

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID



ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS

**ESTUDIO NUMÉRICO DE UN TUBO
RECEPTOR DE UN COLECTOR CILINDRO
PARABÓLICO MEDIANTE FLUENT.**

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

PROYECTO FIN DE GRADO

Autor: Ignacio Zubieta Ochoa

Tutora: Carolina Marugán Cruz

Junio, 2014

“Estudio numérico de un tubo receptor de un colector cilindro parabólico mediante Fluent.”

*A mis padres, a mi familia, en especial a mi tío Juan Carlos
y a mis amigos y compañeros.*



RESUMEN:

En este trabajo se realiza un estudio termodinámico del tubo receptor de un colector solar cilindro parabólico, mediante el empleo de un modelo tridimensional. Se asume una distribución de radiación sobre el absorbedor no uniforme, y se utiliza el software de simulación “Fluent” para obtener los resultados finales. Para ello se modeliza el receptor del colector solar LS2 y se emplea el aceite térmico Syltherm 800 como fluido de trabajo.

Igualmente, se analizan las diferencias de las soluciones obtenidas para otros aceites térmicos, como el Therminol 55, el Therminol VP1 y la sal orgánica Hitec XL, estudiando las diferencias en la temperatura de salida del fluido del receptor.

Se obtienen unos resultados satisfactorios que suponen un avance más en esta línea de investigación.

ABSTRACT:

The present study investigates the thermodynamic processes in the receiver tube of a parabolic solar collector using a three-dimensional model. A non-uniform solar energy flux distribution is assumed, and the simulation software “Fluent” is used to calculate the final results. With this purpose, LS2 solar collector is modeled and Syltherm 800 oil is employed.

Differences in the results obtained for other thermal oils, such as Therminol 55, Therminol VP1, and for the organic salt Hitec XL are also analysed, studying the differences in the outlet temperature of the fluid.

Satisfactory results are obtained, what constitutes a step forward in this line of research.



ÍNDICE DE CONTENIDOS

RESUMEN:	3
ABSTRACT:.....	3
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	4
ÍNDICE DE FIGURAS:	6
ÍNDICE DE GRÁFICAS:	7
ÍNDICE DE TABLAS:	9
1. Objetivos del proyecto	11
2. Introducción a la energía termosolar.....	12
2.1. Contexto histórico:.....	12
2.2. Situación actual en España:.....	13
2.3. La energía solar térmica:	15
3. Colector Cilindro Parabólico.....	19
3.1. Modelos de producción:	19
3.1.1. Tecnología para generación de calor:	20
3.1.2. Tecnología para generación de electricidad:	20
3.2. Componentes de un colector cilindro parabólico:.....	22
3.2.1. Receptor o tubo absorbedor:.....	22
3.2.2. Concentrador cilindro parabólico:	24
3.2.3. Estructura y cimentación:	26
3.2.4. Sistema de seguimiento solar:	27
3.3. Sistema de almacenamiento:.....	28
3.4. Fluido térmico:	28
3.5. Seguridad del colector frente al viento:.....	29
3.6. Balance energético:.....	30
3.6.1. Pérdidas ópticas:	31
3.6.2. Pérdidas geométricas:.....	32
3.6.3. Pérdidas térmicas:.....	33
4. Descripción del caso de estudio.....	40
4.1. Modelo físico e hipótesis simplificadoras:	40



4.2.	Planteamiento del problema:	42
5.	Implementación en ANSYS	44
5.1.	Diseño y discretización del modelo:.....	44
5.2.	Simulación en “Fluent” :.....	44
5.3.	Distribución de radiación:	46
5.4.	Perfil de velocidades a la entrada:	49
6.	Análisis de sensibilidad de la malla	53
6.1.	Velocidad axial en secciones transversales:.....	56
6.2.	Temperatura en secciones transversales:.....	58
7.	Resultados	61
7.1.	Comparación de resultados:	61
7.2.	Comparación de perfiles de radiación:	68
7.3.	Comparación de fluidos térmicos:	70
7.3.1.	Aceites sintéticos:.....	70
7.3.2.	Sal orgánica:	72
8.	Conclusiones.....	74
8.1.	Conclusiones generales:.....	74
8.2.	Líneas futuras de investigación:	75
9.	APÉNDICE 1: Diseño y discretización en ANSYS	77
10.	APÉNDICE 2: Fluidos térmicos.....	87
10.1.	ACEITES SINTÉTICOS	87
10.1.1.	SYLTHERM 800 [8]:	87
10.1.2.	THERMINOL 55 [18]:.....	91
10.1.3.	THERMINOL VP1 [19]:	95
10.2.	SALES ORGÁNICAS.....	99
10.2.1.	HITEC XL [9]:	99
11.	APÉNDICE 3: “UDF’s” de radiación y velocidad.....	103
	Bibliografía:	107



ÍNDICE DE FIGURAS:

Figura 2.1 Primera instalación de CCP's. Egipto (1913)	13
Figura 2.2 Disco parabólico con motor de Stirling.	16
Figura 2.3 Sistema de torre de potencia.	17
Figura 2.4 Sistema cilindro-parabólicos.	17
Figura 2.5 Sistema Fresnel.	18
Figura 3.1 Instalación de colectores cilindro parabólicos.	19
Figura 3.2 Ciclo básico de generación de electricidad con enfriamiento por torre de refrigeración.	21
Figura 3.3 Ciclo de generación de electricidad con enfriamiento por aerocondensadores que elimina la necesidad de agua de refrigeración.	22
Figura 3.4 Sección longitudinal y vista frontal de un CCP formado por un conducto interior metálico y otro exterior de vidrio [6].	23
Figura 3.5 Detalle del extremo del tubo receptor.	24
Figura 3.6 Concentradores cilindro parabólicos.	25
Figura 3.7 Ejemplo de campo solar que muestra las filas de colectores y los lazos.	25
Figura 3.8 Planta de CCP's más grande del mundo. "The Shams 1". Emiratos Árabes Unidos... 26	26
Figura 3.9 Estructura del colector y brazos de sujeción del receptor.	27
Figura 3.10 Ciclo básico de generación de electricidad con sistema de almacenamiento.	28
Figura 3.11 Representación de las pérdidas por final de colector	32
Figura 3.12 Representación de las pérdidas por sombra de elementos estructurales.	33
Figura 3.13 Sección del tubo receptor donde se representan los intercambios de calor.	34
Figura 3.14 Circuito térmico equivalente de la figura 3.13.	34
Figura 4.1 Esquema de los flujos de calor en el tubo receptor del colector.	41
Figura 4.2 Tramo del receptor diseñado.	41
Figura 5.1 Contorno de la radiación incidente sobre el tubo receptor.	49
Figura 5.2 Forma general del perfil de velocidad para el flujo turbulento [13].	50
Figura 6.1 Vista frontal y de planta de la superficie de entrada del conducto para el 'Caso A'. 54	54
Figura 6.2 Vista frontal y de planta de la superficie de entrada del conducto para el 'Caso B'.. 54	54
Figura 6.3 Vista frontal y de planta de la superficie de entrada del conducto para el 'Caso C'.. 55	55
Figura 7.1 Contorno de la radiación incidente sobre la pared exterior del tubo receptor.	62
Figura 7.2 Sección transversal donde apreciar las tres líneas longitudinales estudiadas para $\phi = 0^\circ$, $\phi = 90^\circ$ y $\phi = 180^\circ$	63
Figura 7.3 Contorno de temperaturas en la pared del receptor no irradiada.	67
Figura 7.4 Contorno de temperaturas en la pared del receptor irradiada.	67
Figura 9.1 Diseño de la sección transversal de la tubería y del fluido térmico en el módulo 'Design Modeler'.	78
Figura 9.2 Esquema de la discretización de la solución de Jaroslav Štigler.	79



Figura 9.3 Sección del fluido térmico con las distintas subdivisiones realizadas mostradas en color.....	79
Figura 9.4 Tramo extruído de la tubería y del fluido térmico a partir de la sección transversal diseñada.	80
Figura 9.5 Tramo discretizado original del modelo creado en el módulo ‘Meshing’.	81
Figura 9.6 Mallado optimizado de la sección transversal.	82
Figura 9.7 Tramo del receptor discretizado tras aumentar el número de celdas.	82
Figura 9.8 Mallado optimizado de la sección transversal, con una tubería con 10 celdas en la dirección radial.	83
Figura 9.9 Planta de un tramo de la tubería discretizada con tamaño de las celdas variable longitudinalmente.	84
Figura 9.10 Mallado corregido de la sección transversal final.....	84
Figura 9.11 Discretización final del receptor y del fluido. Este mallado se corresponde con el ‘Caso A’.	85
Figura 9.12 Discretización del fluido.	85
Figura 9.13 Corte en la discretización final.	86

ÍNDICE DE GRÁFICAS:

Gráfica 2-1 Producción eléctrica anual española mediante centrales termosolares.[3]	14
Gráfica 3-1 Curva de normalización de un colector. Representa el rendimiento de este frente a la variación de la temperatura del fluido con la temperatura ambiente.....	31
Gráfica 4-1 Distribución de radiación solar no uniforme [10].	42
Gráfica 5-1 Distribución de radiación calculada por Cheng et al. Radiación solar (W/m2) en función de la coordenada angular ‘ ϕ ’ (°).	47
Gráfica 5-2 Comparación de la distribución de radiación. Representación del perfil programado mediante la “UDF”.	48
Gráfica 5-3 Comparación de la distribución de radiación. Representación del perfil de Cheng et al. [10].	48
Gráfica 5-4 Gráfica de Moody. En rojo se resalta el valor inicial del coeficiente de fricción [14].	51
Gráfica 5-5 Coordenada radial frente a velocidad adimensional.	52
Gráfica 6-1 Perfiles de velocidad en función de la posición radial, a 0.1 metros de la entrada para los casos ‘A’, ‘B’ y ‘C’.	57
Gráfica 6-2 Perfiles de velocidad en función de la posición radial, a 3.9 metros de la entrada para los casos ‘A’, ‘B’ y ‘C’.	57



Gráfica 6-3 Perfiles de velocidad en función de la posición radial, a 7.7 metros de la entrada para los casos ‘A’, ‘B’ y ‘C’	57
Gráfica 6-4 Perfiles de temperatura en función de la posición radial, a 0.1 metros de la entrada para los casos ‘A’, ‘B’ y ‘C’	58
Gráfica 6-5 Perfiles de temperatura en función de la posición radial, a 3.9 metros de la entrada para los casos ‘A’, ‘B’ y ‘C’	59
Gráfica 6-6 Perfiles de temperatura en función de la posición radial, a 7.7 metros de la entrada para los casos ‘A’, ‘B’ y ‘C’	59
Gráfica 7-1 Distribución de temperatura del receptor en la dirección axial según los resultados del estudio.	64
Gráfica 7-2 Distribución de temperatura del receptor en la dirección axial según los resultados de Cheng et al.[10]	64
Gráfica 7-3 Distribución de temperatura del receptor en la dirección angular según los resultados del estudio.	65
Gráfica 7-4 Distribución de temperatura del receptor en la dirección angular según los resultados de Cheng et al.[10].	66
Gráfica 7-5 Distribución de temperaturas del fluido Syltherm-800 en la región de salida (Z = 7.8m) para el caso de radiación exterior uniforme.	68
Gráfica 7-6 Distribución de temperaturas del fluido Syltherm-800 en la región de salida (Z = 7.8m) para el caso de radiación exterior no uniforme.	69
Gráfica 7-7 Distribución de temperaturas del fluido Syltherm-800 en la región de salida (Z = 7.8m) para los casos de radiación exterior uniforme y no uniforme.....	69
Gráfica 7-8 Distribución de temperaturas de los fluidos Syltherm 800, Therminol 55 y Therminol VP1 en la región de salida (Z = 7.8m) para el caso de radiación exterior no uniforme.....	70
Gráfica 7-9 Distribución de temperaturas de los fluidos Syltherm 800, Therminol 55 y Therminol VP1 en la región de salida (Z = 7.8m) para el caso de radiación exterior no uniforme y límites de degradación.....	71
Gráfica 7-10 Distribución de temperaturas de la sal solar Hitec XL en la región de salida (Z = 7.8m) para el caso de radiación exterior no uniforme y límite de degradación.	73
Gráfica 10-1 Representación de la densidad (kg/m ³) del aceite Syltherm 800 vs la temperatura (K).	87
Gráfica 10-2 Representación del calor específico (J/kg•K) del aceite Syltherm 800 vs la temperatura (K).	88
Gráfica 10-3 Representación de la conductividad térmica (W/m•K) del aceite Syltherm 800 vs la temperatura (K).	89
Gráfica 10-4 Representación de la viscosidad dinámica (kg/m•s) del aceite Syltherm 800 vs la temperatura (K).	90
Gráfica 10-5 Representación de la viscosidad dinámica (kg/m•s) del aceite Syltherm 800 vs la temperatura (K) en un rango térmico de 300K a 550K.	90
Gráfica 10-6 Representación del calor específico (J/kg•K) del aceite Therminol 55 vs la temperatura (K).	92
Gráfica 10-7 Representación de la conductividad térmica (W/m•K) del aceite Therminol 55 vs la temperatura (K).	93



Gráfica 10-8 Representación de la viscosidad dinámica ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$) del aceite Therminol 55 vs la temperatura (K).....	94
Gráfica 10-9 Representación de la viscosidad dinámica ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$) del aceite Therminol 55 vs la temperatura (K) en un rango térmico de 300K a 550K.	94
Gráfica 10-10 Representación de la densidad (kg/m^3) del aceite Therminol VP1 vs la temperatura (K).....	95
Gráfica 10-11 Representación del calor específico ($\text{J/kg}\cdot\text{K}$) del aceite Therminol VP1 vs la temperatura (K).....	96
Gráfica 10-12 Representación de la conductividad térmica ($\text{W/m}\cdot\text{K}$) del aceite Therminol VP1 vs la temperatura (K).....	97
Gráfica 10-13 Representación de la viscosidad dinámica ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$) del aceite Therminol VP1 vs la temperatura (K).....	98
Gráfica 10-14 Representación de la viscosidad dinámica ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$) del aceite Therminol VP1 vs la temperatura (K) en un rango térmico de 300K a 550K.	98
Gráfica 10-15 Representación de la densidad (kg/m^3) del aceite Hitec XL vs la temperatura (K).	99
Gráfica 10-16 Representación del calor específico ($\text{J/kg}\cdot\text{K}$) del aceite Hitec XL vs la temperatura (K).	100
Gráfica 10-17 Representación de la conductividad térmica ($\text{W/m}\cdot\text{K}$) del aceite Hitec XL vs la temperatura (K).....	101
Gráfica 10-18 Representación de la viscosidad dinámica ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$) del aceite Hitec XL vs la temperatura (K).....	102
Gráfica 10-19 Representación de la viscosidad dinámica ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$) del aceite Hitec XL vs la temperatura (K) en un rango térmico de 500K a 850K.	102

ÍNDICE DE TABLAS:

Tabla 5-1 Propiedades del acero inoxidable 304	45
Tabla 6-1 Presenta el número de celdas y de nodos presentes para los casos ‘A’, ‘B’ y ‘C’.	53
Tabla 7-1 Resultados de temperatura de salida del fluido obtenidos por Cheng et al. y en este estudio.	62
Tabla 9-1 Datos técnicos del tubo receptor del colector LS2 [16].	77





1. Objetivos del proyecto

Se considera el estado del arte actual de las centrales termosolares de sistemas cilindro parabólicos, y se analizan las características fundamentales de esta tecnología dentro del ámbito de la energía solar sostenible.

El objetivo principal del proyecto es realizar un estudio detallado de los distintos fenómenos termodinámicos que existen en el tubo receptor de los colectores cilindro parabólicos (CCP's de aquí en adelante), mediante el uso de un software de simulación (“ANSYS-Fluent”). Con este programa se ha realizado un modelo tridimensional más preciso que otras simulaciones desarrolladas anteriormente, como son los modelos unidimensionales o bidimensionales, los cuales establecen hipótesis con un menor grado de detalle.

Se modeliza así un tramo del colector y se estudia un caso simplificado que permite calcular la evolución de la temperatura, y, además se comprueba la dependencia de esta con distintos factores como la coordenada angular o la axial.

Estos resultados se comparan con los presentes en la literatura científica, comprobando la validez del modelo utilizado y analizado; seguidamente se proponen posibles mejoras en futuros proyectos.

Una vez comprobada la validez del modelo, también se realiza una comparativa entre distintos fluidos térmicos comunes en estos colectores, como son los aceites sintéticos Syltherm-800, Therminol-55, o el Therminol-VP1, así como la sal orgánica Hitec XL, valorando los distintos comportamientos de estos. Se estudia así, la viabilidad técnica del uso de los fluidos anteriores, verificando su rango de operación térmico.

2. Introducción a la energía termosolar

2.1. Contexto histórico:

Ya desde la antigüedad se utilizaron e inventaron artefactos capaces de aprovechar la energía solar para diversos usos. Algunos escritos relatan cómo Arquímedes, en el siglo III a.C, utilizó esta energía con fines bélicos, concentrando mediante espejos el calor del sol para destruir la flota romana durante el sitio de Siracusa.

No fue hasta la Edad Moderna cuando se comenzó a utilizar con fines industriales, desde máquinas de vapor sostenidas con energía solar, hasta plantas de destilación de agua marina o incluso turbinas. Científicos e inventores como Leonardo da Vinci o el químico Antoine Lavoisier ya contribuyeron diseñando distintos artefactos capaces de aprovechar dicha energía. [1]

En el siglo XX se empezaron a proyectar plantas de generación de potencia de alrededor de decenas de kilovatios, como respuesta al alto precio de los combustibles fósiles y al gran impacto mediambiental de la utilización masiva de estos. De forma paralela, a mediados de este siglo también se empezaron a desarrollar, celdas fotovoltaicas de silicio.

En la actualidad, la energía solar se sitúa dentro del sector de las energías renovables como una de las más pujantes junto a la eólica e hidráulica, y en el futuro se dispone como una de las más relevantes.

La energía solar se aprovecha de dos formas principales: mediante tecnología fotovoltaica y mediante tecnología termosolar. Dentro de estas dos ramas se pueden encontrar distintos tipos de conversión energética. El presente estudio se centra en la tecnología termosolar, donde se describen algunos de los colectores más habituales: como los colectores de placa plana, los sistemas de torre de potencia, los discos parabólicos o los sistemas de colectores cilindro parabólicos.

En relación con los colectores cilindro parabólicos, objeto de este trabajo, es oportuno recordar, en primer lugar, que los primeros colectores comerciales instalados, se establecieron en 1912 en Egipto, por el ingeniero estadounidense Frank Shuman.



Figura 2.1 Primera instalación de CCP's. Egipto (1913)

El estallido de la Primera Guerra Mundial, y el descubrimiento de combustibles más económicos en aquel momento, frenaron los posibles avances e investigaciones en este sector. No fue hasta los años 70, con la crisis del petróleo, cuando se retomó el interés por esta tecnología. En los años 80 se volvieron a instalar plantas de colectores cilindro parabólicos, con una capacidad mayor, así como una mayor eficiencia. Desde entonces se comenzaron a utilizar los colectores LS1, LS2 y LS3. A partir de 1998 se empezaron a fabricar colectores más avanzados como el Eurothrough o el Eurothrough-II.

Actualmente, a nivel mundial se están llevando a cabo numerosos proyectos de investigación sobre los CCP's, con intención de mejorar los rendimientos y abaratar costes de esta tecnología.

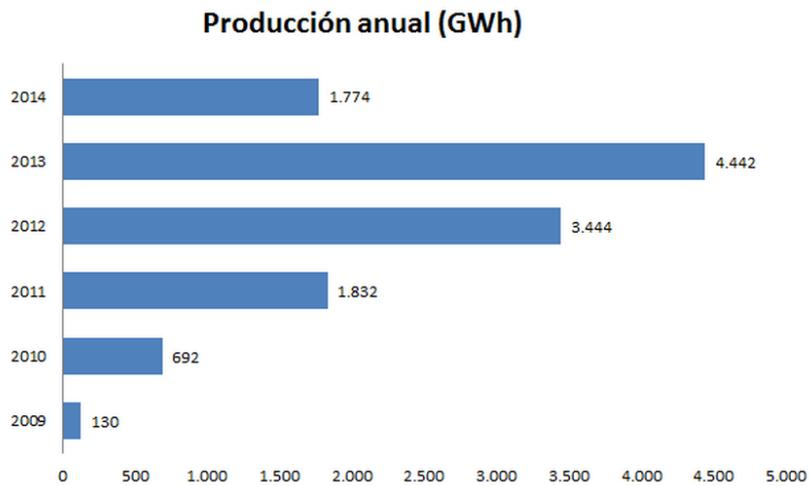
En cuanto a la energía solar térmica, esta tendrá una importancia relevante a medio y largo plazo, al incrementarse su contribución al sistema energético futuro. Es sabido que actualmente existen diversas plantas en construcción y, también que se siguen proyectando centrales en numerosos países. En definitiva, para las próximas décadas se espera un crecimiento prometedor del sector.

