



"El saber de mis hijos
hará mi grandeza"

UNIVERSIDAD DE SONORA

DIVISIÓN DE INGENIERÍA

POSGRADO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA: INGENIERÍA QUÍMICA

ESTUDIO NUMÉRICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN RECEPTOR DE PLACA PLANA DE UN SISTEMA TERMOSOLAR DE TORRE CENTRAL

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA**

PRESENTA:

I.Q LUIS FRANCISCO DUARTE TORRES

DIRECTOR: DR. ARMANDO PIÑA ORTIZ

Vo.Bo.

Hermosillo, Sonora

Noviembre, 2021

OFICIO DE APROBACIÓN DEL JURADO

OFICIO DE AUTORIZACIÓN DE EXAMEN DE GRADO

RESUMEN

En el año 2015 se llevó a cabo la Conferencia de las Partes 21 (COP21) donde asistieron representantes de los países integrantes de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (CMNUCC). Como resultado de esta conferencia surgió el Acuerdo de París el cual busca que todos los países tengan como causa común combatir el cambio climático.

Una de las alternativas que ayudarán a alcanzar la meta establecida en el Acuerdo de París, son las tecnologías de concentración solar térmica (CST, por sus siglas en inglés), las cuales se basan en concentrar la radiación proveniente del sol mediante dispositivos ópticos para su aprovechamiento.

Dentro de las instalaciones del Campo Experimental de Torre Central (CEToC), existe un dispositivo de medición de flujo de calor concentrado que utiliza la técnica de calorimetría de agua fría, el cual cuenta con un modelo numérico para validar las estimaciones teóricas de las mediciones de provistas por uno o varios heliostatos, sin embargo, el modelo numérico no cuenta con la definición de una condición de frontera constante no uniforme.

En el presente trabajo se realizó un estudio numérico de la transferencia de calor del receptor-calorímetro del CEToC con el software de dinámica de fluidos computacional comercial Ansys Fluent, en el cual a través de un análisis de imagen de la distribución de calor obtenida mediante experimentación, se estableció una condición de frontera que asemeje dicha distribución, con lo cual se mejoró la predicción numérica del modelo.

Como resultado de esta investigación, se obtuvo una menor diferencia respecto a los resultados experimentales conforme se aumenta el número de Reynolds y el número de Rayleigh, de la misma manera, en el análisis para 7 y 1 heliostatos se tuvo una diferencia absoluta global de 0.42%, y 0.17%, respectivamente.

ABSTRACT

DEDICATORIA

Opcional

TABLA DE CONTENIDO

| | |
|---|------------|
| RESUMEN | V |
| ABSTRACT | V |
| LISTA DE FIGURAS | IX |
| LISTA DE TABLAS | X |
| NOMENCLATURA | XII |
| AGRADECIMIENTO | XIV |
| CAPÍTULO 1 | 1 |
| INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS | 1 |
| 1.1 INTRODUCCIÓN | 1 |
| 1.2-JUSTIFICACIÓN | 3 |
| 1.3-OBJETIVO GENERAL | 3 |
| 1.4-OBJETIVOS ESPECÍFICOS | 3 |
| CAPÍTULO 2 | 4 |
| ANTECEDENTES BIBLIOGRÁFICOS | 4 |
| CAPÍTULO 3 | 9 |
| MATERIALES Y MÉTODOS | 9 |
| 3.1- DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA FÍSICO | 9 |
| 3.2- MODELO MATEMÁTICO | 10 |
| 3.2.1-Modelo matemático | 10 |
| 3.3 PARÁMETROS ADIMENSIONALES | 13 |
| 3.4-SOLUCIÓN NUMÉRICA | 14 |
| 3.4.1-Metodología numérica | 14 |
| 3.4.1.1-Método de solución | 14 |
| 3.4.1.2-Discretización | 15 |
| 3.4.2-Mallado | 17 |
| 3.4.2.1-Tetra | 18 |

| | |
|--|-----------|
| 3.4.2.2-Hexa..... | 19 |
| 3.4.2.3-Prisma..... | 19 |
| 3.4.2.3-Mallas híbridas..... | 19 |
| 3.4.2.4-Malla para el sistema físico..... | 20 |
| 3.4.3-Condición de frontera..... | 23 |
| 3.4.4- Independencia de malla..... | 23 |
| 3.4.5- Condición de frontera no uniforme..... | 25 |
| 3.4.5 .1.- Función definida por el usuario..... | 25 |
| 3.4.5 .2.- Comando Profile..... | 27 |
| 3.6-CALORIMETRIA DE AGUA FRÍA..... | 28 |
| 3.5-ANÁLISIS DE IMAGEN..... | 29 |
| CAPÍTULO 4..... | 34 |
| RESULTADOS Y DISCUSIÓN..... | 34 |
| 4.1- VALIDACIÓN..... | 34 |
| 4.1.1-Validación para configuración de 7 heliostatos..... | 35 |
| 4.1.2- Validación para configuración de 4 heliostatos..... | 41 |
| 4.1.3- Validación para configuración de 1 heliostato..... | 47 |
| 4.1.5-Validación global del número de Nusselt..... | 54 |
| 4.2- COMPARATIVA UDF VS PROFILE..... | 57 |
| 4.3- ESTUDIO PARAMÉTRICO..... | 65 |
| CAPÍTULO 5..... | 67 |
| CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... | 67 |
| CAPÍTULO 6..... | 69 |
| BIBLIOGRAFÍA..... | 69 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1. Modelo físico del receptor de placa plana. | 9 |
| Figura 2. Tipos de mallas generadas en ICEM CFD.[18]..... | 18 |
| Figura 3 Malla corte <i>y-z</i> | 22 |
| Figura 4. Malla corte <i>x-y</i> | 22 |
| Figura 5. Malla vista isométrico. | 22 |
| Figura 6 Gráfica para la independencia de malla. | 25 |
| Figura 7 Imagen de la superficie lambertiana, donde se refleja la radiación de los heliostatos .29 | |
| Figura 8. Imagen después de corrección de perspectiva. | 30 |
| Figura 9 Imagen de la radiación solar reflejada por los heliostatos (escala en pixeles). | 30 |
| Figura 10. Imagen procesada mediante Matlab (escala en pixeles)31 | |
| Figura 11 Vista isométrica del flujo de calor en W/m^232 | |
| Figura 12 Ubicación de termopares en calorímetro (unidades en cm).35 | |
| Figura 13 a) Análisis de imagen 7 heliostatos b) Condición de frontera flux de calor no uniforme (W/m^2).36 | |
| Figura 14 Comparativa de resultados a) Gráfica de la aleta y b) Gráfica de aleta x c) Gráfica del perfil en <i>y</i>40 | |
| Figura 15 a) Análisis de imagen 4 heliostatos b) Condición de frontera flux de calor no uniforme (W/m^2).42 | |
| Figura 16 Comparativa de resultados a) Gráfica de la aleta y b) Gráfica de aleta x c) Gráfica del perfil en <i>y</i>46 | |
| Figura 17 a) Análisis de imagen 1 heliostato b) Condición de frontera flux de calor no uniforme (W/m^2).48 | |
| Figura 18 Comparativa de resultados a) Gráfica de la aleta y b) Gráfica de aleta x c) Gráfica del perfil en <i>y</i> d) Gráfica del perfil <i>x</i>53 | |
| Figura 19. Comparativa de la temperatura salida para cada configuración.55 | |
| Figura 20 Comparativa de número de Nusselt para cada configuración.56 | |
| Figura 21 Comparativa flujo de calor pared caliente (W/m^2) a) Flujo en UDF b) Flujo en Profile c) Flujo experimental.60 | |
| Figura 22 Comparativa de resultados a) Gráfica de la aleta y b) Gráfica de aleta x c) Gráfica del perfil en <i>y</i>63 | |
| Figura 23 Comparativo Nusselt y temperatura.64 | |
| Figura 24 Estudio paramétrico.66 | |

LISTA DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 1. Principales tecnologías CST [2]. | 2 |
| Tabla 2. Resultados independencia de malla. | 24 |
| Tabla 3. Datos experimentales para 7 heliostatos. | 35 |
| Tabla 4. Comparativa de resultados para 7 heliostatos para distintos puntos en y en $z=0.045\text{m}$ y $x=0.60\text{m}$. | 38 |
| Tabla 5. Comparativa de resultados para 7 heliostatos para distintos puntos de z en la aleta ubicada en $x=0.60\text{m}$ y $y=0.24\text{m}$. | 38 |
| Tabla 6. Comparativa de resultados para 7 heliostatos para distintos puntos de z en la aleta ubicada en $x=0.94\text{m}$ y $y=0.565\text{m}$. | 38 |
| Tabla 7. Datos experimentales para 4 heliostatos. | 41 |
| Tabla 8. Comparativa de resultados para 4 heliostatos para distintos puntos en y en $z=0.045\text{m}$ y $x=0.60\text{m}$. | 44 |
| Tabla 9. Comparativa de resultados para 4 heliostatos para distintos puntos de z en la aleta ubicada en $x=0.60\text{m}$ y $y=0.24\text{m}$. | 44 |
| Tabla 10. Comparativa de resultados para 4 heliostatos para distintos puntos de z en la aleta ubicada en $x=0.94\text{m}$ y $y=0.565\text{m}$. | 44 |
| Tabla 11. Datos experimentales para 1 heliostato. | 47 |
| Tabla 12. Comparativa de resultados para 1 heliostatos para distintos puntos en y en $z=0.045\text{m}$ y $x=0.60\text{m}$. | 50 |
| Tabla 13. Comparativa de resultados para 1 heliostatos para distintos puntos en x en $z=0.045\text{m}$ y $y=0.61\text{m}$. | 50 |
| Tabla 14. Comparativa de resultados para 1 heliostato para distintos puntos de z en la aleta ubicada en $x=0.60\text{m}$ y $y=0.24\text{m}$. | 51 |
| Tabla 15. Comparativa de resultados para 1 heliostato para distintos puntos de z en la aleta ubicada en $x=0.94\text{m}$ y $y=0.56\text{m}$. | 51 |
| Tabla 16. Resultados temperatura sistema. | 54 |
| Tabla 17. Resultados número de Nusselt. | 56 |
| Tabla 18. Comparativa de resultados método Profile vs UDF para distintos puntos en y en $z=0.045\text{m}$ y $x=0.60\text{m}$. | 61 |
| Tabla 19. Comparativa de resultados método Profile vs UDF para distintos puntos en z en la aleta ubicada en $x=0.60\text{m}$ y $y=0.24\text{m}$. | 61 |
| Tabla 20. Comparativa de resultados método Profile vs UDF para distintos puntos en z en la aleta ubicada en $x=0.94\text{m}$ y $y=0.56\text{m}$. | 61 |

| | |
|--|----|
| Tabla 21. Condiciones constantes del sistema calorimétrico..... | 65 |
| Tabla 22. Resultados estudio paramétrico..... | 66 |

NOMENCLATURA

| Símbolo | Significado | Unidades |
|----------------|--|---------------------|
| a | Profundidad | m |
| C_p | Calor específico | $\frac{J}{kg * K}$ |
| D | Diámetro del tubo de entrada | m |
| F_i | Fuerza de gravedad | N |
| g | Aceleración gravitacional | $\frac{m}{s^2}$ |
| G_κ | Generación de energía cinética turbulenta por fuerzas de flotación | $\frac{J}{kg}$ |
| h | Coeficiente de transferencia de calor convectivo | $\frac{W}{m^2 * K}$ |
| H | Alto | m |
| L | Largo | m |
| \dot{m} | Flujo másico | $\frac{Kg}{s}$ |
| Nu | Número de Nusselt | Adimensional |
| P_κ | Generación de energía cinética turbulenta | $\frac{J}{kg}$ |
| P | Presión | Pa |
| q_{HFS} | Flux de calor incidente en la pared | W/m^2 |
| Q_c | Calor total calorimétrico | W |
| Ra | Número de Rayleigh | Adimensional |
| Re | Número de Reynolds | Adimensional |
| t | Tiempo | s |
| T | Temperatura | K |
| U | Velocidad de entrada | $\frac{m}{s}$ |
| u, v, w | Velocidad instantánea en x, y, z | $\frac{m}{s}$ |
| x, y, z | Coordenadas cartesianas | m |

Símbolos Griegos

| | | |
|---------------|---|--------------------|
| α | Difusividad térmica | $\frac{m^2}{s}$ |
| β | Coefficiente de expansión térmica | $\frac{1}{K}$ |
| Δ | Diferencia absoluta | Adimensional |
| ε | Disipación de energía cinética turbulenta | $\frac{J}{kg}$ |
| κ | Energía cinética turbulenta | $\frac{J}{kg}$ |
| λ | Conductividad térmica | $\frac{W}{m * K}$ |
| μ_t | Viscosidad turbulenta | $\frac{kg}{m * s}$ |
| μ | Viscosidad | $\frac{kg}{m * s}$ |
| ρ | Densidad | $\frac{kg}{m^3}$ |
| τ_{ij} | Tensor de esfuerzos viscosos | Adimensional |
| v_{ij} | Velocidad instantánea | $\frac{m}{s}$ |
| Φ | Energía neta aportada al VC | J |

AGRADECIMIENTO

opcional

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Introducción

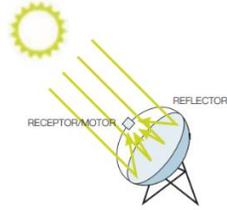
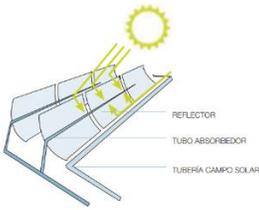
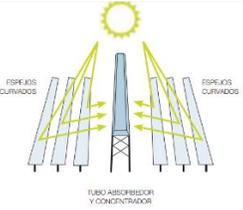
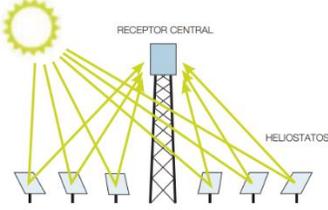
En el año 2015 se llevó a cabo la Conferencia de las Partes 21 (COP21) donde asistieron representantes de los países participantes de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (CMNUCC), en el cual se alcanzó un acuerdo histórico para combatir el aumento de la temperatura global e intensificar las acciones e inversiones necesarias para un futuro sostenible con bajas emisiones de carbono. Como resultado de esta conferencia surgió el Acuerdo de París el cual busca que todos los países tengan como causa común combatir el cambio climático.

El objetivo central del Acuerdo de París es reforzar la respuesta mundial ante la amenaza del cambio climático, manteniendo el aumento de la temperatura mundial en este siglo por debajo de los 2 °C. Este acuerdo entró en vigor el 4 de noviembre del 2016, con 55 países que ratificaron su apoyo a esta medida de mitigación mundial.

A partir de los acuerdos pactados en las convenciones internacionales se publicó la Ley de Transición Energética, el 24 de diciembre del 2015, dando como resultado el incremento de la aplicación de energías limpias en México. En esta, se establece la meta que para el 2024, el 35% de la generación eléctrica total del país deberá provenir de fuentes de energías limpias, para el 2030, un 37.7%, y para el 2050 un 50%[1].

Una de las alternativas que ayudarán a alcanzar la meta establecida en la Ley de Transición Energética y los acuerdos internacionales, son las tecnologías de concentración solar térmica (CST, por sus siglas en inglés), las cuales se basan en concentrar la radiación proveniente del sol mediante dispositivos ópticos para su aprovechamiento en áreas como calor de proceso, producción de potencia eléctrica, reacciones de alta temperatura, etc. En la **Tabla 1**, se muestran las principales tecnologías de CST y su descripción.

Tabla 1. Principales tecnologías CST [2].

| Clasificación | Descripción | Foto ilustrativa |
|---|---|---|
| Sistema de disco parabólico | Reflector parabólico en forma de disco que concentra los rayos solares en un receptor en su punto focal. La radiación de los rayos absorbe en el receptor para calentar un fluido o gas (aire) alrededor de 750 °C. |  |
| Canales parabólicos | Se utilizan reflectores de espejo en forma de cilindros para concentrar la luz solar en tubos ubicados en la línea focal. El fluido se calienta a unos 400 °C. |  |
| Sistema de concentradores lineales de Fresnel (LFR) | Conjunto de reflectores concentran la radiación solar en receptores lineales. Tiene la ventaja de tener un bajo costo en soporte estructural y reflectores. |  |
| Sistema de receptor central o torre central | Un conjunto de heliostatos que concentran la luz solar en un receptor central montado sobre una torre, se pueden tener temperaturas de hasta 1000 °C. |  |

La tecnología de interés para esta investigación es la de torre central, ya que cuenta con las mejores perspectivas a mediano plazo por las grandes eficiencias de conversión, con temperaturas operativas potenciales de más de 1000°C. También cuenta con investigaciones actuales respecto al almacenamiento a altas temperaturas y con posibilidades de la operación híbrida con otras tecnologías.[2]

1.2-Justificación

La Universidad de Sonora cuenta con la plataforma solar de Hermosillo, en donde se encuentra el campo experimental de torre central (CEToC), lugar en donde se realizan estudios para el desarrollo de heliostatos. Dentro de las instalaciones del CEToC existe un dispositivo de medición de flujo de calor concentrado que utiliza la técnica de calorimetría de agua fría, el cual cuenta con un modelo numérico para validar las estimaciones teóricas de las mediciones provistas por uno o varios heliostatos. Para mejorar la predicción del modelo se aplicó una condición de frontera constante no uniforme obtenida a través de un análisis de imagen.

1.3-Objetivo general

Estudiar numéricamente la transferencia de calor de un receptor-calorímetro bajo condiciones de operación variables del campo experimental de torre central.

1.4-Objetivos específicos

1. Estudiar teóricamente los procesos de transferencia de calor en el receptor-calorímetro del campo experimental de torre central mediante dinámica de fluidos computacional.
2. Comparar con resultados experimentales para validar el modelo teórico del receptor-calorímetro del campo experimental de torre central utilizando la condición de frontera constante no uniforme obtenida mediante análisis de imagen.
3. Realizar un estudio paramétrico para encontrar las condiciones óptimas de operaciones del receptor-calorímetro y así mejorar la transferencia de calor al fluido térmico.

CAPÍTULO 2

ANTECEDENTES BIBLIOGRÁFICOS

A continuación, se presenta un resumen de los artículos más recientes sobre el estado del arte de esta investigación:

Marwan *et al.* [3] desarrollaron un método para mejorar la incertidumbre que se genera en los sensores de flujo de calor convencionales, estos dispositivos son muy importantes dentro las plantas CST, ya que ayudan a conocer el rendimiento de la operación de las instalaciones. La operación de estos sensores se basa en el calentamiento de una resistencia térmica (aluminio frecuentemente) por el flujo de calor entrante y aplicando la ley de Fourier para obtener el flujo de calor experimental. Como resultado de esta investigación, se logró disminuir considerablemente la incertidumbre en la medición experimental del flujo de calor incidente en una planta, anteriormente se obtenía un error de medición de 100 W/m^2 y realizando las mejoras se disminuyó a 10 W/m^2 .

Chen-Kuan *et al.* [4] describieron un medidor simple de radiación térmica de gran intensidad; este se compone de una cámara para poder documentar la variación de temperatura en una barra metálica de color negro. Esta medición se basa en la comparación de un punto en el cual ya conocemos el valor del flujo de calor y un punto determinado en la barra metálica. También es importante mencionar que existen soluciones numéricas donde se puede modificar el tamaño y el material de la barra metálica donde entra el flujo de calor incidente. En general, este medidor tiene gran aproximación cuando la magnitud del flujo es mayor a 100 soles.

Mongibello *et al.* [5] realizaron la caracterización numérica de un nuevo sensor para medir altos flujos de calor radiativos concentrados. Este sensor está acoplado a un horno solar instalado en el ENEA Portici Research Center en Italia. A partir de este método, se puede realizar la evaluación del sensor buscando diferentes parámetros de emisividad

de la superficie objetivo. Como conclusión de este trabajo se obtuvo que la emisividad de la superficie, el coeficiente convectivo de transferencia de calor, y las propiedades termo-físicas de los componentes del sensor tienen un efecto mínimo en la estimación del flujo de calor. Sin embargo, también se vio que el modelo numérico muestra que esta incertidumbre no afecta a las mediciones de temperaturas. Esto se debe a las altas temperaturas que se alcanzan y al tiempo expuesto al flujo de calor.

