Potencia (W)	25	35	45	67
a_1	41770	58480	75190	111900
b_1	0.006302	0.006302	0.006302	0.006301
c_1	0.009041	0.009041	0.009041	0.009041
a_2	1.843×10^{19}	2.581×10^{19}	3.318×10^{19}	4.940×10^{19}
b_2	-1.661	-1.661	-1.661	-1.661
c_2	0.2853	0.2853	0.2853	0.2853
r^2	0.9998	0.9998	0.9998	0.9998
RECM	326.3	456.9	587.4	874.6
Error %	2.46	2.46	2.46	2.46

Tabla 8. Coeficientes de los modelos del perfil de flux solar para canal de $d_h = 4$ mm.

Potencia (W)	10	20	30	34
a_1	25510	51020	76530	86730
b_1	0.005536	0.005536	0.005536	0.005536
c_1	0.006846	0.006846	0.006846	0.006846
a_2	1.378×10^{19}	2.757×10^{19}	4.134×10^{19}	4.686×10^{19}
b_2	-1.055	-1.055	-1.055	-1.055
c_2	0.1819	0.1819	0.1819	0.1819
r^2	0.9998	0.9998	0.9998	0.9998
RECM	208.5	417	625.5	708.8
Error %	2.90	2.90	2.90	2.90

Tabla 9. Coeficientes de los perfiles de flux lineal para cada canal.

D_h (mm)	Potencia (W)	a	b
7.8	40	-326,471.7	32,647.2
	80	-652,943.4	65,294.3
	100	-816,179.2	81,617.9
	130	-1,061,033.0	106,103.3
5.7	25	-279,219.2	27,921.9
	35	-390,906.9	39,090.7
	45	-502,594.6	50,259.5
	67	-748,307.5	74,830.7

4	10	-159,154.9	15,915.5
	20	-318,309.9	31,831.0
	30	-477,464.8	47,746.5
	34	-541,126.8	54,112.7

Al tener las condiciones de frontera definidas hay que determinar las condiciones del flujo de aire para las simulaciones. En base a las velocidades del aire de entrada en la fase experimental se calculó el flujo másico total y el flujo que ingresa a cada canal de diferente tamaño en un receptor con un área antes mencionada (Tabla 10).

Tabla 10. Flujo másico total y por canal de las simulaciones de transferencia de calor.

Flujo Total		Flujo (g/s)		
(kg/h)	(kg/s)	$d_h = 7.8 \text{ mm}$	$d_h = 5.7 \text{ mm}$	$d_h = 7.8 \text{ mm}$
5.77	0.0016	0.0693	0.0391	0.0171
9.62	0.0027	0.1155	0.0651	0.0286
19.23	0.0053	0.2311	0.1302	0.0572
28.85	0.0080	0.3466	0.1954	0.0857
38.46	0.0107	0.4621	0.2605	0.1143
48.08	0.0134	0.5777	0.3256	0.1429

Para delimitar el alcance térmico que puedan tener los receptores volumétricos se obtuvieron las temperaturas posibles mediante un balance de energía de primera ley. Con una potencia de la radiación solar de 2700 W, reflejada por el espejo concentrador al recibir una irradiancia de 1000 W/m^2 , para un flujo total de 0.0016 – 0.0134 kg/s se obtendría un rango de temperaturas de 450 – 2000 K.

Otro de los aspectos más importantes por analizar es el régimen de flujo que se tiene dentro del canal mediante el cálculo del número de Reynolds, en donde se presentó que la mayoría de los flujos utilizados se encuentran dentro del régimen laminar (Fig. 39).

Otro punto interesante por considerar es el punto donde se tiene un flujo completamente desarrollado de manera hidrodinámica y térmica. En la figura 40 se observa la longitud en donde el flujo dentro del canal se encuentra completamente desarrollado. La longitud

del canal es de 10 cm, mientras que para casi todos los casos de flujo a utilizar la longitud hidrodinámica y térmica son mucho mayores. Por lo tanto, el flujo dentro del canal no llega a desarrollarse por completo.

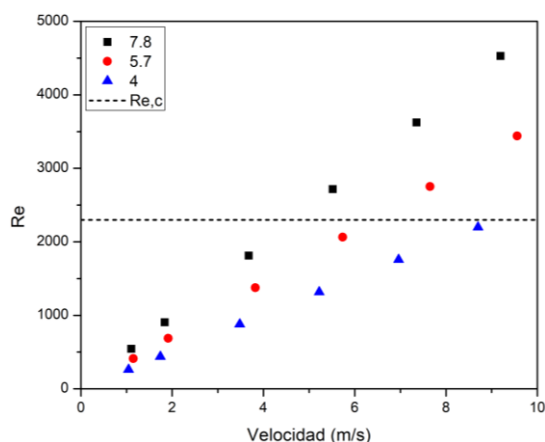


Figura 39. Re para cada canal de diferente d_h (mm) comparado con el valor crítico del Re.

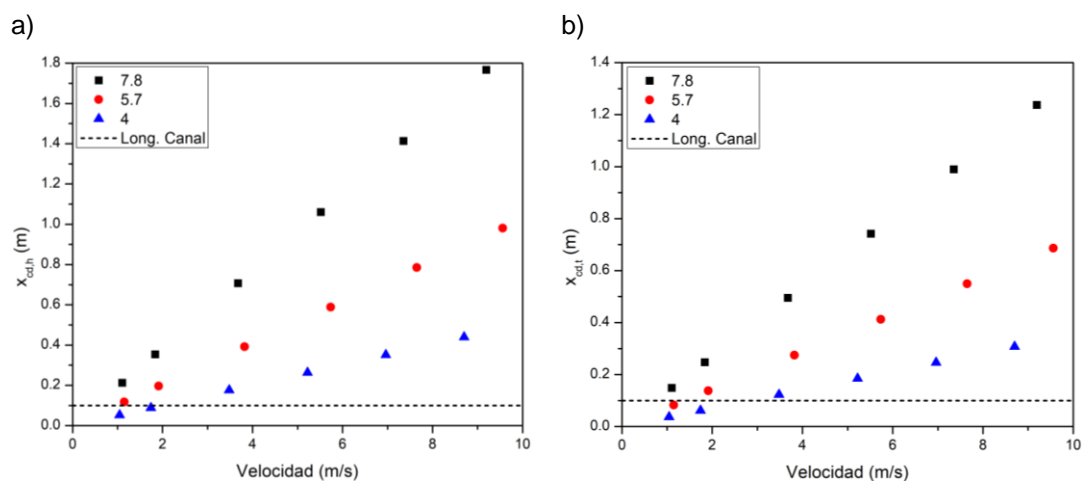


Figura 40. Capas limite a) hidrodinámica y b) térmica para los canales de diferente d_h (mm).

Al tener todas las condiciones detalladas para las simulaciones se inicia con el estudio de independencia de malla.

El procedimiento será el mismo para los tres canales (Fig. 41), pero los resultados de las mallas serán distintos debido a que los canales son diferentes en tamaño. Como el estudio se realizará en un plano correspondiente a la mitad del d_h , se puede decir que

“ α ” es igual a la altura del plano utilizado para las pruebas numéricas. Para este análisis se tomará información de la zona de la pared del canal.

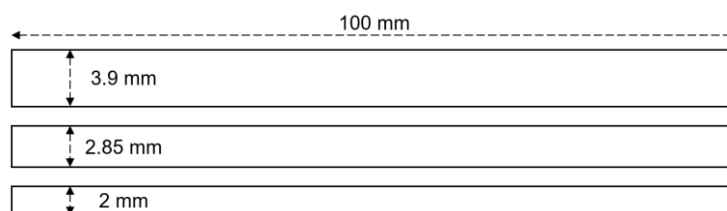


Figura 41. Dimensiones de las geometrías para las simulaciones de transferencia de calor que representan a los canales.

La mayoría de los casos de estudio se encuentra en el régimen de flujo laminar (Fig. 39). No obstante, para los casos en que el Re se encuentra en la zona de transición se probó el modelo viscoso k - ω SST, el cual está recomendado por Turgut y Sari (2013) para flujos en esa zona. Las diferencias entre ambos modelos viscosos fueron mínimas, por lo que, al final se decidió por el modelo laminar. Asimismo, se utilizó doble precisión para resolver las ecuaciones gobernantes y se seleccionaron los siguientes modelos de solución:

- Modelo Viscoso: Laminar
- Esquema: SIMPLE
- Presión: PRESTO
- Momento: Tercer Orden MUSCLE
- Energía: Tercer Orden MUSCLE

Las propiedades del aire se utilizaron como variables en función de la temperatura, las cuales se ajustaron a polinomios de primer, segundo, cuarto, sexto y séptimo grado. En las ecuaciones 23 – 27 se presentan las ecuaciones de las propiedades utilizadas.

- Densidad:

$$\rho(T) = -1.387 \cdot 10^{-22}T^7 + 1.6337 \cdot 10^{-18}T^6 - 7.9426 \cdot 10^{-15}T^5 + 2.0651 \cdot 10^{-11}T^4 - 3.1105 \cdot 10^{-8}T^3 + 2.7481 \cdot 10^{-5}T^2 - 0.01374T + 3.5111 \quad (23)$$

- Viscosidad:

$$\mu(T) = \begin{cases} (a) & -3.52 \cdot 10^{-11}T^2 + 7.051 \cdot 10^{-8}T + 4.9395 \cdot 10^{-7} & 100 < T < 500 \\ (b) & 2.6901 \cdot 10^{-8}T + 1.5013 \cdot 10^{-5} & 500 < T < 3000 \end{cases} \quad (24)$$

- Calor específico:

$$C_p(T) = 1.3864 \cdot 10^{-10}T^4 - 6.4748 \cdot 10^{-7}T^3 + 1.0235 \cdot 10^{-3}T^2 - 0.4328T + 1061.334 \quad (25)$$

- Conductividad térmica:

$$k(T) = 2.4521 \cdot 10^{-14}T^4 - 9.9387 \cdot 10^{-11}T^3 + 1.2806 \cdot 10^{-7}T^2 + 4.4558 \cdot 10^{-6}T + 0.01368 \quad (26)$$

El plano utilizado para cada canal se divide en una cuadrícula (Fig. 42). La geometría se parte en diferentes divisiones para la altura α y la longitud z . Para diferenciar las mallas se les da una notación como “malla = $z \times \alpha$ ”. En la tabla 11 se muestran las divisiones para cada eje y el rango de nodos en el que se encuentran las mallas.

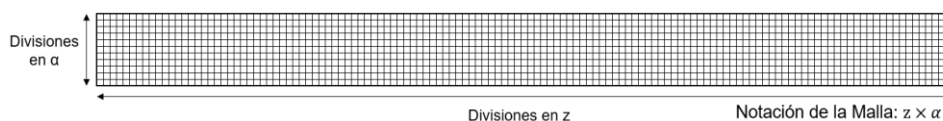


Figura 42. Esquema de la malla en un canal con sus respectivas divisiones para z y α .

Tabla 11. Divisiones de la altura α y la longitud z para los canales con sus respectivos rangos de nodos.

d_h (mm)	Divisiones en z	Divisiones en α	Rango de nodos
7.8	10 – 100	4 – 40	200 – 3,000
5.7	10 – 100	6 – 30	150 – 1,600
4	10 – 100	4 – 20	100 – 1,000

Las condiciones de frontera utilizadas y el flujo másico para el estudio de independencia de malla corresponderán a las condiciones más extremas que se puedan emplear. Además de los perfiles de densidad de flujo de calor lineal y no lineal, también se utilizan dos condiciones de temperatura constante y flux de calor constante en toda la pared, siendo la última equivalente a la misma potencia que en los dos primeros casos. Los valores de temperatura y flux de calor constante utilizados se observan en la tabla 12.

El orden en que se realiza el estudio de la transferencia de calor en los canales es primero con la condición de frontera de temperatura constante para después pasar a las condiciones de frontera de densidad de flujo de calor empezando por la de valor constante, después el perfil lineal y por último perfil no lineal.

Tabla 12. Flujo másico y condiciones de frontera de la pared de temperatura y flux de calor constante para estudio de independencia de malla.

d_h (mm)	Flujo (g/s)	Potencia (W)	q_c'' (W/m ²)	Temperatura (K)
7.8	0.58	130	53,051.65	573 (300°C)
5.7	0.33	67	37,415.37	573 (300°C)
4	0.14	34	27,056.34	573 (300°C)

El análisis del estudio se realiza mediante el coeficiente de transferencia de calor global, "h". Se varían las divisiones de un eje, manteniendo fijas las del otro eje, y después esto se invierte, para encontrar la malla óptima. El criterio de selección de malla es que la diferencia relativa porcentual sea menor al 1%.

- Caso: Temperatura constante

La condición de frontera de temperatura constante, donde toda la pared se encuentra a una temperatura de 573 K. La razón de iniciar con esta condición es observar el comportamiento térmico dentro del canal antes de utilizar condiciones más complejas.

Al ser el caso más sencillo se espera que las variaciones sean menores con las mallas más pequeñas. Igualmente se espera que el valor del coeficiente de transferencia de calor promedio en la pared tenga constancia.

De las primeras observaciones a notar fue que, a partir de 20 a 40 divisiones en z, según el canal, la simulación convergía. En cambio, al tener menos divisiones el sistema se ciclaba y no daba resultados. Con el paso de las simulaciones se notó que la variación de las divisiones en z representaba un cambio poco significativo, por lo que se redujo el rango de divisiones de 20 a 80.

En las tablas 13 – 15 se presentan los resultados del coeficiente de transferencia de calor promedio para los tres canales. Para el canal grande la diferencia relativa

porcentual fue menor al uno por ciento con 40 divisiones en z y 24 divisiones fijas en α . En el caso de variar α , con 16 segmentos se obtuvo una diferencia menor al 1% con 50 divisiones en z . En los otros canales se tuvieron resultados similares. Para el canal mediano se obtuvieron diferencias menores al 1% con 30 divisiones en z y 15 divisiones en α . En el canal pequeño las divisiones que presentaron diferencias menores al 1% fueron 30 en z y 9 en α .

Tabla 13. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de temperatura constante para el canal de $d_h = 7.8$ mm.

Variación de divisiones en z , $\alpha = 24$				Variación de divisiones en α , $z = 50$			
Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)	Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)
10x24	275	41.1931		50x4	255	40.4195	
20x24	525	39.768	3.5835	50x8	459	40.7374	0.7804
30x24	775	39.3238	1.1296	50x12	663	39.6913	2.6356
40x24	1025	39.1765	0.3760	50x16	867	39.3268	0.9268
50x24	1275	39.1067	0.1785	50x20	1071	39.1653	0.4124

Tabla 14. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de temperatura constante para el canal de $d_h = 5.7$ mm.

Variación de divisiones en z , $\alpha = 15$				Variación de divisiones en α , $z = 50$			
Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)	Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)
20x15	336	41.2670		50x6	357	43.1820	
30x15	496	40.9795	0.7016	50x9	510	41.6164	3.7620
40x15	656	40.8537	0.3079	50x12	663	41.0562	1.3645
50x15	816	40.8018	0.1272	50x15	816	40.8018	0.6235

Tabla 15. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de temperatura constante para el canal de $d_h = 4$ mm.

Variación de divisiones en z , $\alpha = 9$				Variación de divisiones en α , $z = 50$			
Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)	Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)
20x9	210	40.7066		50x4	255	45.0544	
30x9	310	40.4951	0.5223	50x5	306	42.9110	4.9950
40x9	410	40.4187	0.1890	50x6	357	41.7621	2.7511
50x9	510	40.3696	0.1216	50x7	408	41.0849	1.6483

60x9	610	40.3519	0.0439	50x8	459	40.6632	1.0371
70x9	710	40.3388	0.0325	50x9	510	40.3696	0.7273

- Caso: Densidad de flujo de calor constante

En el caso de densidad de flujo de calor constante los resultados del coeficiente de transferencia de calor se muestran en las tablas 16 – 18. Para el canal grande las divisiones correspondientes a z fueron 30, mientras que las divisiones para α fueron 20. Comparando con los resultados de la condición de frontera de temperatura constante se llegó al criterio de paro con 10 divisiones menos en z , y con 4 divisiones más que en α .

Con el canal mediano fueron 30 divisiones en z y 12 divisiones en α , siendo menores que en el caso de temperatura constante. Para el canal pequeño la diferencia fue menor al 1% fue con 30 divisiones en z y 5 divisiones en α .

Bajos las condiciones de frontera constantes las divisiones en z son iguales para los tres canales, y las divisiones en α fueron menores, a excepción del canal más grande.

Tabla 16. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor constante para el canal de $d_h = 7.8$ mm.

Variación de divisiones en z , $\alpha = 24$				Variación de divisiones en α , $z = 50$			
Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)	Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)
20x24	525	64.2573		50x4	255	54.9001	
30x24	775	63.6838	0.9005	50x8	459	60.8087	9.7167
40x24	1025	63.4686	0.3391	50x12	663	62.1333	2.1319
50x24	1275	63.4294	0.0618	50x16	867	62.7661	1.0082
				50x20	1071	63.1461	0.6018

Tabla 17. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor constante para el canal de $d_h = 5.7$ mm.

Variación de divisiones en z , $\alpha = 15$				Variación de divisiones en α , $z = 50$			
Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)	Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)
20x15	336	62.6502		50x6	357	60.8369	
30x15	496	62.4959	0.2469	50x9	510	61.8019	1.5614

40x15	656	62.4384	0.0921	50x12	663	62.1824	0.6119
50x15	816	62.4010	0.0599	50x15	816	62.4010	0.3503

Tabla 18. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor constante para el canal de $d_h = 4$ mm.