2.2. Situación actual en España:

A comienzos del siglo XXI España empezó a apostar por la energía termosolar como forma alternativa a los combustibles fósiles. Desde entonces, y dado el gran potencial solar del país, la energía termosolar ha seguido una evolución constante, incrementándose hasta el día de hoy que alcanza un 3.8% de la demanda eléctrica

anual.[3] Actualmente España es uno de los países líderes en el sector dentro del mercado europeo.

Aunque en los últimos años la producción de electricidad mediante esta tecnología ha ido en aumento, la crisis financiera ha afectado al sector que ha sufrido un descenso en la actividad, más apreciado en captadores de baja concentración, que han acusado también la recesión en el mercado de la construcción.



Gráfica 2-1 Producción eléctrica anual española mediante centrales termosolares.[3]

Sin embargo, a pesar de la situación económica actual, y de los diversos cambios introducidos en la legislación¹ que afectan a las distintas primas[4], en España se sigue apostando por centrales termosolares para la producción de electricidad. Así, de las 50 centrales termosolares que en la actualidad hay en operación, 45 corresponden a tecnología de colectores cilindro parabólicos, las cuales generan una potencia cercana a los 2220 MW. Esto es, un 3.8% de la demanda eléctrica[3].

¹ La última reforma de las energías renovables y la cogeneración que afecta a la energía termosolar, está basada en el ‘Real Decreto-ley 9/2013’, en la ‘Ley 24/2013’ y en ‘Real Decreto 413/2014’ donde se establecen los nuevos criterios y regímenes retributivos [4].

2.3. La energía solar térmica:

La tecnología termosolar se caracteriza por transformar la energía solar que llega a la tierra en forma de radiación, en energía térmica, capaz de ser aprovechada para distintos usos, entre ellos la producción de electricidad.

Para ello, se utilizan distintos tipos de colectores solares, con características muy diferentes, pero todos ellos basan su funcionamiento en captar la radiación solar para calentar un fluido térmico hasta cierta temperatura aprovechable.

A pesar de que la clasificación más genérica está basada en la temperatura de operación, distinguiendo colectores de baja, media y alta temperatura, para poder clasificar los distintos tipos de colectores de forma más exacta, es necesario utilizar el concepto de Relación de Concentración”[5]. El cual se explica a continuación.

La “Relación de Concentración” se puede definir como el cociente entre el área del plano de apertura del colector y el área del plano del absorbedor.

$$C = \frac{A_{\text{colector}}}{A_{\text{absorbedor}}}$$

Ec. 2.1

Las distintas tecnologías de este tipo de energía se pueden dividir en dos ramas bien diferenciadas atendiendo a esta relación: una primera especialidad, denominada “Tecnología sin Concentración” donde $C = 1$ en la que se sitúan los colectores de placa plana o de tubos de vacío, y una segunda denominada “Tecnología con Concentración, donde $C > 1$.

Debido a la amplitud del campo, en este proyecto no se profundiza en los citados colectores de placa plana (capaces de alcanzar temperaturas de hasta 130°C), pero sí se quiere dedicar alguna atención a la descripción de algunos de los sistemas de concentración.

Todos los sistemas de concentración se caracterizan por poseer una superficie reflectora que concentra la radiación solar captada en un tubo receptor por el que circula un fluido de transferencia de calor que absorbe la energía en forma de calor. Todos estos sistemas, tienen un mecanismo de seguimiento solar.



Dentro de esta categoría se pueden encontrar:

- *Discos parabólicos o de Stirling*: $C = 1.000-5.000$
- *Sistemas de torre de potencia*: $C = 200-2.000$
- *Sistemas cilindro-parabólicos y sistemas Fresnel*: $C = 30-90$

- *Discos parabólicos o de Stirling*: Estructuras con forma de paraboloides que contienen espejos que concentran la energía en un foco, donde se sitúa un motor Stirling. Este motor genera energía eléctrica directamente.



Figura 2.2 Disco parabólico con motor de Stirling.

- *Sistemas de torre de potencia:* Este tipo de central está compuesta por un campo de espejos dotados de un sistema de seguimiento solar, denominados heliostatos, que dirigen la radiación solar hacia un receptor situado en la parte alta de una torre.



Figura 2.3 Sistema de torre de potencia.

- *Sistemas cilindro-parabólicos:* Este tipo de centrales está compuesta por varios canales de espejos cilíndricos, de sección transversal parabólica, que concentran la radiación solar en su línea focal, donde se encuentra el receptor. Es el tipo de sistema estudiado en el presente proyecto y se detalla más adelante.



Figura 2.4 Sistema cilindro-parabólicos.

- *Sistemas Fresnel*: Similares a los sistemas cilindro-parabólicos, tienen el receptor inmóvil; mantienen el enfoque mediante espejos con seguimiento solar.



Figura 2.5 Sistema Fresnel.

3. Colector Cilindro Parabólico

En este capítulo se describe el funcionamiento de las centrales solares de colectores cilindro parabólicos. También se especifican las dos formas de utilización de la energía: tecnologías de producción de calor industrial o de producción de electricidad. Además, se estudia con detalle los componentes de estos colectores, así como los distintos fluidos térmicos utilizados.

Al final del capítulo se realiza un balance energético del tubo receptor y se analizan las pérdidas de calor más significativas.



Figura 3.1 Instalación de colectores cilindro parabólicos.

3.1. Modelos de producción:

Los sistemas de media y alta concentración, capaces de conseguir temperaturas por encima de los 200°C, se pueden utilizar con dos fines principales: producción de calor industrial o producción de electricidad.

Los CCP's, constituyen la tecnología termosolar más extendida y desarrollada del sector. Estos colectores pueden producir temperaturas de hasta 400°C, lo que permite su uso en un amplio rango de procesos industriales [5] . A continuación detallamos los dos modos de aprovechamiento de las plantas de CCP's.

3.1.1. Tecnología para generación de calor:

Normalmente, las centrales para generación de calor están compuestas por dos o tres circuitos de intercambio de calor. El circuito primario o de generación, está formado por hileras de colectores conectadas entre sí. El secundario o de generación, cuenta con una caldera que utiliza el calor cedido por el circuito primario para generar vapor de agua. Sucesivos circuitos transportan la energía en forma de vapor a los distintos procesos industriales.

Existe una gran variedad de procesos industriales que pueden utilizar en sus instalaciones estos campos de colectores, desde la industria alimenticia, hasta la de tratamiento de petróleos, así como depuradoras de agua, o instalaciones que requieran secados industriales. Estas aplicaciones permiten aumentar la autonomía energética de las instalaciones, reduciendo su consumo y sus emisiones.

3.1.2. Tecnología para generación de electricidad:

Basada en la utilización de un fluido caloportador como medio de transferencia de calor, o HTF (Heat Transfer Fluid), la tecnología convencional consiste en utilizar el calor que puede ceder el fluido utilizado en los colectores (normalmente aceites térmicos) para transferirlo a un medio portador de calor, (generalmente vapor de agua). Es relevante señalar que esta tecnología permite también almacenar el calor. La transferencia térmica se produce en los intercambiadores de calor. Una vez generado el vapor, este se utiliza en un sistema de potencia de un ciclo Rankine generalmente, aunque también se puede integrar en ciclos combinados.

El vapor de agua generado acciona los álabes de las turbinas de vapor conectadas al generador. El vapor puede ser condensado por dos procedimientos: o bien mediante condensadores de torres de refrigeración, o bien mediante aerocondensadores, eliminando así la necesidad de un aporte de agua. (Ver figuras 3.2 y 3.3).



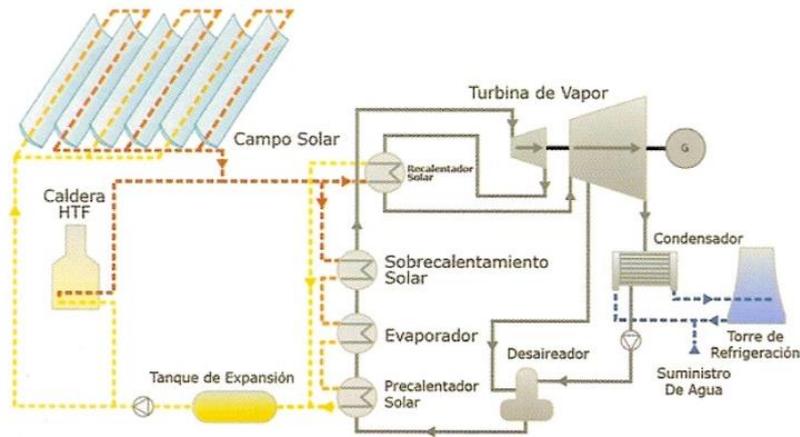


Figura 3.2 Ciclo básico de generación de electricidad con enfriamiento por torre de refrigeración.

Actualmente existen distintas líneas de investigación que buscan una alternativa a los sistemas HTF (Heat Transfer Fluid). Estos nuevos sistemas, denominados “Sistemas de Generación Directa de Vapor” (GDV), buscan generar el vapor de agua directamente en los colectores; de esta forma se trata de evitar las pérdidas térmicas que se producen en los intercambiadores. Asimismo, permiten reducir los costes de la instalación, y no es necesario utilizar ningún fluido intermedio.

La gran mayoría de las plantas con tecnología HTF, se componen de los siguientes sistemas:

- Campo solar.
- Sistema de transferencia de calor.
- Bloque de potencia.

En relación con estos tres ámbitos, en el siguiente apartado se describen los aspectos esenciales del campo solar.

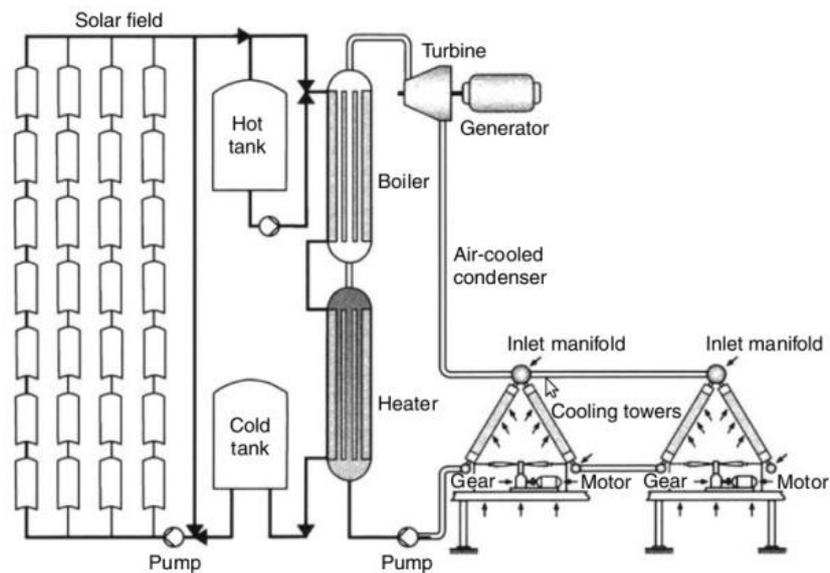


Figura 3.3 Ciclo de generación de electricidad con enfriamiento por aerocondensadores que elimina la necesidad de agua de refrigeración.

3.2. Componentes de un colector cilindro parabólico:

Un colector cilindro parabólico cuenta con los siguientes elementos principales:

- Receptor o tubo absorbedor.
- Concentrador cilindro parabólico.
- Estructura y cimentación.
- Sistema de seguimiento solar.

3.2.1. Receptor o tubo absorbedor:

Está formado por dos tubos concéntricos separados por una capa de vacío. El tubo interior es un conducto metálico por el que circula el fluido térmico. El tubo exterior de vidrio tiene la misión de reducir las pérdidas de calor.

Su principal función es convertir la radiación solar en energía térmica, para que esta pueda ser aprovechada por el fluido de trabajo.

Situado en la línea focal del colector y sujeto mediante unos brazos a la estructura, constituye uno de los componentes más importantes de la instalación, y sobre el cual se basa la simulación de este proyecto.

El tubo interior, es el encargado directo de calentar al fluido mediante convección. Por esta razón, está recubierto por un material selectivo que le proporciona una alta absorbanza y una baja emisividad.

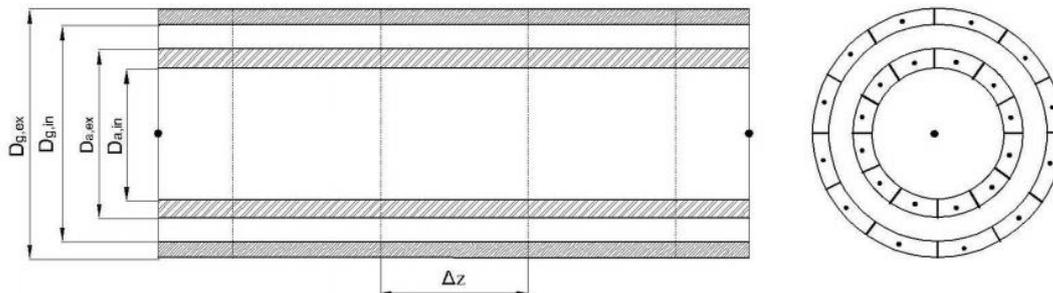


Figura 3.4 Sección longitudinal y vista frontal de un CCP formado por un conducto interior metálico y otro exterior de vidrio [6].

El tubo exterior de vidrio reduce las pérdidas por convección. Así mismo, protege al recubrimiento del tubo metálico de los factores meteorológicos. Conviene advertir que este tubo de vidrio suele recibir un tratamiento antirreflexivo tanto en el interior como en el exterior para aumentar su transmitancia [5].

El tubo de vidrio está soldado a un fuelle metálico con la intención de compensar los efectos de la dilatación térmica entre ambos conductos. Esta soldadura vidrio-metal es uno de los puntos más débiles de la instalación, donde se producen mayores roturas y la consecuente pérdida de vacío.

Para controlar el vacío producido se utilizan unos elementos metálicos denominados “getters” que absorben los gases y/o las partículas de aceite que se hayan podido filtrar.



Figura 3.5 Detalle del extremo del tubo receptor.

3.2.2. Concentrador cilindro parabólico:

Es el componente encargado de reflejar y concentrar la radiación solar sobre el absorbedor.

Está formado por un soporte que orienta sus elementos de alta reflectancia, formados por películas de plata o aluminio, de tal forma que proyecte la radiación sobre la línea focal, donde se encuentra el absorbedor.

Estos soportes tienen la función de aportar la rigidez necesaria a la estructura. Como estos soportes están expuestos a los deterioros causados por la intemperie deben poseer una elevada durabilidad para poder soportar los efectos de contaminantes o la humedad, por ello el soporte suele ser de vidrio.

Tanto los soportes de metal como los de plástico se ven más deteriorados que los de vidrio. Sobre estos últimos se deposita una fina película de plata, protegida por una de cobre y otra de pintura epoxi, para hacer frente a las erosiones de las partículas que transporta el aire.[5]



Figura 3.6 Concentradores cilindro parabólicos.

Estos espejos se agrupan en paneles, que se colocan en la estructura del soporte. La agrupación de todos los concentradores de la planta, conforma el denominado “campo solar”.

Dependiendo de la potencia de la central, se realiza un dimensionamiento del campo solar; este determina el número de colectores a utilizar así como su distribución. Los colectores se suelen agrupar en serie formando unidades de hasta 150 metros, los cuales se unen en filas y estas a su vez en paralelo con otras filas formando lazos. Por este motivo, para este tipo de instalaciones se requieren grandes superficies de terreno.

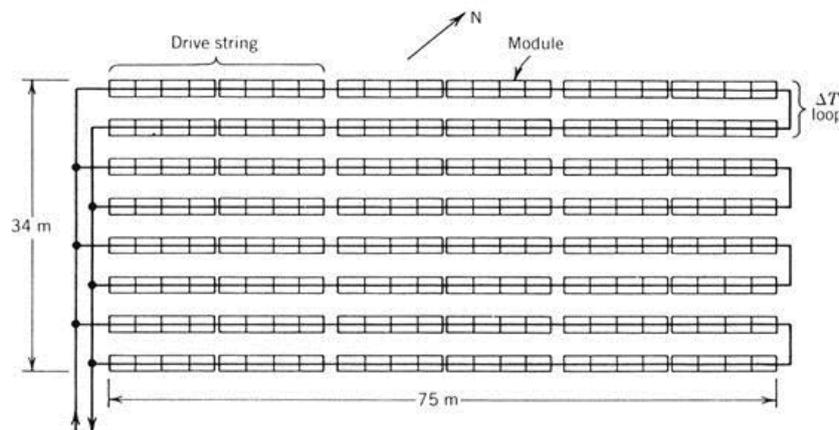


Figura 3.7 Ejemplo de campo solar que muestra las filas de colectores y los lazos.



Figura 3.8 Planta de CCP's más grande del mundo. "The Shams 1". Emiratos Árabes Unidos

3.2.3. Estructura y cimentación:

La estructura busca aportar rigidez a los distintos componentes; unida a la cimentación forma el armazón de todo el colector.

Esta estructura es móvil y permite el movimiento de los concentradores por parte del sistema de seguimiento.

Generalmente, la estructura es de metal, pero se están desarrollando líneas de investigación para utilizar otros materiales compuestos.

La construcción de estos armazones se realiza, principalmente, mediante dos métodos: 1º El de tubo de soporte central (torque tube) y 2º el espacial (torque box), utilizado en el colector LS2 estudiado [5].

La cimentación fija los colectores al suelo y, además, soporta las cargas tanto por el peso del colector, como por la influencia del viento.



Figura 3.9 Estructura del colector y brazos de sujeción del receptor.

3.2.4. Sistema de seguimiento solar:

Este sistema permite que el colector esté enfocado al sol en todo momento; como consecuencia, el receptor recibe la máxima energía posible. Por este motivo precisa una estructura móvil.

El sistema más común es el seguimiento alrededor de un solo eje, bien en dirección Norte-Sur bien en dirección Este-Oeste, aunque también existen sistemas de seguimiento en dos ejes, los cuales han demostrado tener un rendimiento menor al poseer mayores pérdidas térmicas. Así mismo, el mecanismo de los sistemas de seguimiento a un eje, resulta ser más robusto y soportar mejor las cargas del viento, y al ser más sencillo, presenta menos complicaciones y averías, resultando su instalación más económica.

Los sistemas de seguimiento utilizan dos tipos de accionamientos, dependiendo de su tamaño. Para colectores medianos o pequeños, se utilizan accionamientos eléctricos, mientras que para colectores de mayor tamaño se emplean los hidráulicos [5].

Para poder abaratar costes en la instalación, un sólo mecanismo debe ser capaz de mover varios módulos conectados en serie.

3.3. Sistema de almacenamiento:

Una característica fundamental de esta tecnología es su capacidad de adaptar la producción de energía incluso en horas del día con baja radiación solar, utilizando un sistema de almacenamiento con sales metálicas. Esta particularidad permite aumentar las horas de funcionamiento y reducir los posibles transitorios del sistema.

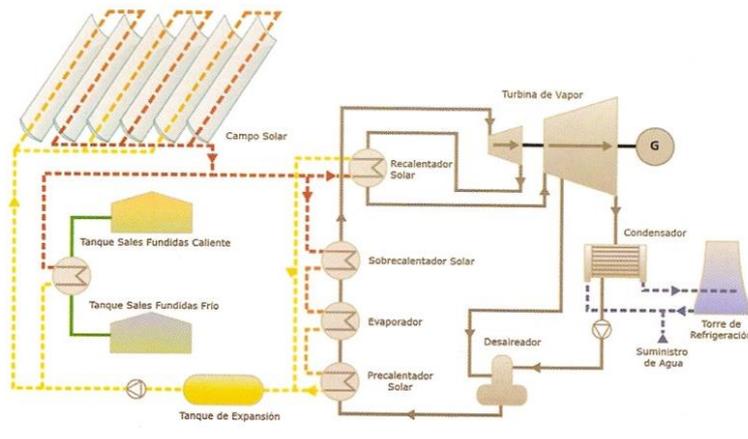


Figura 3.10 Ciclo básico de generación de electricidad con sistema de almacenamiento.