Ebert M. *et al* [6] plantearon un método para calcular la eficiencia de un receptor de cavidad utilizando el ejemplo de una turbina solar híbrida de gas (SOLUGAS) ubicada en Sevilla, España. Para poder obtener la eficiencia del receptor se necesitan 3 datos: la potencia térmica del receptor, la medición indirecta del flujo de calor y la potencia simulada de entrada del receptor. Este método trata de medir todas las variables que están sometidas las plantas CST, estas variables son: el ángulo azimutal y la elevación del sol, medición de la radiación DNI (Radiación Directa Normal, por sus siglas en inglés), la masa de aire que tiene contacto con el receptor, la temperatura, entre otras. En esta torre central se realizaron un total de 16 pruebas entre 2013 y 2014. A partir de este método se puede obtener una eficiencia del 76.5% con una incertidumbre del -1.3%, +6.3%, haciendo que este método sea aceptado para mediciones en otras plantas CST. En la actualidad, las plantas de concentración solar están requiriendo una medición del flujo de calor incidente en su receptor. Esta medición facilita la operación de la planta, y puede contribuir a la seguridad de las instalaciones.

Ballestrin *et al.* [7] presentaron un procedimiento simple para mejorar la medición del flujo de calor en un calorímetro. Este sistema de medición consiste en una cámara y un radiómetro. Para poder validar este sistema de medición, se diseñó y se construyó un pequeño receptor. Las pruebas se hicieron midiendo el flujo de calor en el receptor e indirectamente en un objetivo blanco. Se obtuvieron excelentes resultados en ambos casos, dando una certidumbre excelente a este método. Como resultado general se obtuvo que entre más altos eran los niveles de radiación, menor era el rango de error.

Pérez-Rábago *et al.* [8] realizaron un estudio teórico de la transferencia de calor de un calorímetro de cavidad cónica llamado Cavical, este instrumento está instalado en el concentrador de disco parabólico DEFRAC (Dispositivo para el Estudio de Flujos

Radiativos Altamente Concentrados), cuya finalidad es de medir la potencia térmica del concentrador. El calorímetro tiene un volumen interno de 8.24 cm^3 y este análisis térmico se realizó en el software Fluent, donde se obtuvieron las distribuciones de temperatura y velocidad internas del artefacto. Esto nos da como resultado poder conocer las pérdidas y eficiencias térmicas del dispositivo, todo con el objetivo de optimizar el diseño del calorímetro propuesto. El modelo numérico se comparó con datos experimentales de las temperaturas, y se concluyó válido ya que cuenta con diferencias menores a 2 K y menores del 6% de diferencia.

Estrada *et al.* [9] desarrollaron un calorímetro para medir el calor del sistema de concentración solar DEFRAC que está ubicado dentro de las instalaciones del Centro de Investigación de Energía - Universidad Nacional Autónoma de México (CIE-UNAM). Este estudio está enfocado a un sistema de calorímetro de placa plana (FPC, por sus siglas en inglés) usando la técnica del agua fría (CWC, por sus siglas en inglés) para obtener el factor de concentración del sistema experimental. Se llevaron a cabo mediciones de temperaturas en diferentes puntos para compararlo con el modelo teórico que contempla el calor conductivo con condiciones de frontera radiativas y convectivas. Como resultado de la aplicación de esta técnica y después de realizar los modelos experimentales se logró obtener la distribución de calor dentro del calorímetro. El modelo teórico tenía como finalidad resolver y analizar la distribución de temperaturas en estado estable, incluyendo las condiciones de frontera convectivas y radiativas dando valores con menos diferencias.[9]

Jaramillo *et al.* [10] evaluaron la transferencia de calor en el foco del receptor solar, el DEFRAC, instalado en la UNAM. Este estudio es una continuación de [8], y se evaluó la distribución de temperatura durante el estado estable y transitorio, experimental y teóricamente. La técnica experimental que se utilizará será la de CWC, por ser una técnica ya probada y conocida en este receptor. Como resultado de esta experimentación se obtuvo una distribución más exacta ya que se tiene considerado las pérdidas de calor globales del sistema. Con los resultados de esta investigación, se concluyó que la técnica de CWC para un calorímetro de placa plana es una técnica útil para la evaluación térmica de un sistema de concentración solar.

Schmitt *et al.* [11] realizaron un estudio de simulación de dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) a partir del software STAR-CCM + para investigar el impacto de colocar una geometría diferente en la parte superior de la torre central Crescent Dunes de Las Vegas, California. Principalmente se vio el potencial para reducir las pérdidas en el fluido de trabajo (sales fundidas) debido a los vientos que es expuesto el receptor. Los datos experimentales para la simulación fueron con base en la torre central de Las Vegas cuya potencia es de 100 MW_e. Se simularon 6 modelos: 2 geometrías, con 3 variables de viento diferentes. A raíz de estas simulaciones se pudo obtener que la construcción de un domo en la parte superior de la torre central reduce las pérdidas en el receptor en un aproximado de 1.92 MW y con ahorro de energía radiativa de 1.32 MW.

Si-Quan Z *et al.* [12] crearon un modelo 3D para investigar el fenómeno óptico y el rendimiento termodinámico de un receptor de cavidad esférica (plato parabólico). La eficiencia óptica se calculó con método de trazado de rayos de Monte-Carlo. El flux de calor resultante del método de Monte-Carlo se usó como condición de frontera en el modelo de CFD. Se investigó la distribución de temperatura y la pérdida de calor dentro del receptor esférico. Se realizó esta simulación para 4 diferentes tipos de receptores, esférico, cilíndrico, cónico y cónico-plano. Se encontró que se tiene una distribución de flujo de calor más uniforme en el receptor esférico y se concluyó que dentro del sistema las pérdidas convectivas son las más relevantes.

Maytorena & Hinojosa [13], propusieron una simulación 3D de un receptor que se utiliza en un sistema de torre central. El receptor que se representó es empleado en la generación directa de vapor. Esto genera un impacto positivo, ya que disminuye costos de operación y mantenimiento y además aumenta la eficiencia de la planta. El sistema que se modeló se basa en un receptor, donde asciende agua subenfriada a través de tubos de 1 pulgada de diámetro. La mitad del área del tubo recibe el flujo concentrado de calor radiativo, buscando que el agua llegue a la temperatura de saturación. La simulación se hace mediante el software Ansys Fluent, teniendo una malla tipo "SpiderWeb" de 368,000 elementos. Los datos obtenidos mediante la simulación por el software fueron validados con datos experimentales. El factor de correlación fue de

0.9862 entre el modelo matemático y el procedimiento numérico, indicando que el proceso numérico puede reproducirse de manera adecuada en otros casos.

Piña-Ortiz *et al.* [14] realizaron un análisis térmico en un receptor de torre central, mediante la simulación sobre un receptor de 1.2 metros de alto, 1.23 metros de largo y 10 centímetros de profundidad. Para aumentar la transferencia de calor, este calorímetro se diseñó con 1232 aletas cilíndricas de 3/8" de diámetro y 9 centímetros de largo. La simulación se llevó a cabo tomando un fluido térmico con una velocidad de entrada fija, una entrada de flujo de calor constante y uniforme en toda la pared donde incide la radiación solar. En conclusión, se reportaron los valores adimensionales para poder realizar cálculos teóricos y así conocer la distribución de calor del calorímetro.

Como conclusión de la revisión de la literatura se observó la existencia de un modelo numérico del dispositivo de medición del flujo de calor concentrado ubicado en el CEToC, el cual no cuenta con una condición de frontera constante no uniforme que se asemeje a la distribución del flujo de calor característico de un sistema de receptor central. Por lo cual, se realizó un estudio mediante el uso del software Ansys, el cual te permite crear un modelo 3D y simular conforme a las variables que se propongan. De la misma manera, se realizó el mallado de la geometría con un software denominado ICEM, el cual te facilita el poder utilizar métodos óptimos para las geometrías complejas.

También se observó la ausencia de la aplicación de la condición de frontera no uniforme en el calorímetro, por lo cual se realizó un análisis de imagen, con ayuda del software Matlab, para poder definir el flujo de calor incidente en la pared caliente, en función de las coordenadas geométricas.

Por último, los resultados teóricos obtenidos se compararon con resultados experimentales compartidos por los autores de [14] para poder validar nuestro modelo numérico propuesto.

CAPÍTULO 3

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1- Descripción del sistema físico.

El sistema que se trabajó en esta investigación está ubicado dentro del Campo Experimental de Torre Central (CEToC) el cual cuenta con el receptor calorimétrico de placa plana que se estudiará numéricamente. El receptor está fabricado de aluminio 6061-T6, tiene una altura de 1.2 metros por 1.23 metros de ancho. Cuenta con 1232 aletas de 3/8" de diámetro y 9 centímetros de largo con el objetivo de mejorar la transferencia de calor e inducir el mezclado dentro del sistema. La entrada y salida del fluido térmico se hace mediante 2 tuberías colocadas en el extremo inferior y superior, respectivamente, del calorimétrico de una pulgada de diámetro y cuenta con un orificio central de 3 pulgadas de diámetro donde se coloca el sensor de flujo de calor tipo Gardon para los estudios experimentales que se realizaron en el Campo. En la **Figura 1** se puede observar el modelo físico del receptor de placa plana.

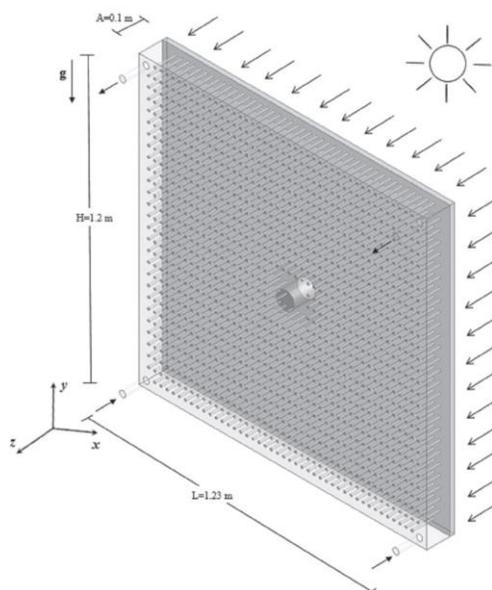


Figura 1. Modelo físico del receptor de placa plana.

3.2- Modelo matemático

3.2.1-Modelo matemático

En este apartado se presentan las ecuaciones gobernantes del sistema [15], que son las que se resuelven numéricamente en el software que se muestra en los siguientes capítulos.

En primer lugar, se muestra la ecuación general de conservación de masa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_i} = 0 \text{ para } i = x, y, z \quad (1)$$

Donde el primer término define la variación de la cantidad de masa por unidad de volumen en diferencial de tiempo y el segundo término describe las entradas y salidas del flujo neto de masa en las 3 direcciones rectangulares.

Después se muestra la ecuación de conservación de cantidad de movimiento:

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i v_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + F_i \text{ para } i = x, y, z \text{ y } j = x, y, z \quad (2)$$

Esta ecuación representa la segunda ley de Newton, donde se establece que un pequeño elemento de volumen que se mueve con el fluido es acelerado por las fuerzas que actúan sobre él. En esta ecuación general, se realiza un balance de movimiento en un pequeño volumen de control, contemplando el cambio de la cantidad de movimiento línea en el tiempo, las fuerzas que se ejercen sobre el cuerpo, como la gravedad, centrífuga, coriolis, eléctrica y magnética, las fuerzas superficiales y las fuerzas causadas por las tensiones viscosas.

Por último, se presenta la ecuación de conservación de energía:

$$\frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho C_p T v_j)}{\partial x_j} = \tau_{jx} \frac{\partial(v)}{\partial x_j} + \tau_{jy} \frac{\partial(v)}{\partial x_j} + \tau_{jz} \frac{\partial(w)}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \Phi \quad (3)$$

Que se deriva a partir de la primera Ley de Termodinámica, la cual define el cambio de energía de una partícula es igual a la cantidad de calor adicionado o utilizado más la cantidad de trabajo realizado o hecho por el sistema. Se muestra el cambio de la energía en términos de la temperatura, mediante la utilización de la capacidad calorífica del fluido, tomando en cuenta los términos convectivos del fluido y difusivos, para realizar el balance dentro del mismo volumen de control.

A partir de estas ecuaciones se hicieron las siguientes consideraciones para lograr un modelo matemático simplificado para la solución numérica dentro del software CFD. Estas ecuaciones también son conocidas como ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en el tiempo (RANS, por sus siglas en inglés).

Las consideraciones para el modelo matemático son:

- Estado estable
- Fluido newtoniano e incompresible
- Aproximación de Boussinesq
- Disipación viscosa despreciable
- Régimen de flujo en estado turbulento
- Propiedades termo-física constantes.

Dando como resultado las siguientes ecuaciones gobernantes [14]:

Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

Ecuación de cantidad de movimiento:

$$\rho \bar{v}_j \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} = \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{v_i v_j} \right] + \rho g_i \beta (\bar{T} - T_0) \quad (5)$$

Ecuación de energía:

$$\rho \bar{v}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{1}{C_p} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \rho C_p \overline{\hat{T} v_j} \right] \quad (6)$$

Estas ecuaciones representan el cambio de la velocidad y temperatura media del sistema a lo largo de toda la geometría cartesiana. Por último, se debe definir las ecuaciones para la solución del tensor de esfuerzos de Reynolds ($\rho \overline{v_i v_j}$) y el vector de flujo de calor turbulento ($\rho C_p \overline{\hat{T} v_j}$), que son resultado de los componentes de la promediación en el tiempo de las ecuaciones gobernantes. Se puede observar que existen más incógnitas que ecuaciones para la solución de este sistema; a este problema se le conoce como el problema de cerradura, y requiere de algunas aproximaciones para su solución. Usualmente utilizando la variable de energía cinética turbulenta (κ) y la disipación de energía cinética turbulenta (ε). Es por esto que se usó el modelo de turbulencia $\kappa - \epsilon$, en el cual se definen estas variables y da solución al problema de cerradura descrito anteriormente [14]:

Energía cinética turbulenta:

$$\rho \bar{v}_j \frac{\partial \bar{\kappa}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \bar{\kappa}}{\partial x_j} \right] + P_\kappa + G_\kappa + \rho \varepsilon \quad (7)$$

Disipación de la energía cinética turbulenta:

$$\rho v_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\kappa} [P_\kappa + C_{3\varepsilon} G_\kappa] - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \quad (8)$$

3.3 Parámetros adimensionales

En este trabajo de investigación, se utilizaron los siguientes números adimensionales:

Número de Reynolds

$$Re = \frac{U D \rho}{\mu} \quad (9)$$

Número de Rayleigh

$$Ra = \frac{\varphi \beta q_{HFS} L^4 \rho}{\alpha \mu \lambda} \quad (10)$$

Número de Nusselt

$$Nu = \frac{h L}{\lambda} \quad (11)$$

El número de Reynolds es de los conceptos más importantes de la mecánica de fluidos, y permite identificar el régimen de flujo del fluido, es decir, si el flujo es laminar o turbulento. El número de Rayleigh sirve como indicador de la transferencia de calor en

convección e indica si la capa límite térmica es laminar o turbulenta y el número de Nusselt representa la relación entre la transferencia de calor convectivo y conductivo.

3.4-Solución numérica

3.4.1-Metodología numérica

3.4.1.1-Método de solución.

El software mediante el cual se resolvió el sistema anteriormente descrito es ANSYS Fluent, el cual se basa en dos métodos numéricos para la resolución de problemas de flujo.[16]

- Método basado en presión
- Método basado en densidad.

La principal diferencia entre ambos métodos se centra en que el método de presión se desarrolló para flujos incompresibles de baja velocidad, mientras que el enfoque basado en la densidad se utilizó para flujos comprimibles a alta velocidad. Pero en las últimas modificaciones de estos métodos, ambas metodologías resuelven y operan una amplia gama de condiciones de flujo más allá de su intención inicial.

En el método basado en densidad, la ecuación de continuidad se utiliza para obtener el campo de densidad mientras se determina el campo de presión mediante una ecuación de estado. Por otro lado, en el método basado en la presión, el campo de presión se extrae resolviendo una ecuación de presión o ecuación de corrección que se obtiene manipulando ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento. Usando cualquier método, ANSYS Fluent resuelve las ecuaciones gobernantes de conservación de masa y movimiento, y cuando aplique, de energía y otros escalares.

El solucionador basado en presión usa un algoritmo donde las ecuaciones gobernantes se resuelven secuencialmente. Esto debido a que las ecuaciones son no lineales, el ciclo de solución debe llevarse a cabo iterativamente para obtener una convergencia numérica. Dado que las ecuaciones de cantidad de movimiento y continuidad se

resuelven de una manera acoplada, la tasa de la convergencia de soluciones mejora significativamente en comparación con los otros algoritmos. Sin embargo, el requisito de memoria aumenta en 1.5 - 2 veces.[16]

3.4.1.2-Discretización.

ANSYS Fluent utiliza una técnica basada en volumen de control para convertir una ecuación de transporte escalar a una ecuación algebraica que se puede resolver numéricamente. Esta técnica de control de volumen consiste en integrar la ecuación de transporte sobre cada volumen de control, produciendo una ecuación discreta que expresa la ley de conservación sobre cada volumen.

3.4.1.2.1- Esquema de primer orden

Cuando se desea precisión de primer orden, los valores en las caras de la celda se determinan asumiendo que el centro de la celda representa un valor promedio de cualquier variable y se mantienen en toda la celda. Así, cuando se selecciona el esquema de primer orden, el valor nominal de la cara se establece igual al valor del centro de la celda.

3.4.1.2.2- Esquema de segundo orden

Cuando se desea una precisión de segundo orden, las cantidades en las caras de las celdas se calculan utilizando un método multidimensional. En este esquema, se logra una precisión de orden superior en la celda a través de una expansión de serie de Taylor de la solución en el centro de la celda.

3.4.1.2.3- Esquema QUICK

Para mallas cuadriláteras y hexaédricas, donde las caras y células de arriba y abajo pueden identificarse, ANSYS Fluent proporciona el esquema QUICK para calcular el valor de orden superior de la variable en la cara de la celda. Los esquemas de tipo QUICK se basan en un promedio ponderado de interpolaciones de segundo orden de la variable en cuestión.

3.4.1.2.4- Esquema tercer orden MUSCL

Este esquema de tercer orden fue concebido a partir del esquema original MUSCL (Monotone Upstream-Centered Schemes for Conservation Laws), mediante la combinación de un esquema central de diferenciación y segundo orden. A diferencia del esquema QUICK, que es aplicable solo a mallas hexagonales estructuradas, el esquema MUSCL es aplicable a mallas arbitrarias. En comparación con el esquema de segundo orden, el MUSCL de tercer orden tiene el potencial de mejorar la precisión espacial para todo tipo de mallas al reducir la difusión numérica, más significativamente para flujos tridimensionales complejos, y está disponible para todas las ecuaciones de transporte.[16]

3.4.1.3-Método de acoplamiento.

En el método de solución basado en Presión, ANSYS FLUENT proporciona cuatro tipos de algoritmos de acoplamiento: SIMPLE, SIMPLEC, PISO y Coupled. Los cálculos de los sistemas en estado estacionario generalmente se solucionan mediante el método SIMPLE o SIMPLEC, mientras que PISO se recomienda para cálculos en estado transitorio. PISO también puede ser útil para cálculos de estado estacionario y transitorios en mallas muy sesgadas. [17]

3.4.1.3.1- SIMPLE - SIMPLEC

Dentro del Software FLUENT se encuentra disponible el algoritmo SIMPLE como el SIMPLEC (SIMPLE-Consistent). El SIMPLE es el algoritmo predeterminado, pero muchos problemas pueden beneficiarse del uso de SIMPLEC, debido al grado de corrección de sesgamiento que se puede aplicar. Para problemas relativamente sencillos, como lo sistemas con flujos laminares sin modelos activados en donde la convergencia está en función del algoritmo de acoplamiento presión-velocidad, normalmente se puede obtener una solución más rápidamente utilizando el método SIMPLEC. Para flujos complicados con turbulencia y/o modelos físicos adicionales, SIMPLEC mejorará la convergencia solo si está limitado por el acoplamiento presión-velocidad. A menudo será uno de los parámetros de modelado que limitan la

convergencia; en este caso, SIMPLE y SIMPLEC dan tasas de convergencia similares [17].

3.4.1.3.2- PISO

El algoritmo PISO es muy recomendable para todos los cálculos de flujo transitorio, especialmente cuando desea utilizar un paso de tiempo grande. Para problemas de estado estacionario, PISO no proporciona ninguna ventaja notable sobre SIMPLE o SIMPLEC con factores óptimos corrección.