Variación de divisiones en z, $\alpha = 9$				Variación de divisiones en α , z = 50			
Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)	Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)
20x9	210	59.2926		50x4	255	59.7349	
30x9	310	59.2860	0.0111	50x5	306	59.6060	0.2163
40x9	410	59.3035	0.0295	50x6	357	59.4941	0.1881
50x9	510	59.3210	0.0295	50x7	408	59.4298	0.1082

- Caso: Densidad de flujo de calor lineal

En la primera de las condiciones de densidad de flujo de calor variable, el cambio del coeficiente de transferencia de calor en la pared menor al 1%, se obtuvo, para el canal grande, con 40 divisiones en z, asimismo, fueron 24 para el eje α . Comparando con los resultados de la condición anterior, las divisiones fueron de 30 divisiones en z, y 20 en α . Los resultados completos para los tres canales se observan en las tablas 19 – 21. Para el canal mediano fue con 40 divisiones en z y 15 divisiones en α . Finalmente, para el canal pequeño fueron 30 divisiones en el eje z y 5 divisiones en el eje α .

Comparando con los otros casos de condición de frontera, es notable que para los dos primeros canales aumenta la malla, sin embargo, para el más pequeño se queda igual. En este caso, al ser la condición de frontera más compleja se esperaba que la malla fuera mayor, a pesar de ello, las divisiones en z son más estables rondando en los mismos valores para los tres canales.

Tabla 19. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor lineal para el canal de $d_h = 7.8$ mm.

Variación de divisiones en z, $\alpha = 24$				Variación de divisiones en α , z = 50			
Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)	Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)
20x24	525	54.9826		50x4	255	45.4027	
30x24	775	54.0006	1.8185	50x8	459	49.9182	9.0458

40x24	1025	53.505	0.9263	50x12	663	51.3982	2.8795
50x24	1275	53.2363	0.5047	50x16	867	52.217	1.5681
60x24	1525	53.0766	0.3009	50x20	1071	52.8153	1.1328
70x24	1775	52.9762	0.1895	50x24	1275	53.2363	0.7908
80x24	2025	52.909	0.1270	50x28	1479	53.5718	0.6263

Tabla 20. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor lineal para el canal de $d_h = 5.7$ mm.

Variación de divisiones en z, $\alpha = 15$				Variación de divisiones en α , z = 50			
Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)	Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)
20x15	336	52.9504		50x6	357	49.7086	
30x15	496	52.3680	1.1121	50x9	510	50.9458	2.4285
40x15	656	52.1076	0.4997	50x12	663	51.5763	1.2225
50x15	816	52.0125	0.1828	50x15	816	52.0125	0.8386
60x15	976	51.9397	0.1402	50x18	969	52.2910	0.5326

Tabla 21. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor lineal para el canal de $d_h = 4$ mm.

Variación de divisiones en z, $\alpha = 9$				Variación de divisiones en α , z = 50			
Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)	Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)
20x9	210	49.4381		50x4	255	48.4708	
30x9	310	49.2361	0.4103	50x5	306	48.6346	0.3368
40x9	410	49.1389	0.1978	50x6	357	48.7930	0.3246
50x9	510	49.1203	0.0379	50x7	408	48.9130	0.2453

- Caso: Densidad de flujo de calor no lineal

La condición de frontera de flux de calor no lineal supone la forma en que se suministrar la radiación solar al interior del canal y transferir calor a través de sus paredes. Los valores del coeficiente de transferencia de calor con diferentes mallas se observan en las tablas 22 – 24.

El objetivo de la diferencia relativa menor al 1% para el canal grande se obtiene con 60 divisiones en z y 32 en α . La malla para el caso de la densidad de flujo de calor lineal es menor que para no lineal, debido a que el perfil de la última es más complejo.

En el canal mediano con 50 divisiones en z y 24 divisiones en α , se reduce la diferencia a menos del 1%. Para el canal pequeño fue con 50 divisiones en z y 10 en α . En esta condición de frontera no lineal se presentan las mallas más densas para cumplir que la diferencia relativa sea menor al 1%.

Tabla 22. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor no lineal para el canal de $d_h = 7.8$ mm.

Variación de divisiones en z , $\alpha = 24$				Variación de divisiones en α , $z = 50$			
Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)	Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)
20x24	525	45.745		50x4	255	34.8191	
30x24	775	44.2231	3.4414	50x8	459	38.6294	9.8637
40x24	1025	43.4456	1.7896	50x12	663	40.541	4.7152
50x24	1275	42.9993	1.0379	50x16	867	41.6795	2.7316
60x24	1525	42.7265	0.6385	50x20	1071	42.42503	1.7573
70x24	1775	42.5557	0.4014	50x24	1275	42.9993	1.3355
80x24	2025	42.4376	0.2783	50x28	1479	43.4509	1.0393
90x24	2275	42.3441	0.2208	50x32	1683	43.8239	0.8511

Tabla 23. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor no lineal para el canal de $d_h = 5.7$ mm.

Variación de divisiones en z , $\alpha = 15$				Variación de divisiones en α , $z = 50$			
Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)	Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)
20x15	336	39.3531		50x6	357	33.6936	
30x15	496	38.1350	3.1942	50x9	510	35.4511	4.9575
40x15	656	37.5045	1.6811	50x12	663	36.5107	2.9022
50x15	816	37.2143	0.7798	50x15	816	37.2143	1.8907
60x15	976	37.0272	0.5053	50x18	969	37.7557	1.4340
70x15	1136	36.8915	0.3678	50x21	1122	38.1746	1.0973
80x15	1296	36.7878	0.2819	50x24	1275	38.5151	0.8841

Tabla 24. Coeficiente de transferencia de calor promedio para diferentes mallas con la condición frontera de flux de calor no lineal para el canal de $d_h = 4$ mm.

Variación de divisiones en z , $\alpha = 9$				Variación de divisiones en α , $z = 50$			
Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)	Malla	Nodos	h (W/m ² K)	Diferencia (%)

20x9	210	31.5403		50x4	255	27.3828	
30x9	310	30.6707	2.8353	50x5	306	28.2331	3.0117
40x9	410	30.3111	1.1864	50x6	357	28.8903	2.2748
50x9	510	30.0944	0.7201	50x7	408	29.3751	1.6504
60x9	610	29.9514	0.4774	50x8	459	29.7642	1.3073
70x9	710	29.8552	0.3222	50x9	510	30.0944	1.0972
80x9	810	29.7860	0.2323	50x10	561	30.3743	0.9215

Retomando los resultados para cada condición de frontera en donde se buscó que el coeficiente de transferencia de calor promedio tuviera una diferencia relativa menor al 1%. Se encontró que al utilizar condiciones más complejas se esperaba que la malla fuera más densa para cumplir con el límite propuesto. Retomando la información anterior tenemos que, para cada canal la malla fue más densa al aumentar la complejidad de la condición en la pared, a excepción del canal pequeño, que fue el más estable.

La condición de frontera de densidad de flujo de calor no lineal es la que presentó las mallas más densas, debido a que en la entrada del canal hay una pequeña zona donde se tiene mucha intensidad de radiación y en el resto de la pared es bastante menor.

Sabiendo que esa condición resultó ser la que más dificultades presentó, se propone utilizar una malla intermedia entre las obtenidas en las condiciones de frontera de densidad de flujo de calor lineal y no lineal. De esta manera, se cumple con el caso más sencillo y se abre la posibilidad de estar cerca del más complicado.

Las mejores mallas encontradas para cada condición frontera se muestran en la tabla 25. También se proponen las mallas finales para cada canal en base a los resultados. Al tener canales con la misma longitud, se optó por definir las mismas divisiones en z (50) para cada uno de ellos, debido a que las divisiones en este eje no son tan determinantes como en el eje α y con el fin de manejar uniformidad en todos.

La última modificación a la malla por analizar es el factor bias, que hace más densa la malla en la zona cercana a la pared para tener mayor certeza de que la información en esa parte es precisa.

Tabla 25. Mejores mallas por condición frontera y malla propuesta para cada canal.

Condición de Frontera	$d_h = 7.8$ mm		$d_h = 5.7$ mm		$d_h = 4$ mm	
	Malla	Nodos	Malla	Nodos	Malla	Nodos
Temperatura constante	40x16	697	30x15	496	30x9	310
Flux de calor constante	30x20	651	30x12	403	30x5	186
Flux de calor lineal	40x24	1025	40x15	656	30x5	186
Flux de calor no lineal	60x32	2013	50x24	1275	50x10	561
Malla Propuesta	50x24	1275	50x15	816	50x9	510

Para hacerlo se comparan las dos condiciones de frontera de densidad de flujo de calor lineal y no lineal, bajo el mismo criterio de la diferencia relativa menor al 1%. En las tablas 26 y 27, se observa que para la primera condición de frontera el criterio se alcanza con un bias de 3 en todos los canales. Para la condición no lineal se cumple el criterio del 1% con bias de 4, 5 y 6 para los canales con d_h de 7.8, 5.7 y 4 mm, respectivamente.

Tabla 26. Coeficiente de transferencia de calor promedio variando el factor bias con la condición frontera de flux de calor lineal.

d_h (mm)	7.8		5.7		4	
Malla	50x24		50x15		50x9	
Nodos	1275		816		510	
Bias	h (W/m ² K)	Diferencia (%)	h (W/m ² K)	Diferencia (%)	h (W/m ² K)	Diferencia (%)
1	53.2363		52.0125		49.1203	
2	54.0413	1.4896	52.7195	1.3411	49.9375	1.6364
3	54.5102	0.8602	53.1837	0.8728	50.4414	0.9990
4	54.8137	0.5537	53.5295	0.6460	50.8656	0.8340

Tabla 27. Coeficiente de transferencia de calor promedio variando el factor bias con la condición frontera de flux de calor no lineal.

d_h (mm)	7.8		5.7		4	
Malla	50x24		50x15		50x9	
Nodos	1275		816		510	
Bias	h (W/m ² K)	Diferencia (%)	h (W/m ² K)	Diferencia (%)	h (W/m ² K)	Diferencia (%)
1	42.9993		37.2143		30.0944	
2	44.0578	2.4025	38.3329	2.9181	31.2503	3.6988

3	44.5931	1.2004	38.9728	1.6419	31.9543	2.2031
4	44.9304	0.7507	39.403	1.0918	32.4368	1.4875
5	45.1477	0.4813	39.6788	0.6951	32.7769	1.0376
6	45.2813	0.2950	39.8894	0.528	33.0435	0.8068

En general, las primeras pruebas con condiciones de frontera de temperatura y densidad de flujo de calor constante, al ser las más sencillas, fueron de utilidad para revisar que el comportamiento térmico en el canal fuera el esperado, así como tener mallas más simples con las cuales se obtienen buenos resultados.

Considerando el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor como parámetro de análisis para definir las mallas utilizando diferentes condiciones de frontera, se concluyó que las divisiones en z son menos significativas, debido a que las diferencias eran muy pequeñas de una malla a otra. De esta manera, se optó por definir 50 divisiones para los tres canales, ya que presentaron comportamientos similares.

Las divisiones en α son más determinantes, al verse involucrados los diámetros hidráulicos de cada canal. Se buscó el número de divisiones óptimo para cada canal en función de la condición utilizada. Se observó que las condiciones de densidad de flujo de calor lineal y no lineal al ser más complejas requerían más divisiones que en los casos constantes. Se decidió por encontrar un punto intermedio entre las dos condiciones variables para las divisiones debido a la incertidumbre de la exactitud de la última condición. Finalmente, las mallas para cada canal son las siguientes:

- Canal Grande: Malla: 50x24, Factor Bias = 3
- Canal Mediano: Malla: 50x15, Factor Bias = 3
- Canal Pequeño: Malla: 50x9, Factor Bias = 3

Estas mallas serán las que se utilizarán para realizar simulaciones de transferencia de calor para los canales bajo diferentes flujos máscicos y niveles de radiación.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los resultados del estudio de receptores volumétricos de canales hexagonales con tres tamaños distintos se dividen en dos partes. La primera corresponde a la caída de presión y la otra parte consiste en el estudio de la transferencia de calor por canal con dos condiciones de frontera de la densidad de flujo de calor variable como función de la longitud del canal.

4.1 Caída de Presión

La parte del trabajo dedicada a analizar la caída de presión se hizo en dos partes, la primera experimental y la segunda con simulaciones en dos dimensiones de los receptores completos mediante CFD.

4.1.1 Experimentación

La caída de presión se midió antes y después de que el aire pasara a través del receptor volumétrico. Las mediciones se realizaron con tomas en la superficie del ducto, de tal manera que corresponden a presión estática los siguientes resultados.

En primera instancia se optó por medir la caída de presión impulsando el aire con la turbina. Con esta configuración se tenía alta turbulencia que provocaba grandes variaciones en las mediciones de la presión estática. Después se cambió la ubicación de la turbina para que el aire fuera alimentado por succión, teniendo de esta manera, mayor estabilidad en el flujo y, por lo tanto, mejores mediciones de presión.

En la figura 43 se muestran los resultados de caída de presión para cada uno de los tres receptores con diferentes velocidades del aire, además se observan líneas de tendencia ajustadas a los datos para cada caso.

Los resultados de caída de presión fueron mayores para el receptor con celda más pequeña de d_h de 4 mm, siendo el valor máximo mayor a los 700 Pa/m, después fue el de 5.7 mm con 550 Pa/m y el que menores valores presentó, cercanos a 500 Pa/m, fue el de 7.8 mm. Para velocidades bajas la caída de presión fue similar para los tres receptores, a partir de una velocidad de 1 m/s se empieza a notar la diferencia entre cada uno de ellos.

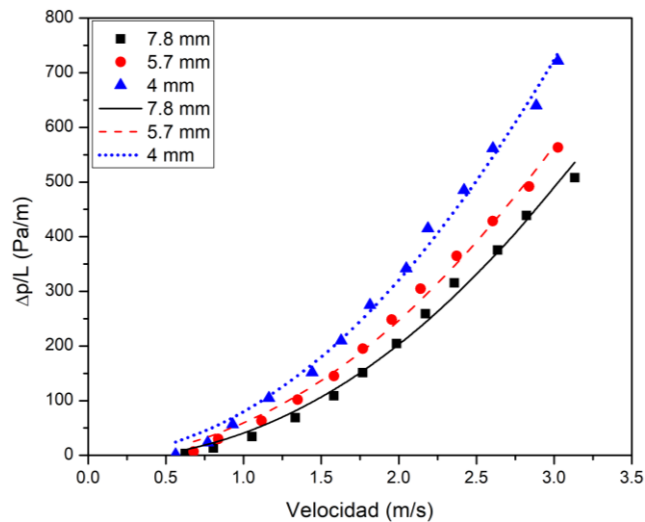


Figura 43. Caída de presión experimental de los receptores volumétricos y las funciones ajustadas a la Ley de Forchheimer para cada uno de ellos.

Los tres receptores tienen un comportamiento similar de la caída de presión con respecto a la velocidad. Se esperaba que se adecuaran a una tendencia lineal, sin embargo, tienen una ligera curvatura, por lo que es más conveniente ajustar a una función de segundo grado. Debido a esto, el fenómeno no se rige por la Ley de Darcy, sino por la Ley de Forchheimer, de esta manera, se reescribe la ecuación 2 para poder ajustar los datos de la caída de presión experimental a una ecuación de segundo grado como la siguiente:

$$\frac{\Delta p}{L} = Au + Bu^2 \quad (27)$$

Donde $A = \mu/K$ y $B = \rho F$. Los resultados del ajuste se muestran en la tabla 28.

Las ecuaciones propuestas tienen errores entre 7% y 17%, siendo el receptor de celda más pequeña el que menor error tiene y el mayor el que presenta más error. La caída de presión obtenida mediante estos modelos puede tener desviaciones de 12 a 18 Pa/m, donde el receptor con celda de d_h de 5.7 mm tiene la menor desviación. En general, el ajuste de la caída de presión del receptor con canales más grandes tiene una menor certidumbre que los otros ajustes.

En cuanto a las propiedades de cada receptor se tiene que la permeabilidad es mayor para el receptor de 7.8 mm, y la menor para el receptor de 4 mm. Para el coeficiente inercial el orden es a la inversa, siendo el receptor con canales de menor tamaño el que presenta mayores valores. Los valores de las propiedades tienen sentido debido a que representan que la facilidad con la que puede fluir el aire a través del receptor. El orden en que se encuentran corresponde con lo observado en la caída de presión, así el receptor de canales más grande favorece el flujo de aire en mayor medida, y el de canales pequeños es el que dificulta más el paso de aire.

Tabla 28. Coeficientes del ajuste de la Ley de Forchheimer, permeabilidad y coeficiente inercial para los tres receptores volumétricos.

d_h (mm)	A	B	Error (%)	RECM (Pa/m)	$K \cdot 10^6$ (m ²)	F (m ⁻¹)
7.8	52.7950	1.9466	17.0827	18.1635	9.414	4503.45
5.7	61.0947	3.5285	10.9618	12.1576	5.1934	5210.617
4	76.2009	10.4002	7.4103	16.3581	1.762	6501.4

Para saber cómo utilizar de una mejor manera las ecuaciones anteriores se obtiene el error absoluto puntual comparando los resultados obtenidos por los modelos anteriores con los datos experimentales. En la figura 44 se observa que el error es mayor a velocidades bajas, entre 0.5 – 1 m/s para los tres receptores volumétricos, teniendo valores superiores al 100% de error en las velocidades más bajas. A partir de 1.5 m/s el error se encuentra por debajo del 10%. Es por esta razón que se recomienda utilizar estas ecuaciones con velocidades mayores a 1.5 m/s.