3.4. Fluido térmico:

El fluido de trabajo es el encargado de absorber la radiación y transformarla en energía térmica, que se aprovecha de distintos modos.

En la tecnología “HTF” el fluido caloportador más utilizado es el aceite térmico, dadas sus buenas propiedades, aunque en los últimos años se están empezando a desarrollar colectores cilindro parabólicos que trabajan con sales fundidas [7]. La utilización de estos colectores permite un mayor rango de temperaturas de operación, proporciona un rendimiento superior y facilita la eliminación de intercambiadores de calor. Sin embargo, su implementación se encuentra todavía en fase de desarrollo.

Los aceites sintéticos poseen tales propiedades térmicas que hacen que su uso sea el más extendido. En este estudio se obtienen unos primeros resultados para el aceite Syltherm-800, el cual permite su utilización en un rango de temperaturas hasta 390°C y posee un punto de congelación suficientemente bajo, -40°C [8]. También se estudian los resultados de otros aceites comunes como el Therminol-55 o el Therminol-VP1, los cuales poseen distintos rangos térmicos de operación.

En lo que a las sales fundidas se refiere, a pesar de poseer límites de degradación mayores, y por tanto permitir rendimientos superiores, su temperatura de congelación suele ser también muy elevada: (120°C para la sal Hitec XL) [9]. Esto supone un inconveniente, pues para mantener la sal orgánica por encima de su temperatura límite, se deben utilizar protecciones frente a posibles solidificaciones. En este proyecto también se comparan los resultados obtenidos para la sal fundida Hitec XL, (aunque, como ya se ha comentado, los bajos puntos de solidificación o la necesidad de mejores materiales dificulten, aún la puesta en práctica de sistemas con estos fluidos).

En todo proceso de diseño de una instalación de CCP's se debe estudiar el fluido de trabajo a elegir. Para ello se atenderá a distintos factores: económicos, estructurales, o térmicos. En los fluidos caloportadores se debe analizar el límite inferior de congelación, así como el límite superior de temperatura, a partir de la cual comienza la degradación del fluido.

3.5. Seguridad del colector frente al viento:

Las ráfagas de viento fuertes o moderadas suponen uno de los mayores problemas en las plantas de CCP's. Por un lado, pueden suponer la deformación de los colectores, lo que se traducirá en una pérdida importante de rendimiento; por otro, actúan como agente meteorológico erosionando las superficies reflectantes del colector. Estas ráfagas de viento pueden producir desde deterioros en la cimentación hasta deformaciones plásticas permanentes de la estructura del colector, modificando así los ángulos de incidencia sobre el receptor. Así mismo, esta deformación estructural puede conllevar la rotura de algunos de los espejos. Estos problemas tienden a sufrirlas más las primeras filas de los campos cuando el viento incide sobre ellas.

Normalmente, la planta opera con vientos por debajo de los 50 km/h, aunque sufre una disminución de la eficiencia a mayor velocidad del viento. Para ráfagas entre 50 km/h y 144 km/h se lleva a los colectores a su posición de seguridad, la cual varía dependiendo del diseño del colector pudiendo o no coincidir con la posición de reposo o 'stow' (posición de los colectores al inicio del día). Con ráfagas superiores a los 144 km/h se evacuaría la planta debido al alto riesgo de accidentes [5].

Como se ha demostrado, el viento es un factor a tener en cuenta en el diseño de un campo solar, y remarca la importancia de la correcta cimentación de los colectores, así como de su influencia en el factor de interceptación que se presentará más adelante.

3.6. Balance energético:

Uno de los elementos más importantes de estos colectores es el tubo receptor, que es el encargado de transformar la energía solar recibida en energía térmica aprovechable por el fluido térmico.

Para conseguir el mayor rendimiento posible, es necesario realizar un balance energético que permita entender mejor los distintos procesos de transferencia de calor que se producen en el absorbedor [5], así como conocer los distintos tipos de pérdidas para intentar reducirlas al máximo.

La radiación interceptada viene expresada como:

$$Q_{\text{int}} = I_D \cdot A_{\text{apert}}$$

Ec. 3.1

Que siguiendo la relación de concentración queda:

$$Q_{\text{int}} = I_D \cdot A_{\text{apert}} = I_D \cdot C \cdot A_{\text{absorbedor}}$$

Ec. 3.2

Siendo:

I_D : Radiación directa interceptada.

C: Relación de concentración.

A_{apert} : Área del concentrador.

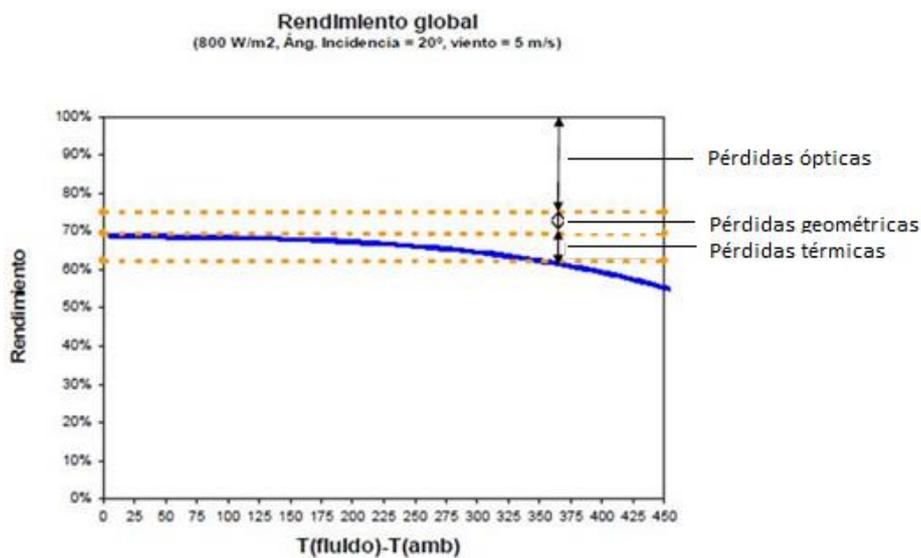
$A_{\text{absorbedor}}$: Área del tubo receptor.

Sin embargo, de toda la radiación directa interceptada por el colector, sólo una fracción de esta se aprovecha, debido a las distintas pérdidas que se explican a continuación.

Generalmente clasificadas en tres tipos, se evalúan:

- Pérdidas ópticas.
- Pérdidas geométricas.
- Pérdidas térmicas.

La siguiente curva de normalización representa el rendimiento global del colector y, además, el impacto de las tres pérdidas sobre él. Por esta razón es importante detallar cada una de ellas:



Gráfica 3-1 Curva de normalización de un colector. Representa el rendimiento de este frente a la variación de la temperatura del fluido con la temperatura ambiente.

3.6.1. Pérdidas ópticas:

Se producen cuando la radiación no alcanza la superficie del receptor. Se deben a distintas causas, desde un mal posicionamiento del colector, a posibles imperfecciones en el concentrador, deformaciones en la estructura del colector o presencia de partículas atmosféricas. Todas estas deficiencias vienen descritas por el factor de interceptación. Las más comunes son:

- *Imperfecciones de los elementos reflectantes.* Estos desaciertos se pueden cuantificar mediante la reflectancia de los espejos. Es decir, si se conoce el porcentaje de radiación concentrada sobre el absorbedor, del total del flujo recibido.

- *Radiación ultravioleta interceptada por el vidrio.* El tubo de vidrio concéntrico no es completamente transparente, lo que también introducirá unas pérdidas ópticas valoradas mediante la transmitancia.

- *Superficie selectiva no ideal.* Es decir, la absorbancia del receptor no será perfecta y será menor de la unidad.

Todas estas imperfecciones derivan en una pérdida del rendimiento del colector, al no recibir el absorbedor toda la radiación de la que dispone.

3.6.2. Pérdidas geométricas:

Habitualmente, su origen se debe a dos aspectos. Por un lado al ángulo de incidencia, y por otro a elementos estructurales. Las más importantes son:

- *Pérdidas por efecto coseno:* Donde la potencia solar interceptada por el colector es proporcional al coseno del ángulo de incidencia.

- *Pérdidas por final de colector:* Donde una fracción de la radiación reflejada por los espejos no será interceptada por el absorbedor.

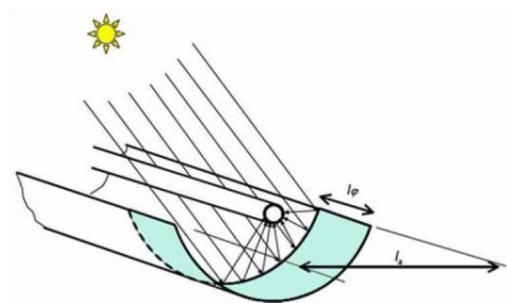


Figura 3.11 Representación de las pérdidas por final de colector

- *Pérdidas por sombras de elementos estructurales:* Donde filas paralelas de colectores pueden crear zonas de sombra en colectores cercanos. Estas pérdidas se suelen producir con los primeros o últimos rayos del Sol y se cuantifican por un factor de sombras.

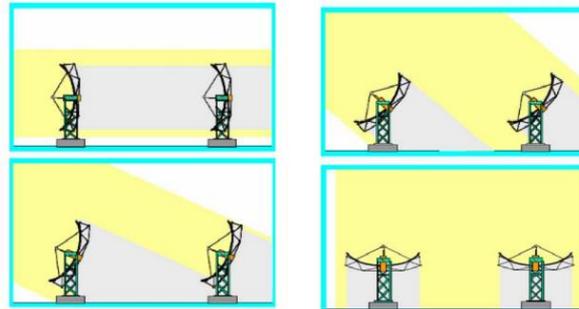


Figura 3.12 Representación de las pérdidas por sombra de elementos estructurales.

Mediante una mayor separación de colectores, se podrían eliminar dichas pérdidas, pero esto supondría un aumento de la superficie del campo de colectores, así como un aumento en coste de tuberías y de aislante; además podría significar incrementar las pérdidas térmicas descritas a continuación.

3.6.3. Pérdidas térmicas:

Se deben a las diferencias de temperaturas de los diferentes elementos (tubo metálico, tubo de vidrio, fluido térmico, etc) y el ambiente. Por ello, la energía calórica se transmite por los tres mecanismos básicos de transferencia de calor, conducción, convección y radiación, originando distintas pérdidas que disminuyen el rendimiento total del colector.

En el siguiente esquema se pueden apreciar los distintos intercambios de energía en el receptor:

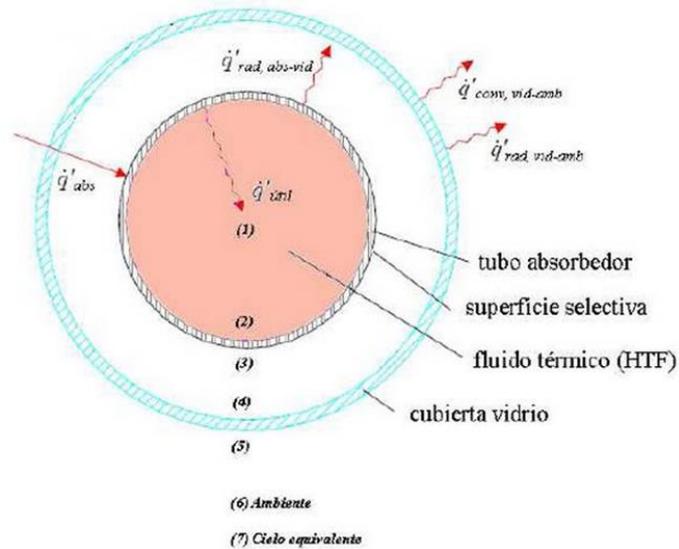


Figura 3.13 Sección del tubo receptor donde se representan los intercambios de calor.

El cual se puede evaluar en el siguiente esquema radiativo:

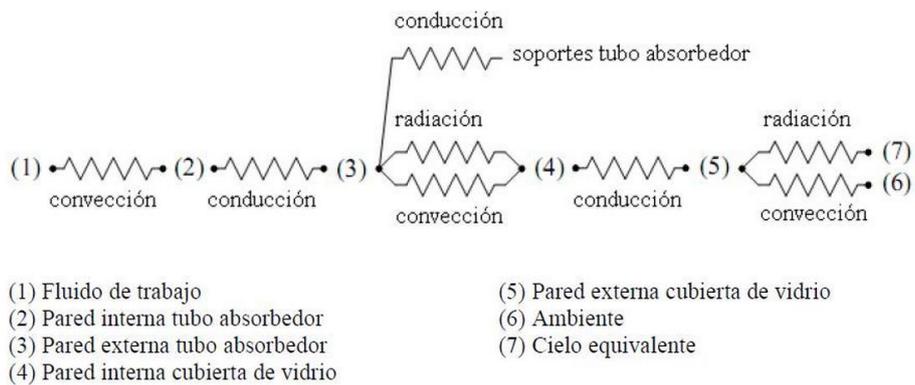


Figura 3.14 Circuito térmico equivalente de la figura 3.13.

De todas las pérdidas térmicas, las más significativas son:

-Pérdidas por radiación de la superficie selectiva hacia el interior del tubo de vidrio.

-Pérdidas por conducción a través de los soportes metálicos de los tubos.

-Pérdidas por convección de la cubierta de vidrio al ambiente.

La más importante es la de radiación al exterior, y es por este motivo por el que se utilizan superficies selectivas, que consiguen disminuir la emisividad de la tubería y por tanto el valor de estas pérdidas.

El balance energético del receptor, se puede simplificar en muchas ocasiones realizando el estudio sin la cubierta de vidrio como se verá más adelante.

Como se puede observar en la gráfica 3-1, del total de radiación absorbida, tan sólo una parte se considera como calor útil, que puede ser aprovechado en la central, y el resto se elimina en forma de las pérdidas ya descritas.

Con el propósito de aumentar el rendimiento del colector se utilizan diversos métodos para calcular las pérdidas de calor.

Los métodos más utilizados son los siguientes:

-El experimental, basado en resultados reales, donde a partir de un coeficiente global de pérdidas térmicas se calcula una curva de normalización.

-El analítico, el cual se detallará a continuación.

-El de elementos finitos, donde a partir de softwares como el utilizado en este proyecto (“*Fluent*”) se pueden conseguir resultados muy próximos a los reales.

A continuación se detalla el método analítico con algunas de las ecuaciones más características. Así, tendremos:

3.6.3.1. Pérdida de calor por radiación del tubo metálico al tubo de vidrio:

Esta pérdida se aproxima aplicando la fórmula para la transferencia de calor por radiación, entre dos cilindros concéntricos considerados infinitos. El vidrio se considera opaco, esto es, de transmitancia nula.

$$q_{met-vid} = \frac{\sigma \cdot \pi \cdot D_{vid} \cdot L \cdot (T_{met}^4 - T_{vid}^4)}{\frac{1}{\epsilon_{met}} + \frac{(1 - \epsilon_{vid})}{\epsilon_{vid}} \cdot \left(\frac{D_{met}}{D_{vid}}\right)}$$

Ec. 3.3

Siendo:

σ : Constante de Stefan-Boltzmann: $5.67 \cdot 10^{-8} \left[W/m^2 \cdot K^4 \right]$

ϵ_{vid} : Emisividad del tubo de vidrio.

ϵ_{met} : Emisividad del tubo metálico.

D_{vid} : Diámetro del tubo de vidrio.

D_{met} : Diámetro del tubo metálico.

L: Longitud del tubo de vidrio.

T_{vid} : Temperatura del tubo de vidrio.

T_{met} : Temperatura del tubo metálico.

En la gran mayoría de los casos la temperatura del tubo de vidrio es desconocida, y por ello es necesario plantear una nueva aproximación. Se calculan por tanto, considerando, que las pérdidas por radiación del tubo metálico hacia el tubo de vidrio, son las mismas que las pérdidas del tubo de vidrio en forma de radiación y convección hacia el exterior.

$$q_{met-vid} = q_{rad,vid-ext} + q_{conv,vid-ext}$$

Ec. 3.4



Siendo:

$q_{met-vid}$: pérdidas por radiación del tubo metálico hacia el tubo de vidrio

$q_{rad,vid-ext}$: pérdidas del tubo de vidrio en forma de radiación hacia el exterior.

$q_{conv,vid-ext}$: pérdidas del tubo de vidrio en forma de convección hacia el exterior.

3.6.3.2. Pérdidas por radiación al exterior:

Se pueden calcular siguiendo la ley de Stefan-Boltzmann mediante la siguiente expresión:

$$q_{rad,vid-ext} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot D_{vid} \cdot L \cdot (T_{vid}^4 - T_{amb}^4)$$

Ec. 3.5

Siendo:

σ : Constante de Stefan-Boltzmann: $5.67 \cdot 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$

ε : Emisividad del tubo de vidrio.

D_{vid} : Diámetro del tubo de vidrio.[m]

L: Longitud del tubo de vidrio. [m]

T_{vid} : Temperatura de la cubierta de vidrio.

T_{amb} : Temperatura ambiente. [K]

3.6.3.3. Pérdidas por convección al exterior:

Se pueden calcular siguiendo la ley de Newton de enfriamiento, expresada como sigue:

$$q_{conv,vid-ext} = h \cdot \pi \cdot D_{vid} \cdot L \cdot (T_{vid} - T_{ext})$$

Ec. 3.6



Este tipo de pérdidas depende fundamentalmente de las condiciones ambientales, especialmente del viento, que influye en el coeficiente de convección “h”. Este coeficiente se calcula de dos formas distintas dependiendo de la velocidad del viento. En ambos casos se utilizan distintas correlaciones para obtener el número adimensional de Nusselt, a partir del cual se obtiene el coeficiente de convección “h”.

Así, tendremos:

A) *Convección libre*: La velocidad del viento será nula, o muy baja. El número de Nusselt se obtendrá de la correlación de Churchill y Chu:

$$Nu = \left[0.6 + 0.387 * \left[\frac{Ra}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{16/9}} \right]^{1/6} \right]^2$$

Ec. 3.7

Siendo:

Ra: Número de Rayleigh.

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot D_{vid} \cdot (T_{vid} - T_{ext})}{\alpha \cdot \nu}$$

Ec. 3.8

Siendo:

g: Gravedad. [m/s²]

β: Coeficiente de expansión térmica. [1/K]

α: Difusividad térmica. [m²/s]

ν: Viscosidad cinemática. [m²/s]

Pr: Número de Prandtl

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

Ec. 3.9

B) *Convección forzada*: Si el colector cilindro parabólico está expuesto a condiciones con viento, el coeficiente de convección se calculará mediante la correlación de Churchill y Bernstein, para un cilindro con viento cruzado [6]:

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 \cdot Re_D^{0.5} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

Ec. 3.10

Donde:

Re_D : Número de Reynolds.

A partir del número de Nusselt obtenido, se podrá calcular el coeficiente de convección de calor “h” según:

$$h_{conv,ext} = Nu \cdot \frac{k}{D_{vid}}$$

Ec. 3.11

Donde:

h: Coeficiente de convección. [W/m²·K]

k: Conductividad térmica. [W/m·K]

Con este balance se ha pretendido presentar una visión de las diversas pérdidas que se producen durante el proceso de conversión energética. Con ello, se quiere señalar la necesidad de minorar en lo posible estos efectos y conseguir con ello un mayor rendimiento del colector.

4. Descripción del caso de estudio

El tubo receptor diseñado y discretizado mediante los distintos módulos del software ANSYS se basa en el colector solar parabólico LS2, colector muy común en este tipo de tecnología. Como se explica en el ‘Apéndice 1’, se diseña un conducto con las dimensiones técnicas del colector, con un tubo receptor de diámetro externo de 70mm y de diámetro interno 65mm, con una longitud de 7.8 metros.

Como se explica más adelante, tras aplicar varias suposiciones se ha decidido modelizar sin el tubo de vidrio externo, sin que esto suponga ningún tipo de pérdida de precisión.