Las ecuaciones gobernantes planteadas en el subtema 3.2.1, también denominadas ecuaciones RANS, se resolvieron mediante el software CFD ANSYS FLUENT 18, el cual utiliza un método de volumen finito, en el cual se resuelven estas ecuaciones en los nodos referenciados del sistema. [17]

Para la resolución numérica de estas ecuaciones, se empleó el método SIMPLE. La discretización de las ecuaciones se realizó por el esquema MUSCL ya que ofrece mayor precisión para mallas complejas y sesgadas. El criterio de convergencia que se planteó para la ecuación de continuidad y las ecuaciones de movimientos en las 3 direcciones espaciales será de 10^{-3} y la ecuación general de transferencia de calor tendrá un criterio de 10^{-6} .

3.4.2-Mallado

El mallado de la geometría que se menciona en el punto 3.1 se realizó mediante el software ANSYS ICEM el cual facilita la generación y optimización de malla para cumplir con el requisito de calidad de malla del solucionador. ANSYS ICEM CFD se utiliza especialmente en aplicaciones de ingeniería como dinámica de fluidos computacional y análisis estructural dado su estrecha relación entre la geometría y la generación de su malla. La herramienta de generación de mallas de ANSYS ICEM CFD ofrece la capacidad de crear mallas paramétricas a partir de las geometrías introducidas. Estos diferentes tipos de mallas se presentan en la **Figura 2**.

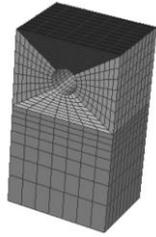
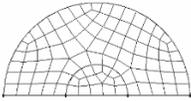
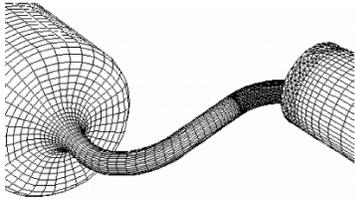
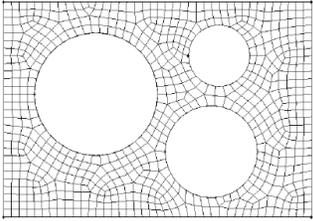
| | |
|---|--|
| <ul style="list-style-type: none"> • Multibloque estructurado |  |
| <ul style="list-style-type: none"> • Hexaédrico y Tetraédrico no estructurado |  |
| <ul style="list-style-type: none"> • Mallas híbridas que comprenden elementos hexaédricos, tetraédricos, piramidales y / o prismáticos |  |
| <ul style="list-style-type: none"> • Mallas de caras cuadriláteras y triangular |  |

Figura 2. Tipos de mallas generadas en ICEM CFD.[18]

Las mallas estructuradas o no estructuradas resultantes con o sin condiciones de frontera se almacenan en una base de datos donde se pueden traducir fácilmente a archivos de entrada para un determinado solucionador. En los siguientes apartados se explica cada uno de los tipos de malla que se pueden generar gracias a la herramienta ANSYS ICEM CFD.[19]

3.4.2.1-Tetra

El mallado tetra de ANSYS ICEM CFD aprovecha el uso de la malla no estructurada orientado a objetos. La malla tetra trabaja directamente desde las superficies CAD y llena el volumen con elementos tetraédricos utilizando el algoritmo octree. Hay opciones

disponibles para refinar y engrosar automáticamente la malla tanto en geometría y dentro del volumen de la malla. También se incluye el algoritmo Delaunay, algoritmo para crear tetras a partir de una malla de superficie existente y también para dar una transición más suave en el tamaño del elemento de volumen. El método Delaunay es robusto y rápido.[19]

3.4.2.2-Hexa

El mallado Hexa de ANSYS ICEM CFD es un mallado semiautomático que permite una generación rápida de mallas volumétricas hexaédricas estructuradas o no estructuradas de múlti-bloques. Los bloques se pueden construir interactivamente ajustándose a la geometría CAD subyacente. Estos bloques se pueden utilizar como plantilla para otras geometrías similares con un grado de complejidad mayor.

3.4.2.3-Prisma

El mallado de primas de ANSYS ICEM CFD genera cuadrículas tetraédricas híbridas que consisten en capas de elementos de prisma cerca de las superficies límite y elementos tetraédricos en el interior para un mejor modelado de la pared límite del campo de flujo. En comparación con las mallas tetraédricas, esto da como resultado un análisis más detallado, mejor convergencia de la solución y mejores resultados de análisis.

3.4.2.3-Mallas híbridas

Se pueden crear los siguientes tipos de mallas híbridas:

- Las mallas tetra y hexa se pueden fusionar en una interfaz común en la que una capa de pirámides se crea automáticamente en una interfaz común para hacer que los dos tipos de malla sean uniformes. Estas las mallas son adecuadas para modelos en los que se prefiere tener una malla hexadecimales estructuradas en la geometría simple y crear una malla tetra no estructurado en la parte más compleja de la geometría.

- Se pueden generar mallas hexa-core donde la mayor parte del volumen se llena con elementos hexaédricos que reemplazan a los tetras. Hexa-core permite la reducción de elementos para un tiempo de ejecución del solucionador más rápido y una mejor convergencia.

3.4.2.4-Malla para el sistema físico.

La malla propuesta para la solución numérica del sistema descrito anteriormente es una malla tetraédrica, utilizando el algoritmo octree para poder generar volúmenes a partir del modelo 3D del sistema. Se utilizó este método ya que se vuelve complicado realizar una malla hexa o prisma por lo complejo que resulta el sistema. Al momento de realizar la malla mediante el algoritmo octree, se logró tener una malla entre 600 y 700 mil nodos con una calidad entre 0.3% y 0.4%. Estos parámetros juegan un papel muy importante en la precisión y estabilidad de los cálculos numéricos dentro del solucionador Fluent. Los conceptos relacionados con la calidad es la suavidad de la malla y el sesgamiento.

El sesgamiento se define como la diferencia entre la forma de la celda y la forma de la celda siguiente. Las celdas sesgadas pueden disminuir la precisión y desestabilizar la solución. Generalmente se busca que el sesgamiento de las celdas este por abajo del 0.33% para lograr estabilidad y llegar a converger al simulador. Otro parámetro importante para la lectura de la malla dentro del simulador es la relación de forma de las celdas, la cual se calcula como la relación entre el valor máximo y mínimo de cualquier de las siguientes distancias: la distancia entre el centroide de la celda y los centroides de la cara, y la distancia entre el centroide de la celda y los nodos. Para un cubo unitario, la distancia máxima es 0.866 y la mínima de 0.5, por lo cual la relación de forma es de 1.732, la cual es un valor aceptable para la simulación.[17]

En la **Figura 5**, se observa una vista isométrica de la malla generada para la solución del sistema físico, y se puede ver la complejidad y el gran número de nodos totales que se generaron. Es por esto por lo que también se presenta la **Figura 3** donde se realiza un acercamiento al volumen sólido de control y se realiza un corte en plano $y-z$ donde podemos observar a mayor detalle, la malla para las aletas del interior del calorímetro. De la misma manera, en la **Figura 4** se presenta otro acercamiento al centro del volumen

sólido de control, donde se puede ver las diferentes figuras geométricas que se presentan en la pared de interior del calorímetro y la distribución de estas figuras.

Después de trabajar en esta malla para mejorar la calidad y el sesgamiento, con ayuda de diferentes funciones dentro del software ICEM, se definieron las condiciones de frontera que se manipularon en el simulador, por lo que se fija la condición de Wall Boundary en la pared exterior del calorímetro, que es donde se aplicó la condición constante no uniforme. En las caras donde entra el fluido se define Mass Flow Inlet Boundary y en las caras donde sale el fluido se especifica la condición de Pressure Outlet Boundary. En la siguiente sección se explican los valores que deben de tener estas condiciones de frontera.

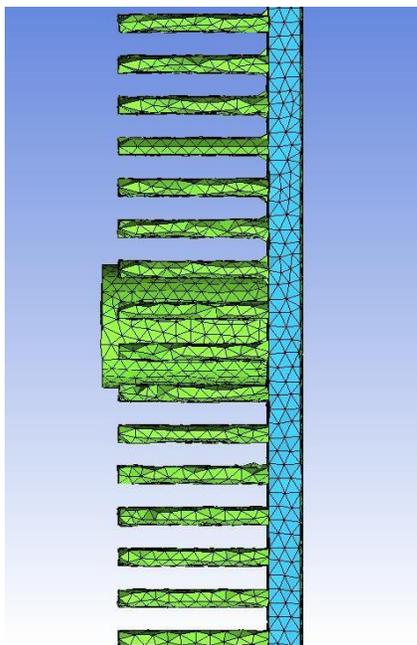


Figura 3 Malla corte *y-z*.

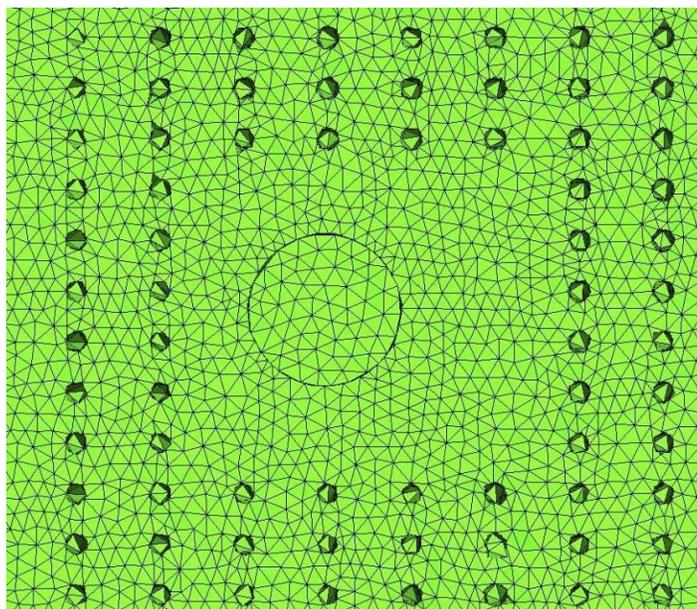


Figura 4. Malla corte *x-y*.

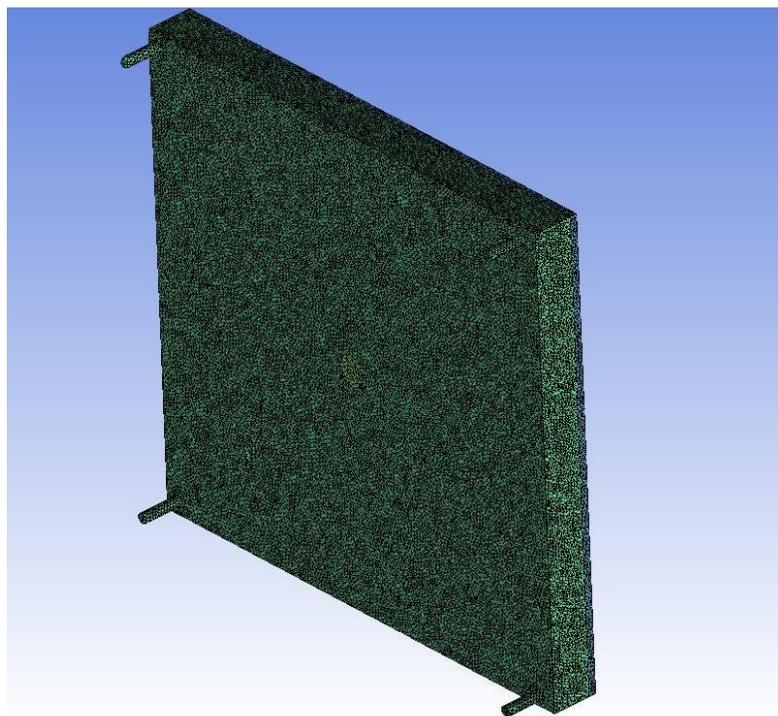


Figura 5. Malla vista isométrico.

3.4.3- Condiciones de frontera.

Las condiciones propuestas para la solución numérica de este modelo son:

- La entrada del fluido térmico, que para estas simulaciones será agua líquida, se ubicó en los dos tubos inferiores del sistema de una pulgada de diámetro y con entrada perpendicular al área de la sección transversal del tubo. Dentro del software de simulación se utilizó la condición de frontera Mass-Flow Inlet. Esta entrada debe tener un valor de número de Reynolds entre 14,657 y 38,402 dando un flujo turbulento. La temperatura inicial del fluido es la registrada como inicial dentro de la experimentación.
- Para la condición de frontera ubicada en la pared que está en contacto con la radiación solar, se definió un flujo de calor constante no uniforme, el cual se tomó de un estudio experimental de análisis de imagen. Esta condición se definió dentro del Software mediante el uso de UDF (User Define Function) que consiste en un macro escrito en lenguaje de programación C, donde el mismo usuario va a especificar la variabilidad de los parámetros o la utilización del comando Profile que cuenta el software de simulación Fluent, que consiste en colocar los valores obtenidos por el análisis de imagen, directamente en la superficie de la pared caliente. Este se desarrolló en el apartado 3.4.5

3.4.4- Independencia de malla

El estudio de independencia de malla tiene por objetivo encontrar el tamaño de malla computacional límite tal que los resultados del modelo fueran independientes de cualquier modificación de número de nodos. El estudio consistió en comparar los resultados del modelo computacional para diferentes mallas hasta encontrar el tamaño de malla límite.

Las condiciones que se simularon dentro del software Fluent son:

- Velocidad de entrada: 1.5 m/s
- Flujo máximo de calor en la pared: 50 kW/m²
- Conductividad térmica: 0.6 W/m*K

- Temperatura de entrada del fluido térmico: 298 K

Los resultados obtenidos después de 20 mil iteraciones de simulación son la temperatura de entrada al sistema, y la temperatura promedio de la pared caliente. Con estos dos valores podremos obtener el número de Nusselt para cada una de las mallas propuesta y así conocer la malla límite de nuestro sistema. Los resultados obtenidos del número de Nusselt para cada una de las corridas con diferentes números de nodos se presentan en la **Tabla 2**, en la cual podemos observar que la cantidad mínima de nodos posible con las condiciones comentadas en secciones anteriores fue de 600,962 nodos, pero dando una temperatura en la pared muy alta en comparación con la siguiente corrida de 624,761 con un 5.49% de diferencia. Al momento de realizar una malla mayor, es decir 654 mil nodos, podemos observar una variación menor del 1% respecto al número de Nusselt anterior, dando un valor de 0.48 de diferencia absoluta relativa. Esto también lo podemos ver gráficamente en la **Figura 6**, donde podemos ver una disminución de pendiente al pasar de los 624 mil nodos. A partir de estos datos, podemos concluir que el número de nodos óptimo para poder realizar la simulación es 654,385, ya que tenemos una diferencia absoluta pequeña.

Tabla 2. Resultados independencia de malla.

| Nodos | T out (K) | Nusselt | Δ,% |
|--------------|------------------|----------------|------------------------------|
| 600,962 | 307.75 | 10043 | --- |
| 624,761 | 307.21 | 10626 | 5.49 |
| 654,385 | 307.17 | 10678 | 0.48 |

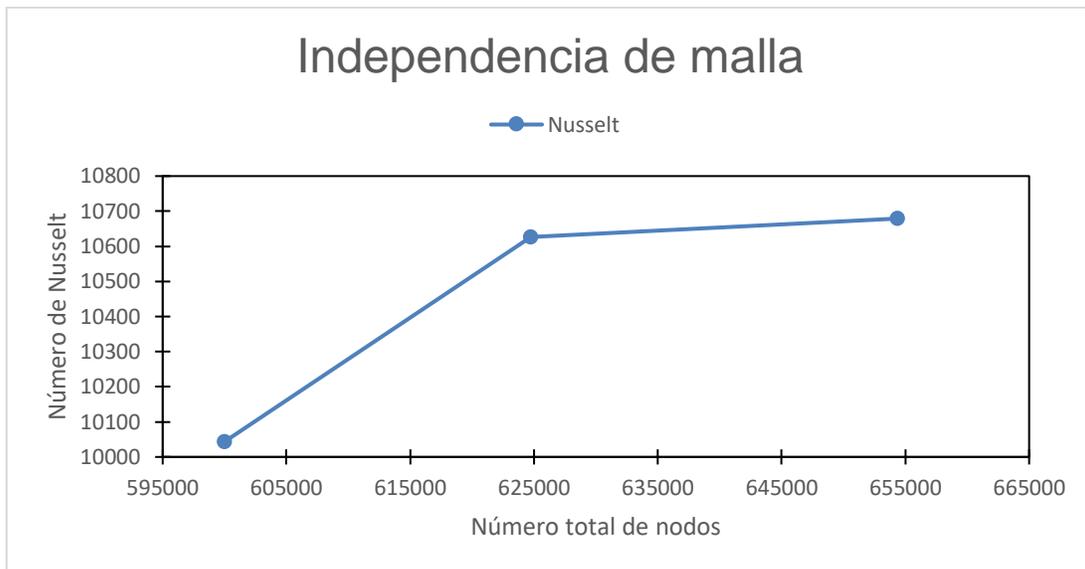


Figura 6 Gráfica para la independencia de malla.

3.4.5.- Condición de frontera no uniforme

Para la definición de la condición de frontera se realizó un análisis de imagen que se presenta en el apartado 3.5-Análisis de imagen, donde se muestra paso a paso como lograr este punto importante para la simulación. En los siguientes apartados, se mostrará como poder introducir al software Fluent, la condición de frontera ya trabajada en el análisis de imagen, esto puede ser mediante una función definida que se agrega directamente al programa o introduciendo directamente los datos experimentales obtenidos en la experimentación.

3.4.5.1.- Función definida por el usuario.

La función definida por el usuario, o UDF por sus siglas en inglés, es una función escrita en lenguaje de programación C que se interpreta en el solucionador Fluent para mejorar las características estándar del código. Se definen mediante el macro “DEFINE” que le da acceso a la biblioteca de funciones de Fluent.

Las principales aplicaciones para estas funciones son:

- Personalización de las condiciones de frontera, definición de las propiedades de los materiales, tasas de reacción volumétricas y superficiales, términos fuente en ecuaciones de transporte Fluent, términos fuente en ecuaciones de transporte escalares definidas por el usuario (UDS, por sus siglas en inglés), funciones de difusividad, etc.
- Ajuste de los valores calculados.
- Inicialización de una simulación.
- Mejora de post-procesamiento.
- Mejora de los modelos Fluent existentes modelo de fase discreta, multifase modelo de mezcla, modelo de radiación de ordenadas discretas.[20]

En esta investigación se utilizó una UDF para poder modificar la condición de frontera donde se define el flux de calor de entrada al sistema calorimétrico, por lo cual emplearemos la sintaxis de “DEFINE_PROFILE” el cual puede modificar algunas variables de frontera como lo son:

- Velocidad, presión, temperatura, energía cinética turbulenta, tasa de disipación turbulenta.
- Fracción de masa de especies (transporte de especies)
- Fracción de volumen (multifase).
- Condiciones térmicas de la pared (temperatura, flux, tasa de generación de calor, transferencia de calor coeficientes y emisividad externa, etc.)
- Condiciones de tensión y corte de la pared, entre otros.

El código que se empleó dentro del software es el siguiente:

```
#include "udf.h"

DEFINE_PROFILE(heatFlux, thread, position)

{
    real z[ND_ND]; /* this will hold the position vector */
    real x;
    real y;
    real y_center;
    real x_center;
    face_t f;
    y_center=xm;
```

```

x_center=ym;

begin_f_loop(f,thread)
{
  F_CENTROID(z,f,thread);
  y = z[1]-y_center;
  x = z[0]-x_center;
  sig=X;
  Pw=X;
  F_PROFILE(f, thread, position) = "Función de Flux de Calor (x,y);
}
end_f_loop(f, thread)
}

```

En UDF propuesta, debemos determinar el centro del calorímetro en ambos ejes, y colocar el valor correspondiente en y_center y x_center . La función específica del flux de calor que varía en ambas direcciones se debe de colocar en la línea de $F_PROFILE$. Con la ayuda de esta UDF, se realizó una simulación utilizando una función del flujo de calor experimental que se ajustó mediante el software Table Curve 3D. Otra opción para realizar esto, se presenta en el siguiente apartado.

3.4.5.2.- Comando Profile.