Otro punto por considerar es generalizar la caída de presión con números adimensionales, como el número de Hagen, ajustado a una correlación dependiente del número de Reynolds. El número de Hg se observa en la figura 45. A Re bajos los valores coinciden para los tres receptores, en cambio a medida que aumenta el Re, el número de Hg aumenta en mayor medida para el receptor grande, después el mediano y finalmente el pequeño.

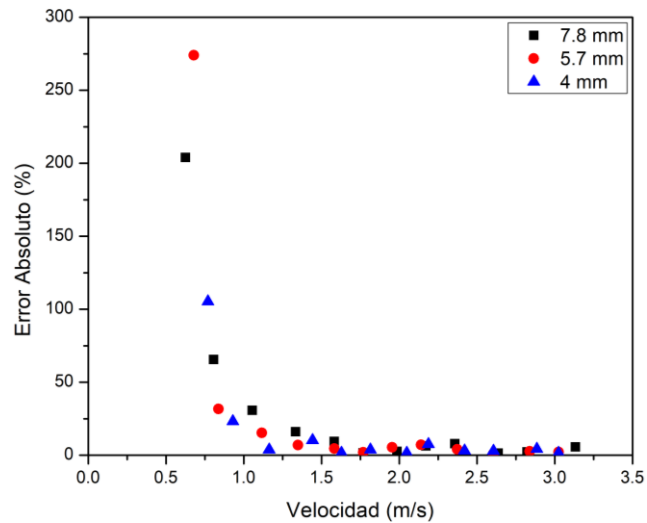


Figura 44. Error absoluto de los ajustes de la Ley de Forchheimer con los datos experimentales para los tres receptores volumétricos.

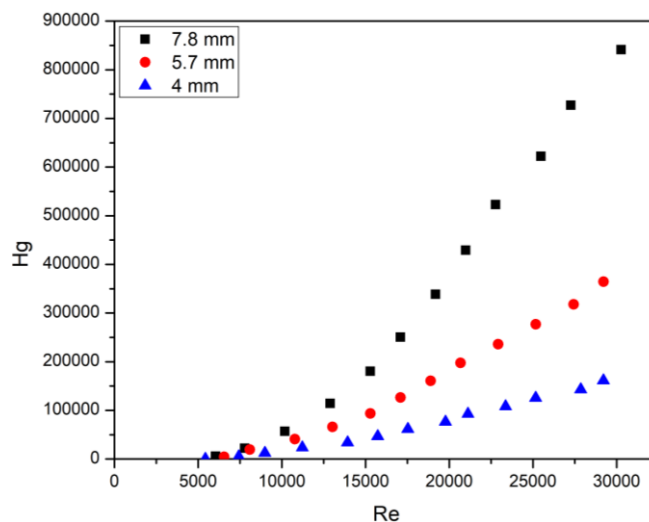


Figura 45. Número de Hagen con respecto al número de Reynolds para los receptores volumétricos.

Al analizar los valores de H_g de los tres receptores se encontró que difícilmente se podrán ajustar a una ecuación de segundo grado, como la anteriormente propuesta (ec. 11). Los coeficientes y datos estadísticos del ajuste se muestran en la tabla 29. El ajuste de R^2 fue de 0.73, y el error absoluto de 109%. Esto indica que no es viable utilizar esta ecuación para estimar la caída de presión a través de este modelo con números adimensionales. Si bien representa de buena manera la caída de presión en receptores volumétricos porosos, en el caso de receptores de canales no lo hace de buena manera. Es posible que se necesite otro tipo de modelo e incluir otras variables para que se pueda obtener un mejor ajuste con los datos experimentales.

$$H_g = a \cdot Re + b \cdot Re^2 \quad (11)$$

Tabla 29. Coeficientes de la correlación de H_g contra Re con los datos experimentales.

a	b	Error (%)	RECM	R^2
-2.4056	0.0006214	109	143814	0.733

4.1.2 Simulaciones

Para obtener la caída de presión experimental de los receptores volumétricos se crearon tres sistemas en dos dimensiones correspondientes a la sección transversal del equipo utilizado en la parte experimental, cada uno tiene en la parte central un número de canales distintos con diferente d_h por donde pasa el aire.

Los resultados de las simulaciones se observan en la figura 46. El receptor que tuvo mayores caídas de presión fue el de celda de 4 mm, también se tuvo que el de celdas medianas tiene valores similares siendo un poco menores con velocidades bajas. El que tuvo menor caída de presión fue el receptor grande. En general, los tres receptores volumétricos tienen un comportamiento similar al obtenido en la parte experimental, al tener una pequeña curvatura con respecto a la velocidad, de tal manera que se puede ajustar a la Ley de Forchheimer.

A pesar de la similitud en el comportamiento de la caída de presión, hay diferencias en la magnitud de la caída de presión simulada y experimental (Fig. 47). El primer aspecto por notar es que los valores de las simulaciones correspondientes al receptor mediano

y pequeño son muy parecidos, caso contrario a lo que pasa en el estudio experimental, donde los datos del receptor pequeño son mayores. Con respecto a cada receptor, en las gráficas a, b y c de la figura 47 se observa la comparación de los resultados de caída de presión. En los tres casos se observa que la simulación sobre estima la caída de presión a velocidades baja con respecto a lo observado en la realidad y a velocidades altas sus valores son menores.

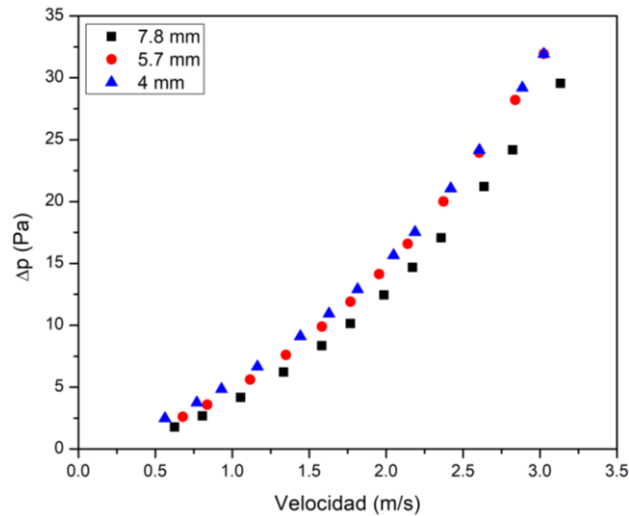


Figura 46. Caída de presión simulada para los tres receptores volumétricos con distinto d_h .

Al obtener la relación que hay entre la caída de presión por simulación con la experimental se encontró que a velocidades bajas se obtuvieron hasta 6 veces el valor encontrado en la realidad. Con velocidades entre 1 – 1.5 m/s ambos valores fueron similares y para velocidades mayores de 1.5 m/s la relación se asentó en un valor cercano a 0.5, de esta manera para esa velocidad y valores mayores, las simulaciones reflejaron el 50% de la caída de presión real (Fig. 47d).

Al analizar los resultados de la comparación entre la caída de presión experimental y simulada se encontró que el sistema en dos dimensiones no concuerda con lo que sucede en la realidad. Para velocidades mayores a 1.5 m/s solo se obtiene aproximadamente la mitad de la caída de presión experimental de los tres receptores.

Otro punto importante es que en la zona de velocidades bajas no se encontró una buena relación entre la información de la simulaciones y el experimento. De igual manera, en

esa zona el ajuste de la Ley de Forchheimer con los datos experimentales es donde se presentaron los errores mayores. Por lo tanto, se considera que la información obtenida para velocidades bajas, menores a 1.5 m/s, no es confiable. Se podría mejorar utilizando sensores de medición específicos para valores menores, tanto de velocidad como de presión diferencial.

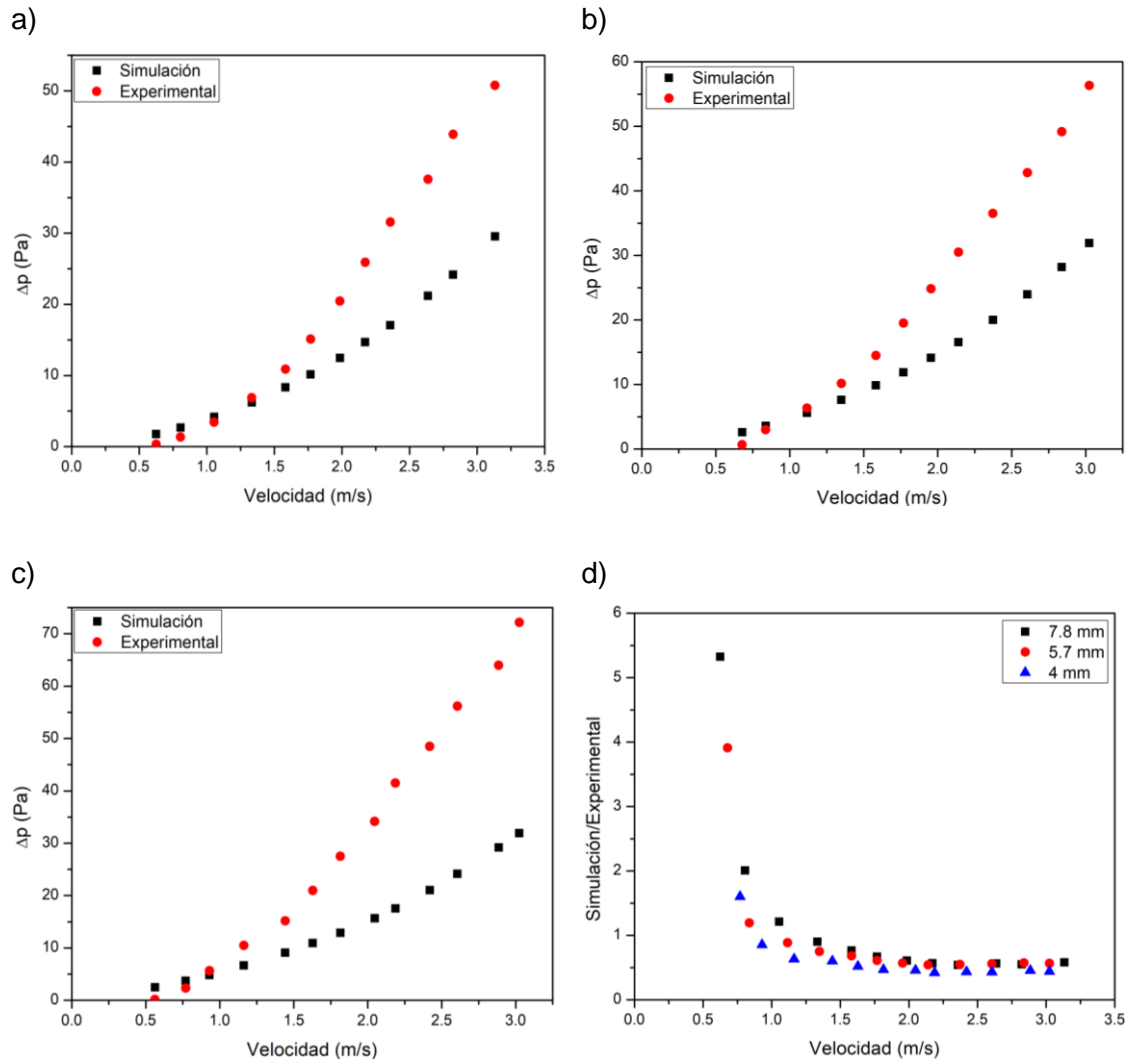


Figura 47. Comparación de la caída de presión experimental y simulada para los tres receptores volumétricos de d_h a) 7.8 mm, b) 5.7 mm, c) 4 mm y la relación entre ambos resultados con respecto a la velocidad del aire.

4.2 Transferencia de Calor

La otra parte de este trabajo consiste en el análisis de la transferencia de calor en los receptores volumétricos tomando como sistema un solo canal de cada receptor, el cual es estudiado en dos dimensiones con dos condiciones de frontera de densidad de flujo de calor, la primera con variación lineal y la segunda con variación no lineal, misma que representa la forma en que la que llega la radiación solar al interior del canal.

Para analizar las variaciones térmicas se considera un receptor de 5 cm de diámetro el cual recibe la radiación solar en cuatro niveles de potencia que se distribuye de acuerdo al tamaño de cada canal de d_h distinto, siendo la mayor de ellas considerada como el caso máximo ideal posible con un espejo concentrador de 2.7 m². Además, se probaron 6 casos distintos de flujo másico. Estas consideraciones aplican para ambas condiciones de frontera, la única diferencia es la forma en que se distribuye la radiación.

4.2.1 Condición de Frontera: Densidad de Flujo de Calor Lineal

La condición de frontera de flux de calor lineal tiene un comportamiento en el que el valor máximo de la radiación se encuentra justo en la entrada del canal, disminuye de forma constante al avanzar en su longitud y al final su valor es cero.

El caso máximo de potencia utilizado representa al 100% de la energía solar aprovechada en el receptor. Con esta condición se presentó un problema con los flujos más bajos utilizados al superar la temperatura límite de Fluent y arrojando un error. Esto sucedió con el canal de d_h de 7.8 mm. Por esta razón se muestra el comportamiento de los perfiles de temperatura de la pared y del aire con respecto a la longitud del canal presentados con un nivel de potencia menor al máximo. Las potencias para cada canal son 100 W, 45 W y 30 W para los canales de d_h de 7.8, 5.7 y 4 mm respectivamente. Las gráficas de los perfiles de temperatura para los 6 flujos másicos utilizados se muestran en las figuras 48 – 50.

De los perfiles de temperatura de los tres canales se pueden notar algunos puntos. Primero, conforme se aumenta el flujo másico disminuye la temperatura de la pared y

del aire; el punto máximo de la salida del aire siempre es en la salida del canal, para la temperatura de la pared, el valor máximo se tiene entre el primer cuarto y la mitad de la longitud del canal, a excepción del caso con el flujo menor en el canal de 4 mm que fue a la salida.

En el caso del canal grande ($d_h = 7.8$ mm) la temperatura mayor alcanzada por el aire fue cercana a los 1,700 K, mientras que la pared superó los 2,200 K con el flujo menor de 0.069 g/s. En el flujo más alto de 0.57 g/s la temperatura del aire fue mayor a 500 K mientras que la de la pared sobrepasó los 1,300 K. Las temperaturas de la pared y del aire se mantuvieron en esos rangos, realmente en el caso del menor flujo se podría ver comprometida la estructura del receptor por estar muy cerca del punto de fusión de la alúmina.

En el canal mediano ($d_h = 5.7$ mm) el rango de temperaturas del aire, con flujos entre 0.039 – 0.32 g/s, fue de 1,450 – 450 K de acuerdo con los flujos máscicos, siendo obtenida la temperatura más alta con el flujo más bajo. La temperatura de la pared estuvo entre 1,650 – 950 K.

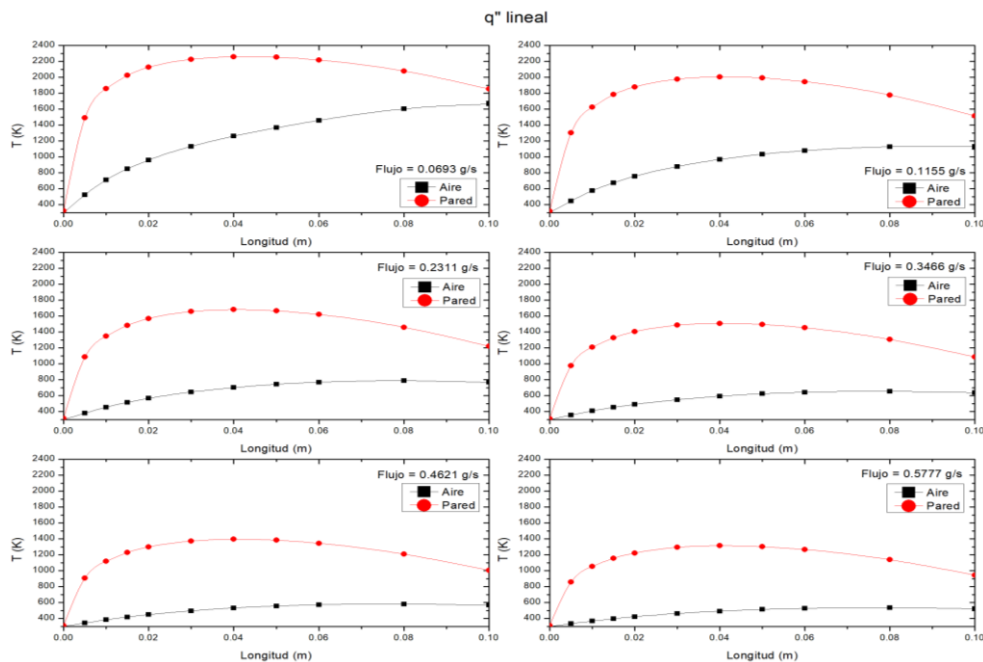


Figura 48. Perfiles de temperatura de la pared del receptor y del aire a diferentes flujos máscicos con la condición de frontera de flux de calor lineal con una potencia de 100 W para el canal de $d_h = 7.8$ mm.

Para el canal más pequeño las temperaturas mayores se dieron con un flujo de 0.017 g/s, superando los 1,900 K el aire y la pared estando un poco por debajo de los 2,000 K. Con el flujo más alto, 0.14 g/s, la pared y el aire estuvieron por arriba de 900 K y 500 K.