4.1. Modelo físico e hipótesis simplificadoras:

Para poder comparar algunos de los resultados obtenidos con una solución cercana a la real, el modelo físico se aproxima al utilizado por el equipo de investigación de Cheng et al. en su documento *“Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector”* [10], en el cual se obtuvieron unas soluciones muy aproximadas a resultados experimentales.

Para describir el modelo físico se realizan una serie de hipótesis simplificadoras que facilitan la simulación. Así, se deben destacar las siguientes suposiciones:

-Se asume un nivel de vacío en el espacio anular, entre el receptor y el vidrio, lo suficientemente alto como para suponer nulas la pérdidas de calor por convección, sin embargo, sí se valoran las pérdidas por radiación de la pared exterior del tubo receptor [10].

-Por otro lado, la temperatura de la pared exterior del receptor no es constante, sino que mantiene una distribución de temperaturas en función del ángulo.

-También se asume un rendimiento de los sistemas de seguimiento lo suficientemente alto como para eliminar las pérdidas ópticas.

Como resultado de estas hipótesis, tan solo se hace necesario modelizar el tubo receptor, no diseñando el tubo de vidrio externo, quedando el esquema del problema como se representa en la Figura 4.1:

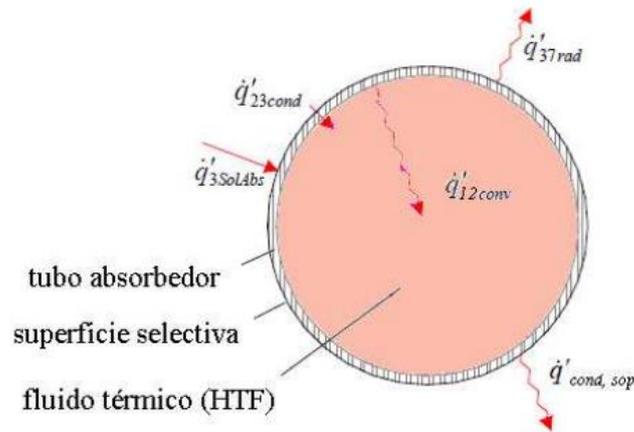


Figura 4.1 Esquema de los flujos de calor en el tubo receptor del colector.

Por facilidades del software de simulación, se modeliza la mitad de dicho tubo y del fluido térmico, pues se puede resolver su totalidad por simetría. También se debe tener en cuenta que no se ha modelizado el cilindro de restricción de flujo en el interior del receptor, como hizo Cheng et al. por lo que los resultados no se corresponden al 100% con los de ese estudio.

Como se detalla más adelante, a pesar de que existen algunas diferencias con el modelo de Cheng et al, estas no suponen unas diferencias significativas en los resultados.

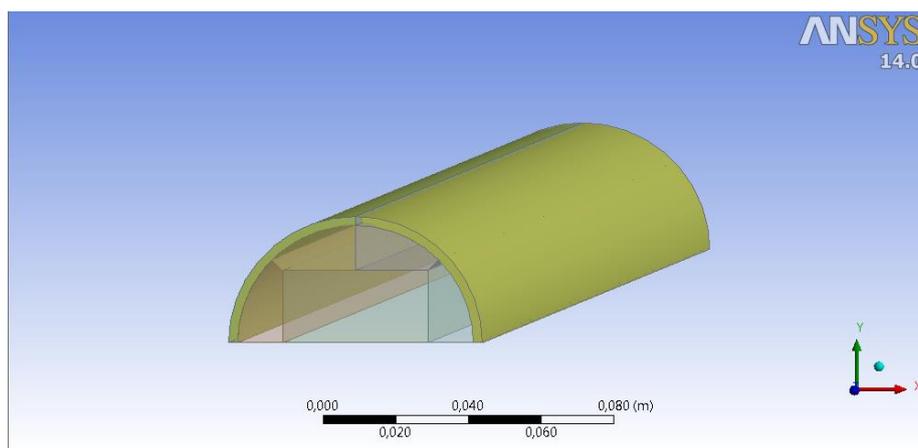
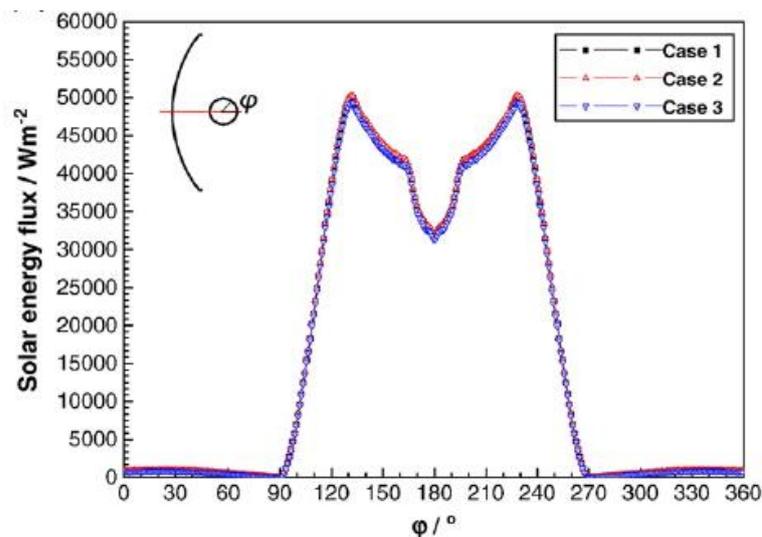


Figura 4.2 Tramo del receptor diseñado.

4.2. Planteamiento del problema:

Anteriormente, la mayoría de las simulaciones realizadas para estudios sobre este tipo de tecnología, se desarrollaban mediante modelos uni-dimensionales o bi-dimensionales. Por el contrario, este estudio, sigue la tendencia actual de realizar simulaciones en tres dimensiones, lo que permite adquirir mayor información de todos los procesos internos.

Así mismo, la gran mayoría de aquellos experimentos se desarrollaban bajo hipótesis de radiación o temperatura uniformes, alejando los resultados de la realidad, e introduciendo errores en las soluciones. Como alternativa, mediante una distribución de la radiación en función del ángulo del colector, como la utilizada en este estudio, se consiguen eliminar dichos errores y se logra aproximar los resultados a los datos experimentales. Así pues, en este trabajo se asume una distribución que se impone como condición de contorno y, a su vez, como flujo de calor.



Gráfica 4-1 Distribución de radiación solar no uniforme [10].

Como se explicó anteriormente, la longitud del tubo receptor del colector cilindro parabólico utilizado es de 7.8 metros. Sin embargo, este colector forma parte de una fila de colectores dentro del campo solar. Las condiciones de contorno a establecer para un receptor dependen mucho de la posición de dicho colector en su respectiva fila, pues no son las mismas si se coloca al principio o al final de esta. Por ello se debe prestar especial atención en esta etapa. En este estudio se analiza un colector situado

en los primeros metros de su respectiva fila, por lo que no alcanza temperaturas muy altas.

Así pues, tras analizar el documento de Cheng et al. , se opta por simular un tramo de flujo turbulento, debido a que la velocidad impuesta implica un número adimensional de Reynolds superior a 2300, lo que conlleva un flujo de este tipo.

De igual forma, se supone un flujo completamente desarrollado, por lo que el absorbedor se encuentra situado a una distancia del origen de la fila, mayor que la longitud de desarrollo, en este caso mayor de diez veces el diámetro. Esta hipótesis se aplica imponiendo un perfil de velocidades a la entrada del conducto estudiado, que también se detalla más adelante.



5. Implementación en ANSYS

5.1. Diseño y discretización del modelo:

Para poder realizar las distintas simulaciones del caso de estudio, es necesario comenzar diseñando la tubería que porta el fluido térmico y, además proporcionarle las dimensiones adecuadas.

Una vez terminada esta primera etapa, dicho diseño se ha de discretizar mediante un modelo de volúmenes finitos. Para ello se utiliza otro de los módulos de “ANSYS” que permite mallar la tubería y el fluido. También se realizan distintos refinamientos de la malla, para conseguir mejores discretizaciones de cara a la posterior simulación en “Fluent”.

Ambos procesos, tanto el de diseño como la discretización, son descritos detalladamente en el “Apéndice 1”.

5.2. Simulación en “Fluent”:

Una vez concluida la discretización de la tubería y del fluido caloportador, se procede a su simulación y procesado en el módulo “Fluent”.

Este programa permite: establecer el modelo de cálculo; las propiedades de los materiales; las condiciones de contorno; los métodos de resolución y, finalmente, realiza las sucesivas iteraciones que proporcionan la solución al problema. Por ello es muy importante imponer las condiciones de contorno correctas que le permitan caracterizar el problema.

Tras verificar la correcta discretización realizada, se procede a establecer los distintos modelos de cálculo. Para ello, se activa la opción de “Energy Equation” que permite el estudio termodinámico del caso, así como el “Modelo K- ϵ ” “Standard” que define el flujo como turbulento.

Una vez establecidos los modelos del problema, se procede a especificar los distintos materiales utilizados, como el acero inoxidable de serie 304 y los distintos fluidos térmicos estudiados.



A su vez, se han definido los fluidos atribuyéndoles las distintas propiedades que el programa requiere, como son densidad, calor específico, viscosidad o conductividad térmica. Estas propiedades dependen de la temperatura del fluido y, por tanto, en el entorno de “Fluent” se introducen como distintas funciones de la temperatura.

Estas funciones se encuentran detalladas en el “Apéndice 2”.

Las propiedades del acero inoxidable que se han utilizado para el receptor fueron las siguientes:

Densidad (kg/m ³)	8030
Conductividad térmica (W/m·K)	16.2
Calor específico (J/kg·K)	500

Tabla 5-1 Propiedades del acero inoxidable 304

Tras establecer los materiales, estos han sido asignados a las distintas partes malladas.

Después de comprobar que cada parte tiene asignada su material, se procede a establecer las condiciones de contorno. Estas se enumeran a continuación:

-Inlet: O superficie de entrada, dividida en cinco secciones, en cada una de ellas se establece la velocidad de entrada. En el caso de estudio final esta viene expresada como una función programable o “User Defined Function” (“UDF” de aquí en adelante). También se establece la temperatura de entrada del fluido en 102.2°C o 375.2K.

-Superficie externa del tubo: Inicialmente dividida en dos, en ambas se establece la distribución de flujo de energía como una “UDF” como se explicará más adelante.

-Cuerpos interiores: Definidos como “Interior”.

-Paredes interiores: Tanto en ellas como en su superficie “sombra” se asigna la opción “Coupled” una vez han sido definidas como paredes o “Walls”.

-Las paredes perpendiculares: Las paredes perpendiculares a la dirección axial se definen como “Walls”.

-Simetrías: Son las 5 superficies que definen el plano de simetría del diseño. Esta opción permite al software identificar su condición y establecer el resto de condiciones de contorno en los demás cuerpos simétricos a esta superficie.

Una vez establecidas las condiciones de contorno se fijan los métodos de resolución. En el estudio se utiliza el algoritmo “SIMPLE” y las ecuaciones se discretizan mediante “Second Order Upwind Schemes”. Respecto a los criterios de convergencia, también se establecen los mismos que utilizó Cheng et al. [10].

Tras iniciar la resolución mediante el modelo “Standard Initialization” se realizan los distintos cálculos que proporcionan los resultados, una vez conseguida la convergencia de la solución.

A continuación se detallan las dos condiciones de contorno más singulares y particulares de este problema: el flujo externo de calor y el perfil de velocidad de entrada. Debido a sus características, ambos son programados mediante “UDF’s”. Dichas “UDF’s” se encuentran en el “Apéndice 3”.

5.3. Distribución de radiación:

En la gran mayoría de estudios o simulaciones realizados sobre receptores de CCP’s se asume como hipótesis simplificadora la radiación solar como uniforme, esto es, de valor constante para toda coordenada angular del receptor [10] [11]. Sin embargo, en realidad, la radiación reflejada por los espejos solo se concentra en la zona más próxima a la parábola. En esta zona (arco de aproximadamente 160 grados) la radiación es mayor que en el resto del cilindro.

Debido a esta distribución sobre la superficie exterior del tubo absorbedor, el fluido se calienta de forma no simétrica y por tanto no uniformemente.

Con el objetivo de obtener unos resultados de simulación más próximos a los reales, y que predigan de una forma más precisa los distintos fenómenos que ocurren en esta tecnología, en la modelización del caso de estudio se puede optar por utilizar una distribución no uniforme de la radiación concentrada.

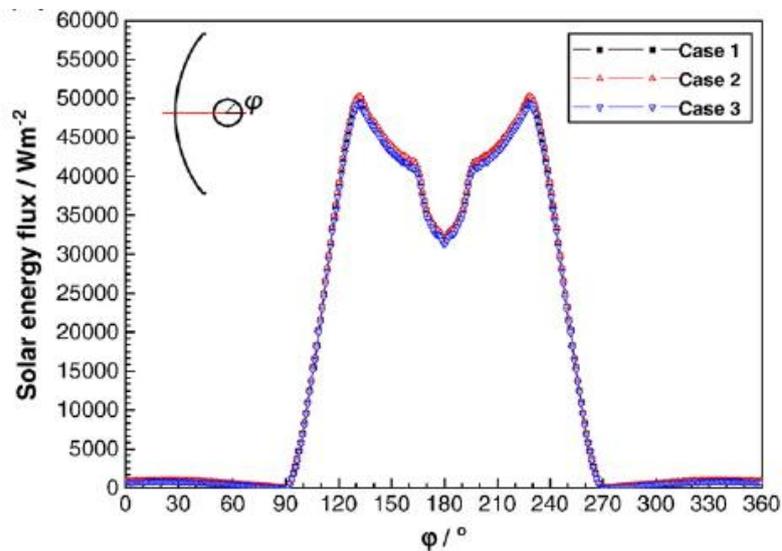
Cheng et al., calculó, en 2010, la distribución del flujo de energía solar sobre la superficie externa del absorbedor de un CCP mediante un código que desarrollaron utilizando el método de “Monte Carlo de Trazado de Rayos” y que implementaron en “Fluent”. Tras comprobar su validez con respecto a los resultados experimentales,



obteniendo un error inferior al 2%, afirmaron que tanto su método como la distribución de energía solar desarrollada se podrían utilizar en otros modelos numéricos con igual precisión.

Estas pequeñas diferencias se pueden deber a simplificaciones realizadas, como la modelización de la distribución sobre un arco de 180 grados en vez de los 160 grados reales. Sin embargo, los resultados no se alejan de los valores reales.

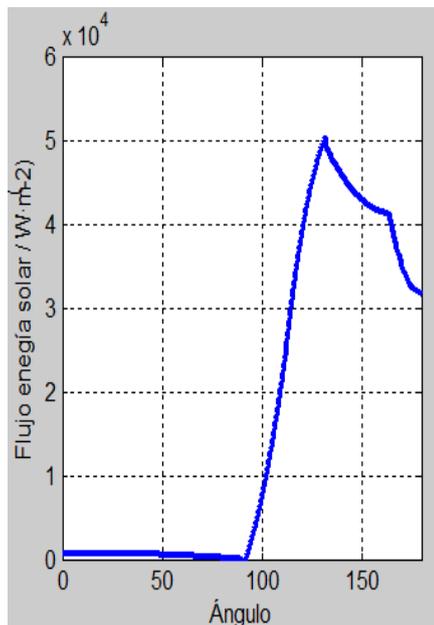
A continuación se presenta la distribución de flujo de energía solar en función de la coordenada angular del colector, utilizada por el equipo de investigación de Cheng et al. en los tres distintos casos que analizaron.



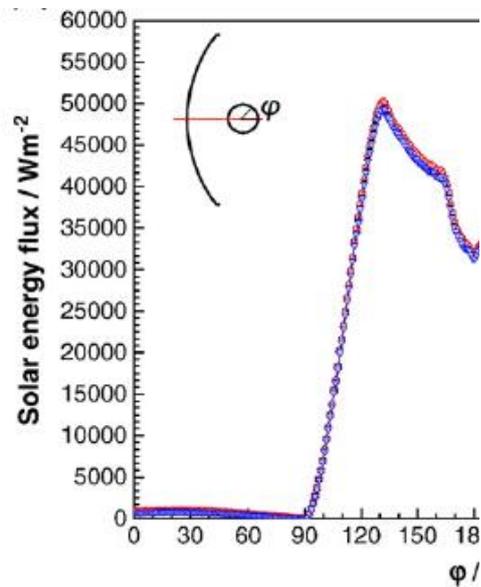
Gráfica 5-1 Distribución de radiación calculada por Cheng et al. Radiación solar (W/m²) en función de la coordenada angular 'φ' (°).

Así pues, en este estudio se decide utilizar una aproximación a la distribución del flujo de energía solar propuesta por Cheng et al. Para ello, partiendo de una de las gráficas de sus documentos científicos, se reproducen los resultados mediante una “UDF”, esto es, una función programable.

A partir de la “UDF” se obtiene una distribución muy similar a la anterior, como se puede apreciar en las gráficas 5-2 y 5-3. Debido a la modelización realizada, donde se trabaja con medio receptor, se hace necesario tan solo un intervalo de dicha distribución. El software considera la otra mitad mediante simetría. Por tanto, se obtiene la distribución de $\phi = 0^\circ$ a 180° .



Gráfica 5-2



Gráfica 5-3

Gráfica 5-2 Comparación de la distribución de radiación. Representación del perfil programado mediante la “UDF”.

Gráfica 5-3 Comparación de la distribución de radiación. Representación del perfil de Cheng et al. [10].

Como se puede comprobar, ambas distribuciones mantienen una gran semejanza. Esta función aplicada proporciona el siguiente contorno de radiación sobre el tubo receptor que se aprecia en la figura 5.1.

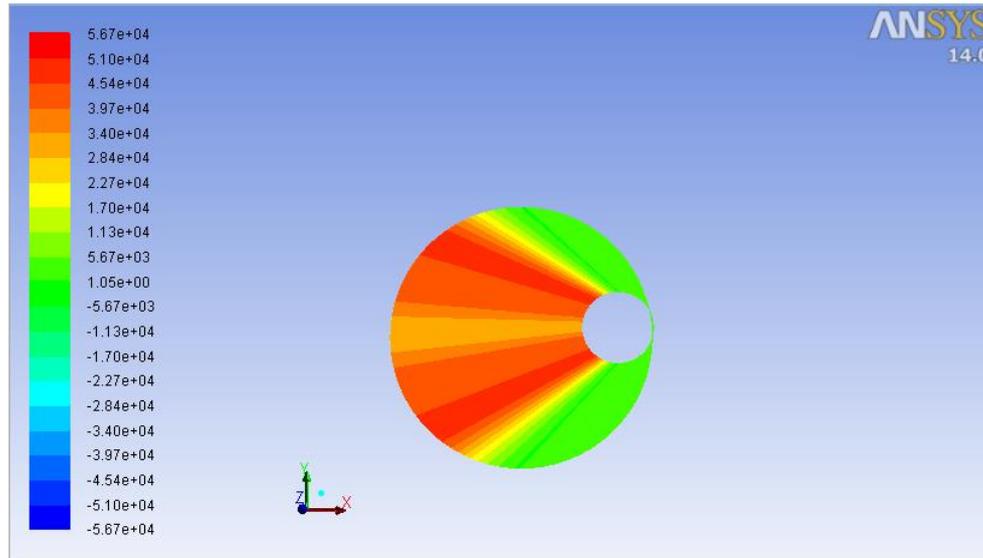


Figura 5.1 Contorno de la radiación incidente sobre el tubo receptor.

5.4. Perfil de velocidades a la entrada:

Otra de las condiciones de contorno más importantes a tener en cuenta es la velocidad del fluido a la entrada del absorbedor. Por las circunstancias del caso estudiado, donde se analiza el tubo receptor de un colector dentro de una fila de colectores, se ha de prestar especial atención al tipo de flujo interno. Habiendo supuesto de antemano condiciones de flujo turbulento, con un número de Reynolds superior a 2300, se considera a su vez un flujo completamente desarrollado, donde los esfuerzos viscosos dominan toda la sección transversal del flujo [12]. Así pues, el perfil de velocidades debe ser acorde con estas suposiciones. Por ello, en vez de utilizar un perfil de velocidad de entrada uniforme, se opta por establecer el perfil de velocidad típico en flujo interno turbulento desarrollado [13].