ANSYS FLUENT proporciona un mecanismo de definición de Profile. Esta característica permite utilizar datos experimentales, datos calculados por un programa externo o datos escrito a partir de una solución anterior utilizando el cuadro de diálogo "Write Profile" como condición de límite para una variable [17].

Los tipos de Profile que puede ser leídos por ANSYS FLUENT son:

- Los perfiles de puntos se especifican mediante un conjunto desordenado de n puntos (x_i, y_i, v_i) para problemas 2D o (x_i, y_i, z_i, v_i) para problemas 3D, donde $1 \leq i \leq n$.
- Los perfiles de línea se especifican para problemas 2D mediante un conjunto ordenado de n puntos: (x_i, y_i, v_i) , donde $1 \leq i \leq n$.
- Los perfiles de malla se especifican para problemas 3D mediante una malla de puntos m por n : $(x_{ij}, y_{ij}, z_{ij}, v_{ij})$, donde $1 \leq i \leq m$ y $1 \leq j \leq n$. [17]

- Entre otros.

Este comando nos permite utilizar los datos obtenidos del análisis de imagen, directamente en su posición (x, y) para así poder simular de una manera más fiable el flujo de calor experimental.

3.6-Calorimetría de agua fría.

La calorimetría de agua fría se desarrolló como una técnica destinada a cuantificación de la energía desprendida o absorbida en cualquier sistema físico.

Los calorímetros tienen como objetivo determinar el calor absorbido por un fluido térmico que circula a través del dispositivo, descrito mediante la ecuación (12), donde se describe el calor total calorimétrico en relación del flujo masico de entrada al sistema, el calor específico del fluido térmico y la diferencia de temperaturas de entrada y salida al sistema. [21]

Es muy importante conocer las propiedades térmicas del material receptor y las propiedades del fluido térmico y realizar una buena estimación de las pérdidas de calor al medio ambiente.

Este calor total absorbido por el sistema se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q_c = \dot{m} * C_p * \Delta T \quad (12)$$

La técnica utilizada en la experimentación del dispositivo es la calorimetría de agua fría, esta técnica se caracteriza cuando el calorímetro tiene buena transferencia de calor ya que las temperaturas del sistema se encuentran cercanas a la temperatura ambiente, disminuyendo las perdidas térmicas [9].

En nuestro modelo teórico, no se tomaron en cuenta las pérdidas al ambiente, por lo cual, para la metodología de la validación, se calculó la energía absorbida por el fluido térmico experimentalmente, mediante la ecuación anteriormente presentada (12), y esta energía total será la energía incidente al sistema por la condición de frontera.

3.5-Análisis de imagen

Los datos que se utilizaron dentro del software ANSYS FLUENT para definir el flux de calor en la pared caliente, ya sea por UDF o Profile, se generaron a partir de un análisis de imagen de la distribución de la radiación solar real incidente en un blanco lambertiano ubicado en la torre central del CEToC. Esta torre tiene una altura de 32 metros con la superficie lambertiana de 7.8 x 6.9 metros, ubicada a 18 metros en el lado norte de la torre y a 26 metros está ubicado el receptor de intereses para esta simulación. El blanco lambertiano tiene por objetivo poder realizar investigaciones teóricas de la distribución del flujo de calor incidente sobre el receptor plano.

Para conocer esta distribución, se tomaron imágenes de la radiación solar experimental para cada caso o configuración que incidió sobre la superficie lambertiana ubicada en la torre del CEToC, con una cámara CCD, marca PIKE de 8 bites, con una resolución 1080 x 1920 pixeles. En la **Figura 7**, se muestra un ejemplo de una imagen tomada con la cámara CCD, donde se observa el flujo de calor de 1 heliostato, con la cual empezaremos a trabajar dentro del software Matlab.

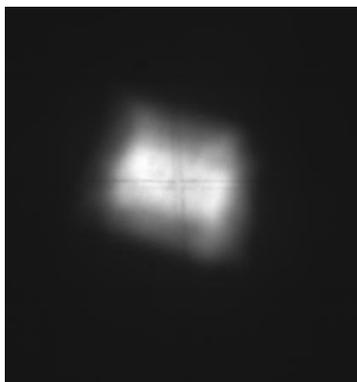


Figura 7 Imagen de la superficie lambertiana, donde se refleja la radiación de los heliostatos

La imagen de cada configuración es corregida en perspectiva con ayuda de un código en Matlab, donde nos dará como resultado la imagen compuesta en el plano y con la escala de 1 pixel a 1 centímetro, esto necesario para pasos posteriores. En la **Figura 8**, se muestra el mismo flujo de calor de 1 heliostato, pero con la corrección de perspectiva, donde podemos observar que se expande en el eje X por la perspectiva como fue tomada la imagen.



Figura 8. Imagen después de corrección de perspectiva.

Esta imagen se puede visualizar con “imagesc” para poder conocer la distribución dentro del software y poder trabajar en ella, dando como resultado una distribución de 1920x1080 de 8 bits, donde se puede observar la disposición de intensidades de la escala grises de la imagen original, de 0 a 256 unidades, aumentando de azul a rojo dependiendo de la intensidad. Esto se puede observar más gráficamente en la **Figura 9**.

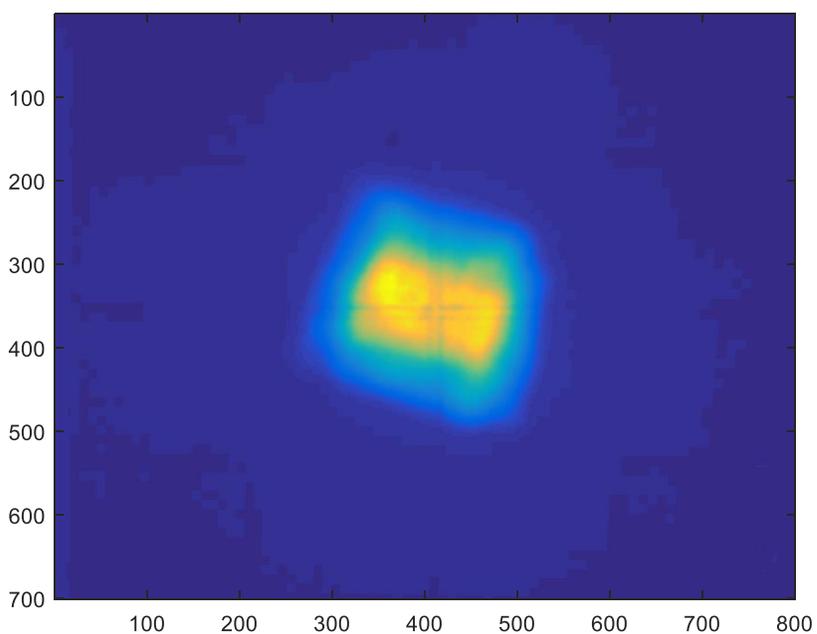


Figura 9 Imagen de la radiación solar reflejada por los heliostatos (escala en píxeles).

Sabiendo que en pasos anteriores se realizó la escala de 1 píxel a 1 centímetro, se realizó el acotamiento del flujo de calor original a una altura y ancho de 1.2 metros, que son las longitudes del calorímetro. Para ejemplificar esto, en la **Figura 10** se presenta una imagen procesada de la distribución de la radiación solar concentrada de la imagen de 1 heliostato, pero acotada a un largo y ancho del calorímetro, donde podemos apreciar un acercamiento al mismo flujo de calor. En este caso, tenemos un tamaño de píxel de 1 centímetro, por lo cual tenemos 120 píxeles por cada lado, para lograr las medidas deseadas. También es importante mencionar que podemos observar un desbordamiento del flux de calor, ya que el mismo flujo es más grande que el mismo calorímetro, por lo cual no tenemos aprovechamiento del calor incidente al en su totalidad.

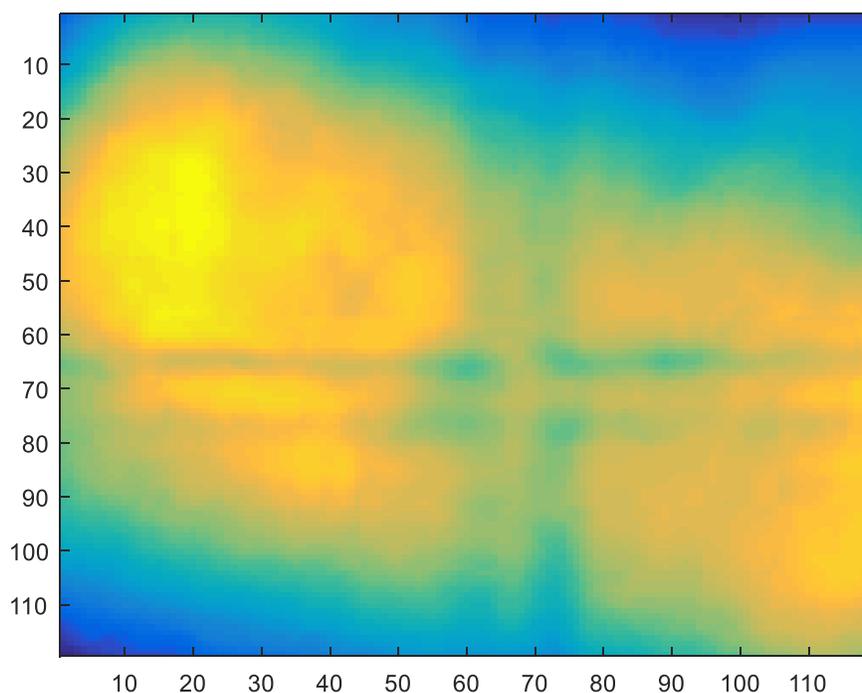


Figura 10. Imagen procesada mediante Matlab (escala en píxeles)

Después de realizar el acotamiento de la imagen del flujo de calor, debemos llevar a cabo la proporción del calor experimental. Este calor es calculado total calorimétricamente calculado mediante la temperatura inicial y final de cada experimentación, y fijarlo el calor total obtenido a toda la pared incidente.

Es decir, que la sumatoria de todos los valores del flujo de calor en 8 bits, debe de ser igual al calor total que se fija dentro del programa. En la **Figura 11**, se puede observar la vista isométrica de un flujo de calor con los valores experimentales de W/m^2 para cada uno de los pixeles del flujo de calor.

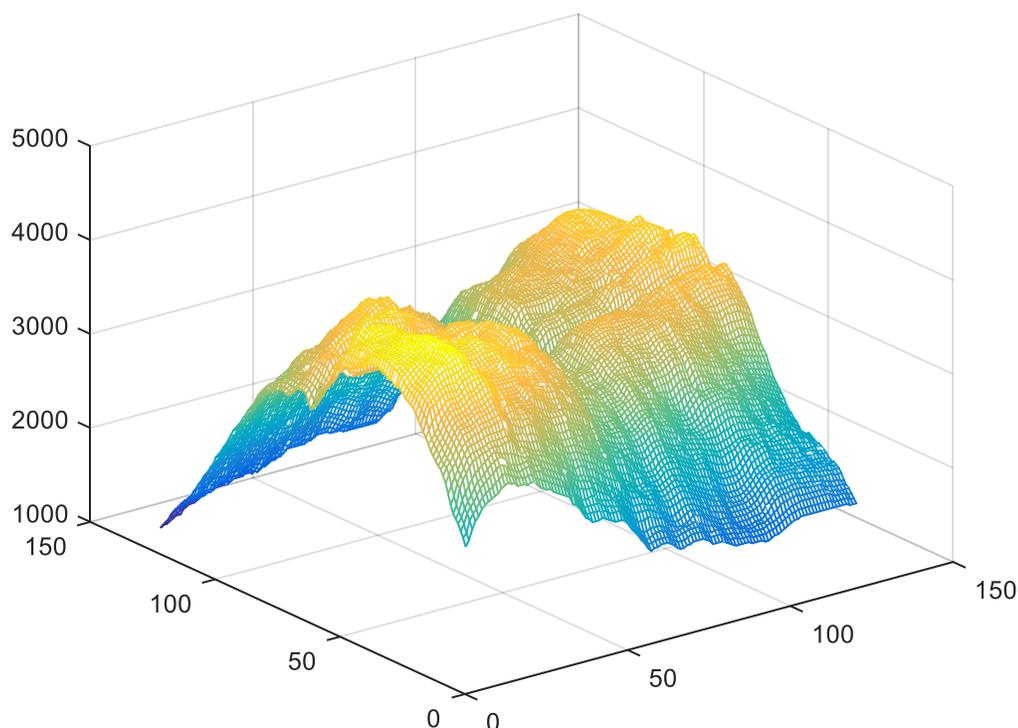


Figura 11 Vista isométrica del flujo de calor en W/m^2

Estos valores son exportados a Excel mediante el comando “outreal”, pidiéndole una tabla de 3 columnas, donde el x, y y se le da unidades de centímetros suponiendo la longitud de cada píxel, valor que ya obtuvimos de pasos anteriores. Esto se realiza para poder trabajarlos en Table Curve 3D, un software donde se importa el Excel o archivo de datos con las 3 columnas, y realiza una evaluación de más de 4 millones de ecuaciones ya establecidas dentro del programa, buscando cuál de estas describe mejor los datos importados. Esta función es la que se define dentro de la UDF que se comentaba anteriormente, y así lograr una condición de frontera constante no uniforme; de la misma manera, se puede trabajar directamente con los valores obtenidos en el

software Matlab con el comando Profile, proporcionado por el simulador Fluent. Dentro del apartado 4.2 del presente trabajo, se realizó una comparativa donde se mostró la diferencia entre la utilización de ambos métodos para la definición de la condición de frontera en la pared caliente.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1- Validación

La validación del modelo numérico presentado en la sección anterior se realizó mediante la comparación de los datos experimentales de la torre central ubicada en el Campo Experimental de Heliostatos de la Universidad de Sonora, datos obtenidos por la campaña de experimentación en el año 2017 de acuerdo con el trabajo de Piña *et al.* [14]. Los datos experimentales que se tomaron para la validación son 3 corridas de 7 heliostatos, 4 heliostatos y 1 heliostato.

La metodología para esta validación consiste en el cálculo de la diferencia absoluta entre la temperatura experimental, numérica del sistema y su respectivo número de Nusselt del sistema. Experimentalmente se midió la temperatura dentro del calorímetro mediante la colocación de termopares en distintos puntos presentados en la **Figura 12**; donde el punto (0,0) se encuentra en la esquina superior derecha, estos puntos están en unidades de centímetros y colocados a 4.5 centímetros de la pared interior del calorímetro. Los puntos marcados como Aleta X y Y están ubicados en (60,24) y (94,56.5) respectivamente, y se colocaron 3 termopares en diferentes alturas de la aleta señalada.

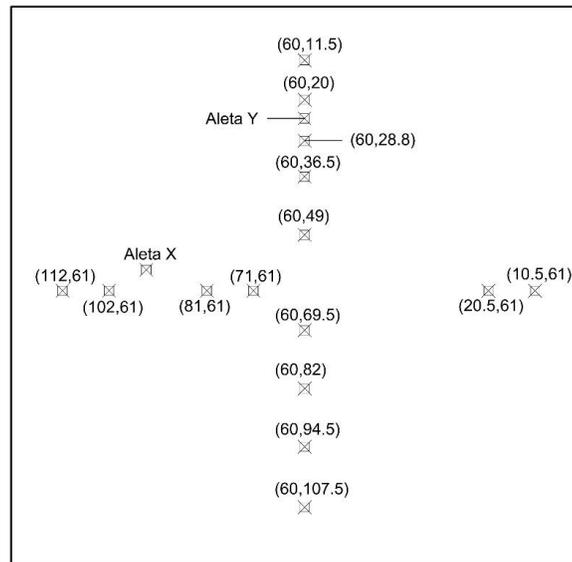


Figura 12 Ubicación de termopares en calorímetro (unidades en cm).

4.1.1-Validación para configuración de 7 heliostatos.

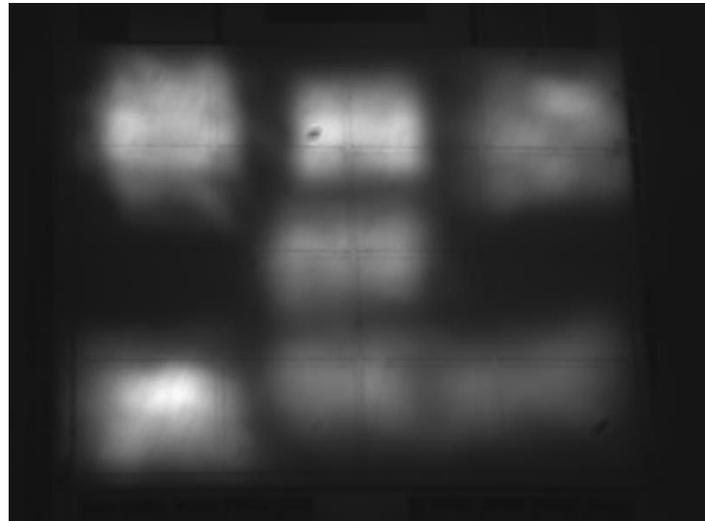
En este apartado es mostrada la validación realizada con datos experimentales del día 2 de junio del 2017, utilizando 7 heliostatos planos incidentes al calorímetro. Los datos experimentales utilizados dentro del software Fluent se muestran en la **Tabla 3**, donde se trabajó con un flujo masico de 0.6356 kg/s dando un número de Reynolds de 37,264 y un flujo total de calor calorímetro experimentalmente calculado de 23,348 W y una conductividad térmica de agua líquida a 300 K de 0.613 W/K*m.

Tabla 3.Datos experimentales para 7 heliostatos.

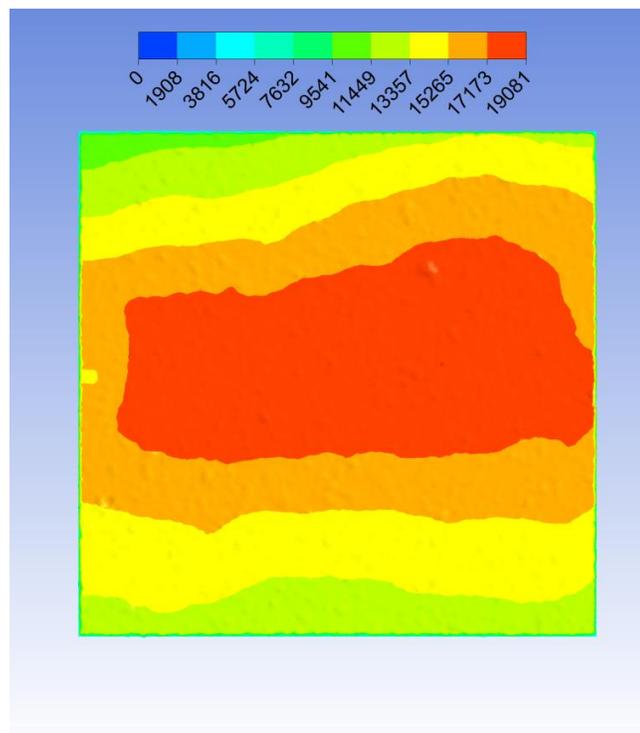
| Datos Experimentales | | |
|----------------------------------|---------------|--------------|
| Reynolds | 37,264 | Adimensional |
| Calor total calorimétrico | 23.24 | kW |
| Temperatura de entrada del flujo | 305.96 | K |

La imagen tomada para realizar el análisis de imagen es la que se muestra en la **Figura 13 (a)**, y después de su procesamiento dentro del software Matlab, se aprecia como resultado la **Figura 13 (b)**, la cual se empleó la función Profile del simulador, y se puede observar cómo los valores máximos se encuentran en varios puntos tendiendo al centro

de la imagen con una magnitud de 19.08 kW/m^2 y valores mínimos en los extremos con magnitudes de 11.3 kW/m^2 .



a)



b)

Figura 13 a) Análisis de imagen 7 heliostatos b) Condición de frontera flux de calor no uniforme (W/m^2).

Los resultados de la simulación realizada después de 5,000 iteraciones se muestran en las siguientes tablas, en la **Tabla 4**, se observa la comparativa en el Perfil Y donde podemos apreciar la diferencia mínima de un 0.04% en el punto (60,95, 4.5) y máxima con un 0.75% para el punto (60,69.5,4.5). Mientras que en la **Tabla 5** para la aleta Y, tenemos que en el punto más cercano a la pared caliente un 0.41% de diferencia absoluta entre la temperatura numérica y experimental y una diferencia máxima de 0.48% a un centímetro de distancia del punto anterior. También en la **Tabla 6**, para la aleta X, se tiene un valor mínimo de 0.06% a 4 centímetros de la pared caliente pero un valor máximo de 0.96% a 3 centímetros de la pared caliente.