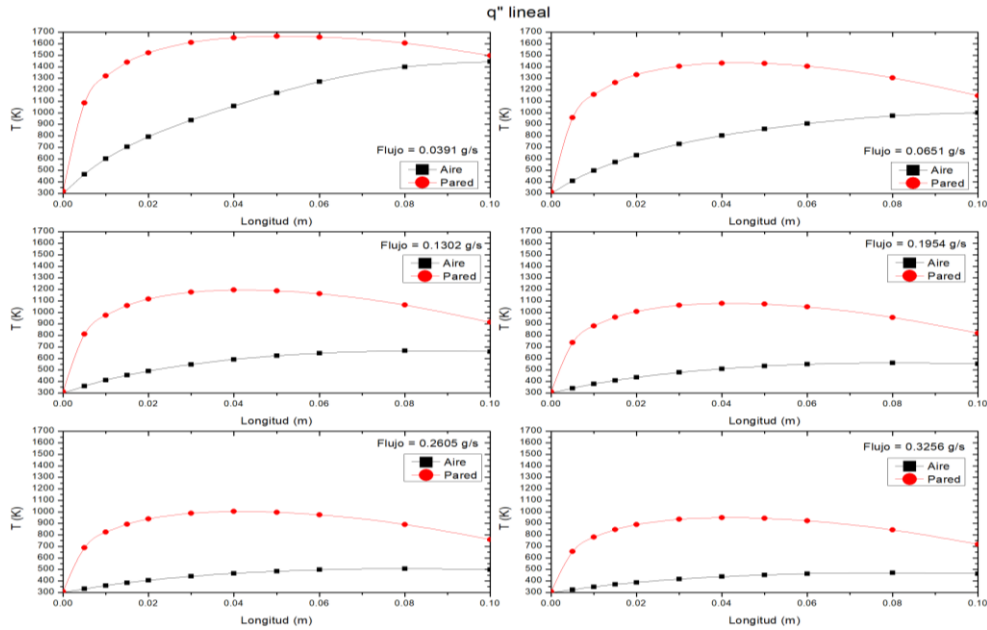


Figura 49. Perfiles de temperatura de la pared del receptor y del aire a diferentes flujos máscicos con la condición de frontera de flux de calor lineal con una potencia de 45 W para el canal de $d_h = 5.7$ mm.

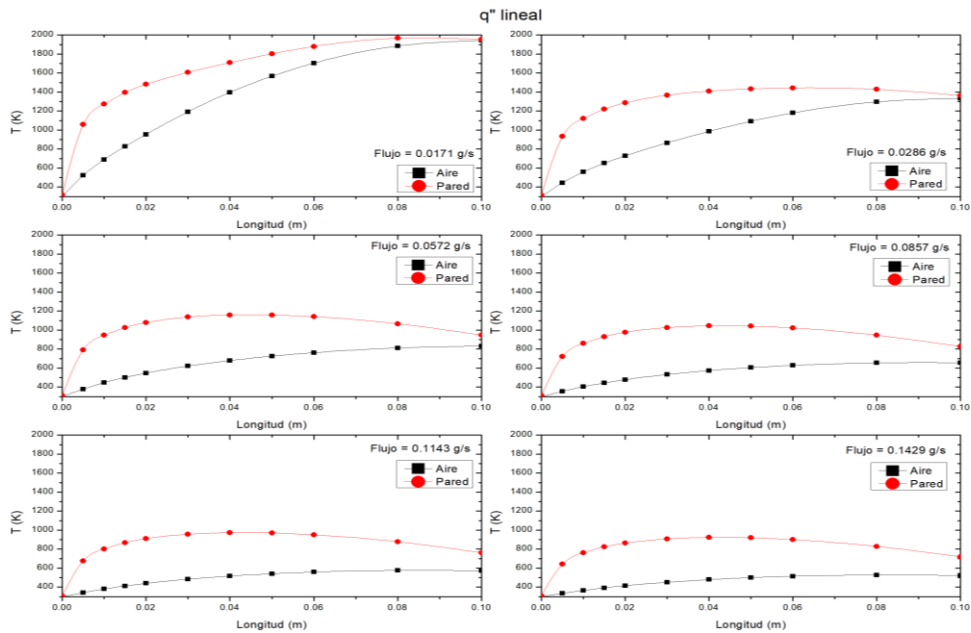


Figura 50. Perfiles de temperatura de la pared del receptor y del aire a diferentes flujos máscicos con la condición de frontera de flux de calor lineal con una potencia de 30 W para el canal de $d_h = 4$ mm.

4.2.2 Condición de Frontera: Densidad de Flujo de Calor No Lineal

La condición de frontera de densidad de flujo de calor tiene un comportamiento no lineal que depende de la longitud del canal. Esta ecuación al ser obtenida a través de simulaciones de la radiación solar le llamaremos flux solar. Esta condición se caracteriza por proporcionar la mayor cantidad de energía en la primera mitad del canal, teniendo su valor máximo en la zona de entrada desde 0 hasta 10 mm, para después disminuir considerablemente en la segunda mitad y llegar a valores cercanos a cero.

Al utilizar esta condición en su máxima potencia posible se encontraron errores en los canales d_h de 7.8 y 4 mm, debido a que se superó la temperatura límite del software Fluent, esto se debe a la gran cantidad de energía que se recibió en una zona pequeña y el uso del flujo menor de aire. De la misma manera que en el caso anterior de la condición de flux de calor lineal, se utilizó la potencia anterior a la máxima siendo de 100 W, 45 W y 30 W para los canales de d_h de 7.8, 5.7 y 4 mm respectivamente. Los perfiles de temperatura de la pared del receptor y del aire para los 6 flujos máxicos utilizados se muestran en las figuras 51 – 53.

La estabilidad de la temperatura del aire para esta condición de frontera se alcanza en los primeros 20 mm del canal, siendo ésta la máxima temperatura alcanzable, misma que se mantiene en el resto de la longitud del canal. Esto ocurre en la mayoría de los flujos máxicos utilizados, a excepción de los menores en los que la temperatura del aire sigue aumentando hasta la salida del canal. En cuanto a la temperatura de la pared se encontró que su valor máximo se localiza en la zona de entrada, entre 10 y 20 mm, para todos los flujos utilizados, variando en su localización dependiendo el tamaño del canal. A partir de ese punto la temperatura disminuye hacia el final del canal. Solamente en los canales mediano y pequeño con flujos máxicos bajos se alcanzó que la temperatura del aire y de la pared fuera la misma en la zona final del canal, mientras que para la mayor parte de los casos la temperatura de la pared resultó mayor a la del aire en esa zona.

En cuanto a los rangos de temperatura alcanzables se tiene que para el canal grande ($d_h = 7.8$ mm) en un rango de flujo de 0.069 – 0.57 g/s se alcanzaron entre 1,700 – 500 K, con temperaturas de la pared entre 2,700 – 1,700 K, destaca que en los dos flujos de aire menores se superaron los 2,300 K, lo cual resultaría fatal al poder derretir el receptor.

Para el canal de $d_h = 5.7$ mm el rango de flujo fue de 0.039 – 0.32 g/s, con el que se alcanzaron temperaturas del aire entre 1,450 – 450 K, mientras que la temperatura de la pared anduvo entre 2,300 y 1,300 K. En este caso solo se pondría en peligro el receptor bajo el flujo másico menor.

En el caso del canal más pequeño de 4 mm de d_h , se tuvo un rango de flujo de 0.017 – 0.14 g/s. Las temperaturas del aire alcanzadas fueron de 1,900 – 500 K, mientras que en la pared entre 2,400 y 1,400 K. De igual manera que con el canal mediano, solo en el flujo másico menor se podría derretir el receptor.

De los tres receptores, el pequeño de 4 mm es el más cercano a alcanzar el efecto volumétrico, en la mitad de los flujos másicos utilizados la temperatura del aire y la pared llegaron a ser las mismas en un punto intermedio o al final del canal. Es importante considerar que no en todos los casos ocurre que las temperaturas se igualan, por lo cual el efecto volumétrico puede ser alcanzable bajo ciertas condiciones específicas.

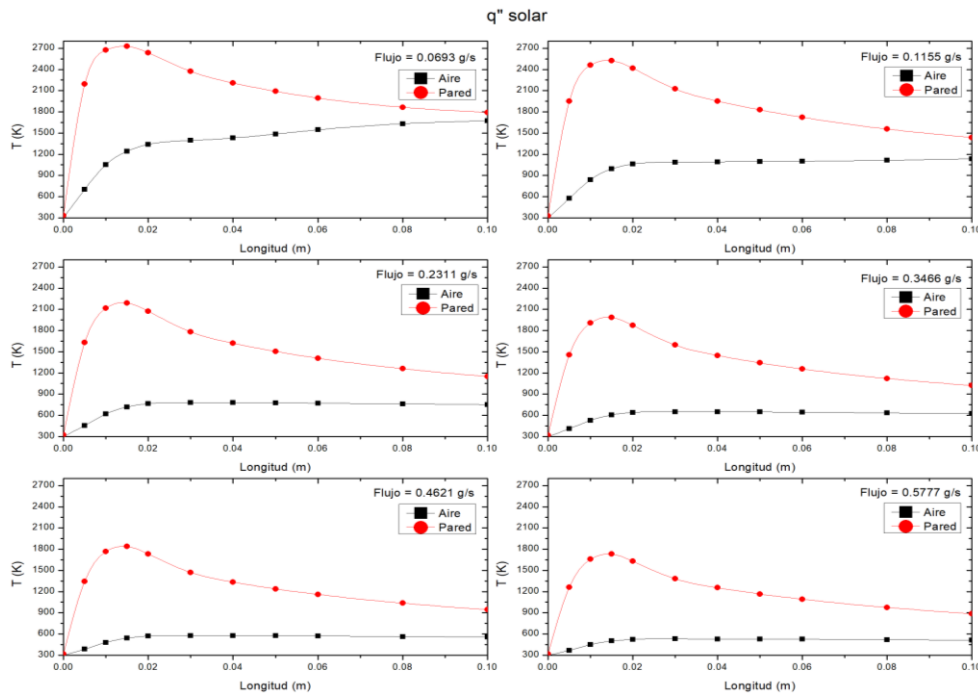


Figura 51. Perfiles de temperatura de la pared del receptor y del aire a diferentes flujos másicos con la condición de frontera de flux de calor solar con una potencia de 100 W para el canal de $d_h = 7.8$ mm.

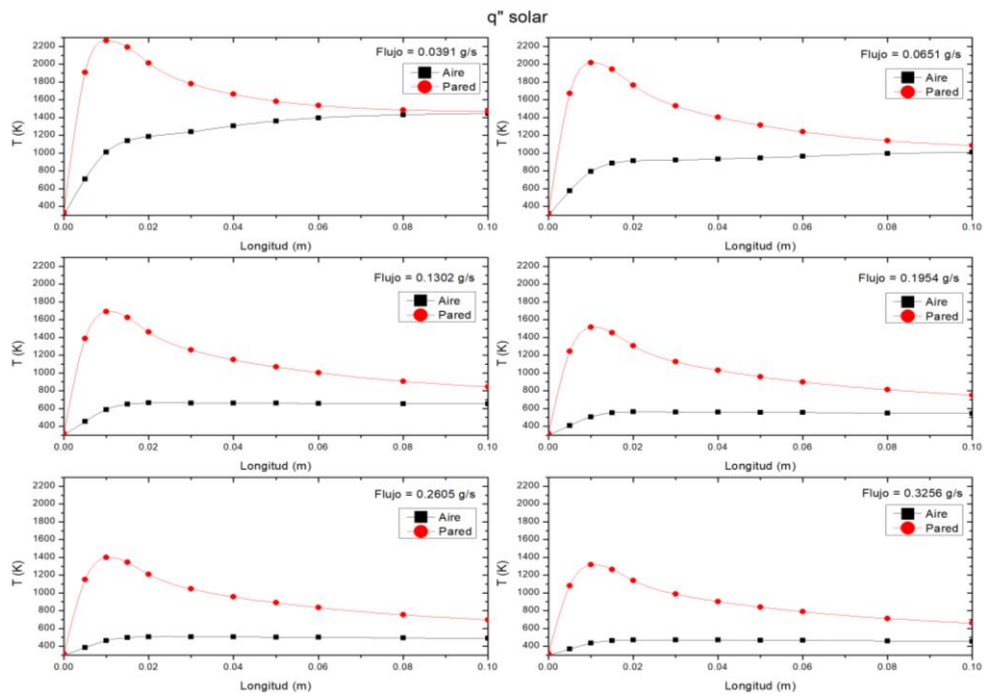


Figura 52. Perfiles de temperatura de la pared del receptor y del aire a diferentes flujos máscicos con la condición de frontera de flux de calor solar con una potencia de 45 W para el canal de $d_h = 5.7$ mm.

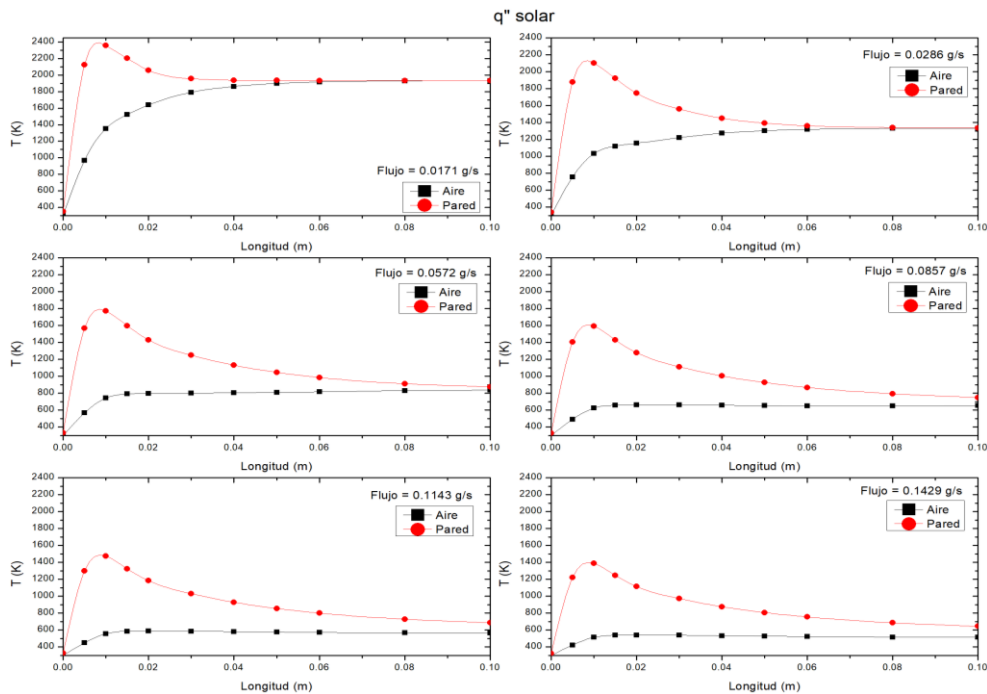


Figura 53. Perfiles de temperatura de la pared del receptor y del aire a diferentes flujos máscicos con la condición de frontera de flux de calor solar con una potencia de 30 W para el canal de $d_h = 4$ mm.

4.2.3 Temperatura del Aire de Salida

Uno de los aspectos más importantes en este estudio es la temperatura del aire de salida de acuerdo con el valor de la potencia solar y el flujo másico utilizado.

Retomando de la sección anterior hubo algunos casos en donde se utilizó la máxima potencia y el flujo de aire menor en los que el software de solución tuvo errores, por lo que ese dato de temperatura de salida se desconoce. Para poder estimarlo se encontró que la variación de la temperatura del aire de salida con respecto a la potencia era una línea recta para cada uno de los flujos másicos utilizados. En las figuras 54 y 55 se muestra el comportamiento de la temperatura del aire de salida con respecto a la potencia para los canales de d_h de 7.8 y 4 mm. En el primero se presentaron los errores utilizando ambas condiciones de frontera y en el segundo solo la de flux de calor solar.

En ambas figuras la línea negra con marcadores en cuadros representa el flujo de aire menor utilizado con la potencia máxima. Al extrapolar el dato en cada uno de los casos se obtuvo que la temperatura del aire de salida para el canal grande con una potencia de 130 W para la condición de frontera de flux de calor lineal fue de 2,063.97 K, mientras que para la condición de flux de calor solar de 2,076.73 K. Para el canal pequeño con una potencia de 34 W con la condición de frontera de flux de calor solar fue 2,146.86 K.