En este perfil la velocidad del fluido aumenta con rapidez cerca de la pared, donde esta es cero por la condición de no deslizamiento, y en la zona central tiene una distribución casi uniforme como se aprecia en la siguiente figura 5.2.

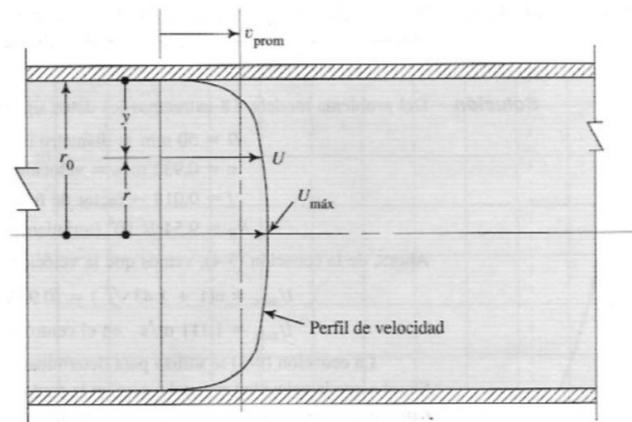


Figura 5.2 Forma general del perfil de velocidad para el flujo turbulento [13].

Esta velocidad axial es función del coeficiente de fricción de la tubería, el cual es, a su vez, función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa del conducto. Esta, viene expresada por la siguiente ecuación:

$$U = u_m \cdot [1 + 1.43\sqrt{\lambda} + 2.15\sqrt{\lambda} \log_{10}(1 - r/r_0)]$$

Ec. 5.1

Donde:

u_m : Velocidad media.

λ : Coeficiente de fricción.

r_0 : Radio interno del conducto (0.0325 m).

Para introducir este perfil en el software como condición de contorno, se programa mediante una “UDF”. Para ello, se obtiene primero el coeficiente de fricción, cuyo cálculo merece un estudio más detallado.

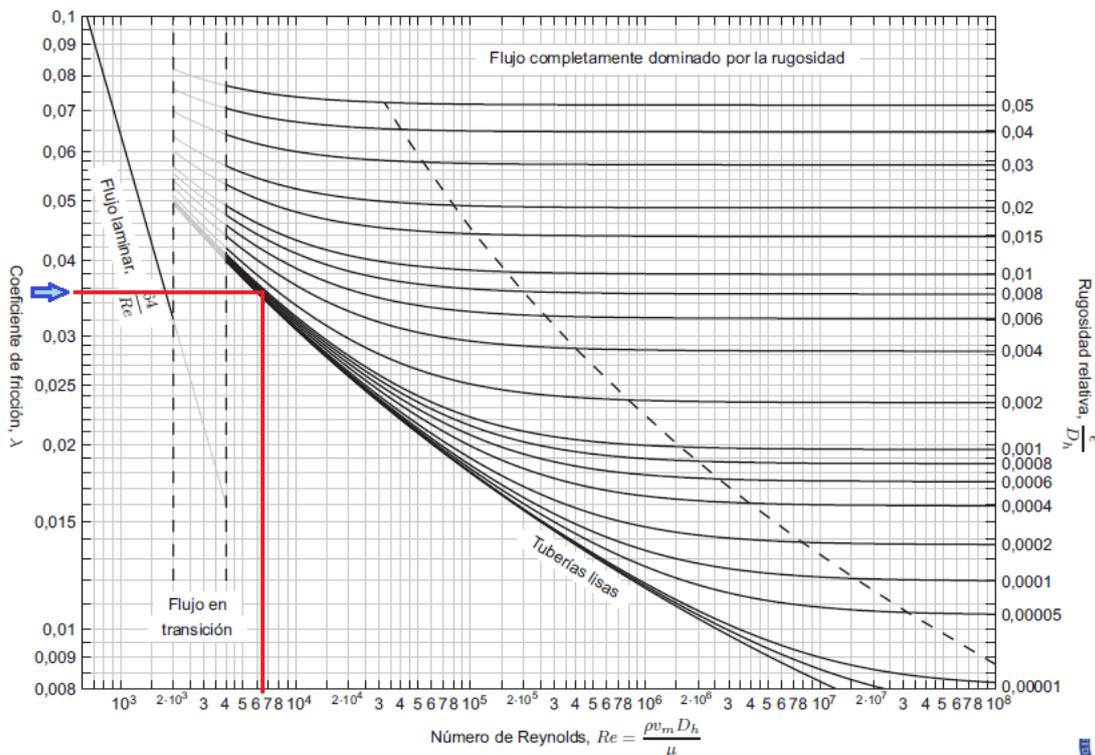
El factor de fricción adimensional, como se mencionó anteriormente, depende del número de Reynolds y del valor experimental de la rugosidad relativa de la tubería. Esta rugosidad relativa se calcula como el cociente entre el valor experimental de la rugosidad del material, entre el diámetro del conducto.

Para hallar su valor se utiliza la fórmula de Colebrook, una de las más aceptadas por la comunidad científica[14]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3.71} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right)$$

Ec. 5.2

Se obtiene un primer valor de λ de la gráfica de Moody, la cual representa el factor de fricción frente al número de Reynolds y distintas rugosidades relativas. Con este valor se realizan una serie de iteraciones en la ecuación anterior de Colebrook, para obtener un resultado más preciso.

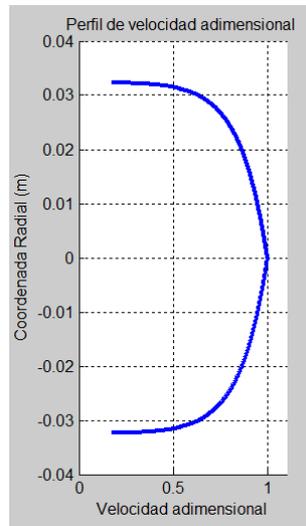


Gráfica 5-4 Gráfica de Moody. En rojo se resalta el valor inicial del coeficiente de fricción [14].

Así, asumiendo una rugosidad " $\varepsilon = 1.5 \times 10^{-7}$ m" para un tubo de acero extruído, y siendo el diámetro interno 0.065m se obtiene una rugosidad relativa de 2.31×10^{-5} .

Con este valor y el número de Reynolds (~6590) se obtiene un coeficiente de fricción $\lambda = 0.03462$

Una vez obtenido el coeficiente de fricción λ , se programa la "UDF" de la velocidad axial adimensional, obteniendo el siguiente perfil:



Gráfica 5-5 Coordenada radial frente a velocidad adimensional.

Como se aprecia en la gráfica 5-5, la variación de la velocidad cerca de las paredes es mucho mayor que en el centro de la tubería, donde los incrementos de velocidad son menores.

6. Análisis de sensibilidad de la malla

En todo proceso de diseño mediante un programa de elementos o volúmenes finitos, es necesario realizar un análisis de sensibilidad de la malla, para comprobar la independencia de los resultados obtenidos con la discretización o mallado utilizado.

Para ello se comparan algunos de los resultados más representativos del problema, como temperatura de salida, temperatura media, velocidad, etc., obtenidos de la discretización original, con los resultados calculados en distintos modelos más refinados, con más nodos y más elementos finitos para las mismas magnitudes. Se decide realizar la comparativa entre tres modelos para poder apreciar la evolución de las soluciones y su dependencia con el número de elementos. Los modelo más refinados, como es el caso C, se aproximan más a un modelo real y, por tanto, sus resultados son más precisos. Los valores de las distintas magnitudes evaluadas deben llegar a estabilizarse en un valor muy próximo al real para un número suficientemente grande de elementos.

CASO	Dimensiones malla	Número de Celdas	Número de Nodos
'A'	60x46x30	97.920	104.129
'B'	64x48x60	207.360	216.733
'C'	60x46x90	293.760	314.658

Tabla 6-1 Presenta el número de celdas y de nodos presentes para los casos 'A', 'B' y 'C'.

El primer modelo, o 'Caso A', es el mallado que se pretende utilizar en el resto del problema, y se trata de un mallado con 97.920 elementos.

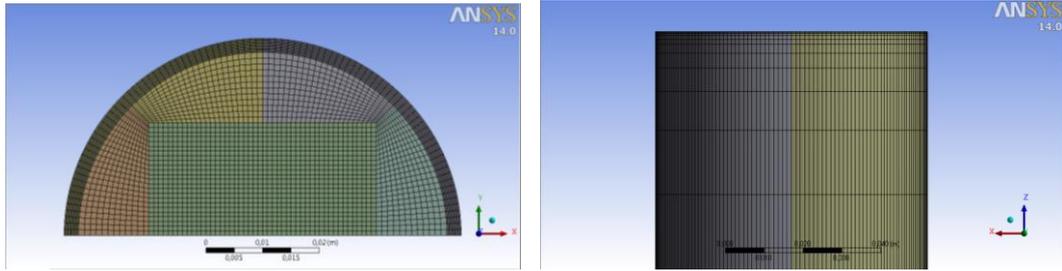


Figura 6.1 Vista frontal y de planta de la superficie de entrada del conducto para el 'Caso A'.

El segundo modelo, o 'Caso B', que se ha construido expresamente para realizar el análisis de sensibilidad, mantiene la estructura en el mallado de las caras transversales debido a la alta calidad que ésta posee, con un ligero aumento de elementos en las caras transversales. Sin embargo, para aumentar el número de elementos aún más y poder realizar la comparativa deseada, se ha duplicado el número de elementos longitudinalmente. Si previamente se había dividido longitudinalmente en 30 elementos, en esta ocasión se ha decidido aumentar a 60. Finalmente este segundo modelo tiene 207.360 elementos, más del doble que el 'Caso A'.

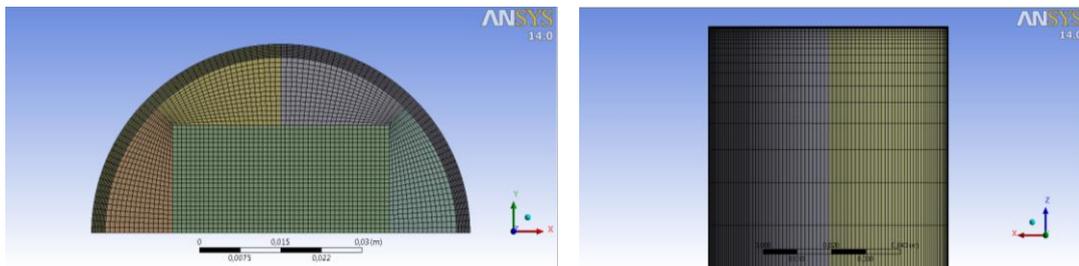


Figura 6.2 Vista frontal y de planta de la superficie de entrada del conducto para el 'Caso B'.

El tercer modelo o 'Caso C' se crea de manera similar, aumentando longitudinalmente hasta los 90 elementos y manteniendo los nodos por sección transversal del mallado original. Así, se obtiene una discretización de 293.760 elementos, tres veces mayor que en el 'Caso A'. Como es de esperar, el tiempo de resolución en estos mallados más complejos, es mayor, y es el principal hándicap por el cual no se utilizan estos modelos, en principio con resultados más precisos. Aunque con ellos se consigan resultados más

próximos a los reales, en este análisis se demuestra, que las diferencias en los resultados son de un orden tan pequeño, que se permite la utilización de discretizaciones más sencillas y que, por tanto, permitan reducir el tiempo de computación.

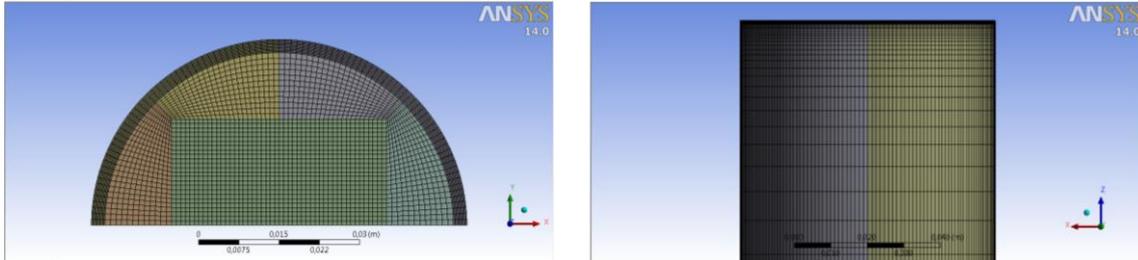


Figura 6.3 Vista frontal y de planta de la superficie de entrada del conducto para el ‘Caso C’.

Para llevar a cabo el análisis de sensibilidad, se realizan una serie de simplificaciones en las condiciones de contorno que puedan facilitar la comparación entre los distintos modelos. Se utilizan, por tanto, unas condiciones distintas a las del problema estudiado más adelante.

Durante estas simulaciones se trabaja con un flujo de calor constante en las caras exteriores del tubo, y de un valor mayor que en el caso real, con un perfil de velocidades a la entrada constante. Dentro de estas simplificaciones se debe señalar el valor del flujo de calor. En los tres casos se asume un flujo de calor externo del orden de 7.500 W/m^2 , mientras que en el problema real, la radiación adopta unos valores entre 1.000 y 50.000 W/m^2 . Como ya se mencionó anteriormente, estas modificaciones se realizan para poder facilitar la comparación entre los modelos. En los tres casos destinados al análisis de sensibilidad, la temperatura aumenta del orden de 10°C permitiendo valorar las diferencias más fácilmente.

Para poder asumir el mallado original como correcto y válido, y llevar a cabo los distintos cálculos del problema, los resultados entre las distintas discretizaciones no deben variar mucho entre ellas. Esto se puede apreciar en las figuras 6.1 , 6.2 y 6.3.

Al comparar los distintos resultados se observa la gran similitud entre ellos, lo que refleja la validez del mallado utilizado y de las soluciones obtenidas, así como su aproximación a un modelo más cercano al real, a pesar de su mayor simplicidad y menor número de celdas respecto a mallas mucho más refinadas.

Las magnitudes más significativas que se comparan en este análisis son la velocidad axial del fluido, así como su temperatura.

Se analizan los perfiles de velocidad y temperatura en tres secciones transversales al tubo absorbedor. Con ello se aprecia la evolución de estos longitudinalmente y se comparan las posibles diferencias en las distintas discretizaciones.

Las secciones seleccionadas fueron: una superficie cercana a la entrada ($Z = 0.1\text{m}$), una situada en el centro del receptor ($Z = 3.9\text{m}$) y otra cercana a la salida ($Z = 7.7\text{m}$). La sección de entrada no se estudia, pues las condiciones impuestas en los tres casos son las mismas, y la de salida tampoco, puesto que presenta unos resultados muy similares a los de la superficie cercana al outlet.

Así mismo, estudiando los perfiles de velocidad y temperatura en las distintas secciones transversales, se analiza la evolución de la velocidad axial y de la temperatura del fluido longitudinalmente.

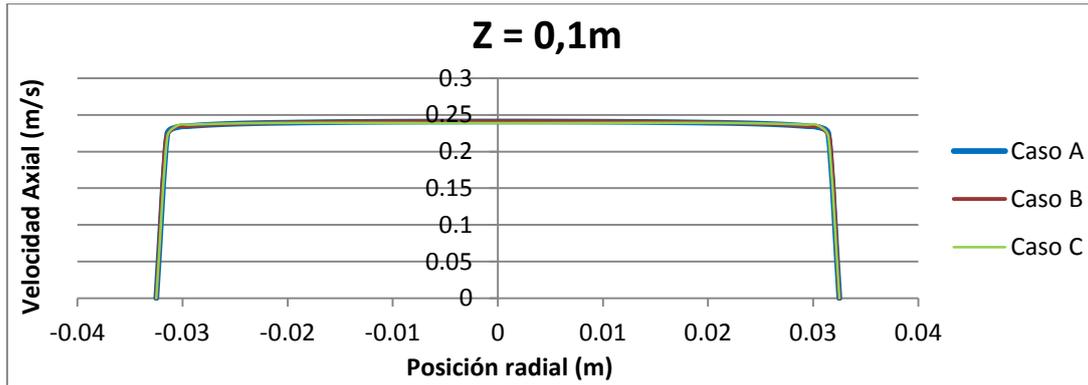
Así pues, se lleva a cabo la comparación entre los distintos perfiles y valores de manera visual, pero en aquellas zonas donde las diferencias aparenten ser mayores se calcula la diferencia porcentual. En todos los casos, el porcentaje de variación se ha situado por debajo del 5%, por lo que las diferencias se pueden considerar despreciables.

6.1. Velocidad axial en secciones transversales:

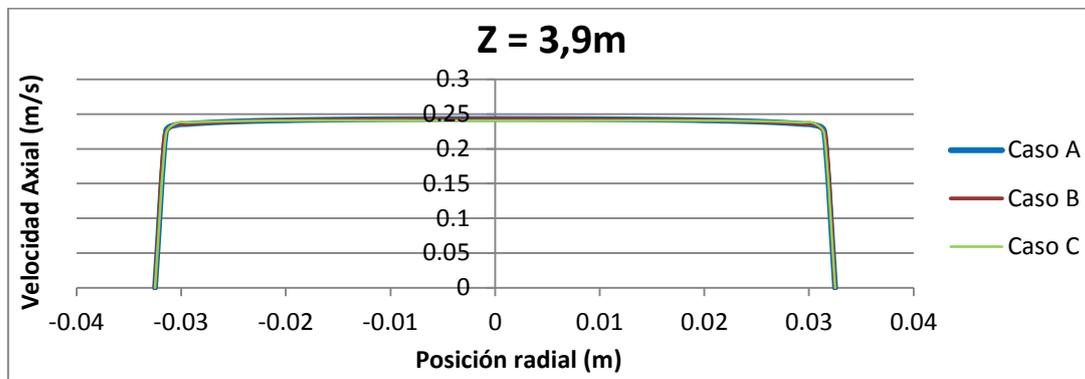
Como es de esperar, el perfil de la velocidad axial no es una distribución uniforme, exceptuando el de la sección de entrada o inlet que ha sido definido como tal. Los distintos valores de dicha distribución son función del radio del cilindro, siendo la velocidad nula en las paredes de este, debido a la condición de adherencia.

Este perfil de velocidades va evolucionando a lo largo del absorbedor debido al aumento de velocidad en el interior del tubo, lo que se detalla en un análisis posterior. Este incremento se puede atribuir a la disminución de la densidad longitudinalmente, debido al calentamiento del fluido.

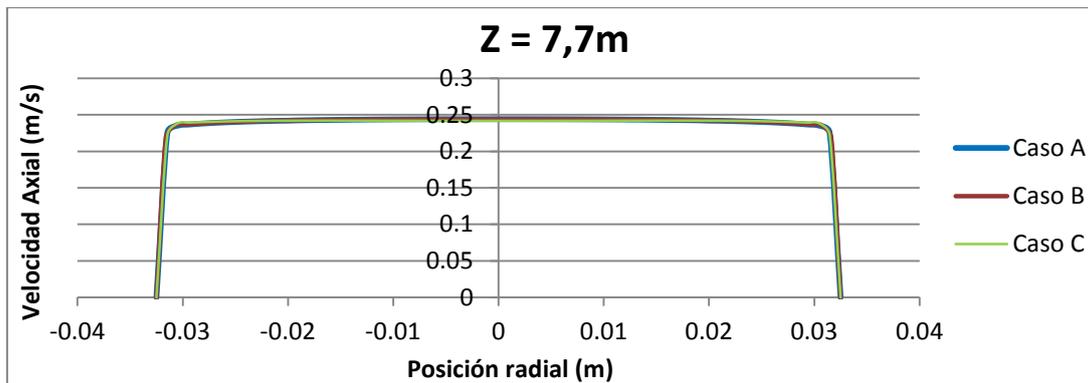
A continuación se presentan las distribuciones de velocidad en cada uno de los tres casos para las distintas secciones indicadas. Se escogieron una sección cercana a la región de entrada ($Z = 0.1\text{m}$), a la región central ($Z = 3.9\text{m}$) y a la región de salida ($Z = 7.8\text{m}$)



Gráfica 6-1 Perfiles de velocidad en función de la posición radial, a 0.1 metros de la entrada para los casos 'A', 'B' y 'C'.



Gráfica 6-2 Perfiles de velocidad en función de la posición radial, a 3.9 metros de la entrada para los casos 'A', 'B' y 'C'.



Gráfica 6-3 Perfiles de velocidad en función de la posición radial, a 7.7 metros de la entrada para los casos 'A', 'B' y 'C'.