En la **Figura 14 (a)** se presenta el perfil obtenido de la aleta Y donde se aprecia como el valor en el tercer caso, es decir en una profundidad de 4 centímetros, está dentro de la incertidumbre del instrumento de medición de temperatura, mientras que los otros dos valores se alejan un poco más que este. Para la **Figura 14 (b)** tenemos que, en el punto más cercano a la pared caliente, es decir a 2 centímetros de ella, se encuentra separado por alrededor de 3 K mientras que, para las otras dos profundidades, 3 y 4 centímetros de la pared caliente la temperatura numérica se encuentra más cercano, pero aun sin estar dentro de la incertidumbre. En la **Figura 14 (c)**, la gráfica del perfil Y, se puede observar cómo los valores numéricos sobreestiman los experimentales, pero logrando entrar a la incertidumbre de medición en 3 de 8 puntos en el perfil.

Tabla 4. Comparativa de resultados para 7 heliostatos para distintos puntos en y en $z=0.045\text{m}$ y $x=0.60\text{m}$.

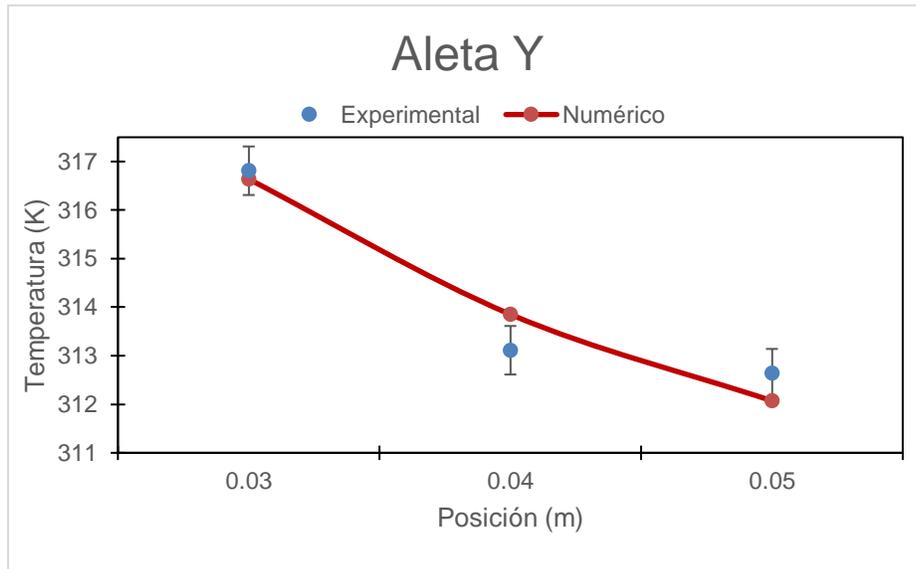
| Posición (m) | Temperatura experimental (K) | Temperatura numérica (K) | $\Delta, \%$ |
|-----------------|------------------------------|--------------------------|--------------|
| Perfil Y | | | |
| 0.12 | 312.89 | 313.07 | 0.06 |
| 0.20 | 311.82 | 312.05 | 0.07 |
| 0.29 | 311.15 | 312.41 | 0.41 |
| 0.37 | 310.64 | 311.89 | 0.40 |
| 0.70 | 308.50 | 310.80 | 0.75 |
| 0.82 | 307.66 | 309.15 | 0.48 |
| 0.95 | 308.96 | 308.82 | 0.04 |
| 1.08 | 308.96 | 310.31 | 0.44 |

Tabla 5. Comparativa de resultados para 7 heliostatos para distintos puntos de z en la aleta ubicada en $x=0.60\text{m}$ y $y=0.24\text{m}$.

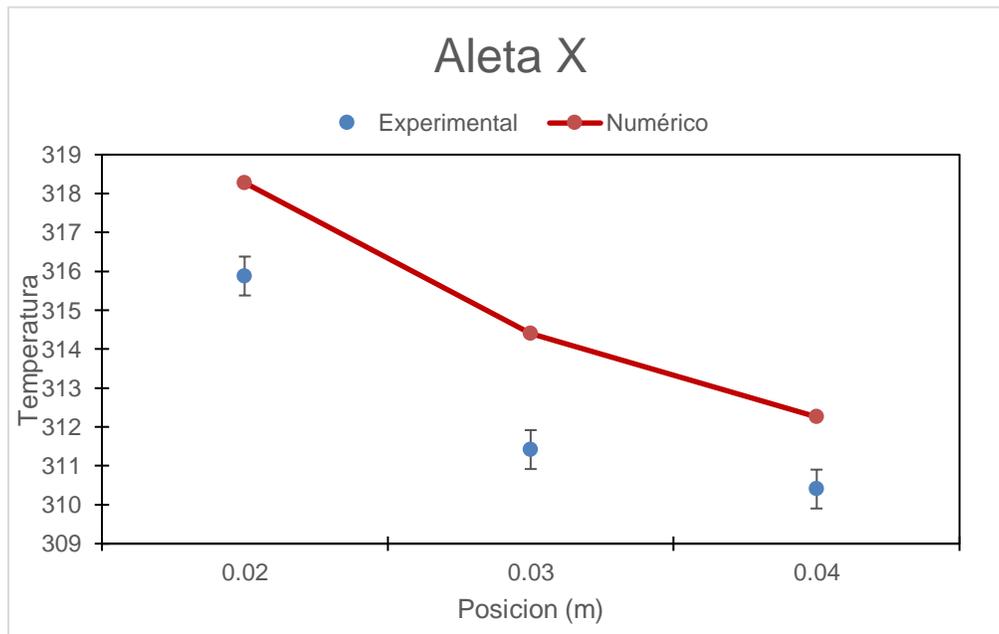
| Posición (m) | Temperatura experimental (K) | Temperatura numérica (K) | $\Delta, \%$ |
|----------------|------------------------------|--------------------------|--------------|
| Aleta Y | | | |
| 0.02 | 316.81 | 318.09 | 0.41 |
| 0.03 | 313.11 | 314.63 | 0.48 |
| 0.04 | 312.64 | 312.75 | 0.03 |

Tabla 6. Comparativa de resultados para 7 heliostatos para distintos puntos de z en la aleta ubicada en $x=0.94\text{m}$ y $y=0.565\text{m}$.

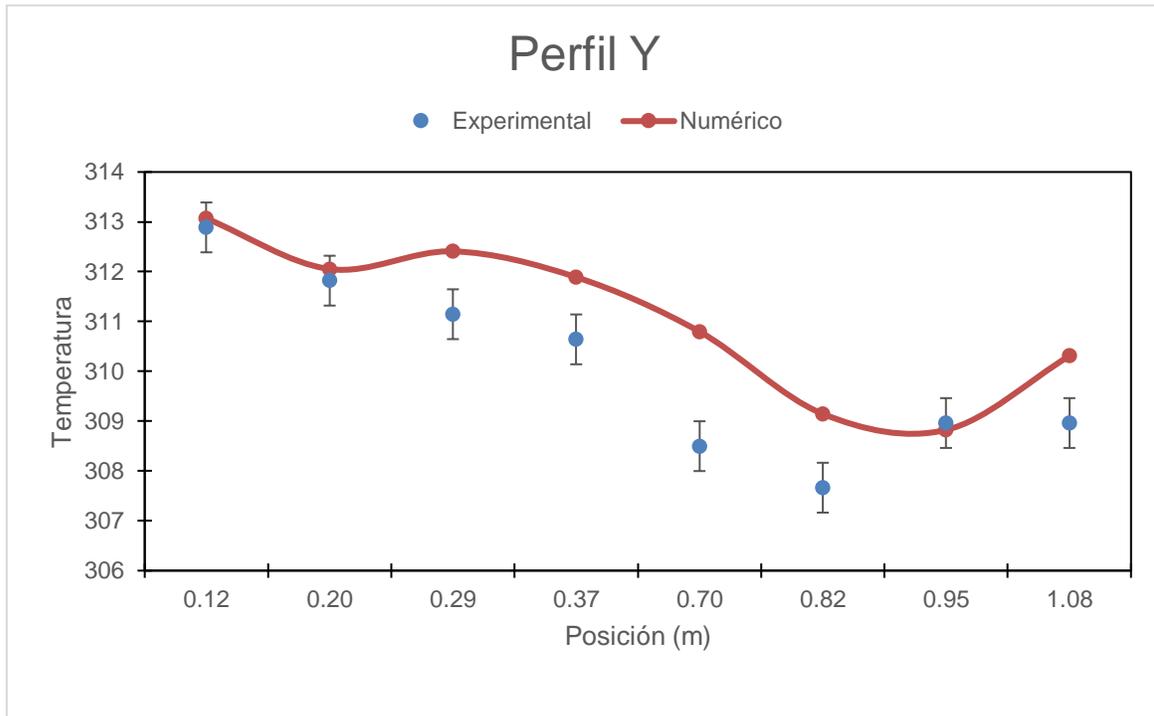
| Posición (m) | Temperatura experimental (K) | Temperatura numérica (K) | $\Delta, \%$ |
|----------------|------------------------------|--------------------------|--------------|
| Aleta X | | | |
| 0.02 | 315.88 | 318.28 | 0.76 |
| 0.03 | 311.42 | 314.40 | 0.96 |
| 0.04 | 310.40 | 312.26 | 0.60 |



a)



b)



c)

Figura 14 Comparativa de resultados a) Gráfica de la aleta y b) Gráfica de aleta x c) Gráfica del perfil en y.

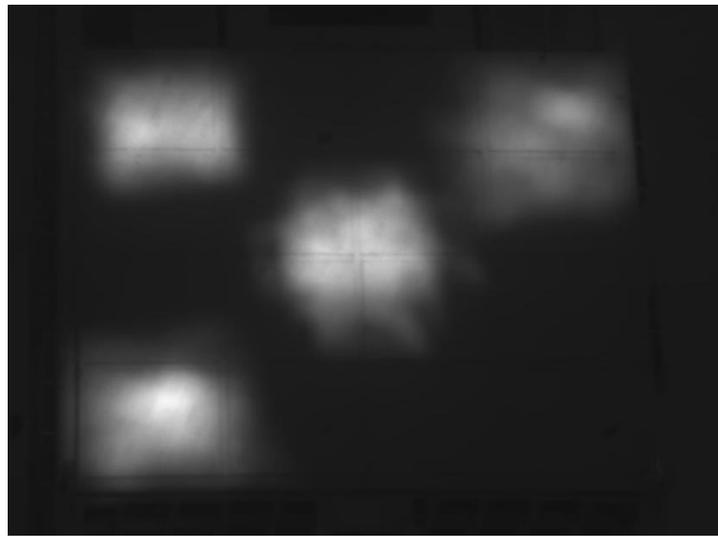
4.1.2- Validación para configuración de 4 heliostatos.

La siguiente validación fue realizada con una corrida experimental de 4 heliostatos del día 8 de junio del 2017. Los datos para este caso se muestran en la **Tabla 7**, donde se trabajó con un flujo masico de 0.6702 kg/s dando un número de Reynolds de 39,295 y una absorbido por el flujo térmico experimentalmente de 12,856 W, que se colocaron como condición de frontera del sistema y una temperatura de entrada de 304.94 K.

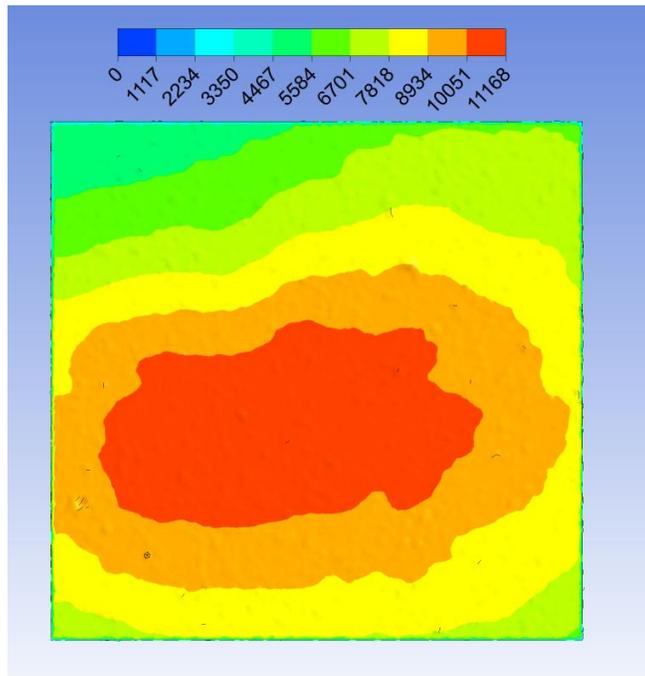
Tabla 7.Datos experimentales para 4 heliostatos.

| Datos Experimentales | | |
|----------------------------------|---------------|--------------|
| Reynolds | 39,295 | Adimensional |
| Calor total calorimétrico | 12.856 | kW |
| Temperatura de entrada del flujo | 304.94 | K |

La imagen tomada para esta simulación corresponde a la imagen de cada uno de los heliostatos independientes sobre el blanco, la cual se muestra en la **Figura 15 (a)**. Es por esto por lo que durante el análisis de imagen en el software Matlab, se llevó un análisis independiente y se hizo la sumatoria de cada flujo para colocar una sola imagen sobre el calorímetro, resultando un solo flujo que se muestra en la **Figura 15 (b)**, donde se puede ver valores máximos de 11 kW/m².



a)



b)

Figura 15 a) Análisis de imagen 4 heliostatos b) Condición de frontera flux de calor no uniforme (W/m^2).

Los resultados de la simulación para el caso de 4 heliostatos para el perfil Y se muestran en la **Tabla 8** donde se puede observar una diferencia absoluta máxima de 0.38% en el punto (60,94,4.5) y una mínima de 0.09% en el punto (60,107,4.5). En la **Tabla 9** se presentan las temperaturas numéricas y diferencias absolutas para la aleta Y donde la mínima fue de 0.13% en el punto (60,24,3) y una máxima de 0.57% a un centímetro de la pared caliente (60,24,1). En la **Tabla 10** se muestran los resultados para la aleta X, donde podemos observar una diferencia absoluta mínima en 0.10% y una máxima del 0.41 %, dando una variación mínima entre estas diferencias.

En la **Figura 16 (a)** se presentan las gráficas referentes a las aletas Y y en la **Figura 16 (b)** la gráfica de la aleta X, donde vemos un comportamiento razonable ya que la temperatura disminuye según se aleja de la pared caliente. En ambas aletas se puede observar que las temperaturas más alejadas de la pared se encuentran dentro de la incertidumbre del instrumento de medición. En la **Figura 16 (c)** se presenta la gráfica del perfil Y, en donde se puede observar un comportamiento similar numérica y experimentalmente, dando un buen comportamiento cualitativo, y teniendo temperaturas cercanas o iguales a la incertidumbre de medición.

Tabla 8. Comparativa de resultados para 4 heliostatos para distintos puntos en y en $z=0.045\text{m}$ y $x=0.60\text{m}$.

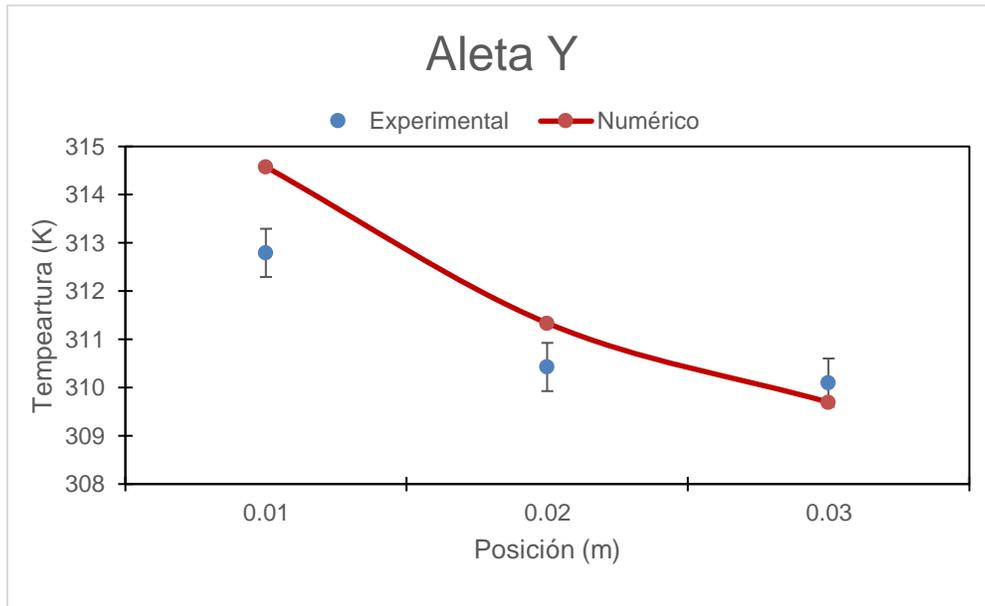
| Posición (m) | Temperatura experimental (K) | Temperatura numérica (K) | $\Delta, \%$ |
|-----------------|------------------------------|--------------------------|--------------|
| Perfil Y | | | |
| 0.12 | 310.14 | 309.64 | 0.16 |
| 0.20 | 309.39 | 308.50 | 0.29 |
| 0.29 | 309.08 | 308.26 | 0.27 |
| 0.37 | 308.79 | 307.88 | 0.30 |
| 0.70 | 307.73 | 308.06 | 0.11 |
| 0.82 | 307.23 | 306.96 | 0.09 |
| 0.95 | 307.96 | 306.79 | 0.38 |
| 1.07 | 307.96 | 307.67 | 0.09 |

Tabla 9 Comparativa de resultados para 4 heliostatos para distintos puntos de z en la aleta ubicada en $x=0.60\text{m}$ y $y=0.24\text{m}$.

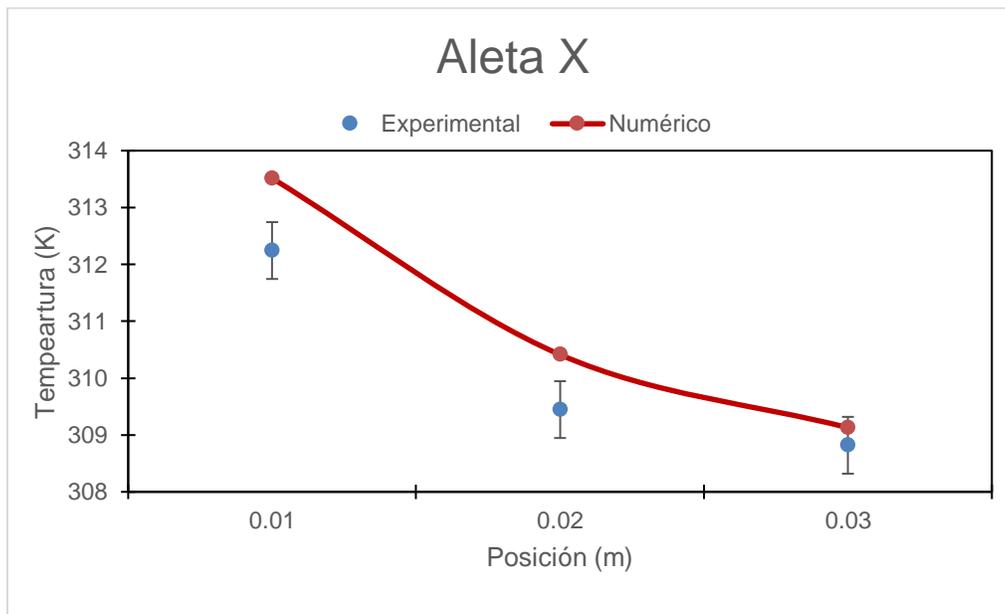
| Posición (m) | Temperatura experimental (K) | Temperatura numérica (K) | $\Delta, \%$ |
|----------------|------------------------------|--------------------------|--------------|
| Aleta Y | | | |
| 0.01 | 312.79 | 314.57 | 0.57 |
| 0.02 | 310.43 | 311.34 | 0.29 |
| 0.03 | 310.10 | 309.70 | 0.13 |

Tabla 10 Comparativa de resultados para 4 heliostatos para distintos puntos de z en la aleta ubicada en $x=0.94\text{m}$ y $y=0.565\text{m}$.