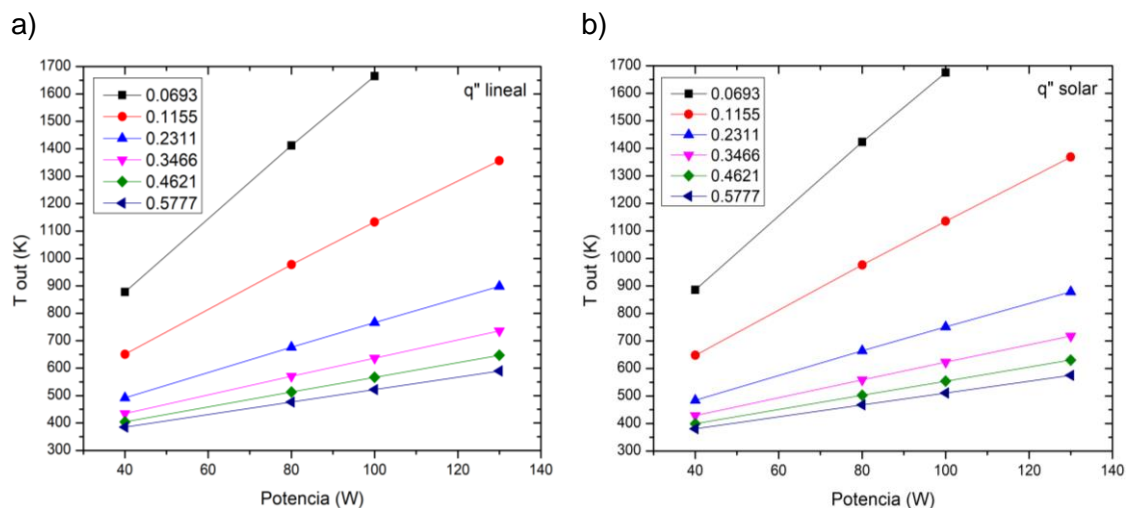


Figura 54. Temperatura del aire de salida con respecto a la potencia utilizada con las condiciones de frontera de flux de calor a) lineal y b) solar para cada flujo másico en el canal de $d_h = 7.8$ mm.

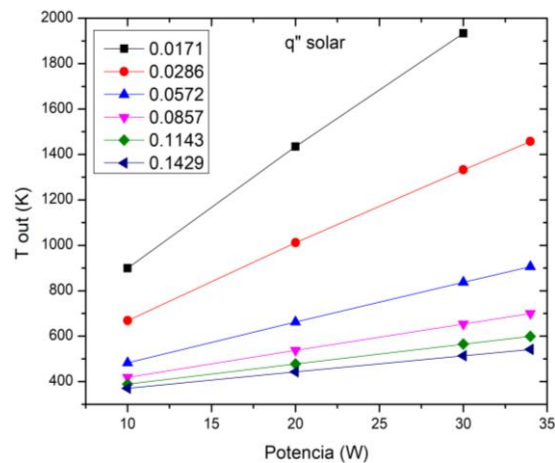


Figura 55. Temperatura del aire de salida con respecto a la potencia utilizada con las condición de frontera de flux de calor solar para cada flujo máxico en el canal de $d_h = 4$ mm.

Al tener todas las temperaturas del aire de salida es posible comparar los resultados de cada condición frontera. En las figuras 56 – 58 se observan las temperaturas del aire de salida con respecto al flujo máxico para las condiciones de frontera de flux de calor lineal y solar ambas con las mismas potencias. En general, destaca la similitud que hay entre ambas condiciones para las potencias utilizadas. A flujos bajos las temperaturas con la condición de flux de calor solar se aprecian un poco mayores, sin embargo, a flujos altos los valores mayores se tienen con la condición de flux de calor lineal. Otro punto por destacar es que a potencias altas se aprecian mayores desfases entre las dos condiciones, mientras que a potencias bajas se ven más semejantes.

En cuestión de la magnitud de la temperatura del aire de salida los valores más altos se obtuvieron con el menor flujo de aire (0.0016 kg/s). De acuerdo con la potencia, para el canal pequeño ($d_h = 4$ mm), se alcanzaron valores de temperatura en un rango de 900 – 2,000 K, para el canal mediano ($d_h = 5.7$ mm) entre 950 – 1,950 K y para el canal grande ($d_h = 7.8$ mm) 900 – 2,050 K. Para los flujos más altos (0.013 kg/s) se tuvieron las temperaturas más bajas, sin embargo, se logró elevar la temperatura del aire más de 100 grados. Para el canal pequeño se alcanzaron entre 370 – 540 K, para el canal mediano, 380 – 530 K, y el canal grande, 380 – 570 K.

Al comparar las temperaturas del aire de salida entre las dos condiciones de frontera se encontró que se tiene un rango de 0.01 – 20 K. En promedio las diferencias son de 7.7

K que representan una desviación del 1.1%. Las mayores diferencias se dan entre mayores sean el d_h y la potencia (Fig. 59).

En base a lo anterior, es posible estimar la temperatura del aire de salida en un receptor volumétrico de canales, aun sin conocer cómo llega la radiación solar concentrada al interior de su estructura. Si se analiza un solo canal, en base a la potencia que recibe, se puede definir un perfil de densidad de flujo de calor con variación lineal dependiente de la longitud del canal con su valor máximo en la entrada y cero en la salida. De esta manera, se puede tener una buena aproximación en la temperatura final del aire.

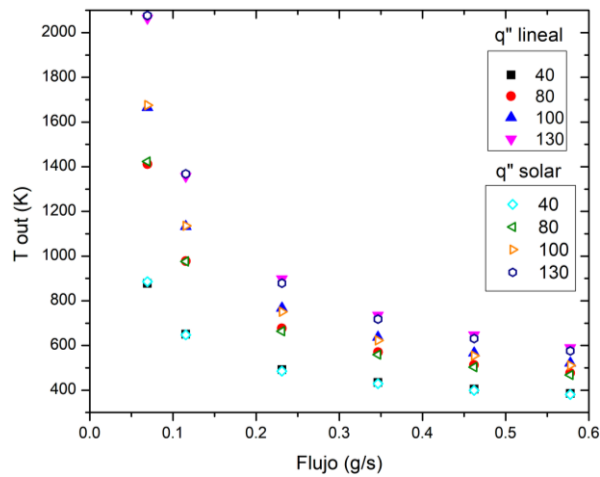


Figura 56. Temperatura del aire de salida con respecto al flujo másico con diferentes potencias utilizadas en las condiciones de frontera de flux de calor lineal y solar para el canal de $d_h = 7.8$ mm.

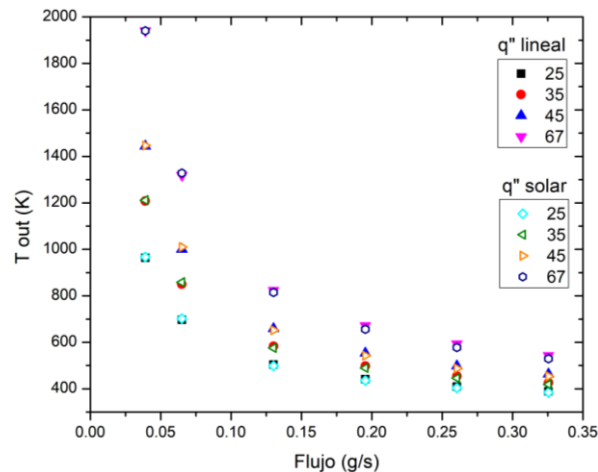


Figura 57. Temperatura del aire de salida con respecto al flujo másico con diferentes potencias utilizadas en las condiciones de frontera de flux de calor lineal y solar para el canal de $d_h = 5.7$ mm.

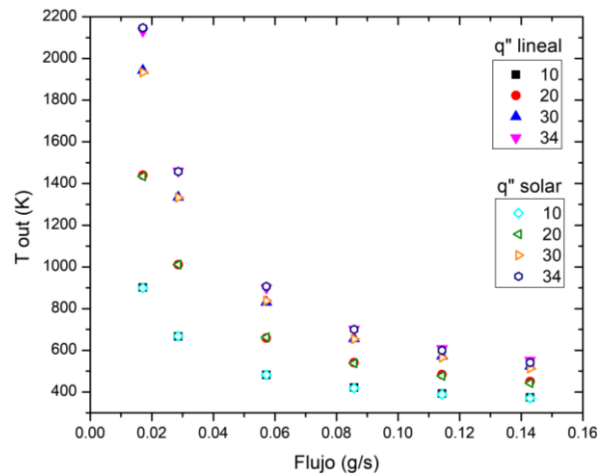


Figura 58. Temperatura del aire de salida con respecto al flujo másico con diferentes potencias utilizadas en las condiciones de frontera de flux de calor lineal y solar para el canal de $d_h = 4$ mm.

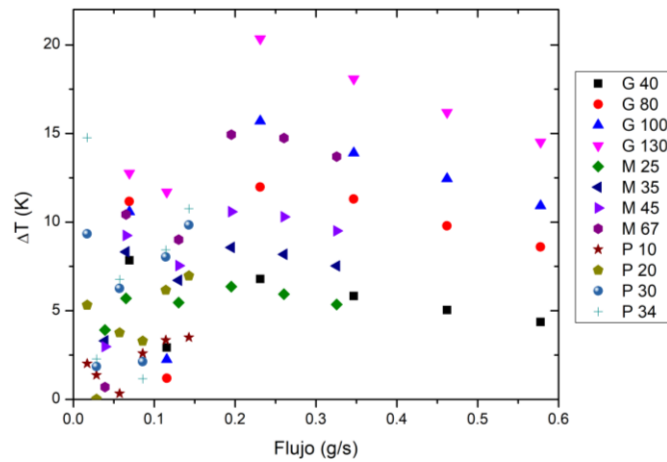


Figura 59. Diferencias de temperatura del aire de salida entre las condiciones de frontera de flux de calor lineal y solar para los canales con distintos niveles de potencia (d_h : G = 7.8 mm, M = 5.7 mm, P = 4 mm).

Para poder estimar la temperatura del aire de salida en función de las variables de flujo másico total y la potencia solar total se puede hacer uso de superficies de respuesta. Los datos anteriores corresponden para los casos particulares de flujos y potencias para cada canal. Al generalizar las variables se obtienen los flujos y potencias totales que interactúan con el receptor completo. Para obtener las funciones que describan las superficies de respuesta se utilizan las potencias y flujos másicos totales considerando un receptor de 5 cm de diámetro.

La función propuesta que representa las superficies de respuesta es la siguiente:

$$T_{out} = T_{in} + am^b P_s^c \quad (28)$$

Donde la temperatura de entrada, T_{in} , es de 300 K para todos los casos, m es el flujo total en kg/s, P_s es la potencia solar total en W, y los coeficientes a, b y c describen la proporción en la que interactúan las variables. Se utiliza la potencia debido a que se puede obtener su valor incluyendo los posibles errores y la reflectividad de los espejos utilizados en el proceso de concentración. En la tabla 30 se muestran los resultados de los ajustes a la ecuación 28 de la temperatura del aire de salida para los tres canales donde se muestran los coeficientes para cada caso.

Tabla 30. Coeficientes de las superficies de respuesta para la temperatura del aire de salida para cada canal con las condiciones de frontera de flux de calor lineal y solar.

d_h (mm)	7.8		5.7		4	
Coeficientes	q'' lineal	q'' solar	q'' lineal	q'' solar	q'' lineal	q'' solar
a	0.00281	0.002277	0.002801	0.00254	0.001462	0.001249
b	-0.861	-0.8922	-0.9349	-0.9561	-0.9619	-0.9811
c	0.9863	0.9889	0.9298	0.9255	0.9945	1.0002
T_{in} (K)	300	300	300	300	300	300
Error (%)	1.25	1.22	0.98	0.92	1.21	1.41
RECM (K)	19.68	17.13	7.61	7.29	20.8	27.09
R^2	0.9989	0.9989	0.9996	0.9996	0.9992	0.9989

La similitud de la temperatura del aire de salida para ambas condiciones de frontera que se observó en las figuras 56 – 58, también se aprecia en los coeficientes para cada ajuste, si bien no son iguales se tienen resultados similares. En todos los casos se presentaron errores cercanos al 1% y la raíz del error cuadrático medio fue de 17 para el canal grande, de 7 para el canal mediano y de 27 para el canal pequeño. De los tres canales el que mejor resultados presentó fue el de $d_h = 5.7$ mm.

Con los datos de la tabla 30 se graficaron las superficies de respuesta de las dos condiciones de frontera para cada canal en función de la potencia solar y el flujo másico. Se delimitaron rangos del flujo de 0.001 – 0.02 kg/s, correspondientes a 3.6 – 72 kg/h. La potencia se eligió entre 800 – 2,700 W. En las figuras 60 – 65 se muestran las

superficies de respuesta para la temperatura del aire de salida para los tres canales, en cada una de las figuras se observan puntos negros que corresponden a los datos de la simulación con los que se hizo el ajuste.

A pesar de que las dos condiciones de frontera utilizadas tienen resultados bastante similares, la de flux de calor solar es más probable que esté cerca de la realidad. Las temperaturas máximas posibles alcanzadas con esa condición según las ecuaciones obtenidas para la temperatura del aire de salida con la potencia máxima y el flujo mínimo son para el canal grande temperaturas de hasta 2,800 K, para el canal mediano 3,000 K, y para el pequeño cerca de 3,200 K.

Estas temperaturas son muy elevadas en comparación a la temperatura de fusión que presenta la alúmina, material del receptor volumétrico. En promedio soporta hasta 2,300 K, sin embargo, el aire tendría que salir a una temperatura menor de ese valor para asegurar que la estructura del receptor no corre peligro de derretirse. Para ello se buscó que relación tenía la temperatura del aire de salida con la máxima temperatura presentada en la pared del receptor. Se encontró que la temperatura de la pared era entre 1.2 – 3.6 veces mayor que la del aire de salida, con un promedio de 2.4 veces más alta.

La razón de temperaturas se obtuvo con el cociente de la temperatura máxima de la pared entre la temperatura del aire de salida (ec. 29). Al analizar el comportamiento de la razón de temperaturas se encontró que dependía del flujo másico, de la potencia y de la temperatura del aire de salida como en la expresión propuesta (ec. 30). Si se combinan las ecuaciones 29 y 30 es posible calcular la temperatura de la pared para un flujo másico y potencia determinados, además de la temperatura del aire de salida que se puede obtener con dichas condiciones (ec. 31).

$$R_T = \frac{T_{wmax}}{T_{out}} \quad (29)$$

$$R_T = a\dot{m}^b P_s^c T_{out}^d \quad (30)$$

$$T_{wmax} = a\dot{m}^b P_s^c T_{out}^{(1+d)} \quad (31)$$

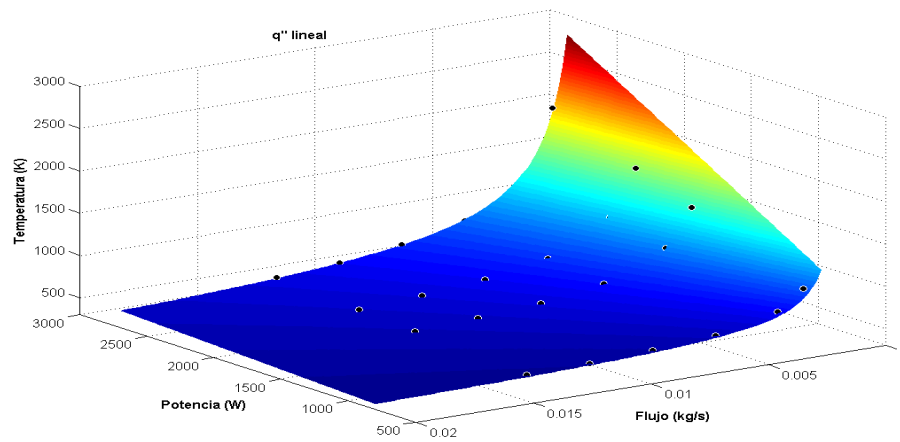


Figura 60. Superficie de respuesta de la temperatura del aire de salida en función del flujo másico y la potencia solar para la condición de frontera de flux de calor lineal para el canal de $d_h = 7.8$ mm.

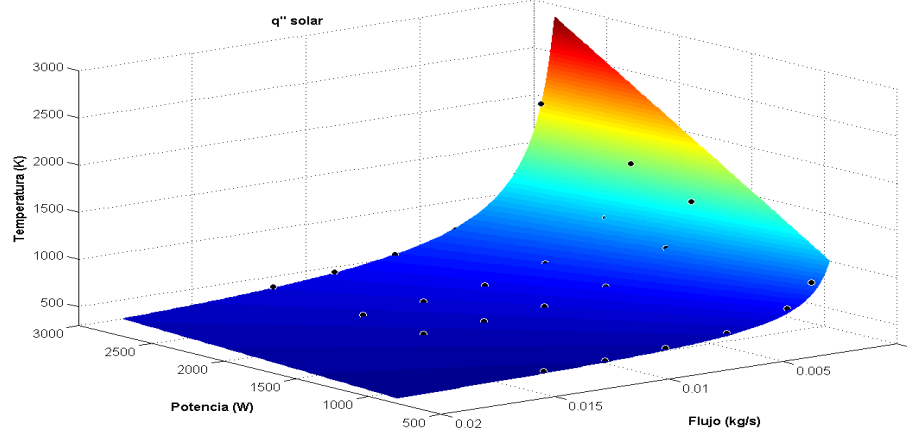


Figura 61. Superficie de respuesta de la temperatura del aire de salida en función del flujo másico y la potencia solar para la condición de frontera de flux de calor solar para el canal de $d_h = 7.8$ mm.

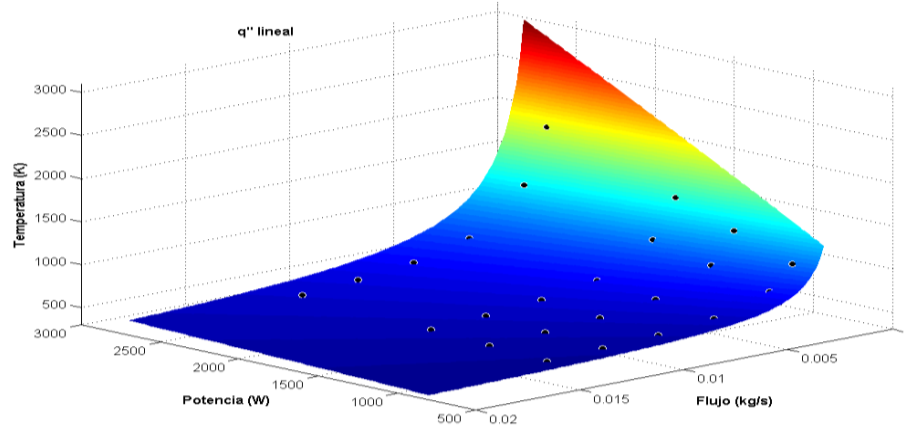


Figura 62. Superficie de respuesta de la temperatura del aire de salida en función del flujo másico y la potencia solar para la condición de frontera de flux de calor lineal para el canal de $d_h = 5.7$ mm.