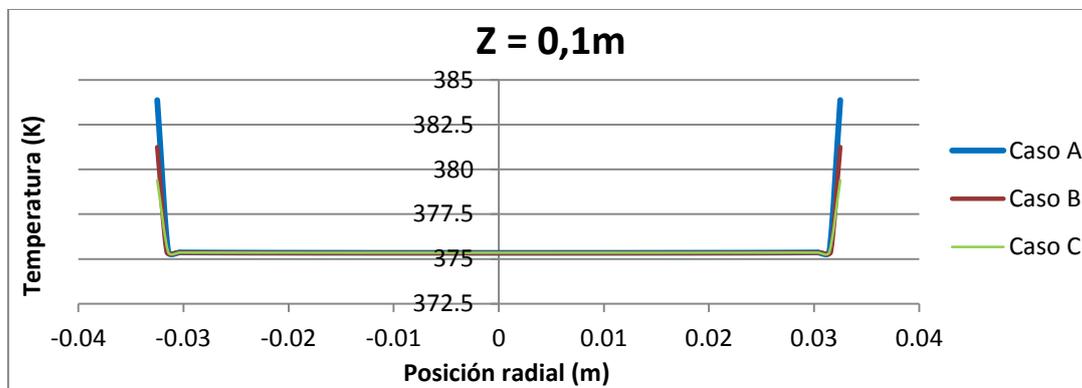
Como se puede comprobar, los distintos perfiles mantienen la misma forma y poseen valores muy similares, lo que refleja la independencia de los resultados de la velocidad axial con la discretización utilizada.

Si se realiza un análisis más detallado de la superficie central ($Z = 3.9 \text{ m}$), que a simple vista parece ser la sección que presenta mayores diferencias, se puede concluir que la diferencia entre el valor del ‘Caso A’ y el del ‘Caso C’ en el centro del conducto es de un 1.6% aproximadamente.

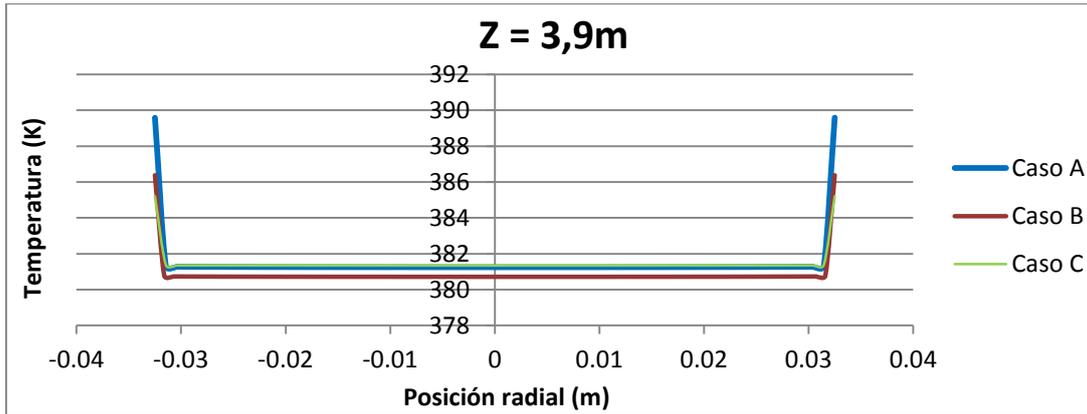
6.2. Temperatura en secciones transversales:

La distribución de temperaturas, al igual que la de velocidades, es función del radio de la tubería, y va aumentando a medida que se va calentando por efecto de la convección.

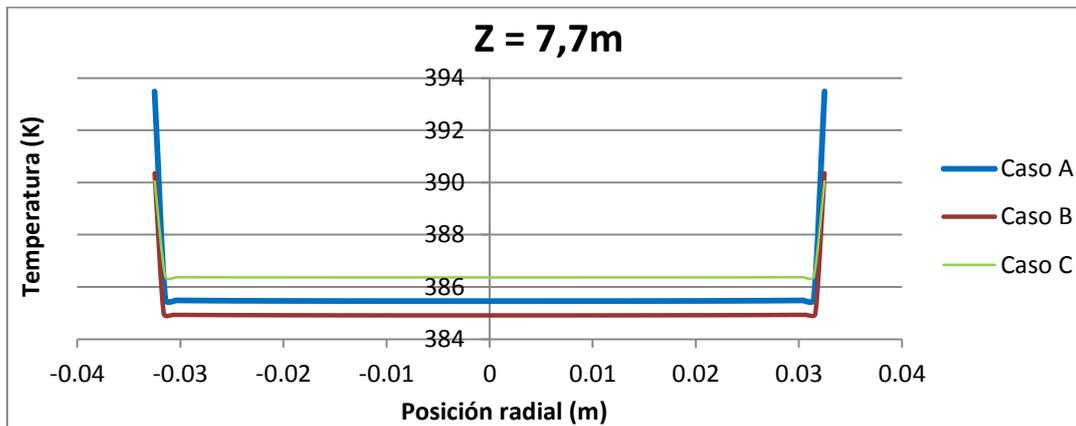
Los distintos resultados obtenidos para las mismas tres secciones transversales se presentan a continuación:



Gráfica 6-4 Perfiles de temperatura en función de la posición radial, a 0.1 metros de la entrada para los casos ‘A’, ‘B’ y ‘C’.



Gráfica 6-5 Perfiles de temperatura en función de la posición radial, a 3.9 metros de la entrada para los casos 'A', 'B' y 'C'.



Gráfica 6-6 Perfiles de temperatura en función de la posición radial, a 7.7 metros de la entrada para los casos 'A', 'B' y 'C'.

Como se puede apreciar, las diferencias vuelven a ser lo suficientemente pequeñas entre sí como para considerar la independencia de los resultados del mallado. En estas tres comparativas se puede ver como a mayor número de elementos en una malla, la temperatura disminuye, pero esta variación vuelve a estar por debajo del límite establecido del 5%. En este caso las mayores diferencias entre los resultados del 'Caso A' y del 'Caso C' se vuelven a encontrar en la superficie intermedia, donde en el punto de mayor diferencia de valores se tiene menos de un 0.2 % de desigualdad.

Como era de esperar, el aumento de temperatura entre entrada y salida que se produce es de unos 10°C.

Esta diferencia se puede comprobar haciendo el balance energético siguiente:

$$Q = Q'' \cdot \text{Área} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Ec. 6.1

$$\Delta T = \frac{Q'' \cdot \text{Área}}{\dot{m} \cdot c_p}$$

Ec. 6.2

Siendo:

$$Q'' = 7.500 \text{ W/m}^2$$

$$\text{Área} = \pi \cdot D_{ext} \cdot L = 1.6336 \text{ m}^2$$

$$\dot{m} = \rho \cdot u \cdot A_{trans} = 0.6725 \text{ kg/s}$$

$$c_p = 1758 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$$

Se obtiene una variación de temperaturas " ΔT " de 10°C, aproximadamente, lo que termina de respaldar los resultados obtenidos en el análisis de sensibilidad de mallado.

Se debe destacar, que, en el caso de estudio final, la variación de temperaturas entre la entrada y la salida es mucho mayor debido a la mayor radiación utilizada. En este estudio se utilizaron 7.500 W/m² para poder apreciar con claridad las diferencias entre los valores.

Habiendo validado la discretización o mallado original ('Caso A'), se procede a comentar los distintos cálculos del problema a partir de dicho mallado.

7. Resultados

Una vez comprobada la independencia de los resultados con el tamaño de la malla, se procede a la obtención de resultados.

Se comienza realizando una comparación de las soluciones del caso estudiado con las propuestas por Cheng et al. en su documento, teniendo en cuenta las diferencias entre ambos modelos. Se estudia así el efecto de la radiación no homogénea. Las simulaciones se han llevado a cabo con el mallado del ‘Caso A’, es decir, con la malla con menor número de celdas, para reducir el tiempo de computación. De la misma forma se analizan las diferencias entre el modelo con radiación uniforme y el que utiliza una distribución de calor, comparando los perfiles de temperaturas en la sección de salida.

Una vez apreciadas las diferencias existentes, se realiza una comparación de las temperaturas obtenidas para el aceite Syltherm 800, con las alcanzadas por otros fluidos térmicos como son el Therminol 55 y el Therminol VP1. Se verifican los resultados de los tres aceites térmicos distintos y también se analizan los resultados para la sal solar Hitec XL.

7.1. Comparación de resultados:

Para obtener los primeros resultados se utiliza la discretización original o ‘Caso A’, con las condiciones de contorno antes descritas. Conviene destacar las condiciones introducidas mediante “UDF’s”, como el flujo de calor o el perfil de la velocidad a la entrada. Aunque las soluciones se correspondan con un modelo simplificado del utilizado por el Cheng et al. , como la no utilización de una geometría anular, los resultados obtenidos son semejantes.

Se han comparado algunas de las magnitudes más representativas y se ha verificado como estas siguen la misma evolución en ambos estudios, a pesar de las pequeñas diferencias existentes entre ambos modelos, lo que refleja la validez de los resultados obtenidos.

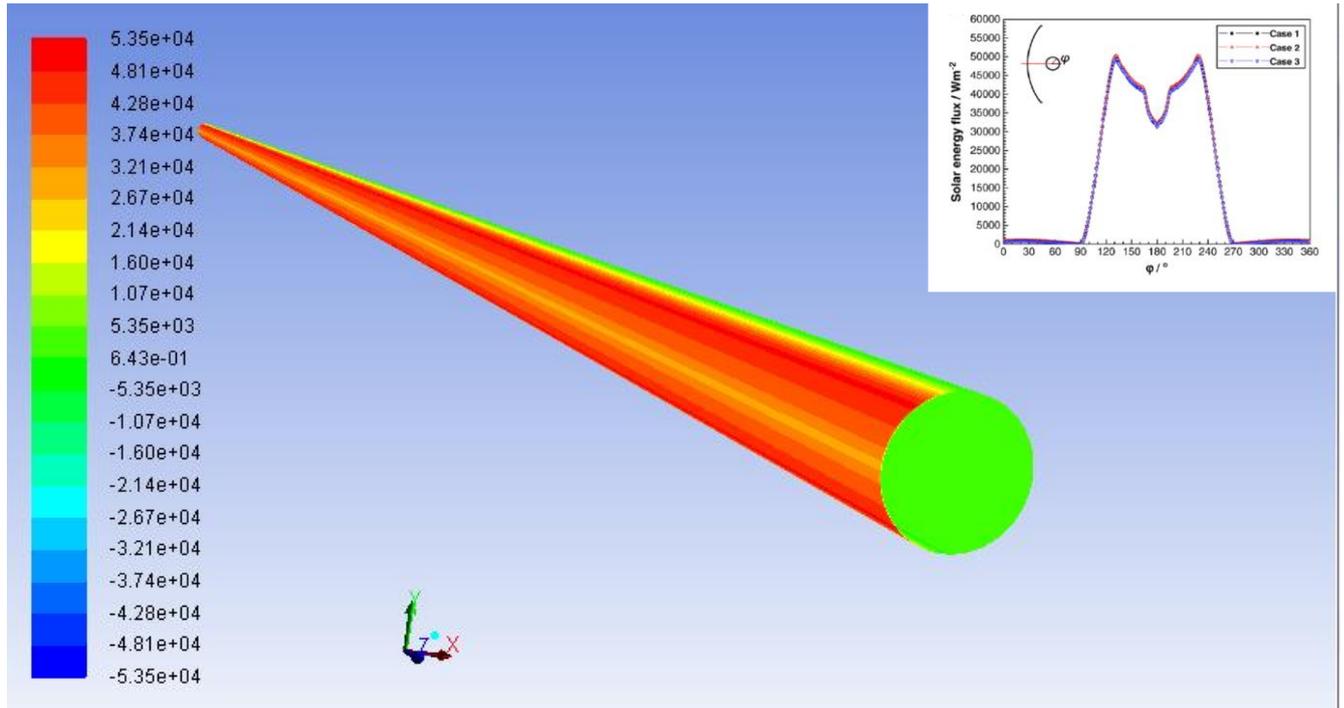


Figura 7.1 Contorno de la radiación incidente sobre la pared exterior del tubo receptor.

Uno de los principales datos obtenidos de la simulación, es la temperatura de salida del fluido al final del conducto. La cual se presenta en la siguiente tabla:

	Temperatura de Salida (K)
Caso Cheng et al.	399.8
Caso de Estudio	397.94

Tabla 7-1 Resultados de temperatura de salida del fluido obtenidos por Cheng et al. y en este estudio.

Como se puede apreciar, la temperatura de salida es cercana a los 400 K o 127°C, esto es, 25°C de diferencia respecto a la superficie de entrada.

Comparando la solución obtenida en el caso de estudio con la de Cheng et al. , se puede apreciar que existe una diferencia inferior a 2°C lo que representa un error inferior al 0.5%.

Esta comparación no sólo remarca la utilidad del modelo utilizado sino que también ratifica la validez de las condiciones de contorno, en especial de la distribución de radiación programada.

Además de haber analizado la temperatura de salida del aceite térmico, se ha examinado la evolución de esta en la pared exterior del receptor a lo largo de los 7.8 metros.

Esta evaluación permite evidenciar las diferencias de temperatura en la pared exterior del absorbedor, donde se aprecia que la distribución de estas temperaturas es desigual. Por este motivo, el fluido se calienta de manera distinta, dependiendo de la posición angular y axial evaluada. Con este objetivo se comparan tres líneas longitudinales paralelas al eje del conducto, con distintas coordenadas angulares, situadas en las superficies externas.

La de $\phi = 0^\circ$ se encuentra en la superficie no irradiada, la de $\phi = 180^\circ$ en la zona irradiada, y la de $\phi = 90^\circ$ entre las dos anteriores.

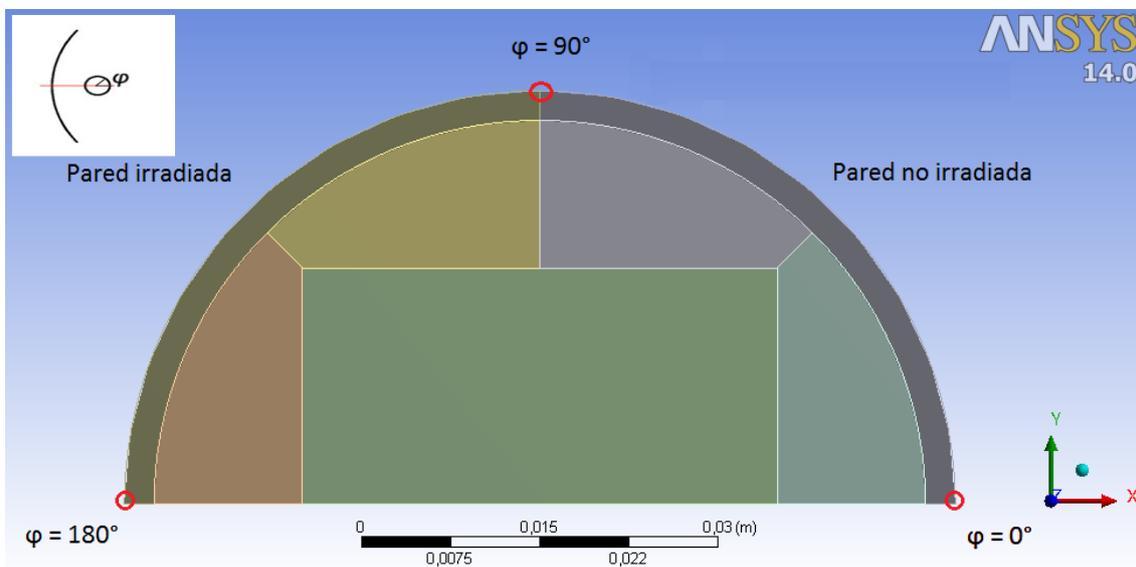
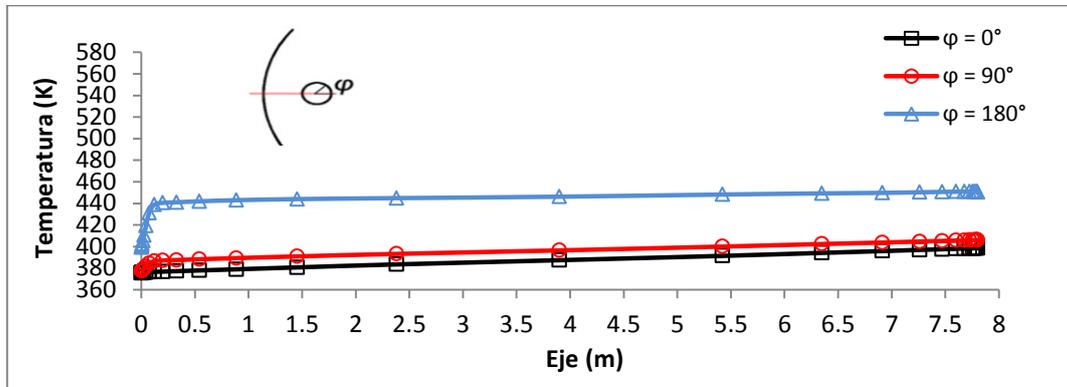


Figura 7.2 Sección transversal donde apreciar las tres líneas longitudinales estudiadas para $\phi = 0^\circ$, $\phi = 90^\circ$ y $\phi = 180^\circ$.

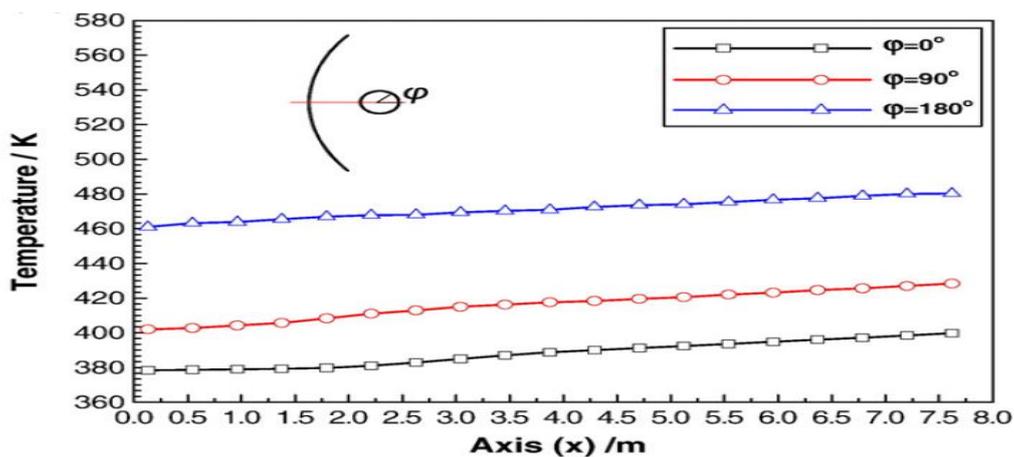
Los resultados obtenidos son los siguientes:



Gráfica 7-1 Distribución de temperatura del receptor en la dirección axial según los resultados del estudio.

Como era de esperar, la zona más próxima a la pared irradiada alcanza temperaturas mucho mayores que las regiones del tubo alejadas de la radiación. Sin embargo, en todas las zonas estudiadas se aprecia un aumento de temperatura entre 10 y 20 grados.

En el documento de Cheng et al. encontramos una evolución de las temperaturas muy similar:

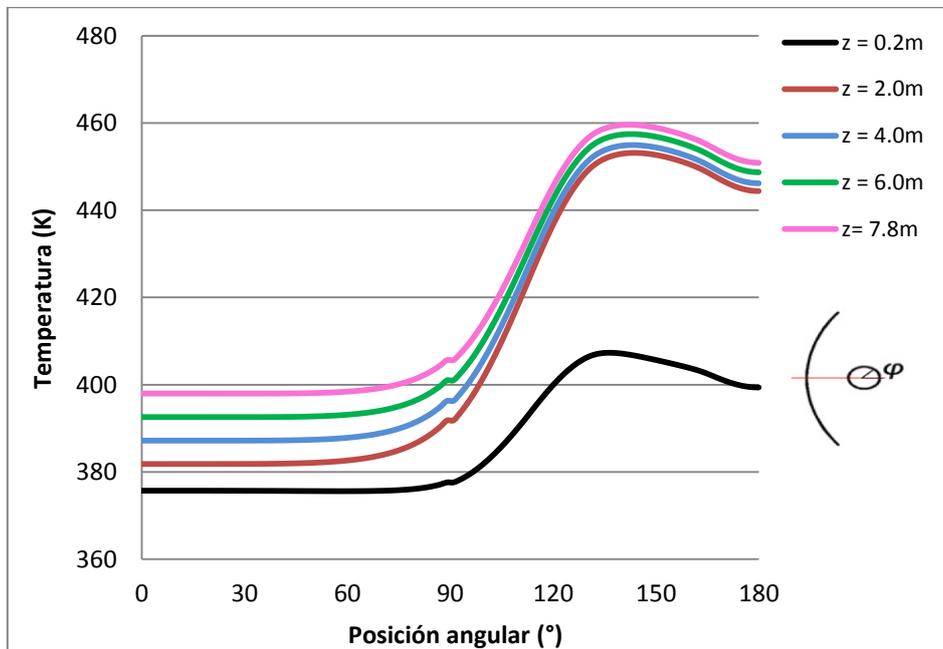


Gráfica 7-2 Distribución de temperatura del receptor en la dirección axial según los resultados de Cheng et al. [10].