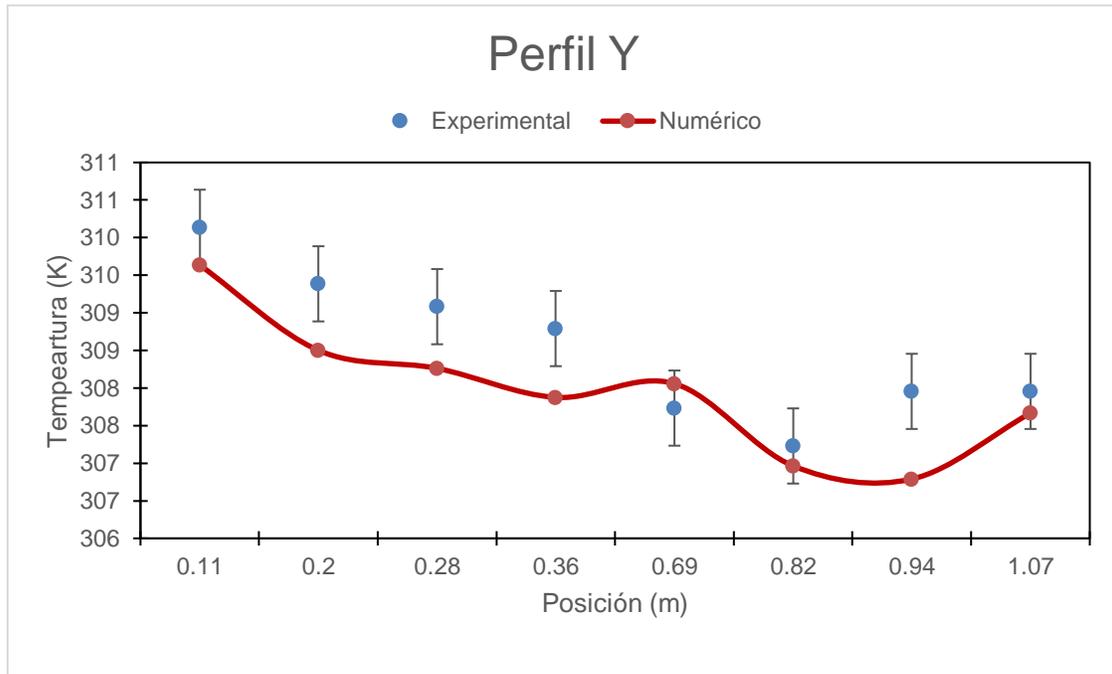
| Posición (m) | Temperatura experimental (K) | Temperatura numérica (K) | $\Delta, \%$ |
|----------------|------------------------------|--------------------------|--------------|
| Aleta X | | | |
| 0.01 | 312.24 | 313.51 | 0.41 |
| 0.02 | 309.45 | 310.41 | 0.31 |
| 0.03 | 308.82 | 309.13 | 0.10 |



a)



b)



c)

Figura 16 Comparativa de resultados a) Gráfica de la aleta y b) Gráfica de aleta x c) Gráfica del perfil en y.

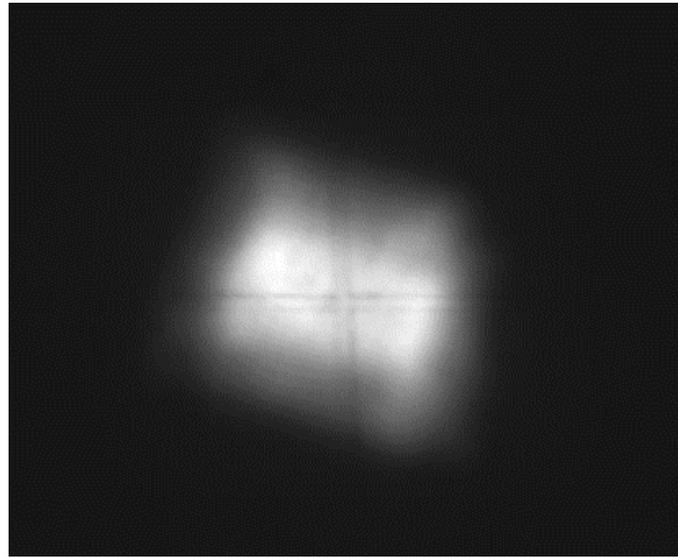
4.1.3- Validación para configuración de 1 heliostato.

Estos datos experimentales fueron realizados el día tres de junio del 2017 con un heliostato incidente en el calorímetro. Los datos para esta simulación se muestran en la **Tabla 11**, donde se trabajó con un flujo masico de 0.5608 kg/s dando un número de Reynolds de 32,881 y un calor absorbido de 4,781 W, dando el flujo total de calor más bajo que se trabajó, con una temperatura de entrada de 303.16 K.

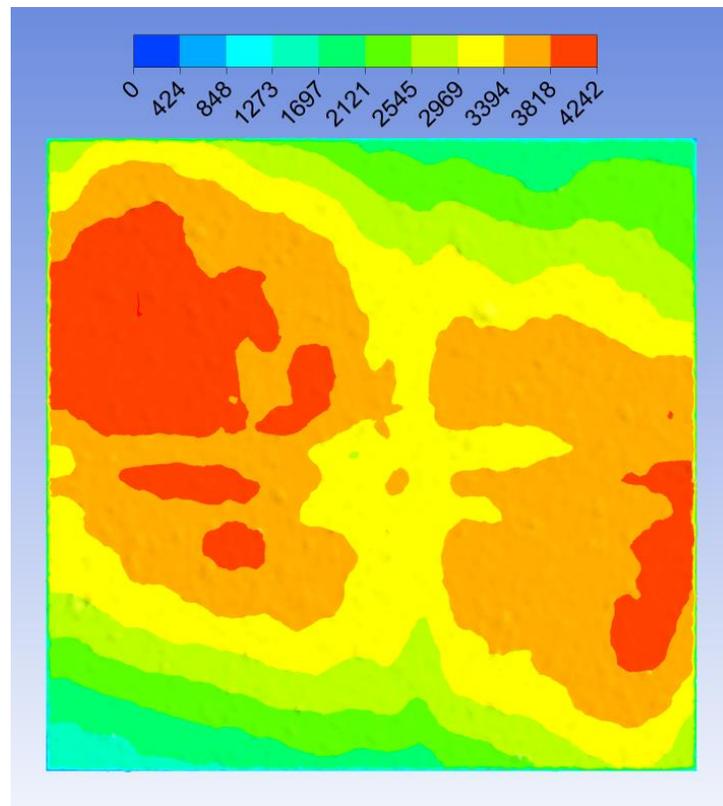
Tabla 11. Datos experimentales para 1 heliostato

| Datos experimentales | | |
|----------------------------------|---------------|-------------------|
| Reynolds | 32,881 | Adimensional |
| Calor total calorimétrico | 4.781 | kW/m ² |
| Temperatura de entrada del flujo | 303.16 | K |

En la **Figura 17 (a)** se muestra la imagen tomada al flujo de calor de un solo heliostato, esta imagen es trabajada en Matlab y colocada como condición de frontera dentro del software Fluent, y en la **Figura 17 (b)** se puede ver el flujo numérico obtenido con esta imagen, y comparando estas dos imágenes se observa el gran parecido que tiene con la imagen experimental del flujo de calor. Esta imagen tiene valores máximos de 4.2 kW/m² cerca del centro, y valores mínimos en los extremos cercanos a 1.2 kW/m².



a)



b)

Figura 17 a) Análisis de imagen 1 heliostato b) Condición de frontera flux de calor no uniforme (W/m^2).

Los resultados de la simulación para el caso de 1 heliostato se muestran en la **Tabla 12** para el perfil Y, donde podemos observar diferencias absolutas menores a 0.3%, quedando un valor mayor de 0.25% en el punto (60,11.5,4.5), la menor se encuentra en 0.07% en el punto (60,69.5,4.5). En esta simulación, también se presenta el perfil X en la **Tabla 13**, en la cual se ve un valor máximo de diferencia del 0.35% (102,71,4.5) y una diferencia menor nula del 0.07% en el punto (51.5,112,4.5). En la **Tabla 14** se presenta la aleta Y, teniendo diferencias absolutas mínimas, con valores menores al 0.31%, mientras tanto que en la aleta X en la **Tabla 15**, encontramos una diferencia mayor de 0.4% en la en el punto (94,56.5,1) y una diferencia menor de 0.25% en (60,24,3). Dando los mejores resultados para las diferencias absolutas de esta investigación.

Las gráficas para esta simulación se presentan en la **Figura 18 (a)** donde se muestra el comportamiento numérico y experimental de la aleta Y, observando que los valores numéricos, se encuentran cercanos o tocando la incertidumbre. Dentro de la **Figura 18 (b)**, podemos ver el comportamiento de la aleta X, e igual observamos valores, cercanos a la incertidumbre inferior del instrumento de medición, subestimando los valores experimentales. En la **Figura 18 (c)** y **(d)**, se presentan los valores numéricos y experimentales de los perfiles X y Y, observando un comportamiento físico parecido a lo experimental y mostrando valores numéricos, muy cercanos a la incertidumbre. En ambos casos, los valores numéricos subestiman las temperaturas experimentales.

Tabla 12. Comparativa de resultados para 1 heliostatos para distintos puntos en y en $z=0.045\text{m}$ y $x=0.60\text{m}$.

| Posición (m) | Temperatura experimental (K) | Temperatura numérica (K) | $\Delta, \%$ |
|-----------------|------------------------------|--------------------------|--------------|
| Perfil Y | | | |
| 0.11 | 305.73 | 304.95 | 0.25 |
| 0.20 | 305.14 | 304.44 | 0.23 |
| 0.28 | 304.85 | 304.33 | 0.17 |
| 0.36 | 304.79 | 304.23 | 0.19 |
| 0.69 | 304.26 | 304.05 | 0.07 |
| 0.82 | 304.13 | 303.78 | 0.11 |
| 0.94 | 304.21 | 303.79 | 0.14 |
| 1.07 | 304.21 | 304.01 | 0.07 |

Tabla 13 Comparativa de resultados para 1 heliostatos para distintos puntos en x en $z=0.045\text{m}$ y $y=0.61\text{m}$.

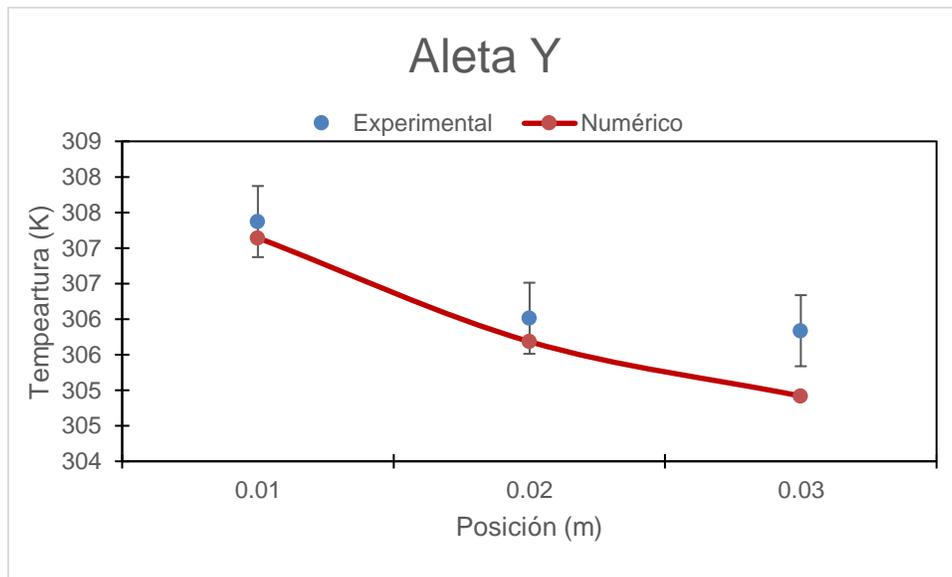
| Posición (m) | Temperatura experimental (K) | Temperatura numérica (K) | $\Delta, \%$ |
|-----------------|------------------------------|--------------------------|--------------|
| Perfil X | | | |
| 0.10 | 304.22 | 304.43 | 0.07 |
| 0.20 | 304.33 | 304.04 | 0.10 |
| 0.31 | 303.98 | 304.84 | 0.28 |
| 0.41 | 304.34 | 304.48 | 0.05 |
| 0.51 | 304.35 | 304.12 | 0.08 |
| 0.71 | 304.73 | 303.65 | 0.35 |
| 0.81 | 304.62 | 304.27 | 0.11 |
| 0.94 | 304.92 | 304.06 | 0.28 |
| 1.02 | 304.72 | 304.16 | 0.19 |
| 1.12 | 303.60 | 303.80 | 0.07 |

Tabla 14. Comparativa de resultados para 1 heliostato para distintos puntos de z en la aleta ubicada en $x=0.60\text{m}$ y $y=0.24\text{m}$.

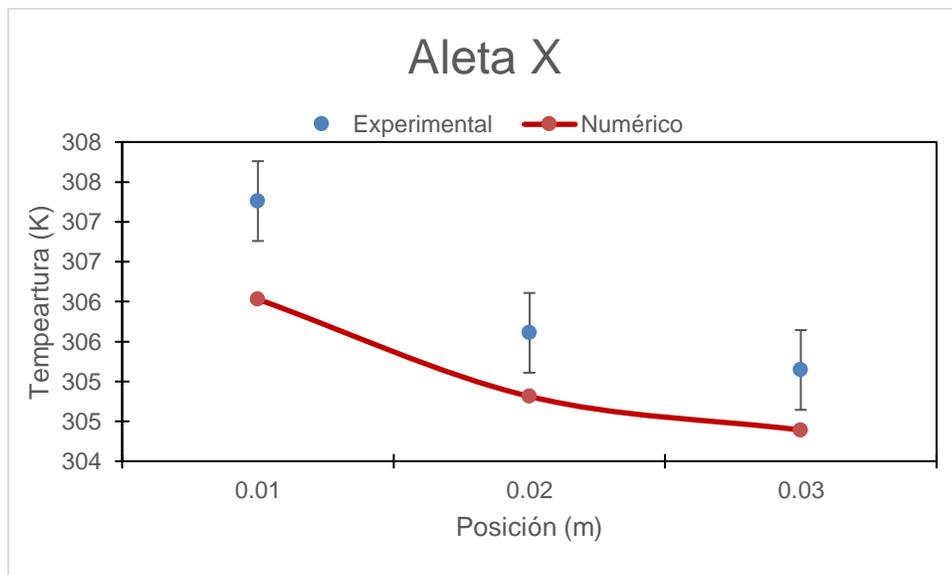
| Posición (m) | Temperatura experimental (K) | Temperatura numérica (K) | $\Delta, \%$ |
|----------------|------------------------------|--------------------------|--------------|
| Aleta Y | | | |
| 0.01 | 307.37 | 307.14 | 0.07 |
| 0.02 | 306.01 | 305.68 | 0.11 |
| 0.03 | 305.84 | 304.92 | 0.30 |

Tabla 15 Comparativa de resultados para 1 heliostato para distintos puntos de z en la aleta ubicada en $x=0.94\text{m}$ y $y=0.56\text{m}$.

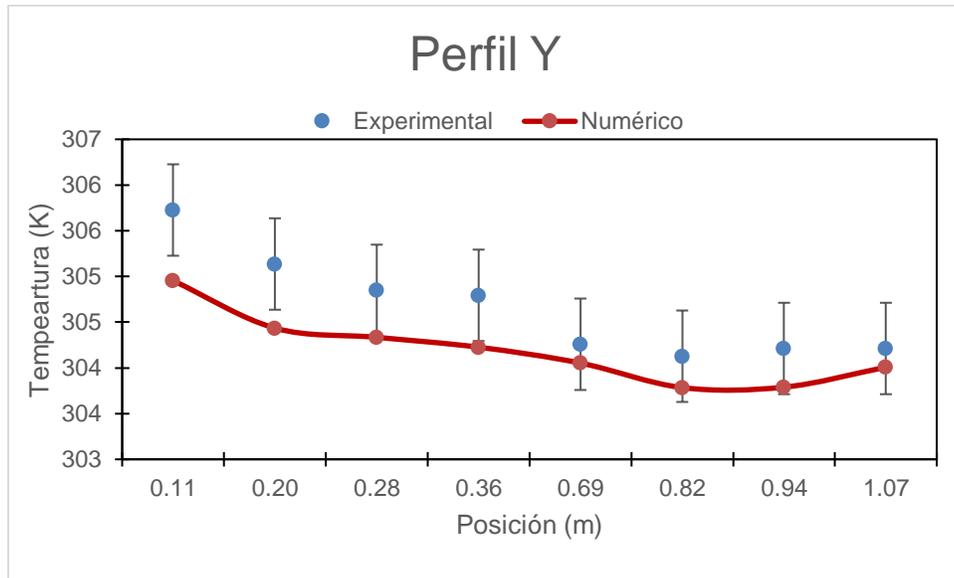
| Posición (m) | Temperatura experimental (K) | Temperatura numérica (K) | $\Delta, \%$ |
|----------------|------------------------------|--------------------------|--------------|
| Aleta X | | | |
| 0.01 | 307.26 | 306.03 | 0.40 |
| 0.02 | 305.61 | 304.81 | 0.26 |
| 0.03 | 305.14 | 304.39 | 0.25 |



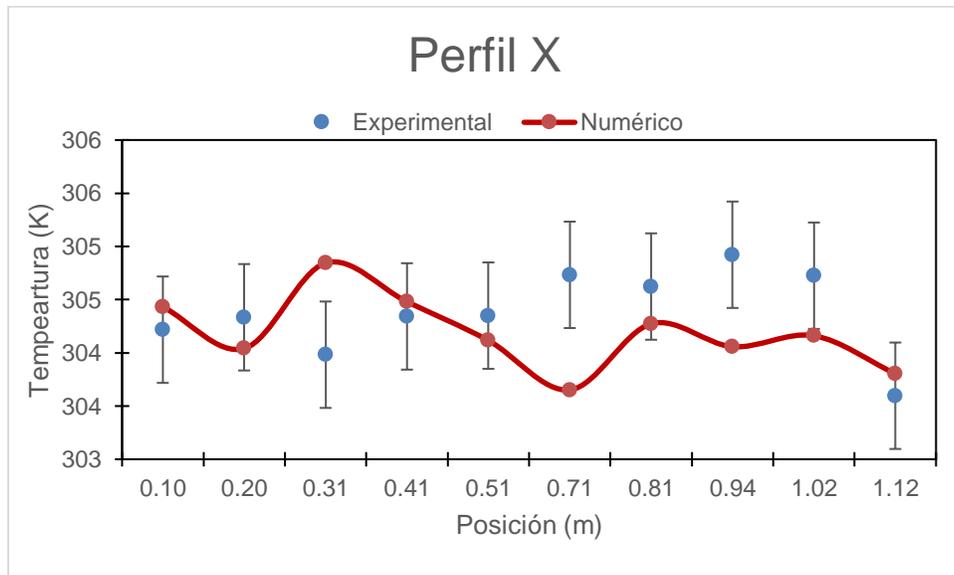
a)



b)



c)



d)

Figura 18 Comparativa de resultados a) Gráfica de la aleta y b) Gráfica de aleta x c) Gráfica del perfil en y d) Gráfica del perfil x.

4.1.5-Validación global del número de Nusselt

Para continuar con la validación del modelo numérico, se realizó la comparativa del número de Nusselt, con ayuda de la temperatura de entrada y salida del sistema. Es importante mencionar que este número describe el comportamiento entre la energía que se transfiere por convección y la energía transferida por conducción del sistema.

En la **Tabla 16** se muestran los resultados de las distintas configuraciones de heliostatos, mostrando la temperatura de salida experimental del sistema. Podemos observar que existe una diferencia absoluta de 0.01% para las 3 configuraciones trabajadas.

En la gráfica presentada en la **Figura 19**, podemos observar que la temperatura numérica en todos los casos se encuentra dentro de la incertidumbre, dando temperaturas casi iguales a las obtenidas experimentalmente. En base a estos resultados podemos concluir que el sistema es validado por las temperaturas de salida.