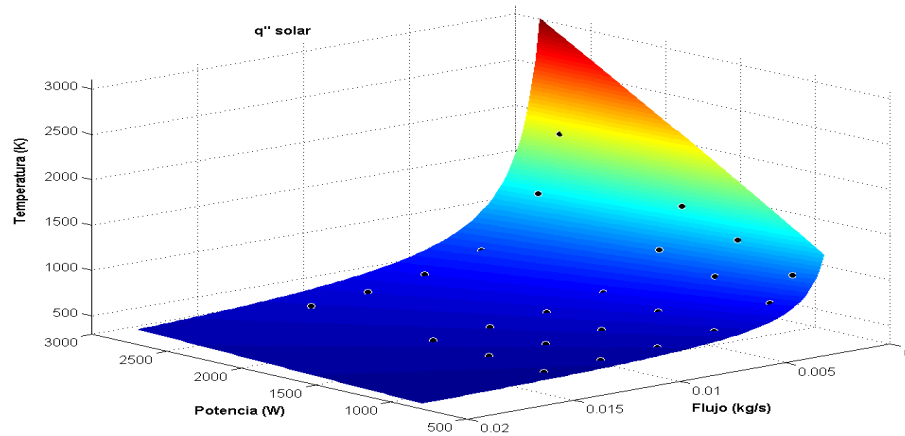


Figura 63. Superficie de respuesta de la temperatura del aire de salida en función del flujo másico y la potencia solar para la condición de frontera de flux de calor solar para el canal de $d_h = 5.7$ mm.

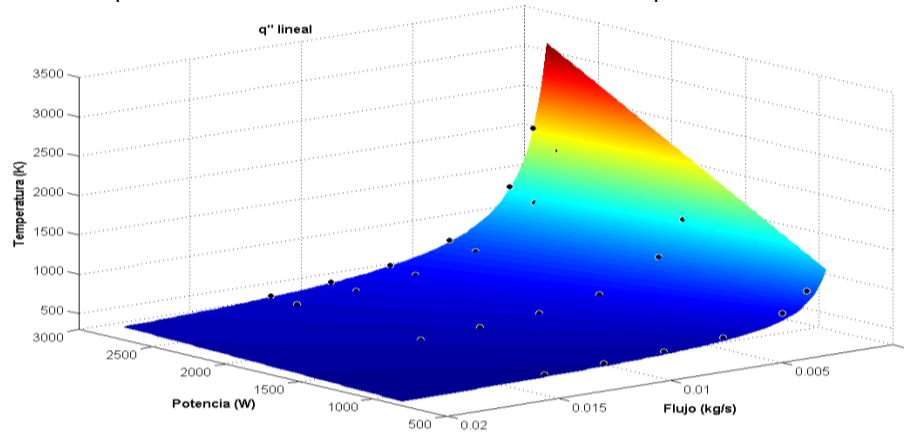


Figura 64. Superficie de respuesta de la temperatura del aire de salida en función del flujo másico y la potencia solar para la condición de frontera de flux de calor lineal para el canal de $d_h = 4$ mm.

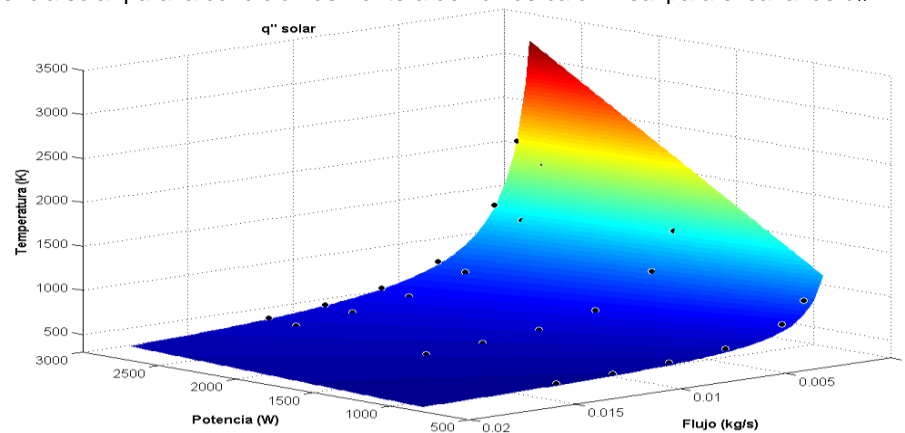


Figura 65. Superficie de respuesta de la temperatura del aire de salida en función del flujo másico y la potencia solar para la condición de frontera de flux de calor solar para el canal de $d_h = 4$ mm.

Tabla 31. Coeficientes para obtener la razón de temperaturas para estimar la temperatura máxima de la pared del receptor para los tres canales.

d_h (mm)	7.8	5.7	4
a	7.9939	4.3117	4.0376
b	-0.4092	-0.3048	-0.2194
c	0.789	0.6448	0.584
d	-1.3869	-1.0625	-0.9459
Error (%)	1.64	2.75	1.38
RECM	0.0486	0.1106	0.0381
R²	0.9871	0.932	0.9951

Una de formas de saber si las condiciones térmicas fueron equivalentes para los canales en todos sus casos es obtener el POM (Power Over Mass) que es la relación de la potencia y el flujo másico del fluido, es decir se obtiene del cociente de la potencia solar entre el flujo másico a utilizar y que comúnmente se expresa en kJ/kg (ec. 32).

$$POM = \frac{P_s}{\dot{m}} \quad (32)$$

Por cada condición frontera se utilizaron 4 potencias distintas con 6 flujos másicos teniendo así 24 casos por cada canal. Al obtener el POM para cada caso se encontró que las condiciones no fueron iguales en general (Fig. 66). En los POM por debajo de 500 kJ/kg se encontraron casos similares en magnitud para los tres canales, mismos que tienen en común flujos de aire altos, sin embargo, para flujos bajos se observan diferencias mayores en el POM.

Para comparar directamente el desempeño de los canales se evalúan las expresiones de temperatura del aire de salida (ec. 28) para cada canal. Para mantener las mismas condiciones, POM igual para los tres casos, se suponen condiciones generales similares. Por ejemplo, si se tiene una irradiancia directa normal de 800 W/m² en un espejo de 2.7 m² que debido a su reflectividad y errores ópticos puede proporcionar el 95% de la energía que recibe, estaría mandando una potencia de 2,069 W. Si se tienen flujos de aire de 9, 18 y 27 kg/h (0.0025, 0.005 y 0.0075 kg/s). Entonces se tienen valores del POM de 827.6, 413.8 y 275.9 kJ/kg, respectivamente para los tres canales.

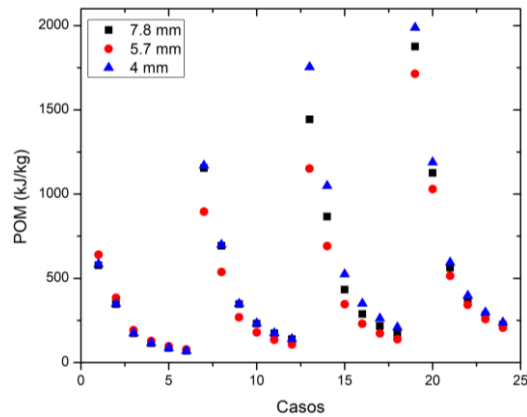


Figura 66. POM de las condiciones de frontera con 4 potencias para 6 flujos másico en los tres canales.

Al obtener los resultados de las ecuaciones para la temperatura del aire de salida con las condiciones mencionadas anteriormente para los tres canales (Tabla. 32) se encontró que para un POM alto, es decir un flujo bajo, se obtienen las mayores temperaturas en el canal pequeño, después en el mediano y por último en el grande. A medida que disminuye el POM, las temperaturas más altas se alcanzan en el canal grande y las menores en el pequeño. En todos los caso el canal de 5.7 mm se mantuvo con valores intermedios. De acuerdo con el comportamiento de las temperaturas, si se manejan flujos bajos, las temperaturas más altas se tendrán con el canal de 4 mm, en cambio para flujos altos, lo serán con el canal de 7.8 mm.

Además de la temperatura del aire, es importante considerar la temperatura máxima a la que puede llegar la pared de la estructura del receptor, en base a la ecuación 31 se calcularon las temperaturas de la pared para cada canal bajo las mismas condiciones (Tabla. 33). El receptor de canales de 7.8 mm fue el que tuvo mayores temperaturas superando los 2,000 K en todos los casos. Le siguen los receptores de canales de 5.7 mm y 4 mm, este último no alcanzó los 2,000 K. Retomando que la alúmina se puede derretir a los 2,300 K, es posible que con esa potencia y el flujo más bajo se dañen las estructuras de canales de 7.8 y 5.7 mm. Con el POM de 413.8 kJ/kg también se está cerca de la temperatura de fusión de la alúmina. En base a esto, resulta ser mejor el receptor volumétrico de canales pequeños de 4 mm, al ser el que tiene una menor temperatura en su estructura, asimismo, las temperaturas del aire de salida son muy parecidas entre sí para los tres canales, teniendo diferencias cercanas a los 20 K.

En este punto es necesario recordar cómo se da la distribución de la temperatura de la pared a lo largo del canal. Estos valores máximos calculados posiblemente se encuentren dentro de 10 – 20 mm, por lo tanto, en la zona de entrada se tendrán los gradientes más grandes de temperatura, que pudieran causar un estrés térmico que pueda dañar la estructura del receptor.

Tabla 32. Temperatura del aire de salida con diferentes POM para los tres canales.

d_h (mm)	7.8	5.7	4
POM (kJ/kg)	T_{out} (K)		
827.6	1208.1	1215.0	1225.0
413.8	789.3	771.6	768.6
275.9	640.7	620.1	614.8

Tabla 33. Temperatura máxima de la pared del receptor con diferentes POM para los tres canales.

d_h (mm)	7.8	5.7	4
POM (kJ/kg)	T_w máx. (K)		
827.6	2460.8	2360.0	1907.7
413.8	2184.9	1965.5	1597.8
275.9	2006.3	1760.9	1444.3

4.2.4 Correlaciones para el número de Nusselt

Las correlaciones del número de Nusselt con respecto al número de Reynolds son útiles para estimar el coeficiente de transferencia de calor total. Normalmente estas expresiones tienen como característica que el Nu promedio depende únicamente del Re promedio de forma exponencial.

En la figura 67 se muestra el Nu con respecto al Re para los tres canales con diferentes potencias para las condiciones de frontera de flux de calor lineal y solar. Se observa que el Nu tiene valores entre 10 y 40 para Re en la zona de flujo laminar. A partir del Re crítico el valor del Nu se eleva hasta 70. En el caso del flux de calor lineal, sus valores son un poco mayores a los del flux de calor solar. Otro punto que considerar es que para

el régimen de transición resultaron mayores los valores del Nu para el canal grande, seguido del mediano y por último el de 4 mm.

Para tener un mayor acercamiento de los resultados de la simulación con una correlación para calcular el Nu se propone la ecuación 33, en la cual el Nu se pone en función de manera exponencial con el Re, la potencia solar por canal y una relación de aspecto entre la longitud del canal y su diámetro hidráulico (ec. 34).

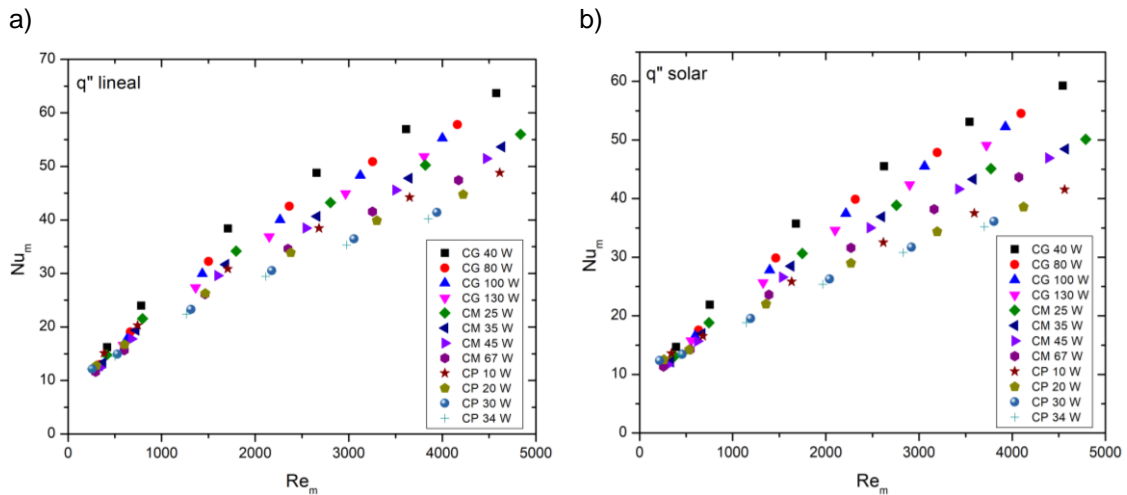


Figura 67. Número de Nusselt contra el número de Reynolds de todos los canales para las condiciones de frontera de flux de calor a) lineal y b) solar con diferentes potencias.

$$Nu_m = aRe_m^b P_{s,c}^c R_A^d \quad (33)$$

Donde a, b, c y d son los coeficientes de las variables, $P_{s,c}$ es la potencia solar por canal y R_A es la razón de aspecto, que se obtiene con la siguiente expresión:

$$R_A = \frac{L}{d_h} \quad (34)$$

Al ajustar los datos de las simulaciones para los canales con las dos condiciones de frontera utilizadas se encontró que se tuvieron buenos resultados con errores de 4% y 5% y desviaciones de 1.7 y 1.5 para la condición de flux de calor solar y lineal, respectivamente. En la figura 68 se muestran los resultados del ajuste comparados con los resultados de las simulaciones. Destaca que para Re en la zona de transición se tienen mayores desviaciones, en especial para razones de aspecto más pequeñas, es

decir para diámetros hidráulicos de mayor tamaño. En la zona del régimen de laminar es donde se tiene mayor certidumbre con los valores de la correlación.

Tabla 34. Coeficientes de la correlación para el Nu en función del Re, potencias y relación de aspecto para ambas condiciones de frontera.

C.F.	a	b	c	d	Error (%)	RECM	R ²
q" solar	3.6776	0.5074	-0.0789	-0.4961	5.29	1.7660	0.9764
q" lineal	3.3180	0.5316	-0.1067	-0.4596	4.10	1.5390	0.9868

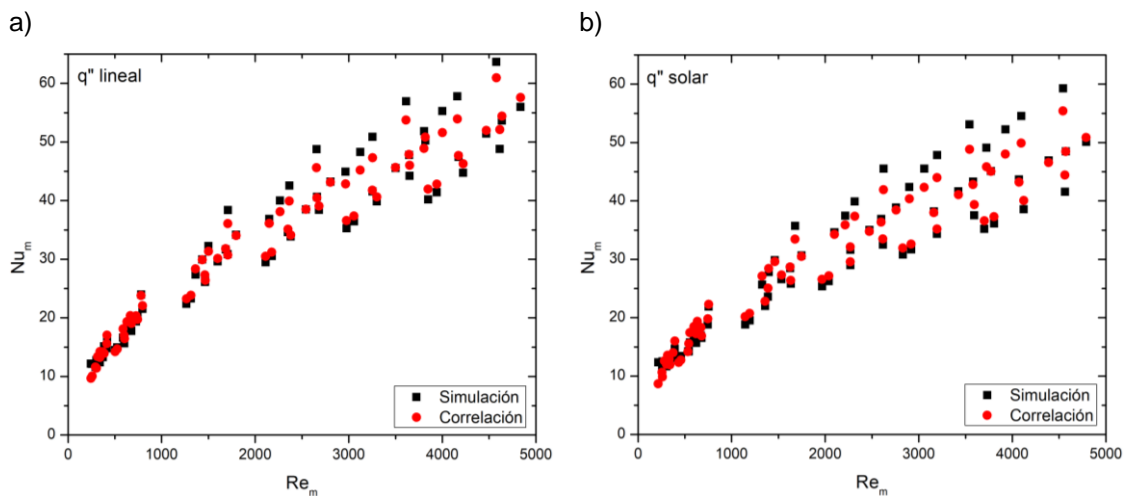


Figura 68. Comparación del Nu obtenido en las simulaciones con el calculado por la correlación en función del Re, la potencia solar y la razón de aspecto de los tres canales para las condiciones de frontera de flux de calor a) lineal y b) solar.

Según la información en cuanto a las temperaturas, resulta más adecuado utilizar el receptor con canales de 4 mm. En ese caso, si se requiere una mayor certeza para obtener el Nu para cierto tamaño de canal, se pueden utilizar correlaciones para cada uno de ellos.