Se encuentran menores variaciones de temperatura, entorno a los 10°K, cerca de la pared irradiada, y mayores diferencias, cerca de los 20°K, en la pared contraria. Confirmando la similitud entre ambos modelos.

Esta dependencia de la temperatura del receptor con la posición angular se puede apreciar fácilmente con la representación de las distribuciones de temperaturas en función de la posición angular.

En la siguiente gráfica se representan cinco de estos perfiles de temperaturas, correspondientes a cinco secciones de la tubería calculados a unas distancias desde la entrada de 0.2m , 2.0m , 4.0m , 6.0m y 7.8 metros.



Gráfica 7-3 Distribución de temperatura del receptor en la dirección angular según los resultados del estudio.

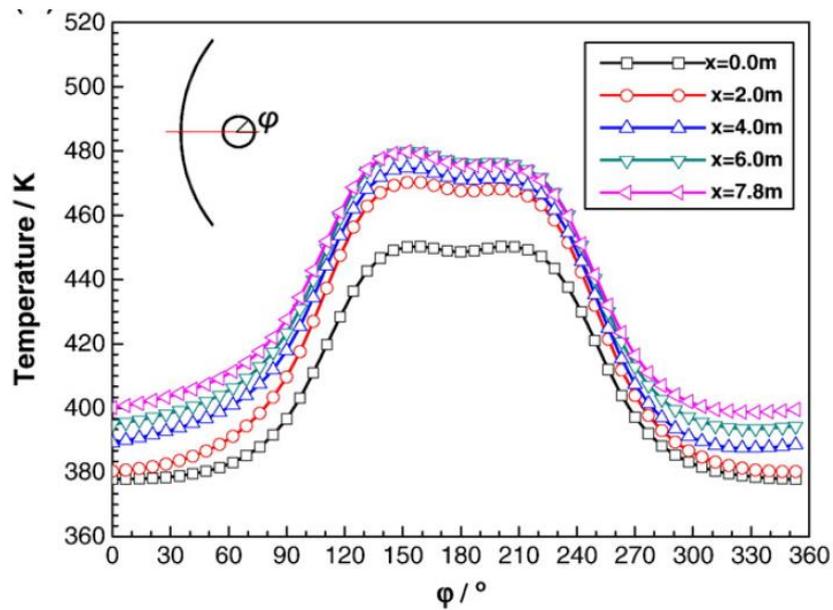
En esta gráfica se puede observar como la temperatura posee un perfil de valores que dependen de la coordenada angular.

Los valores de la temperatura no muestran apenas variación en la pared no irradiada ($\varphi = 0^\circ - 90^\circ$), mientras que en la irradiada ($\varphi = 91^\circ - 180^\circ$) su distribución en función de la coordenada angular se aproxima a la de la radiación exterior.

Es importante comprobar como los perfiles van subiendo de valor al incrementar la distancia desde la entrada, lo que refleja que el tubo alcanza mayores temperaturas

externas cuanto más alejado se encuentra de la entrada o Inlet. La mayor temperatura se alcanza cerca de la sección de salida o outlet, para una coordenada angular de unos $\varphi = 135^\circ$, posición angular donde se encuentra el máximo de la radiación incidente.

En el documento del Cheng et al. se pueden encontrar unos resultados muy similares, aunque con temperaturas algo mayores para todo el rango angular ($\varphi = 0^\circ - 360^\circ$), como consecuencia de las diferencias ya comentadas.



Gráfica 7-4 Distribución de temperatura del receptor en la dirección angular según los resultados de Cheng et al.[10].

El calentamiento progresivo del tubo se puede observar claramente en las figuras 7.3 y 7.4, que muestran las distribuciones de temperatura en las paredes exteriores.

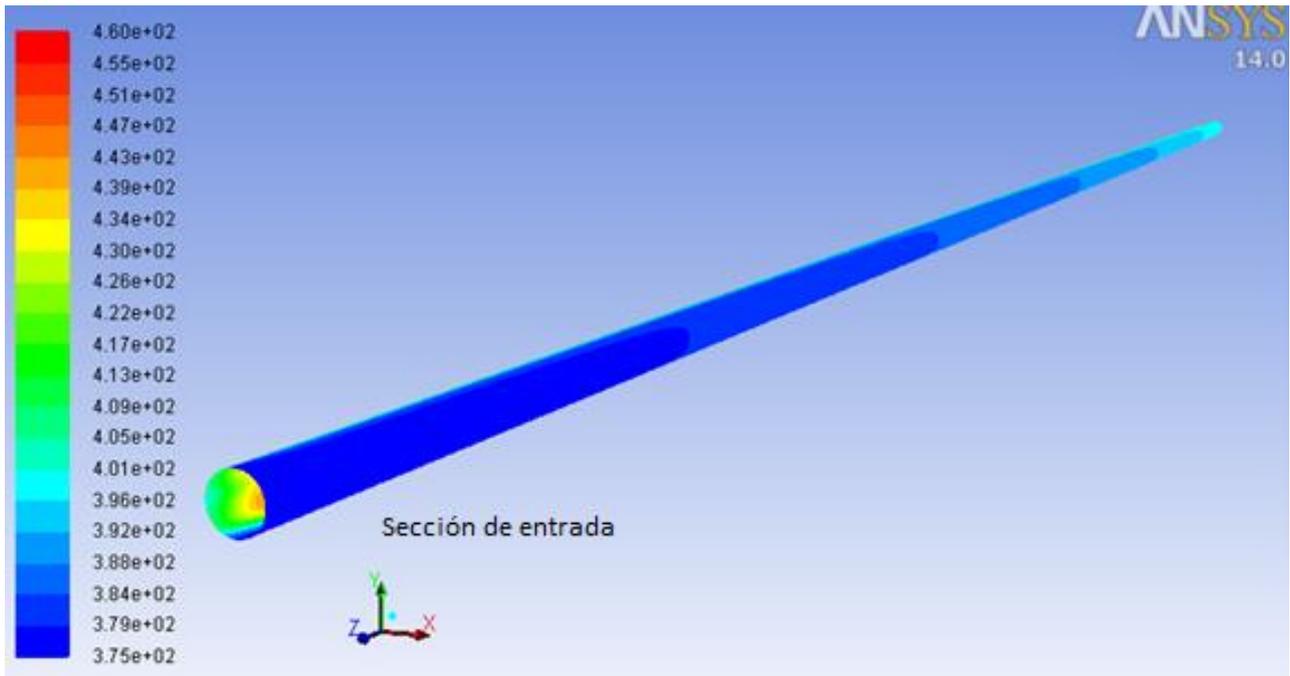


Figura 7.3 Contorno de temperaturas en la pared del receptor no irradiada.

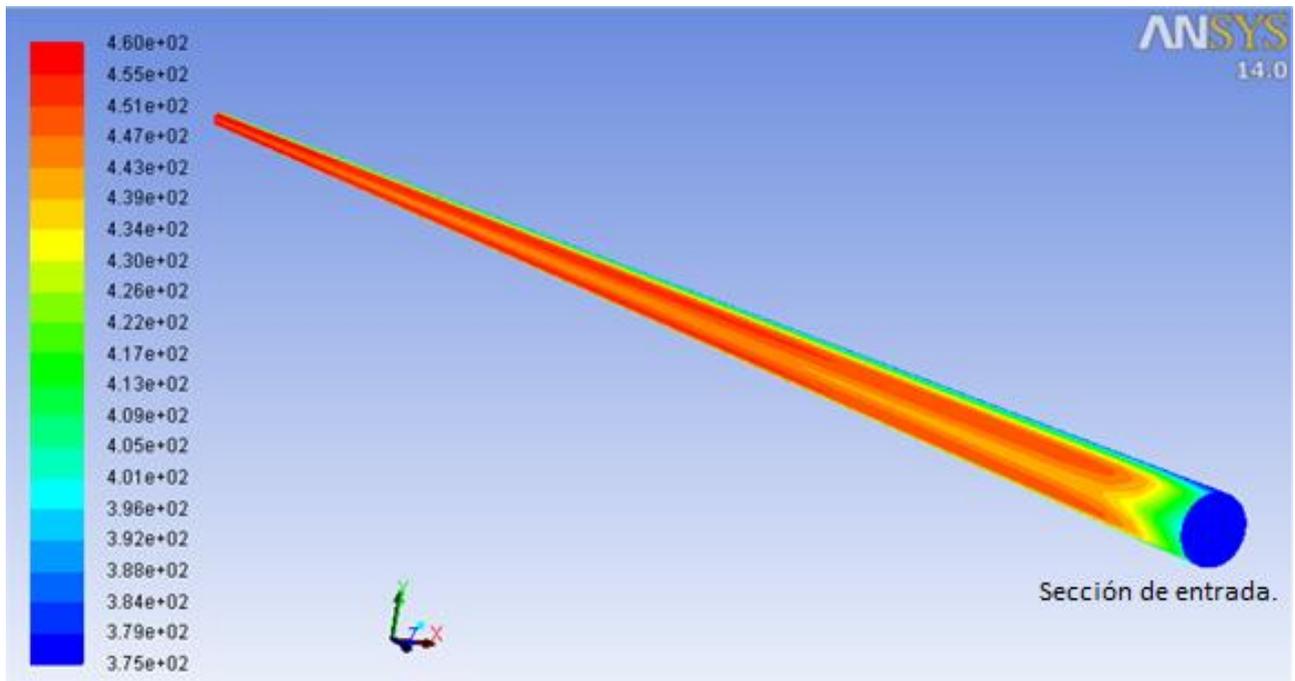


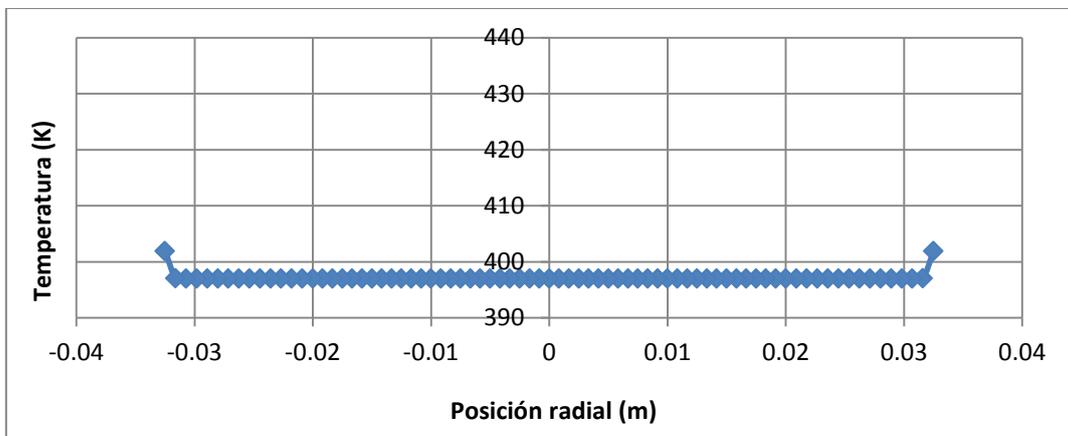
Figura 7.4 Contorno de temperaturas en la pared del receptor irradiada.

En ambas imágenes se puede comprobar el calentamiento de las paredes a medida que aumenta la distancia desde la sección de entrada. También se puede observar la variación de esta en la pared irradiada según la posición angular.

7.2. Comparación de perfiles de radiación:

A continuación se presenta una comparación de los resultados utilizando dos aproximaciones distintas al problema. En primera instancia se calcula el perfil de temperatura del fluido a la salida del colector para un modelo con una radiación exterior uniforme, y se compara con el mismo perfil de temperaturas calculado utilizando la distribución de radiación programada mediante la “UDF”.

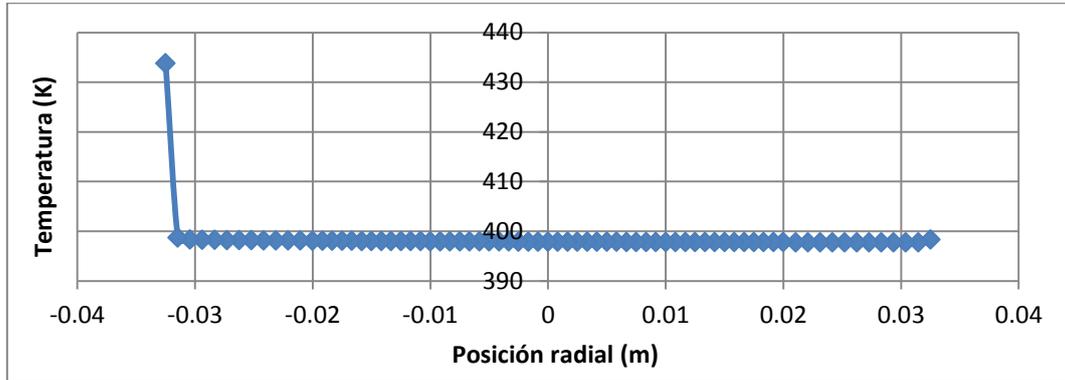
Empleando una radiación incidente uniforme, tal que consiga una variación de temperatura cercana a los 25°C, como se calculó previamente, y el perfil de velocidades a la entrada programado mediante la “UDF”, se obtiene el siguiente perfil de temperaturas a la salida.



Gráfica 7-5 Distribución de temperaturas del fluido Syltherm-800 en la región de salida ($Z = 7.8m$) para el caso de radiación exterior uniforme.

Como la distribución de radiación utilizada en este caso es uniforme, los resultados son simétricos entre sí.

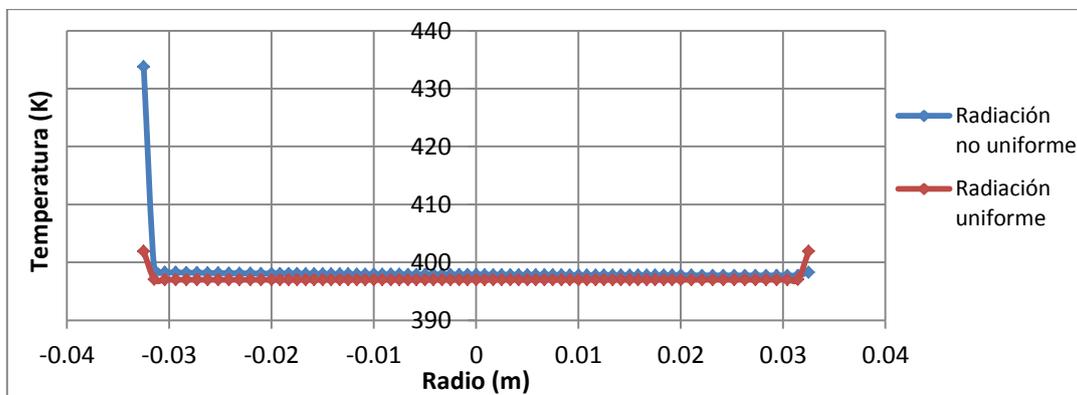
También se ha calculado el mismo perfil de temperaturas a la salida, utilizando las mismas condiciones de contorno, exceptuando la radiación externa donde se ha utilizado la “UDF” que simula la radiación real sobre el receptor, obteniendo la siguiente gráfica:



Gráfica 7-6 Distribución de temperaturas del fluido Syltherm-800 en la región de salida ($Z = 7.8m$) para el caso de radiación exterior no uniforme.

En este caso el perfil ya no es simétrico y presenta grandes diferencias en las capas de fluido cercano a las paredes, evidenciando diferencias de hasta $30^{\circ}C$ en estas zonas. Esta particularidad, como se comentará a continuación puede determinar la elección del fluido térmico, atendiendo a su rango de operación térmico.

Superponiendo las gráficas anteriores para valorar mejor las diferencias, se obtiene:



Gráfica 7-7 Distribución de temperaturas del fluido Syltherm-800 en la región de salida ($Z = 7.8m$) para los casos de radiación exterior uniforme y no uniforme.

7.3. Comparación de fluidos térmicos:

A continuación se realiza un estudio comparativo entre distintos tipos de fluidos, analizando sus rangos de funcionamiento y propiedades más significativas.

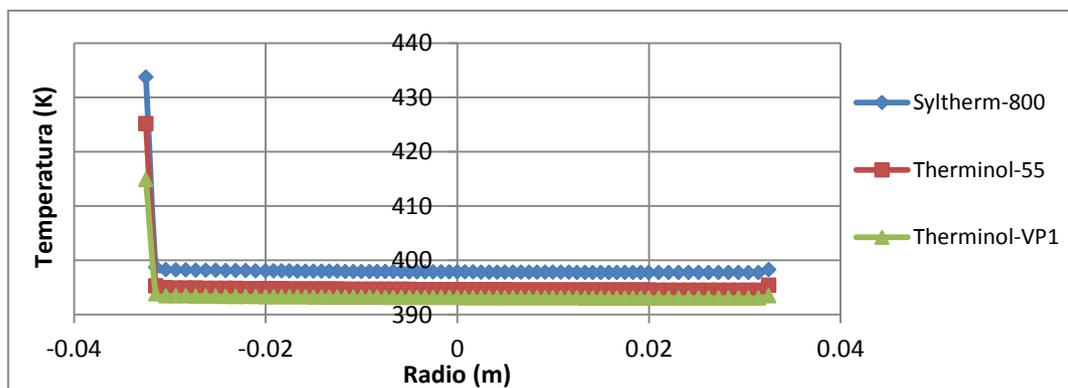
Se compara el fluido utilizado en el caso anterior, el Syltherm-800, con dos aceites térmicos como el Therminol 55 y el Therminol-VP1, así como con la sal solar Hitec XL.

7.3.1. Aceites sintéticos:

Se realiza, por tanto, una comparativa de los tres aceites mencionados, analizando sus perfiles de temperatura a la salida del conducto.

Para los tres casos se ha utilizado la discretización empleada en la simulación anterior, manteniendo las condiciones de contorno y la distribución térmica no uniforme, y variando el fluido térmico con objeto de apreciar las diferencias existentes entre ellos.

Los resultados se muestran en la siguiente gráfica:



Gráfica 7-8 Distribución de temperaturas de los fluidos Syltherm 800, Therminol 55 y Therminol VP1 en la región de salida ($Z = 7.8m$) para el caso de radiación exterior no uniforme.

Como ya se ha analizado anteriormente, las capas de fluido cercanas a las paredes tienen temperaturas superiores a las situadas en el centro del conducto. Sin embargo,

existe una gran diferencia entre las capas cercanas a la pared irradiada frente a las de la pared contraria. El fluido próximo a la superficie que recibe la radiación se calienta mucho más debido a la mayor temperatura de esta.