Tabla 16. Resultados temperatura sistema.

| Configuración | Reynolds | Temperatura entrada (K) | Temperatura salida (experimental, K) | Temperatura salida (numérica, K) | $\Delta, \%$ |
|---------------|----------|-------------------------|--------------------------------------|----------------------------------|--------------|
| 7 heliostatos | 37,264 | 305.96 | 314.75 | 314.77 | 0.01 |
| 4 heliostatos | 39,295 | 304.94 | 309.53 | 309.55 | 0.01 |
| 1 heliostato | 32,881 | 303.16 | 305.20 | 305.22 | 0.01 |

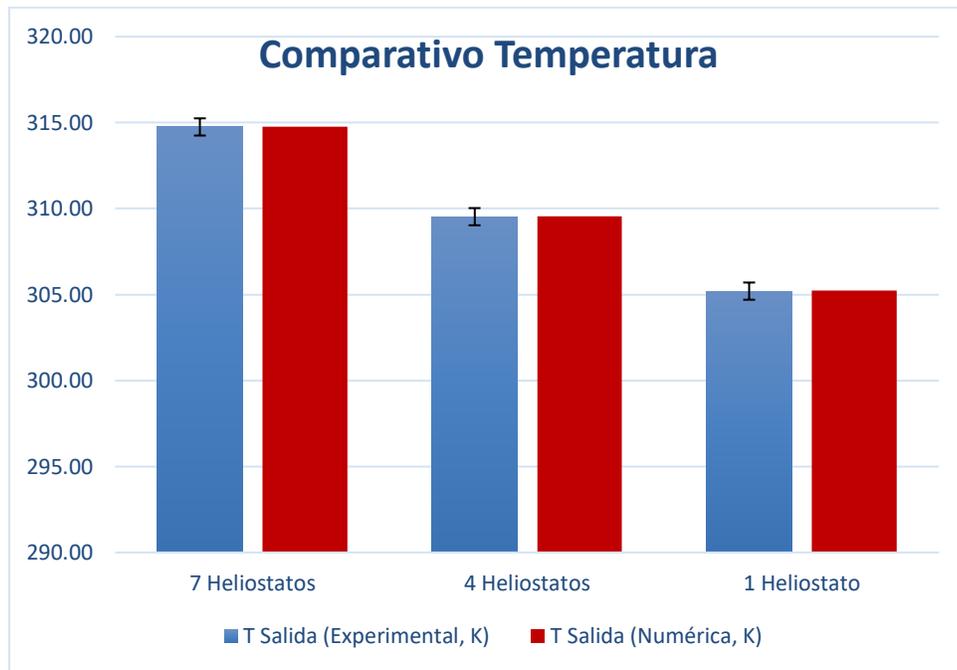


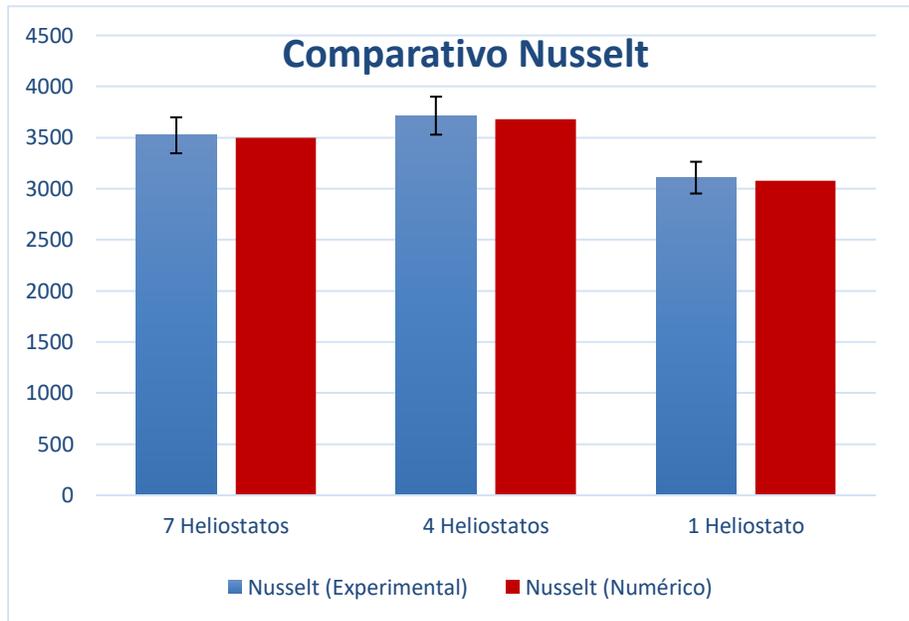
Figura 19. Comparativa de la temperatura salida para cada configuración.

De igual manera, en la **Tabla 17** se presenta los resultados para el cálculo del número Nusselt para cada uno de los casos anteriormente mencionados. Observando que existe un diferencial mayor en la configuración de 4 heliostatos, con 0.99% de diferencia respecto al número de Nusselt obtenido con la temperatura experimental. También se puede ver una diferencia mínima, del 0.63% en la configuración con mayor número de heliostatos.

En la **Figura 20**, observamos una gráfica, donde vemos la comparativa del número de Nusselt experimental y numérico, en la cual se aprecia un diferencial mínimo para los valores generados teóricamente, por lo cual y en conclusión a la comparativa anteriormente presentada, el modelo numérico planteado en la sección 3.4.2.4, donde se habla de la malla generada para esta simulación, es validado con estas 3 corridas experimentales y la comparativa presentada de las temperaturas interiores y el número de Nusselt.

Tabla 17. Resultados número de Nusselt.

| Configuración | Nusselt (experimental) | Nusselt (numérico) | $\Delta, \%$ |
|---------------|------------------------|--------------------|--------------|
| 7 Heliostatos | 3523 | 3500 | 0.63 |
| 4 Heliostatos | 3715 | 3678 | 0.99 |
| 1 Heliostato | 3108 | 3079 | 0.95 |

**Figura 20** Comparativa de número de Nusselt para cada configuración.

4.2- Comparativa UDF vs Profile

Dentro del apartado 3.4.4 y 3.4.5, se habló sobre dos opciones de delimitación/fijación de la condición de frontera, UDF y Profile. Estas dos opciones pueden ser de utilidad dependiente de la aplicación que se vaya a realizar. La diferencia recae en que, para la utilización de la UDF, es necesario especificar una función que defina lo más parecido posible, el perfil generado con el análisis de imagen de Matlab. Y en el apartado de Profile, se coloca directamente el perfil generado.

Para buscar la función que mayor correlación pueda dar para el perfil, se utilizó el software Table Curve 3D, el cual te permite alimentar los datos en 3 columnas en formato X Y Z y buscar en su base de datos, cuál sería la ecuación de con mayor coeficiente de correlación entre la función y los datos experimentales.

En este caso la función seleccionada es:

$$F(x, y) = a + bx + cy + dx^2 + ey^2 + fxy + gx^3 + hy^3 + ixy^2 + jx^2y \quad (13)$$

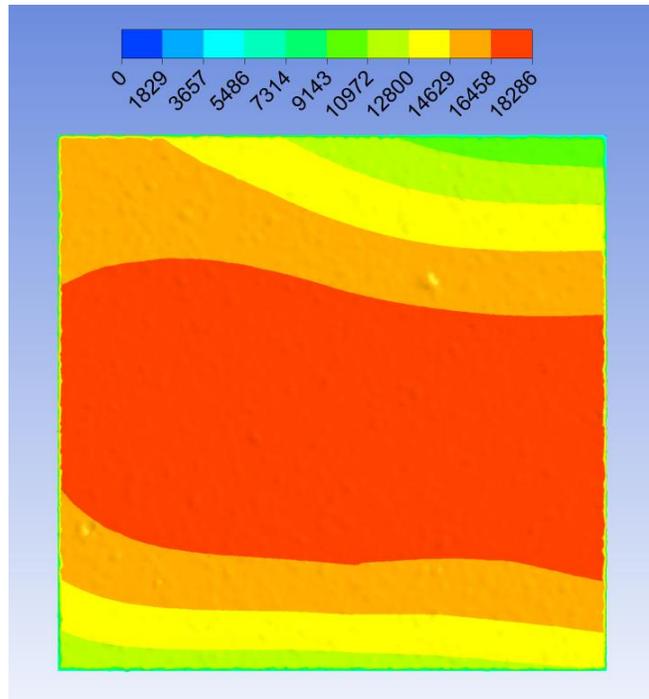
Donde:

| | |
|---------------|---------------|
| a=18,127.872 | f=-2,832.5685 |
| b=1,001.4061 | g=-3,042.9468 |
| c=-3,216.2004 | h=7,608.7093 |
| d=-1,825.8745 | i=3,927.9786 |
| e=-17,589.249 | j=3,906.808 |

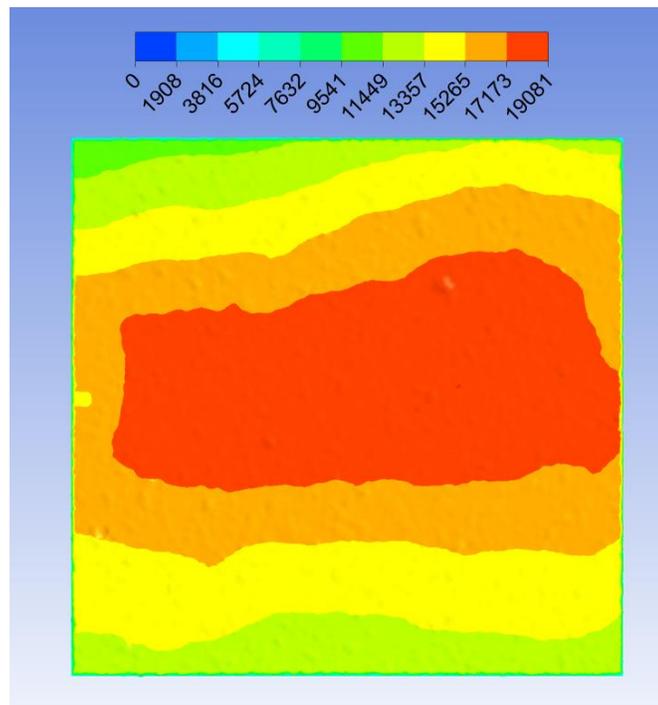
Esta ecuación da un coeficiente de correlación de 0.9610, es decir que existe un buen ajuste de los datos experimentales y la función propuesta.

Al final del proceso, solamente es necesario modificar el programa propuesta en el apartado 3.4.4, con la función seleccionada.

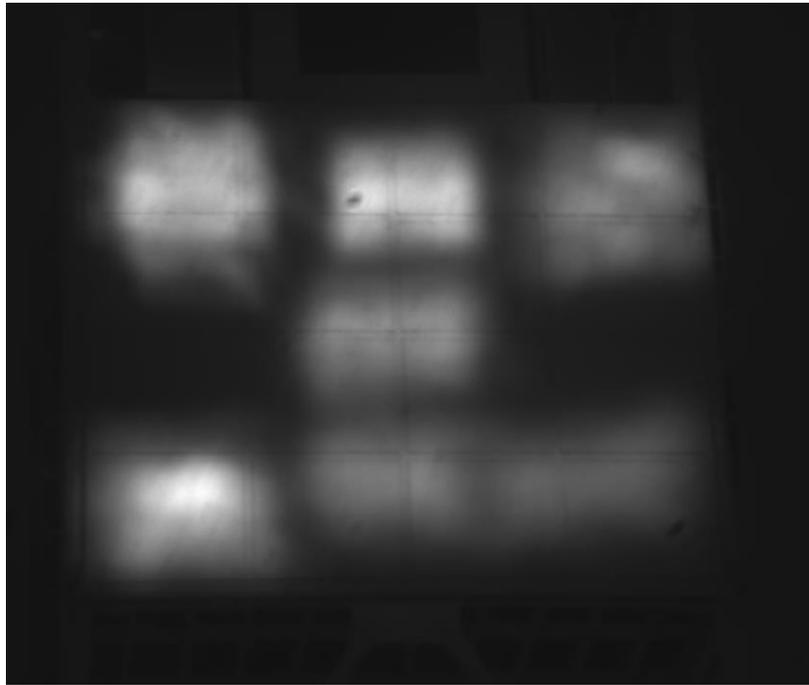
En primer lugar, se presenta el comparativo del flujo de calor en la pared en ambos casos dentro de la **Figura 21**, en el inciso (a) se muestra el flujo de calor en la pared caliente de la implementación de la UDF, de la función obtenida con el software Table Curve 3D, donde podemos ver valores máximos de 18 kW/m^2 en el centro y a lo largo del del eje x, y valores menores en las esquinas de 9 kW/m^2 . En el inciso (b) se presenta la condición de frontera definida para este caso de 7 heliostatos, pero usando la función Profile, la cual presenta una similitud a la imagen del inciso anterior, ejemplificando la r^2 de la función seleccionada del software Table Curve.



a)



b)



c)

Figura 21 Comparativa flujo de calor pared caliente (W/m^2) a) Flujo en UDF b) Flujo en Profile c) Flujo experimental.

Para poder tener una comparativa de estas dos opciones para nuestro sistema, se tomaron los datos experimentales de la configuración de 7 heliostato del día 2 de junio del 2017. Los datos experimentales utilizados dentro del software Fluent se muestran en la **Tabla 3**.

Los resultados obtenidos en el perfil Y se muestran en la **Tabla 18**, donde se ve la diferencia entre el uso de UDF y Profile, la cual es muy parecida, excepto algunos puntos muy específicos, como lo son (60,28,4.5) y (60,36,4.5). En la **Tabla 19**, podemos observar la comparativa para la aleta Y, donde en ambos casos tenemos diferencias mínimas pero más cercanas las del caso UDF, y en la **Tabla 20** con la aleta X tenemos el mismo caso que el perfil Y, las diferencias son muy parecidas entre ambas.

En la **Figura 22** (a) y (b), se pueden ver las gráficas de la temperatura numérica obtenida mediante el comando Profile y UDF, comparado con los valores experimentales,

observando que los valores para ambos casos están muy parecidos entre sí. En la **Figura 22 (c)**, se presenta el grafico para el perfil Y, donde de la misma manera, se observa que ambos modelos sobrestiman los valores experimentales obtenidos.

Tabla 18. Comparativa de resultados método Profile vs UDF para distintos puntos en y en $z=0.045\text{m}$ y $x=0.60\text{m}$.

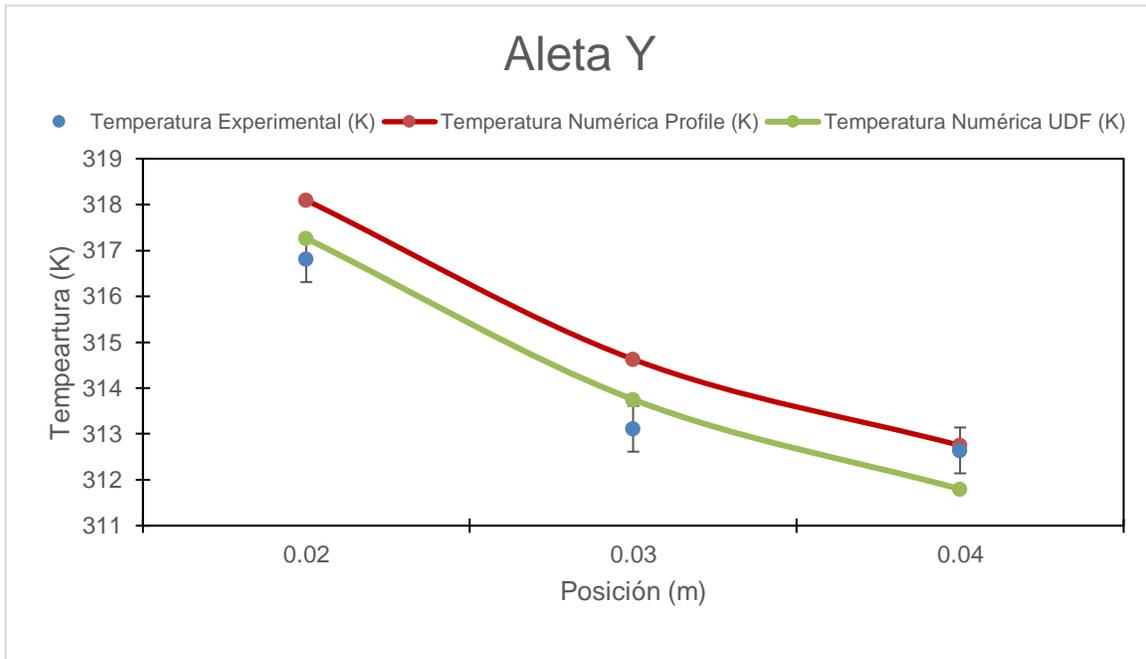
| Posición (m) | Temperatura experimental (K) | Temperatura numérica Profile (K) | Temperatura numérica UDF (K) | Δ Profile, % | Δ UDF, % |
|-----------------|------------------------------|----------------------------------|------------------------------|---------------------|-----------------|
| Perfil Y | | | | | |
| 0.11 | 312.89 | 313.07 | 312.87 | 0.06 | 0.01 |
| 0.20 | 311.82 | 312.05 | 311.36 | 0.07 | 0.15 |
| 0.28 | 311.15 | 312.41 | 311.52 | 0.41 | 0.12 |
| 0.36 | 310.64 | 311.89 | 311.22 | 0.40 | 0.19 |
| 0.69 | 308.50 | 310.80 | 310.08 | 0.75 | 0.51 |
| 0.82 | 307.66 | 309.15 | 309.15 | 0.48 | 0.48 |
| 0.94 | 308.96 | 308.82 | 309.33 | 0.04 | 0.12 |
| 1.07 | 308.96 | 310.31 | 310.26 | 0.44 | 0.42 |

Tabla 19. Comparativa de resultados método Profile vs UDF para distintos puntos en z en la aleta ubicada en $x=0.60\text{m}$ y $y=0.24\text{m}$.

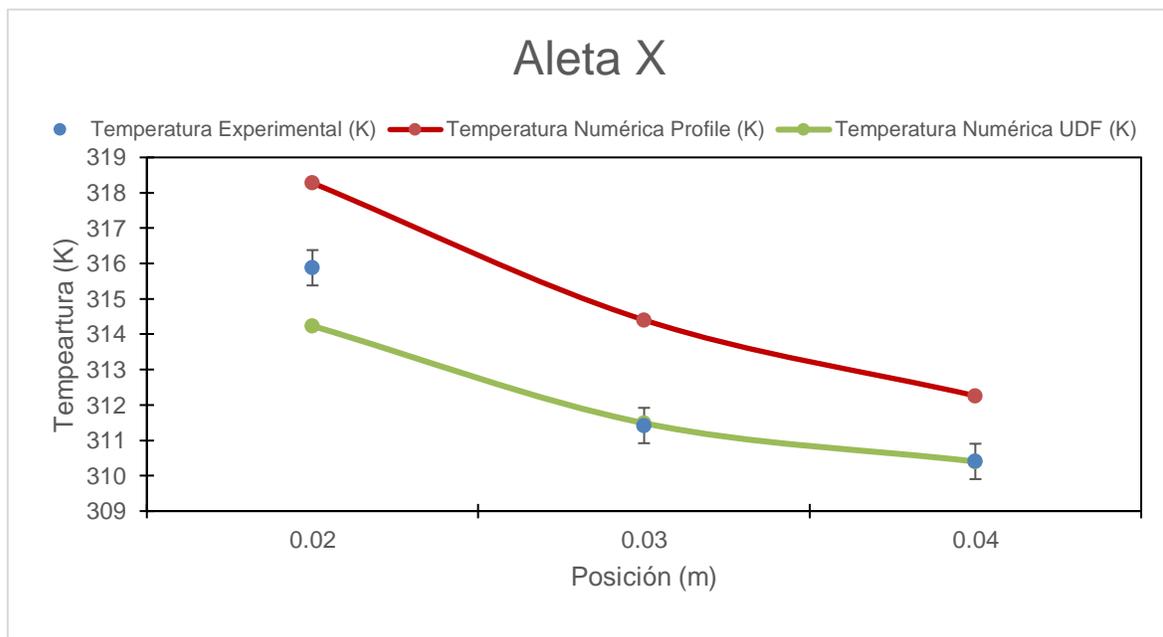
| Posición (m) | Temperatura experimental (K) | Temperatura numérica Profile (K) | Temperatura numérica UDF (K) | Δ Profile, % | Δ UDF, % |
|----------------|------------------------------|----------------------------------|------------------------------|---------------------|-----------------|
| Aleta Y | | | | | |
| 0.02 | 316.81 | 318.09 | 317.26 | 0.41 | 0.14 |
| 0.03 | 313.11 | 314.63 | 313.75 | 0.48 | 0.20 |
| 0.04 | 312.64 | 312.75 | 311.80 | 0.03 | 0.27 |

Tabla 20 Comparativa de resultados método Profile vs UDF para distintos puntos en z en la aleta ubicada en $x=0.94\text{m}$ y $y=0.56\text{m}$.