Los resultados del Nu con respecto al Re para cada canal de distinto tamaño con ambas condiciones de frontera utilizadas se presentan en las figuras 69 – 71. Como se mencionó anteriormente conforme mayor sea el tamaño del canal mayor será su Nu. Para el canal de 7.8 mm se tiene un rango de 10 – 70; para el de 5.7 mm, de 10 – 60; y para el de 4 mm, de 10 – 50.

Los datos de cada canal se ajustaron a una expresión del Nu dependiente solo del Re elevado a una potencia arbitraria y multiplicado por una constante (ec. 35). La información de los ajustes se presenta en la tabla 35. En promedio, se obtuvieron errores entre 3 y 5% para todos los canales con desviaciones de 1 a 2. En general, para la condición de frontera de flux de calor solar se tuvieron menores errores, y por canal resultó mejor la correlación del canal de 5.7 mm, seguida del de 4 mm y 7.8 mm.

$$Nu_m = aRe_m^b \tag{35}$$

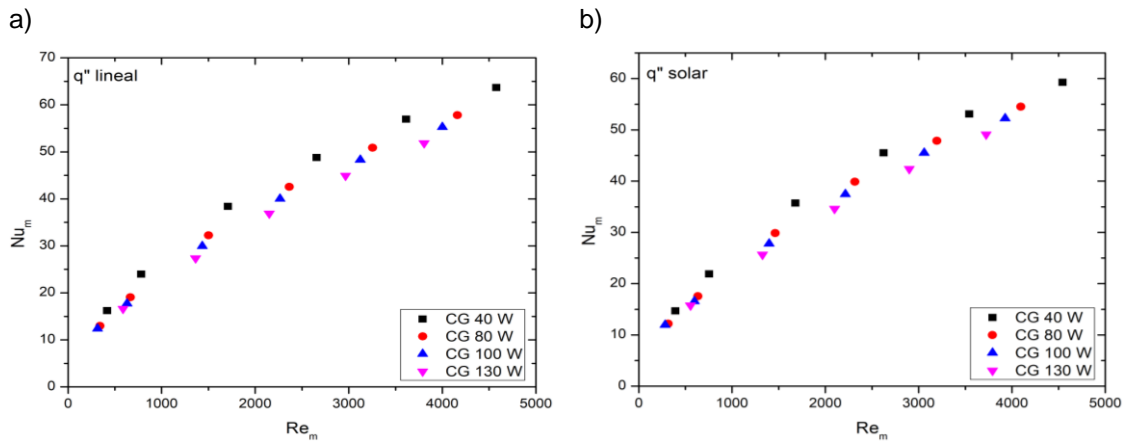


Figura 69. Número de Nusselt contra el número de Reynolds del canal de $d_h = 7.8$ mm para las condiciones de frontera de flux de calor a) lineal y b) solar con diferentes potencias.

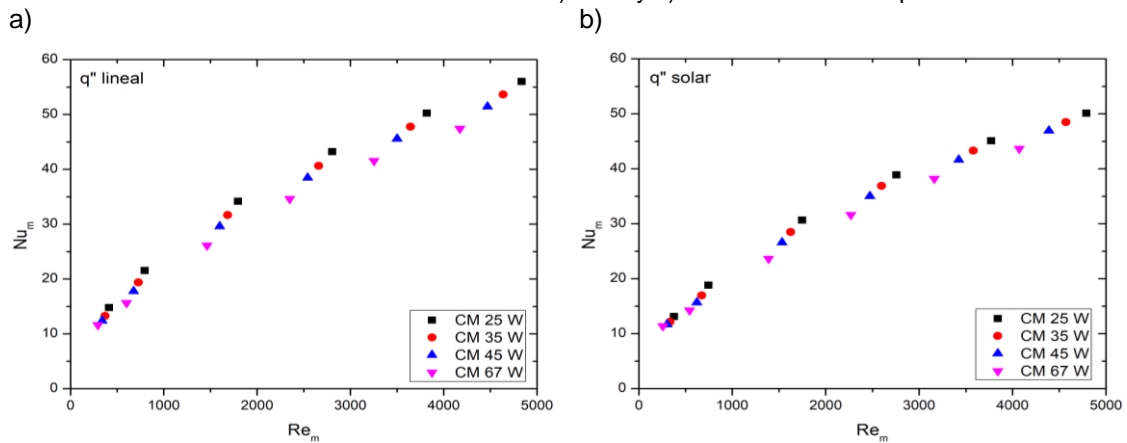


Figura 70. Número de Nusselt contra el número de Reynolds del canal de $d_h = 5.7$ mm para las condiciones de frontera de flux de calor a) lineal y b) solar con diferentes potencias.

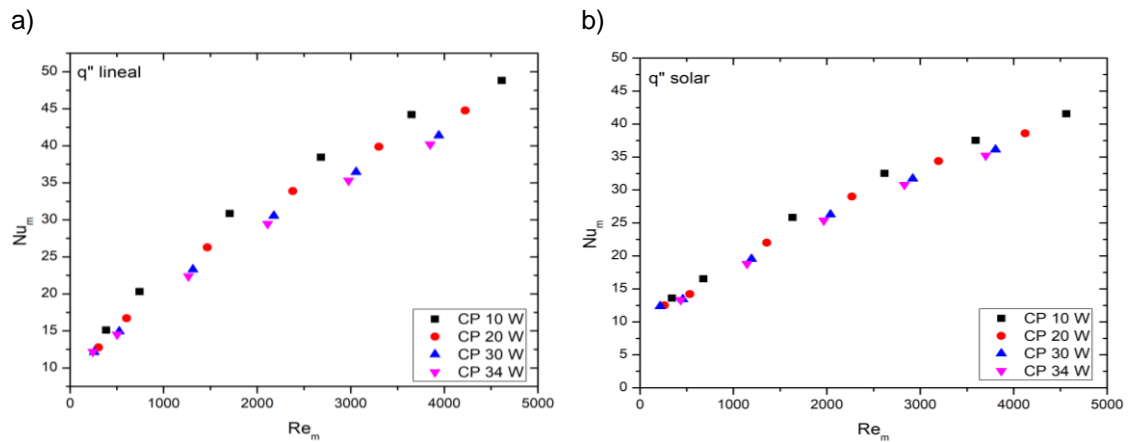


Figura 71. Número de Nusselt contra el número de Reynolds del canal de $d_h = 4$ mm para las condiciones de frontera de flux de calor a) lineal y b) solar con diferentes potencias.

Tabla 35. Coeficientes de la correlación para el Nu en función del Re por canal para ambas condiciones de frontera.

C.F.	d_h (mm)	a	b	Error (%)	RECM	R^2
q" lineal	7.8	0.4042	0.5964	4.81	2.0841	0.9860
q" solar	7.8	0.4231	0.5839	4.36	1.7165	0.9892
q" lineal	5.7	0.4948	0.5550	3.65	1.5123	0.9918
q" solar	5.7	0.5254	0.5369	3.47	1.0842	0.9931
q" lineal	4	0.8387	0.4735	5.39	1.7150	0.9824
q" solar	4	0.7990	0.4642	5.36	1.3291	0.9803

El tener diferentes opciones para las correlaciones permite obtener una mejor estimación de los posibles resultados. La correlación general permite encontrar la mejor opción entre una gran cantidad de variables y las que son para casos particulares permite, ya sea estimar el desempeño para la transferencia de calor, o para encontrar el punto óptimo de operación en ciertas condiciones.

Recapitulando lo visto en este capítulo, se encontró que la caída de presión en los receptores volumétricos de canales hexagonales se puede describir de una manera adecuada bajo la Ley de Forchheimer, asimismo su valor es mayor a medida que el diámetro hidráulico de los canales disminuye. En cuanto a las simulaciones en dos dimensiones de este fenómeno se encontró que para velocidades mayores a 1 m/s del

aire se obtiene la mitad de la caída de presión que ocurre en la realidad, mientras que para velocidades bajas hay mucha variación.

En cuanto a la transferencia de calor ocurrida en un solo canal con la posibilidad de escalar el fenómeno al receptor completo se encontró que es posible elevar la temperatura del aire por encima de los 2,000 K, que resulta bastante atractivo para desarrollar múltiples procesos, e incluso en altos flujos se pudo elevar la temperatura en casi 100 grados con respecto a la temperatura de entrada.

La variación de la potencia solar para un flujo másico determinado tiene efectos en la temperatura del aire de salida de manera lineal, lo cual facilita una estimación rápida de una temperatura a un flujo de aire constante con una potencia arbitraria. A la inversa, para una potencia determinada y variaciones en el flujo se observa que para flujos bajos se tienen grandes magnitudes, que disminuyen rápidamente al aumentar el flujo. En conjunto es posible calcular la temperatura del aire de salida en función de ambas variables y obtener buenas estimaciones.

Las diferencias entre los receptores de distinto tamaño del canal son mínimas en la temperatura del aire de salida en comparación con los niveles que alcanzan, sin embargo, se debe tomar en cuenta la temperatura de la pared del receptor, ya que el material tiene un límite antes de que ocurra la fusión. En base a esto, para niveles similares de la temperatura del aire, el receptor de canales de 4 mm presentó las menores temperaturas de las paredes, por lo tanto, sería el receptor ideal al permitir las más altas temperaturas sin comprometer la integridad del receptor.

Por otro lado, las correlaciones para calcular el Nu tienen certidumbres aceptables que permiten realizar análisis previos a realizar experimento y simulación para estimar el rendimiento térmico que pueden tener estos receptores. Además, es útil tener una correlación general que incluya la potencia y la razón de aspecto entre la longitud y el tamaño del canal para abarcar un campo más grande de receptores y poder definir una geometría más afín a cierto proceso.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En este trabajo se presenta el estudio hidrodinámico y térmico de receptores solares volumétricos de alúmina con canales hexagonales de diámetros hidráulicos de 7.8, 5.7 y 4 mm, con el fin de conocer su comportamiento térmico y definir los alcances que pueda tener su uso.

El estudio hidrodinámico se dividió en dos partes una experimental y otra de simulaciones mediante dinámica de fluidos computacional. En la fase experimental se midió la presión manométrica antes y después de que el aire pasara a través de los canales del receptor. Se encontró que la caída de presión medida en estos receptores puede ser definida por un polinomio de segundo grado, lo que corresponde a la Ley de Forchheimer.

Se observó que la caída de presión se ve afectada inversamente con el diámetro hidráulico de los canales. El receptor de canales pequeños fue el que tuvo la caída de presión mayor seguido de los receptores de canales medianos y grandes.

Los resultados de la caída de presión experimental se utilizaron para calcular el número de Hagen, la caída de presión adimensional, para desarrollar una correlación de este parámetro en función del número de Reynolds. El ajuste obtenido no fue el adecuado, al tener grandes desviaciones con los datos reales. Esto indica que el tipo de correlación propuesto no es el adecuado para los receptores volumétricos de canales y que debe adaptarse con algún otro modelo.

La segunda parte del estudio hidrodinámico consistió en recrear el experimento mediante CFD con un sistema en dos dimensiones. Se creó una geometría representada en un plano, mediante un corte longitudinal en el centro del equipo de estudio experimental de

la caída de presión, en donde a la mitad se encuentra el receptor volumétrico a analizar. Los resultados encontrados arrojaron que el comportamiento cualitativo de la caída de presión simulada y experimental son similares, sin embargo, en términos cuantitativos no fue así, la magnitud de la caída de presión simulada fue menor a la observada en la realidad.

- *Recomendaciones*

Las recomendaciones para el estudio de la caída de presión son en la parte experimental realizar mediciones más finas para velocidades del aire y diferencia de presión con magnitudes bajas, ya que en esa zona se tuvieron las variaciones más grandes. Por otra parte, en las simulaciones es necesario encontrar la forma adecuada de realizar el escalamiento de los resultados obtenidos de dos a tres dimensiones. Además, se puede realizar el estudio numérico utilizando un sistema 3D para poder evaluar correctamente la parte experimental y así poder entender a detalle lo que está ocurriendo en el interior del equipo de pruebas.

El análisis de la transferencia de calor en los receptores volumétricos se hizo mediante dinámica de fluidos computacional. Se seleccionó como sistema de estudio un solo canal por receptor, considerando que el material del receptor es alúmina y aire como fluido de transferencia de calor.

Se utilizó un sistema de estudio en dos dimensiones, representado por corte longitudinal en el interior del canal de la mitad de su diámetro hidráulico, en donde los lados de mayor longitud representan el centro del canal y la pared en el lado opuesto. La ventaja de utilizar este esquema es la simplificación en la solución del problema, pero es necesario reconocer que esta geometría representa estrictamente un canal circular. Por lo tanto, se debe considerar que Turgut y Sari (2013) muestran que esta simplificación puede ser tomada en cuenta para un canal hexagonal, pero se obtienen errores menores del 30%.

Para hacer el estudio paramétrico por canal se seleccionó un rango de flujo másico total (1.603 – 13.356 g/s), el cual varía dependiendo del canal a estudiar: grande (0.069 – 0.578 g/s), mediano (0.039 – 0.326 g/s) y pequeño (0.017 – 0.143 g/s). Bajo estas

condiciones de flujo se lograron obtener temperaturas del aire de salida en un rango de 370 – 2,050 K, partiendo de una temperatura inicial de 300 K.

Las condiciones de frontera a utilizar en este estudio se eligieron partiendo de una potencia máxima de la radiación solar de 1000 W/m² reflejada por un espejo concentrador de 2.7 m² a un área pequeña en donde se encuentra el receptor volumétrico. Esta potencia máxima se distribuyó de manera equitativa para los canales de distinto tamaño de cada receptor. Además, se seleccionaron 3 potencias de menor intensidad adicionales para cada receptor para lograr comprender la dependencia de la temperatura del fluido con respecto a esta variable. Asimismo, los rangos de flujo másico por canal se dividieron en 6 partes para comprender el efecto de esta variable en la temperatura.

Las condiciones de frontera utilizadas son perfiles en función de la longitud del canal, una con variación lineal y la otra no lineal ajustadas a las potencias previamente mencionadas. La segunda de ellas se obtuvo por un estudio de trazado de rayos que llegan al interior de los canales hexagonales con el fin de simular que se está recibiendo radiación solar concentrada dentro de los canales.

El análisis de la transferencia de calor para cada canal inició con un estudio de independencia de malla partiendo de condiciones de frontera en la pared sencillas de temperatura constante y flux de calor constante que permitieron observar el comportamiento térmico dentro de los canales y crear mallas preliminares. Posteriormente, se utilizaron las condiciones de frontera variables bajo las condiciones más extremas de flujo y de flux de calor para cada canal con las que se definieron las mallas a utilizar en el estudio.

Con los resultados obtenidos se observó que las distribuciones de la temperatura del aire y de la pared del receptor para la condición de frontera de flux de calor lineal fueron que la temperatura máxima del aire se encuentra siempre a la salida del canal, mientras que, la mayor temperatura de la pared se encuentra a la mitad de la longitud del canal.

Para el flux de calor solar se observó que para los tres canales la temperatura máxima de la pared se encuentra entre 10 y 20 mm después de la entrada del canal. En cuanto

a la temperatura del aire, ésta se eleva rápidamente y alcanza su valor más alto a los 20 mm, misma que se mantiene hasta la salida del canal.

En cuanto a la distribución de la temperatura de la pared del receptor observada, destaca que el mayor gradiente de temperatura se tiene en la zona de entrada dentro de los primeros 10 mm. En esa pequeña distancia la gran diferencia de temperaturas podría provocar un gran estrés térmico y dañar el receptor, por lo tanto, es necesario estudiar más a detalle lo que pasa en la zona frontal del receptor.

En el análisis de las temperaturas de salida se pudo desarrollar una expresión dependiente del flujo másico y la potencia de calor solar para estimar el valor de la temperatura del aire a la salida del canal, así como para calcular la temperatura máxima de la pared del receptor.

Si los tres receptores volumétricos de canales hexagonales se someten a las mismas condiciones de flujo y radiación solar, se encontró que las mayores temperaturas en el aire de salida se obtienen con canales más pequeños a bajos flujos. A pesar de que las diferencias en la temperatura del aire entre los receptores son mínimas, lo que define la posible selección de un receptor es la temperatura a la que llega su estructura. Se observó que, en las mismas circunstancias, la temperatura de la pared del receptor con canales de 4 mm siempre fue la menor, por lo tanto, ese receptor es el que tiene menos probabilidades de dañar su estructura al estar más alejado del punto de fusión de la alúmina.

Las temperaturas alcanzadas en el aire con estos receptores abren la posibilidad de que se puedan desarrollar múltiples procesos. Desde el punto de vista de este trabajo, sería posible alcanzar temperaturas tan altas como para realizar procesos con altos requerimientos energéticos como la separación de la molécula de agua, sin embargo, para tratar de mantener los receptores en buen estado, se propone optar por procesos que rondan en temperaturas de hasta 1,000 K como la pirólisis de biomasa, la pirólisis y gasificación de carbón, disociación de CO_2 , disociación de metano, entre otros.

Por último, se encontró que, para este tipo de receptores el número de Nusselt se puede estimar, de manera general o particular, utilizando correlaciones en función del número

de Reynolds, la potencia de calor solar y la razón de aspecto entre la longitud y el diámetro hidráulico. De esta manera se pueden calcular los coeficientes de transferencia de calor para estimar el desempeño térmico de los receptores volumétricos de canales. Es importante destacar que estas correlaciones se obtienen para un flujo que no está completamente desarrollado y que, además hay simplificaciones implícitas por la forma en que se resolvió el problema.