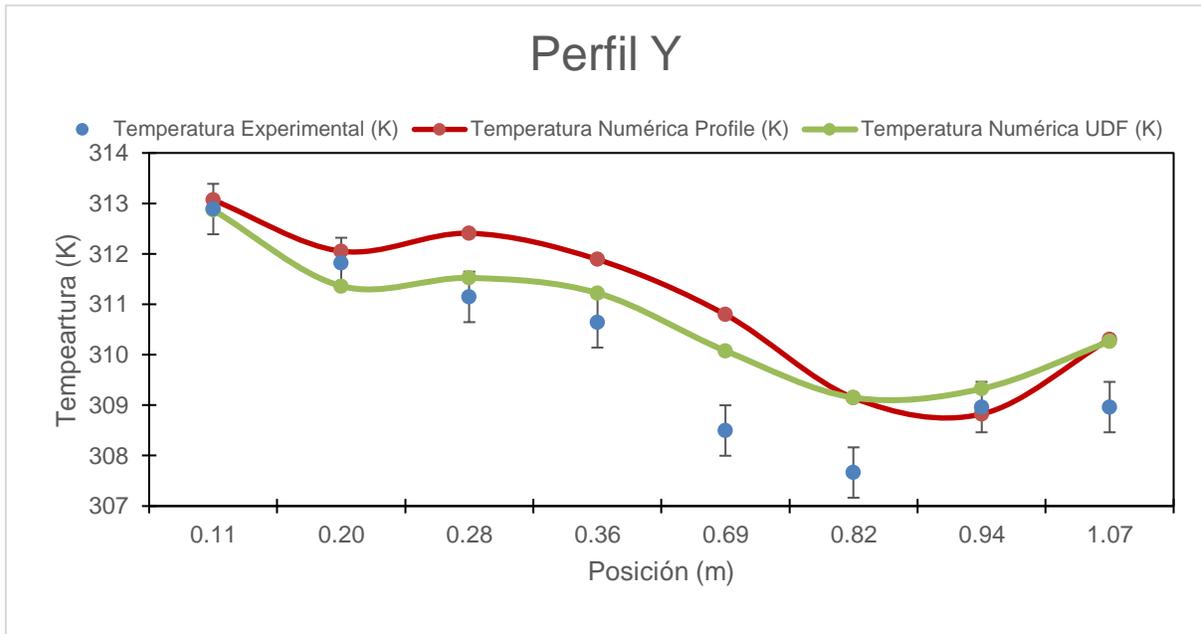
| Posición (m) | Temperatura experimental (K) | Temperatura numérica Profile (K) | Temperatura numérica UDF (K) | Δ Profile, % | Δ UDF, % |
|----------------|------------------------------|----------------------------------|------------------------------|---------------------|-----------------|
| Aleta X | | | | | |
| 0.02 | 315.88 | 318.28 | 314.23 | 0.76 | 0.52 |
| 0.03 | 311.42 | 314.40 | 311.49 | 0.96 | 0.02 |
| 0.04 | 310.40 | 312.26 | 310.40 | 0.60 | 0.00 |



a)



b)



c)

Figura 22 Comparativa de resultados a) Gráfica de la aleta y b) Gráfica de aleta x c) Gráfica del perfil en y.

Por último, en la **Figura 23** (a) se presenta la comparativa de la temperatura de salida del sistema, observando que tenemos una menor diferencia con el método de Profile y en el inciso (b) se compara el número de Nusselt resultante por estos dos métodos, dando como resultado una diferencia menor con el mismo método de UDF. Peor en ambos casos, se ven diferencias muy pequeñas, estando dentro de la incertidumbre de medición.

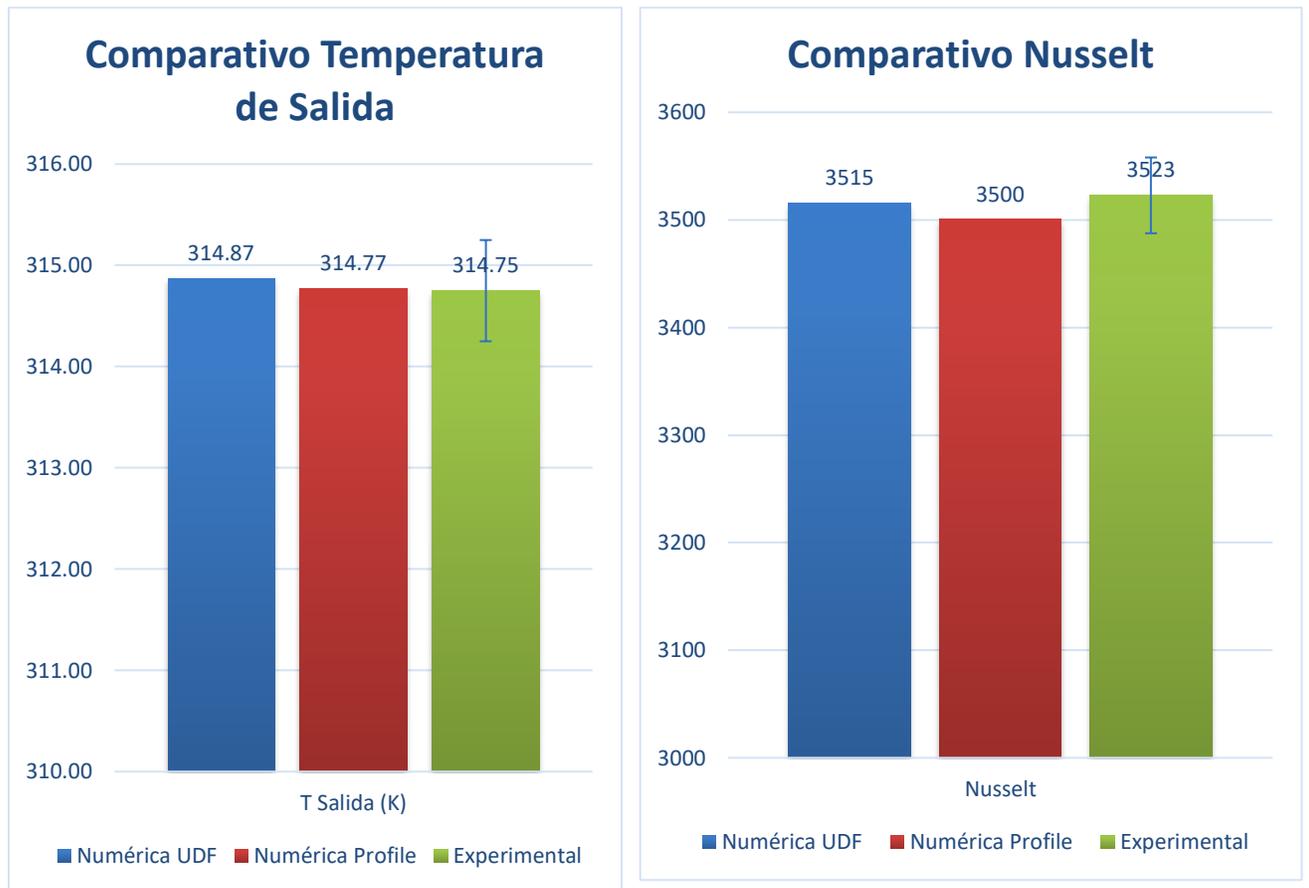


Figura 23 Comparativo Nusselt y temperatura.

Al momento de presentar estos resultados y ver la comparativa entre las dos opciones de definición de flujo, podemos observar que el método de Profile, es recomendable usar en este sistema cuando se necesiten conocer de mejor manera las temperaturas de salida del sistema, ya que cuenta con mejores resultados en este apartado, y para el caso de la definición por UDF, se obtienen mejores perfiles en el interior del calorímetro y se logra conocer de mejor manera el comportamiento del calorímetro en un punto específico del sistema. La decisión por utilizar cualquier de las dos opciones, dependerá de la aplicación del modelo teórico.

4.3- Estudio paramétrico

Después de realizar la validación del modelo teórico y la comparación de los tipos de definición condición de frontera del flux de calor en la pared, se realizó el estudio paramétrico para determinar las condiciones óptimas para aumentar la tasa de transferencia de calor en el receptor, y esto se logró variando las condiciones de flujo de entrada de agua y el flujo de calor en la pared exterior. Estos valores se presentarán mediante el número de Reynolds y número de Rayleigh y se graficó el número de Nusselt resultante con estas condiciones.

Estos números se definen dentro del capítulo 3.3 Parámetros adimensionales donde se las fórmulas matemáticas y muestran las variables para cada uno de estos números adimensionales. En la **Tabla 21** se muestran las variables utilizadas para calcularlos, que fueron obtenidos del libro de Fundamentos de Transferencia de Calor de Incropera [22] de agua líquida saturada a 300 K.

Tabla 21. Condiciones constantes del sistema calorimétrico.

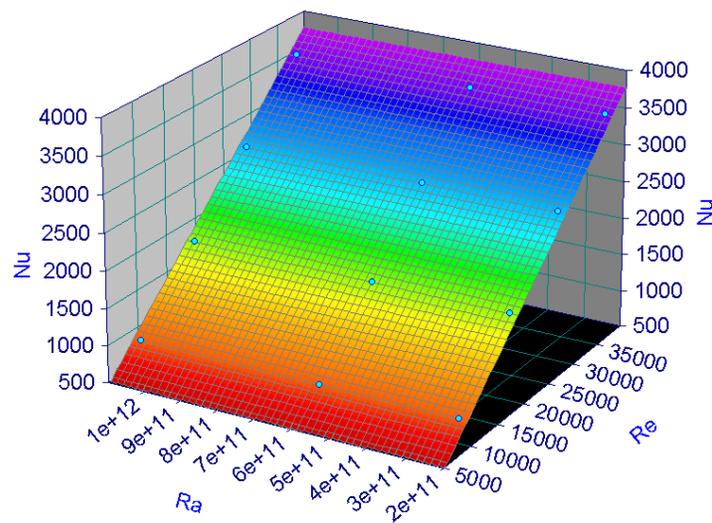
| Datos | | |
|-------------------------------------|----------|-------------------|
| Gravedad (g) | 9.81 | m/s ² |
| Coefficiente Expansión (β) | 2.76E-04 | 1/K |
| Largo (L) | 1.2 | m |
| Densidad (ρ) | 970.87 | kg/m ³ |
| Difusividad Térmica (α) | 1.51E-07 | m ² /s |
| Viscosidad (μ) | 8.55E-04 | kg/m-s |
| Conductividad Térmica (λ) | 6.13E-01 | W/m-k |
| Calor Especifico | 4179 | J/kg-k |

Al tener estos datos, solamente vamos a variar el flujo de calor W/m² para el Rayleigh y la velocidad en m/s para el Reynolds. En la **Tabla 22** se muestran los resultados para cada uno de los casos estudiados numéricamente. Presentando los resultados en los 3 números adimensionales platicados en secciones anteriores.

Tabla 22. Resultados estudio paramétrico.

| Caso | Velocidad (m/s) | Temperatura de entrada (K) | Temperatura de salida (K) | Re | Ra | Nu |
|------|-----------------|----------------------------|---------------------------|-------|-------|------|
| 1 | 1.293 | 305.96 | 314.77 | 4E+04 | 1E+12 | 3518 |
| 2 | 0.969 | 305.96 | 317.73 | 3E+04 | 1E+12 | 2634 |
| 3 | 0.646 | 305.96 | 323.58 | 2E+04 | 1E+12 | 1760 |
| 4 | 0.323 | 305.96 | 341.20 | 9E+03 | 1E+12 | 880 |
| 5 | 1.293 | 306.65 | 311.39 | 4E+04 | 6E+11 | 3514 |
| 6 | 0.969 | 306.65 | 312.96 | 3E+04 | 6E+11 | 2641 |
| 7 | 0.646 | 306.65 | 316.12 | 2E+04 | 6E+11 | 1760 |
| 8 | 0.323 | 306.65 | 325.58 | 9E+03 | 6E+11 | 880 |
| 9 | 1.293 | 303.2 | 304.97 | 4E+04 | 2E+11 | 3515 |
| 10 | 0.969 | 303.2 | 305.57 | 3E+04 | 2E+11 | 2635 |
| 11 | 0.646 | 303.2 | 306.78 | 2E+04 | 2E+11 | 1756 |
| 12 | 0.323 | 303.2 | 310.41 | 9E+03 | 2E+11 | 879 |

Obteniendo una superficie de respuesta mostrada en la **Figura 24**, observando que, al momento de aumentar el Reynolds, es decir, el aumento de la velocidad de flujo del fluido térmico en la entrada del calorímetro, se aprecia un comportamiento lineal ascendente con respecto al número de Nusselt para cualquier flujo de calor incidente en la pared caliente.

**Figura 24** Estudio paramétrico.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones.

En el presente trabajo de investigación se estudió numéricamente un receptor-calorímetro bajo condiciones constantes no uniformes del campo experimental de torre central (CEToC), con base en los resultados obtenidos se puede concluir lo siguiente:

1. Se realizó el estudio teórico mediante dinámica de fluidos computacional, obteniendo una malla computacional de 654,385, reduciendo un 20% el número de elementos respecto a la malla presentada en el trabajo [14].
2. Se realizó el análisis de imagen correspondiente para cada uno de los casos presentados, para utilizarla como condición de frontera del tipo UDF o Profile, dentro del software y así poder simular con condiciones constantes no uniformes de flujo de calor, teniendo como resultado una diferencia global absoluta de 0.23 % y 0.42 % con respecto a los datos experimentales, respectivamente.
3. Dentro de los resultados de la validación para 1, 4 y 7 heliostatos se obtuvo una diferencia global absoluta de las temperaturas internas del calorímetro de 0.17%, 0.25% y 0.42%, respectivamente.
4. A partir de los resultados obtenidos de la distribución de temperatura del modelo numérico, así como de los resultados experimentales, podemos observar que, a partir de la mitad de la longitud de la aleta, no hay variación significativa de temperatura.
5. De acuerdo con la comparación del número de Nusselt presentado en la **Tabla 21** se observa una diferencia absoluta mínima del 0.63% en la configuración de 7 heliostatos y máxima del 0.99% en el caso de 4 heliostatos, por lo cual se concluye que, para cualquier caso, la diferencia no supera el 1% y el modelo teórico es validado.

6. De acuerdo con la superficie de respuesta de la **Figura 24**, donde se observa un aumento del número de Nusselt con respecto al aumento del número de Reynolds, podemos concluir que el dispositivo calorimétrico analizado, tiene mayores tasas de transferencia de calor por convección al fluido térmico, a medida que aumenta el número de Reynolds del fluido térmico, para cualquier flujo de calor introducido al sistema.

5.2 Recomendaciones

Para trabajos futuros con el receptor-calorímetro de la torre central se recomienda realizar los estudios numéricos considerando las variables ambientales que influyen dentro del modelo experimental, como lo puede ser la velocidad y dirección del viento, las pérdidas térmicas al ambiente, entre otros, para con ello mejorar la predicción del modelo numérico. También, se propone el estudio de diferentes fluidos térmicos, como lo pueden ser, los nanofluidos. Finalmente, se recomienda realizar la validación del modelo con heliostatos de faceta concentradora.

CAPÍTULO 6

BIBLIOGRAFÍA

- [1] *Decreto por el que se expide la Ley de Industria Eléctrica*, D. O. d. I. Federación, 11/08/2014.
- [2] D. C. Richter, S. Teske, and R. Short, "Energía Solar Térmica de Concentración - Perspectiva mundial 2019," España, 2019.
- [3] M. M. Mokhtar, S. A. Meyers, I. Rubalcaba, M. Chiesa, and P. R. Armstrong, "A model for improved solar irradiation measurement at low flux," *Solar Energy*, vol. 86, no. 3, pp. 837-844, 2012/03/01/ 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2011.12.012>.
- [4] K. Chen, N. Parker, W. Chun, S. J. Oh, and S. H. Lim, "Development and testing of a simple heat gauge for the measurement of high-intensity thermal radiation," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 1-6, 2013/08/01/ 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.05.004>.
- [5] L. Mongibello, N. Bianco, V. Naso, R. Fucci, and M. Di Somma, "Numerical characterization of a highly concentrated solar radiation sensor based on an inverse method," *Solar Energy*, vol. 111, pp. 407-417, 2015/01/01/ 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.09.023>.
- [6] M. Ebert, D. Benitez, M. Röger, R. Korzynietz, and J. A. Brioso, "Efficiency determination of tubular solar receivers in central receiver systems," *Solar Energy*, vol. 139, pp. 179-189, 2016/12/01/ 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.08.047>.
- [7] J. Ballestrín *et al.*, "Simplifying the measurement of high solar irradiance on receivers. Application to solar tower plants," *Renewable Energy*, vol. 138, pp. 551-561, 2019/08/01/ 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.01.131>.
- [8] C. A. Pérez-Rábago, M. J. Marcos, M. Romero, and C. A. Estrada, "Heat transfer in a conical cavity calorimeter for measuring thermal power of a point focus concentrator," *Solar Energy*, vol. 80, no. 11, pp. 1434-1442, 2006/11/01/ 2006, doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2006.03.006>.
- [9] C. A. Estrada, O. A. Jaramillo, R. Acosta, and C. A. Arancibia-Bulnes, "Heat transfer analysis in a calorimeter for concentrated solar radiation measurements," *Solar Energy*, vol. 81, no. 10, pp. 1306-1313, 2007/10/01/ 2007, doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2006.11.016>.
- [10] O. A. Jaramillo, C. A. Pérez-Rábago, C. A. Arancibia-Bulnes, and C. A. Estrada, "A flat-plate calorimeter for concentrated solar flux evaluation," *Renewable Energy*, vol. 33, no. 10, pp. 2322-2328, 2008/10/01/ 2008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2008.01.020>.
- [11] A. Schmitt, F. Dinter, and C. Reichel, "Computational fluid dynamics study to reduce heat losses at the receiver of a solar tower plant," *Solar Energy*, vol. 190, pp. 286-300, 2019/09/15/ 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.07.079>.

- [12] Z. Si-Quan, L. Xin-Feng, D. Liu, and M. Qing-Song, "A numerical study on optical and thermodynamic characteristics of a spherical cavity receiver," *Applied Thermal Engineering*, vol. 149, pp. 11-21, 2019/02/25/ 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.10.030>.
- [13] V. M. Maytorena and J. F. Hinojosa, "Three-dimensional numerical study of direct steam generation in vertical tubes receiving concentrated solar radiation," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 137, pp. 413-433, 2019/07/01/ 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.03.101>.
- [14] A. Piña-Ortiz, J. F. Hinojosa, R. A. Pérez-Enciso, V. M. Maytorena, R. A. Calleja, and C. A. Estrada, "Thermal analysis of a finned receiver for a central tower solar system," *Renewable Energy*, vol. 131, pp. 1002-1012, 2019/02/01/ 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.07.123>.
- [15] J. P. Xaman Villaseñor, *Transferencia de Calor en Sistemas Termicos: Soluciones Analíticas-Numericas*. Cuernavaca, Morelos, Mexico: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET), 2006, p. 299.
- [16] ANSYS, *ANSYS Fluent Theory Guide*, I. SAS IP, ed., 275 Technology Drive Canonsburg PA 15317, November 2013.
- [17] ANSYS, *ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide*, ANSYS, ed., April 2009.
- [18] A. Bakker, "Applied Computational Fluid Dynamics - Lecture 7- Meshing," Fluent Inc., 2006.
- [19] ANSYS, *ANSYS ICEM CFD User's Manual*, Canonsburg, PA 15317, November 2013.
- [20] ANSYS, *FLUENT 6.1 UDF Manual*, F. Inc., ed., Lebanon, NH 03766, February 2003.
- [21] U. Groer and A. Neumann, "Development and test of a high flux calorimeter at DLR Cologne," *J. Phys. IV France*, vol. 09, no. PR3, pp. Pr3-643-Pr3-648, 1999.
- [22] F. Incropera P. and D. DeWitt P., *Fundamentos de transferencia de calor*, 4a. Edición ed. Mexico: Prentice Hall, 1999.