- *Recomendaciones*

Este estudio tiene dos aspectos principales por mejorar. El primero de ellos es cambiar el sistema geométrico de dos a tres dimensiones para comprobar que realmente se cumple que haya diferencias del 30% entre los resultados de un canal circular y uno hexagonal. También es necesario incluir modelos que describan el transporte de calor por radiación, de esta manera será más certero el resultado y se podrá comprobar cómo se da la distribución de temperaturas en la zona frontal del receptor para evitar que se dañen por problemas estructurales.

CAPÍTULO 6

BIBLIOGRAFÍA

- Alonso, E., & Romero, M. (2015). Review of experimental investigation on directly irradiated particles solar reactors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41, 53-67.
- ANSYS. (2013). *ANSYS Fluent Theory Guide*. Canonsburg, PA: ANSYS, Inc.
- Avila-Marin, A. L. (2011). Volumetric receivers in Solar Thermal Power Plants with Central Receiver System technology: A review. *Solar Energy*, 85, 891-910.
- Awad, M. M. (2013). Hagen Number Versus Bejan Number. *Thermal Science*, 17, 1245-1250.
- Becker, M., Fend, T., Hoffschmidt, B., Pitz-Paal, R., Reutter, O., Stamatov, V., . . . Trimis, D. (2006). Theoretical and numerical investigation of flow stability in porous materials applied as volumetric solar receivers. *Solar Energy*, 80(10), 1241-1248.
- Bird, R. B., Stewart, W. E., & Lightfoot, E. N. (2002). *Transport Phenomena* (Vol. 2nd). New York, United States of America: John Wiley & Sons Inc.
- Blackburn, S., & Bohm, H. (1997). A Method for Calculating the Pressure Drop in Honeycomb Dies. *Journal of the European Ceramic Society*, 17, 183-189.
- Bushra, N., & Hartmann, T. (2019). A review of state-of-the-art reflective two-stage solar concentrators: Technology categorization and research trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 114, 1-15.

- Carotenuto, A., Reale, F., Ruocco, G., Nocera, U., & Bonomo, F. (1993). Thermal Behavior of a Multi-Cavity Volumetric Solar Receiver: Design and Tests Results. *Solar Energy*, 52(2), 113-121.
- Carotenuto, A., Ruocco, G., & Reale, F. (1991). Heat Exchange in a Multi-Cavity Volumetric Solar Receiver. *Solar Energy*, 46(4), 241-248.
- Chen, X., Xia, X. L., Liu, H., Li, Y., & Liu, B. (2016). Heat transfer analysis of a volumetric solar receiver by coupling the solar radiation transport and internal heat transfer. *Energy Conversion and Management*, 114, 20-27.
- Cisneros-Cárdenas, N. A. (2018). *Estudio experimental del desempeño térmico y eléctrico de CPV de disco parabólico con celdas de triple unión*. Universidad de Sonora, Posgrado en Ciencias de la Ingeniería: Ingeniería Química. Hermosillo: Laboratorio Nacional de Sistemas de Concentración Solar y Química Solar. Obtenido de <http://www.concentrationsolar.org.mx/publicaciones/tesis/item/147-estudio-experimental-del-desempeno-termico-y-electrico-de-cpv-de-disco-parabolico-con-celdas-de-triple-union>
- Collier, U. (2018). *Renewable heat policies, Delivering clean heat solutions for the energy transition*. International Energy Agency.
- Dietrich, B. (2012). Pressure drop correlation for ceramic and metal sponges. *Chemical Engineering Science*, 74, 192-199.
- Dietrich, B., Schabel, W., Kind, M., & Martin, H. (2009). Pressure drop measurements of ceramic sponges — Determining the hydraulic diameter. *Chemical Engineering Science*, 64, 3633-3640.
- Evangelisti, L., Vollaro, R. D., & Asdrubali, F. (2019). Latest advances on solar thermal collectors: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 114, 1-20.
- Falcone, P. K. (1986). *A Handbook for Solar Central Receiver Design*. Livermore: Sandia National Labs.

- Fend, T. (2010). High porosity material as volumetric receivers for solar energetics. *Optica Applicata*, 40(2), 271-284.
- Fend, T., Hoffschmidt, B., Pitz-Paal, R., Reutter, O., & Rietbrock, P. (2004). Porous materials as open volumetric solar receivers: Experimental determination of thermophysical and heat transfer properties. *Energy*, 29, 823-833.
- Furler, P. (n.d.). *TASK II: Solar Chemistry Research*. Obtenido de SolarPACES Solar Power and Chemical Energy Systems: <https://www.solarpaces.org/csp-research-tasks/task-annexes-iea/task-ii-solar-chemistry-research/>
- Glaser, P. E. (1958). Engineering Research with a Solar Furnace. *Solar Energy*, 2(2), 7-10.
- Gomez-Garcia, F., Gonzalez-Aguilar, J., Olalde, G., & Romero, M. (2016). Thermal and hydrodynamic behavior of ceramic volumetric absorbers for central receiver solar power plants: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 648-658.
- IEA. (2018). *Global Energy & CO2 Status Report*. International Energy Agency.
- IEA. (2018). *World Energy Balances 2018 Overview*. Obtenido de International Energy Agency: <https://webstore.iea.org/world-energy-balances-2018-overview>
- IEA. (2019). *Electricity Information*. Obtenido de International Energy Agency: <https://www.iea.org/subscribe-to-data-services/electricity-statistics>
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). Apéndice A Propiedades termofísicas de la materia. En F. P. Incropera, & D. P. DeWitt, *Fundamentos de Transferencia de Calor* (4a ed ed., pág. 839). Mexico: Prentice Hall.
- Jung, E. G., Boo, J. H., Kang, Y. H., & Kim, N. H. (2013). Effectiveness of a multi-channel volumetric air receiver for a solar power tower. *Heat Mass Transfer*, 49, 1181-1190.
- Kalogirou, S. A. (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30, 231-295.

- Kaseian, A., Barghamadi, H., & Pourfayaz, F. (2017). Performance comparison between the geometry models of multichannel absorbers in solar volumetric receivers. *Renewable Energy*, *105*, 1-12.
- Kodama, T. (2003). High-temperature solar chemistry for converting solar heat to chemical fuels. *Progress in Energy and Combustion Science*, *29*, 567-597.
- Koepf, E., Alxneit, I., Wieckert, C., & Meier, A. (2017). A review of high temperature solar driven reactor technology: 25 years of experience in research and development at the Paul Scherrer Institute. *Applied Energy*, *188*, 620-651.
- Kribus, A., Gray, Y., Grijnevich, M., Mittelman, G., Mey-Cloutier, S., & Caliot, C. (2014). The promise and challenge of solar volumetric absorbers. *Solar Energy*, *110*, 463-481.
- Lacroix, M., Nguyen, P., Schweich, D., Huu, C. P., Savin-Poncet, S., & Edouard, D. (2007). Pressure drop measurements and modeling on SiC foams. *Chemical Engineering Science*, *62*, 3259-3267.
- LACYQS. (2015). *Concentración Solar*. Obtenido de Laboratorio Nacional de Sistemas de Concentración Solar y Química Solar: <http://www.concentrationsolar.org.mx/concentracion-solar>
- Mancin, S., Zilio, C., & Cavallini, A. R. (2010). Pressure drop during air flow in aluminum foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *53*, 3121-3130.
- Meier, A., Houaijia, A., Monnerie, N., Roeb, M., Sattler, C., van Ravenswaay, J., . . . Epstein, M. (2015). *Roadmap to Solar Fuels Strategy for Industry Involvement and Market Penetration*. SolarPACES.
- Mey-Cloutier, S., Caliot, C., Kribus, A., Gray, Y., & Flamant, G. (2016). Experimental study of ceramic foams used as high temperature volumetric solar absorber. *Solar Energy*, *136*, 226-235.

- Nakakura, M., Matsubara, K., Bellan, S., & Kodama, T. (2020). Direct simulation of a volumetric solar receiver with different cell sizes at high outlet temperatures (1,000-1,500 C). *Renewable Energy*, 146, 1143-1152.
- Otaru, A. J., Morvan, H. P., & Kennedy, A. R. (2018). Measurement and simulation of pressure drop across replicated porous aluminium in the Darcy-Forchheimer regime. *Acta Materialia*, 149, 265-273.
- Regulski, W., Szumbariski, J., Laniewski-Wollk, L., Gumowski, K., Skibinski, J., Wichroszki, M., & Wejrzanoswski, T. (2015). Pressure drop in flow across ceramic foams—A numerical and experimental study. *Chemical Engineering Science*, 137, 320-337.
- REN21. (2017). *Renewables 2017 Global Status Report*. Paris: REN21 Secretariat.
- Shah, R. K., & London, A. L. (1971). *Laminar Flow Forced Convection Heat Transfer and Flow Friction in Straight and Curved Ducts - A Summary of Analytical Solutions*. Stanford University, Department of Mechanical Engineering. Stanford, California: Office of Naval Research.
- Taranto, J., Frochot, D., & Pichat, P. (2009). Photocatalytic air purification: Comparative efficacy and pressure drop of a TiO₂-coated thin mesh and a honeycomb monolith at high air velocities using a 0.4m³ close-loop reactor. *Separation and Purification Technology*, 67, 187-193.
- Turgut, O. (2014). Numerical Investigation of Laminar Flow and Heat Transfer in Hexagonal Ducts under Isothermal and Constant Heat Flux Boundary Conditions. *Iranian Journal of Science and Technology: Transactions of Mechanical Engineering*, 38, 45-56.
- Turgut, O., & Sari, M. (2013). Experimental and numerical study of turbulent flow and heat transfer inside hexagonal duct. *Heat Mass Transfer*, 49, 543-554.
- Villafán-Vidales, H. I., Arancibia-Bulnes, C. A., Riveros-Rosas, D., Romero-Paredes, H., & Estrada, C. A. (2017). An overview of the solar thermochemical processes for

- hydrogen and syngas production: Reactors, and facilities. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 75, 894-908.
- Wang, F., Shuai, Y., Tan, H., & Yu, C. (2013). Thermal performance analysis of porous media receiver with concentrated solar irradiation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 62, 247-254.
- Wang, Y., Bai, F. W., Wang, Z. F., Kiriki, H., Han, M. X., & Kubo, S. (2015). Experimental research of the heat transfer characteristics using a packed-bed of honeycomb ceramic for high temperature thermal storage system. *Energy Procedia*, 69, 1059-1067.
- Wu, Z., Caliot, C., Bai, F., Flamant, G., Wang, Z., Zhang, J., & Tian, C. (2010). Experimental and numerical studies of the pressure drop in ceramic foams for volumetric solar receiver applications. *Applied Energy*, 87, 504-513.
- Yadav, D., & Banerjee, R. (2016). A review of solar thermochemical processes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 497-532.
- Yilbas, B. S., & Shuja, S. Z. (2017). A Solar Volumetric Receiver: Influence of Absorbing Cells Configuration on Device Thermal Performance. *Int J Thermophys*, 38, 1-20.
- Z'Graggen, A., Haueter, P., Trommer, D., Romero, M., de Jesus, J. C., & Steinflod, A. (2006). Hydrogen production by steam-gasification of petroleum coke using concentrated solar power-II. Reactor design, testing and modeling. *International Journal of Hydrogen Energy*, 31(6), 797-811.

ANEXOS

A: Propiedades del Aire

Tabla A1. Propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica (Incropera & DeWitt, 1999).

T (K)	ρ (kg/m ³)	Cp (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109.0	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120.0	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131.0	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.90	62.0	143.0	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.20	64.3	155.0	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.90	66.7	168.0	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.80	71.5	195.0	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.90	76.3	224.0	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.10	82.0	257.0	0.719
1400	0.2488	1.207	530.0	213.00	91.0	303.0	0.703
1500	0.2322	1.230	557.0	240.00	100.0	350.0	0.685
1600	0.2177	1.248	584.0	268.00	106.0	390.0	0.688
1700	0.2049	1.267	611.0	298.00	113.0	435.0	0.685
1800	0.1935	1.286	637.0	329.00	120.0	482.0	0.683

1900	0.1833	1.307	663.0	362.00	128.0	534.0	0.677
2000	0.1741	1.337	689.0	396.00	137.0	589.0	0.672
2100	0.1658	1.372	715.0	431.00	147.0	646.0	0.667
2200	0.1582	1.417	740.0	468.00	160.0	714.0	0.655
2300	0.1513	1.478	766.0	506.00	175.0	783.0	0.647
2400	0.1448	1.558	792.0	547.00	196.0	869.0	0.630
2500	0.1389	1.665	818.0	589.00	222.0	960.0	0.613
3000	0.1135	2.726	955.0	841.00	486.0	1570.0	0.536

B: Parametrización

Para resolver las ecuaciones gobernantes de continuidad, momentum y energía se utiliza la parametrización de estas mediante distintos modelos de solución.

Además, cuando el régimen de flujo del fluido es turbulento, se debe representar por modelos adicionales acoplados a las ecuaciones gobernantes para describir de manera adecuada el movimiento caótico del fluido. Estas variaciones son descritas por dos ecuaciones adicionales que definen el transporte de la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación, en modelos llamados k-épsilon (k-ε). Se tienen tres diferentes modelos k-ε: standard, RNG y realizable, siendo el último utilizado en una sección de este trabajo (ANSYS, 2013).

Las ecuaciones del modelo k-ε Realizable son las siguientes:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon$$

Donde, $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$, $C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{k U^*}{\varepsilon}}$, $U^* = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}}$, $\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk} \omega_k$, $\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk}$, $C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right]$, $\eta = S \frac{k}{\varepsilon}$, $S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$. G_k representa la generación de energía cinética turbulenta producida por los gradientes de la velocidad media, G_b es la generación de energía cinética turbulenta debido a la flotación, Y_M es la contribución de la dilatación fluctuante en la compresión turbulenta de la tasa de disipación, C_2 y $C_{1\varepsilon}$ son constantes, σ_k y σ_ε son el número de Prandtl turbulento para k y ε , finalmente S_k y S_ε son términos fuente externos (ANSYS, 2013).

Para poder resolver las ecuaciones gobernantes se utiliza la discretización en las expresiones de continuidad, momentum y energía mediante distintos modelos espaciales, temporales y de gradientes, basados en la presión o en la densidad para encontrar la solución a las ecuaciones (ANSYS, 2013).

Estos modelos hacen acoplamientos entre la presión y la velocidad para reformar la ecuación de continuidad con una condición adicional para la presión. Se tienen distintos algoritmos para el acoplamiento y en este trabajo se utilizó el esquema SIMPLE que relaciona correcciones de la presión y la velocidad para obtener el campo de presión mientras se cumple la conservación de la masa (ANSYS, 2013). Este esquema es el siguiente:

- Esquema SIMPLE

Para obtener el acoplamiento de la presión y la velocidad se utiliza un campo de presiones arbitrario (p^*) para obtener un flux de momentum (J_f^*) supuesto en las caras de los elementos de la malla del sistema a estudiar (ANSYS, 2013).

$$J_f^* = \hat{J}_f^* + d_f(p_{c0}^* - p_{c1}^*)$$

A este flux supuesto se le agrega un flux de corrección (J'_f), calculado a través de un valor de corrección de la presión (p'), teniendo que satisfacer la ecuación de continuidad (ANSYS, 2013).

$$J_f = J_f^* + J'_f$$

$$J'_f = d_f(p'_{c0} - p'_{c1})$$

Finalmente se tiene la ecuación de corrección de la presión (p) en donde α_p es un factor de relajación de la presión que permite ajustar la estabilidad del sistema y poder cumplir con la ecuación de continuidad en cada iteración (ANSYS, 2013).

$$p = p^* + \alpha_p p'$$

- Esquema de la presión PRESTO!

El cálculo de la presión se realiza sobre cada elemento de la malla e interpolando sus valores para encontrar la presión que se tiene en las caras de los elementos. El esquema PRESTO! Utiliza un balance de continuidad discreto para encontrar la presión en un volumen de control escalonado (ANSYS, 2013).

- Discretización espacial Tercer Orden MUSCL

Finalmente, la discretización espacial de la malla utilizada en el sistema utiliza el esquema Tercer-Orden MUSCL, utilizado para mantener las leyes de conservación mediante diferencias centradas y hacia adelante con el que se pueden calcular las propiedades del fluido en el sistema como el momentum, energía cinética turbulenta, disipación turbulenta y energía (ANSYS, 2013). Este acoplamiento combina el esquema de diferencias centrada con el esquema de segundo orden upwind en cada celda de la malla del sistema con la siguiente expresión:

$$\phi_f = \theta \phi_{f,CD} + (1 - \theta) \phi_{f,SOU}$$

Donde:

$$\phi_{f,CD} = \frac{1}{2}(\phi_0 + \phi_1) + \frac{1}{2}(\nabla\phi_0 \cdot \vec{r}_0 + \nabla\phi_1 \cdot \vec{r}_1)$$

En las diferencias centradas los subíndices 0 y 1 indican las celdas adyacentes en las que se va a calcular una propiedad (ϕ), $\nabla\phi_i$ es el gradiente de la propiedad entre las celdas y \vec{r} es el vector que direcciona del centro de una celda hacia su pared (ANSYS, 2013).

$$\phi_{f,SOU} = \phi + \nabla\phi \cdot \vec{r}$$

Las variables utilizadas en el esquema de segundo orden upwind son las mismas que en el caso anterior, solo que, a diferencia de utilizar las diferencias centradas, aquí se toma el valor en el centro de la celda y el gradiente se calcula con el valor de la celda que se tiene hacia adelante. Por último, θ es un valor variable que permite evitar extremos en la solución de los modelos (ANSYS, 2013).