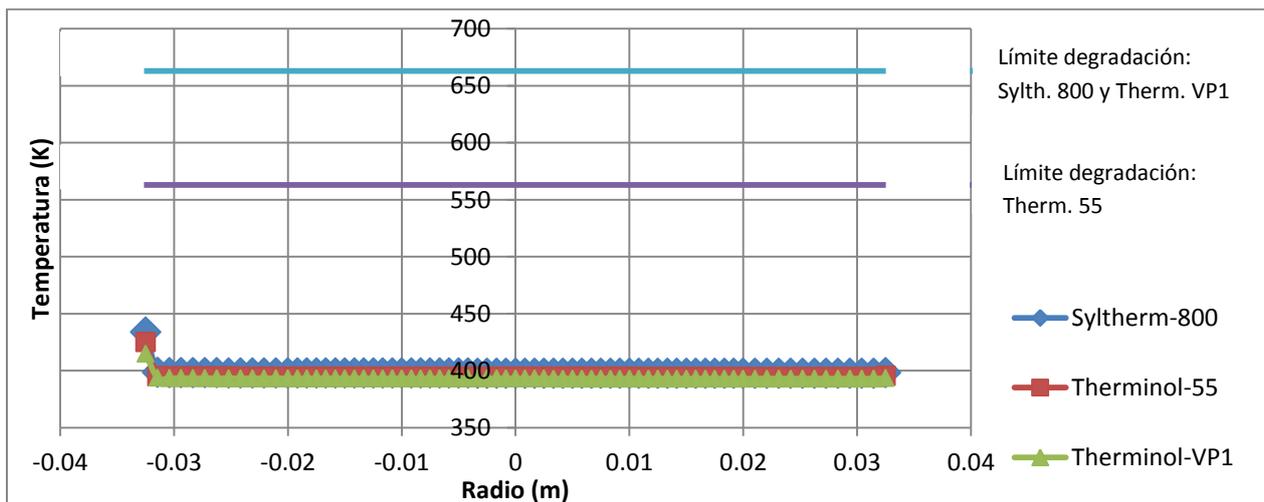
Cada aceite posee un perfil distinto debido a sus diferentes propiedades, aunque se puede apreciar como los perfiles de los dos fluidos Therminol se aproximan bastante, mientras que el Syltherm 800 se calienta más.

El fluido que menos se calienta es el Therminol VP1 (393K), seguido del Therminol 55 (394K), mientras que el Syltherm alcanza temperaturas de hasta 398K.

También se debe analizar la temperatura de la pared interna en los tres casos, la cual, para una posición de 7.8 metros desde el origen y una posición angular de 180°, será asimismo mayor en el caso de utilizar el aceite Syltherm, y menor en el caso de utilizar el Therminol VP1.

Aunque en la zona central pueda parecer que el fluido permanece a temperatura constante, en verdad posee cierta pendiente negativa, hasta que se acerca a la pared no irradiada, donde vuelve a aumentar la temperatura ligeramente.

Con el objetivo de comprobar que los fluidos se encuentran dentro de un rango operativo, se ha decidido mostrar las temperaturas límite de degradación de los distintos aceites, 290°C (563K) para el Therminol 55 y 390°C (663K) tanto para el Syltherm 800 como para el Therminol VP1.



Gráfica 7-9 Distribución de temperaturas de los fluidos Syltherm 800, Therminol 55 y Therminol VP1 en la región de salida ($Z = 7.8m$) para el caso de radiación exterior no uniforme y límites de degradación.

Como se puede apreciar en la gráfica 7-9, los tres aceites se encuentran lejos de sus límites máximos de operación. Estos límites se deben tener en cuenta sobre todo en las capas del fluido más cercanas a la pared irradiada, debido a su mayor temperatura.

Si se hubiese elegido una temperatura de entrada mayor a 102.2 °C se podría llegar a producir degradación al final del colector en estas capas descritas. Teniendo en cuenta que el rango habitual de funcionamiento es entre 125° y 400°C, mediante este tipo de representación se puede conocer la fracción de la capa de fluido afectada por la degradación, y valorar si el fluido elegido es el más adecuado para este tipo de instalación.

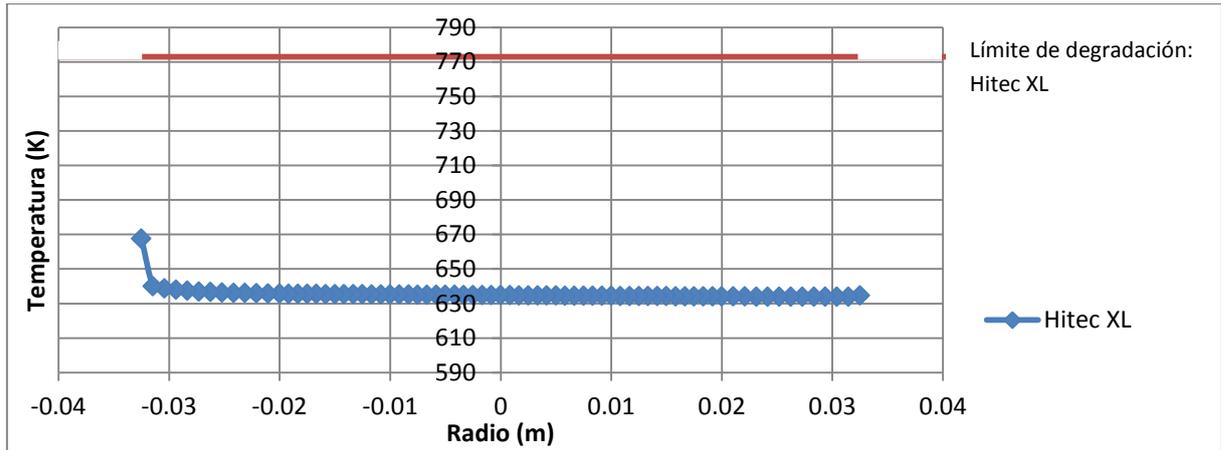
Estas observaciones son de gran importancia para mejorar ciertos aspectos de esta tecnología y sólo son apreciables si se desarrolla un modelo con una distribución de radiación no uniforme, que permita aproximar el modelo de estudio a una situación real.

Así mismo, la elección del fluido de trabajo de una planta determina aspectos muy importantes en el diseño de esta, como los materiales a utilizar o el tipo de almacenamiento térmico.

7.3.2. Sal orgánica:

Como se ha explicado anteriormente, el uso de sales fundidas permite una mayor temperatura de operación, lo que ocasiona distintas ventajas.

El principal problema en el uso de sales en esta tecnología, como también se ha comentado, es su alto punto de congelación, que obliga a utilizar sistemas de calentamiento para prevenir su solidificación. Sin embargo, también se debe tener en cuenta su temperatura máxima para que esta no supere el límite de degradación. Por ello se ha realizado la misma comparación que en el caso anterior, delimitando la temperatura máxima.



Gráfica 7-10 Distribución de temperaturas de la sal solar Hitec XL en la región de salida ($Z = 7.8m$) para el caso de radiación exterior no uniforme y límite de degradación.

El perfil obtenido es, de nuevo, similar al de los aceites estudiados, y se mantiene lejos de su límite de degradación, el cual deberá ser tenido en cuenta en los colectores de final de fila, donde se alcanzan mayores temperaturas.

8. Conclusiones

8.1. Conclusiones generales:

Entendiendo la necesidad de seguir apostando por un desarrollo sostenible y renovable, este proyecto se ha planteado con la intención de seguir profundizando en el campo de los sistemas de energía termosolar.

Tras una breve introducción a este tipo de tecnologías, donde se han descrito los principios de funcionamiento y el estado del arte del sector, el estudio se ha centrado en los colectores cilindro parabólicos, y más en particular en su receptor, uno de los componentes más importantes. Por tanto, se ha enfocado la investigación, en algunos de los factores más relevantes en la reproducción de los distintos fenómenos de transferencia de calor mediante softwares de simulación.

Tras una primera fase de aproximación a los distintos tipos de colectores, y una búsqueda de los datos técnicos necesarios, se ha construido un modelo que se ha ido perfeccionando y adaptando a las condiciones del estudio, consiguiendo una discretización lo suficientemente adecuada y precisa. Durante todo el proceso de perfeccionamiento para conseguir un mallado correctamente refinado, se han descartado numerosos modelos hasta que se ha logrado una malla conveniente.

Se ha decidido realizar un análisis de sensibilidad de la malla, necesario en todo software de elementos finitos, que ha destacado la independencia de los resultados.

En la fase donde se han fijado las condiciones de contorno, se ha profundizado en las posibles situaciones que pueden surgir y se ha advertido de la importancia de delimitar el problema de estudio mediante las condiciones de contorno. Así, se ha decidido enfocar el problema en un caso de flujo turbulento desarrollado, lo que ha hecho necesario profundizar más en estos fenómenos termodinámicos.

Después de verificar el modelo y establecer unas condiciones de contorno que aproximasen el caso de estudio con la realidad, se han obtenido unos resultados muy cercanos a los logrados por Cheng et al. en su investigación, con lo que se puede concluir que la semejanza con el caso real se ha cumplido casi en su totalidad, alcanzando así uno de los objetivos del proyecto.

También, se han analizado distintos fluidos térmicos mediante el mismo modelo ya contrastado, permitiendo evaluar sus diferencias y establecer un criterio para la elección de estos fluidos a la hora de diseñar una planta de colectores basada en esta tecnología. Los distintos perfiles de temperatura obtenidos presentan una información fundamental sobre el fluido de trabajo, y permiten valorar su rango de operación apreciando los límites de degradación.

Además de analizar las diferencias entre tres tipos de aceites térmicos distintos, se han obtenido resultados para un fluido alternativo: una sal orgánica. Este tipo de fluido se encuentra todavía en fase de desarrollo en los CCP's, pero sus resultados han servido para valorar sus posibles ventajas e inconvenientes, alcanzando así otro de los propósitos iniciales de este trabajo.

En definitiva, se ha profundizado en la tecnología de los receptores de CCP's, analizando algunos de los factores más relevantes, desde sus características técnicas como sus dimensiones o materiales estructurales, hasta el fluido térmico a utilizar con sus propiedades. De la misma forma, se ha estudiado el comportamiento de distintos fluidos térmicos en la instalación obteniendo resultados precisos, y estableciendo un modelo de simulación que puede ser tenido en cuenta para futuros trabajos de investigación en este área.

8.2. Líneas futuras de investigación:

Como bien se ha podido constatar en el proyecto, los sistemas de CCP's, al igual que la mayoría de energías renovables alternativas, son una tecnología que a pesar de haber demostrado su viabilidad, aún se espera un mayor desarrollo y mejora.

Esta constante evolución se puede demostrar con las numerosas líneas de investigación abiertas a día de hoy que, al igual que esta, tratan de mejorar el rendimiento mediante el uso de nuevos materiales, el estudio de configuraciones alternativas de las plantas o nuevos fluidos.

La metodología utilizada en este proyecto deja la puerta abierta a ampliar estas líneas de investigación. Se considera que el desarrollo del modelo utilizado puede dar lugar a resultados valiosos. La variación de algunas de las magnitudes como la temperatura de entrada o la geometría utilizada, pueden favorecer distintos estudios.



Como se ha explicado, el tubo receptor estudiado se corresponde con el de un colector situado en los primeros metros de su respectiva fila, lo que supone unas condiciones de contorno determinadas, que cambian si este se encuentra en otra posición dentro del campo de colectores. Sería por tanto interesante, poder estudiar los resultados obtenidos en estas otras localizaciones, debido a que cambiarían diversas magnitudes como la temperatura de entrada o la velocidad del fluido.

Algunas de estas variaciones, como un aumento en la temperatura de entrada del fluido térmico, serían especialmente interesantes, puesto que el fluido se acercaría a su límite de degradación. Variaciones en otros aspectos como la geometría del conducto también pueden proporcionar resultados alternativos. En este estudio ya se ha comentado la sección anular utilizada por Cheng et al. Otras líneas que estudiaran el efecto del número de Reynolds en las soluciones también podrían ser investigadas.

Además de las distintas variantes posibles del problema anterior, otra alternativa de estudio es analizar la influencia de la introducción de un régimen transitorio. El proyecto presenta los resultados para un caso estacionario, pero comprender el efecto de un posible ‘transitorio’, como podría ser un banco de nubes que cubriera parcialmente el campo de colectores disminuyendo así la temperatura de operación, sería muy relevante. Esta línea de investigación, puede ser especialmente valioso para un campo de colectores que utilice sales solares, puesto que estas poseen una temperatura de congelación muy alta a la cual se podría acercar la instalación en un enfriamiento imprevisto.

En definitiva, se presentan numerosas perspectivas muy prometedoras para seguir mejorando este tipo de tecnología.

9. APÉNDICE 1: Diseño y discretización en ANSYS

Una de las partes fundamentales en la realización de este proyecto ha sido el pre-procesado, esto es, la modelización del tubo receptor mediante una estructura de volúmenes finitos, construida con el software de simulación ingenieril “ANSYS”, para su posterior estudio en el módulo “Fluent”.

El diseño de esta malla o discretización se ha realizado con la intención de conseguir optimizar los resultados en el proceso de simulación, así como de reducir el tiempo de computación necesario [15]. Se ha tratado, por tanto, de uno de los bloques del proyecto en los que se ha trabajado con mayor detalle, siendo su diseño final fundamental para obtener los resultados estudiados.

La malla final, como ya se ha mencionado anteriormente, ha sido contrastada con otros modelos similares, comparando los resultados y reduciendo la influencia de esta en dichas soluciones, demostrando así su fiabilidad.

Para llegar a la obtención del mallado final se ha llevado cabo un proceso de diseño, en el cual se fueron optimizando los modelos e implementando mejoras con el objetivo de facilitar el post-procesado en “Fluent”, llegando a una estructura definitiva de gran calidad.

El programa “ANSYS” divide en dos la realización de la estructura. Una primera fase de diseño y construcción de los distintos cuerpos que componen el tubo receptor, mediante el módulo “Design Modeler”, y una segunda fase de mallado o discretización en el entorno de “Meshing”, donde se puede asignar y crear una determinada malla de volúmenes finitos a los cuerpos previamente creados. Por consiguiente, se ha empezado el proyecto en el módulo “Design Modeler” donde se han construido las distintas partes.

El comienzo del proceso de diseño se ha realizado buscando las dimensiones del receptor que había que modelar. Para ello se han obtenido algunos de los datos del colector LS2, colector habitual de este tipo de tecnología.

Diámetro externo (mm)	70
Diámetro interno (mm)	65

Tabla 9-1 Datos técnicos del tubo receptor del colector LS2 [16].

Se han obtenido los diámetros externo e interno del tubo receptor, a partir de los cuales se ha podido comenzar el diseño. En cuanto a la longitud axial, se ha elegido la longitud de un solo colector, esto es, 7.8 metros.

Como es habitual en los procesos de diseño de este tipo de figuras simétricas, se ha trabajado con medio receptor, con la intención de facilitar todo su desarrollo. Se debe tener en cuenta que posteriormente el programa permite obtener resultados para la geometría completa.

En el diseño de la estructura, se ha partido del dibujo del área transversal del receptor, el cual es extruído longitudinalmente para conseguir el tramo de receptor deseado.

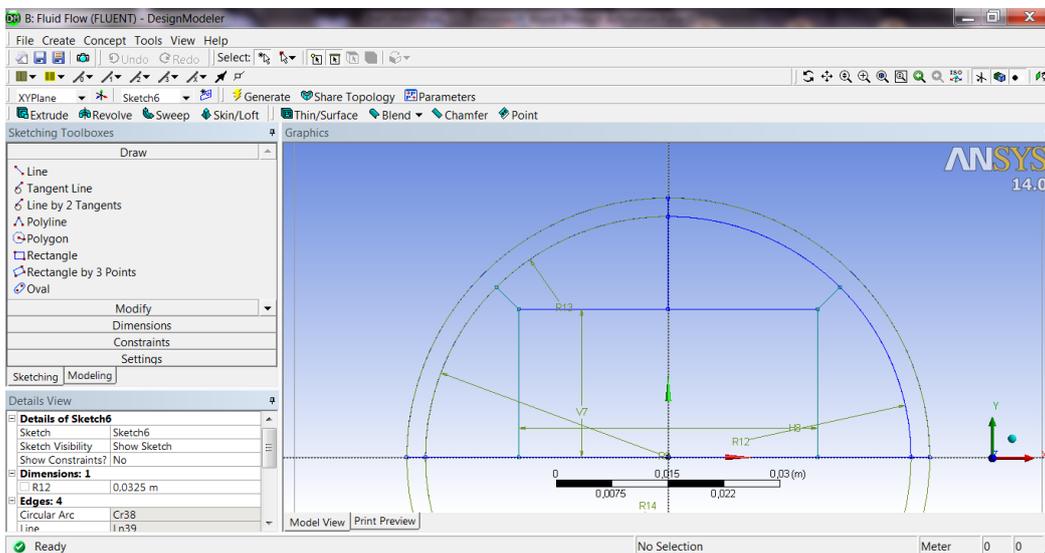


Figura 9.1 Diseño de la sección transversal de la tubería y del fluido térmico en el módulo ‘Design Modeler’.

Para el caso de estudio, se debe dividir la estructura en dos partes fundamentales a analizar, la tubería y el fluido interno. Estas dos partes principales se han subdividido a su vez en distintos cuerpos para facilitar el control del mallado y poder establecer distintas condiciones de contorno más adelante.

Para la realización de la tubería, se ha optado por dividir su estructura en dos cuerpos longitudinalmente, con el objetivo de poder establecer distintas condiciones de contorno sobre ella. Esto permite diferenciar un lado de la tubería con radiación y el otro sin ella. Estos dos cuerpos, representan la zona más cercana al espejo parabólico, la cual recibe la radiación concentrada, y la parte superior del receptor, que tan sólo recibe la radiación solar. Esta última se considera despreciable en comparación con la concentrada por los espejos.

Por otro lado, en la creación del fluido también se ha trabajado desde el primer momento dividiendo el fluido en distintas zonas longitudinalmente, con objeto de optimizar el posterior control del mallado [21]. Esta etapa de diseño se ve altamente influenciada por la fase de mallado posterior, debido a la complejidad de la discretización de un círculo por elementos cuadriláteros. Por esta razón, se ha basado su diseño inicial en la solución propuesta por el doctor Ingeniero Jaroslav Štigler [17]. Este modelo permite la optimización del mallado de un círculo por elementos finitos.

Esta solución consiste en la división del círculo en varias partes, colocándose en el centro un cuadrado, con una longitud de lado aproximada al radio del círculo, y dividiéndose la zona restante en cuatro, como se puede apreciar en la figura:

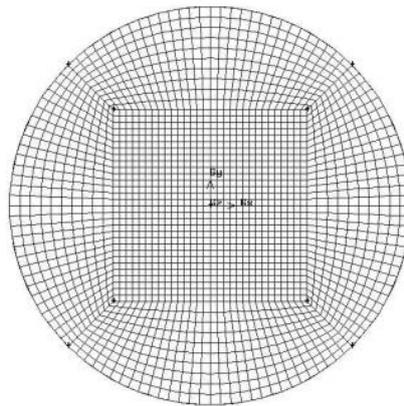


Figura 9.2 Esquema de la discretización de la solución de Jaroslav Štigler.

Por este motivo se ha decidido seguir el modelo Jaroslav Štigler, con la única diferencia de haber subdividido en ocho el espacio exterior al cuadrado, por motivos prácticos.

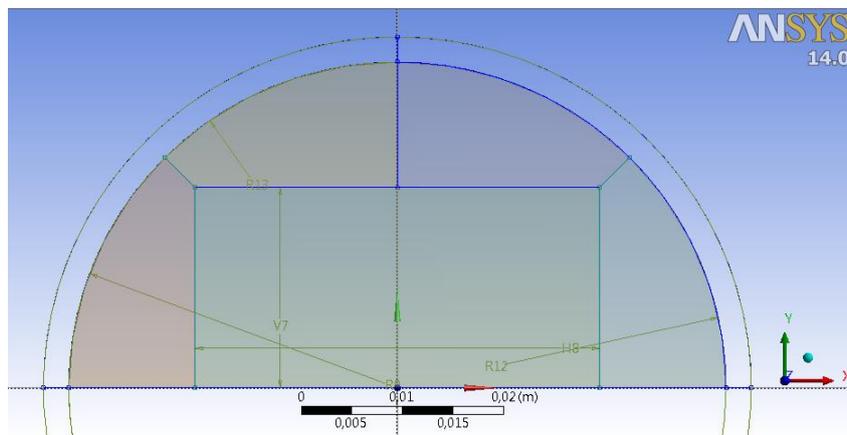


Figura 9.3 Sección del fluido térmico con las distintas subdivisiones realizadas mostradas en color.

Con las hipótesis anteriores se ha procedido a la construcción de las dos partes fundamentales en el problema, la tubería de acero inoxidable que transporta el fluido térmico, y el propio fluido. Estas se han creado mediante una extrusión de la sección diseñada, seleccionando la opción “*Option - Add Frozen*” por necesidades en el control del mallado posterior.

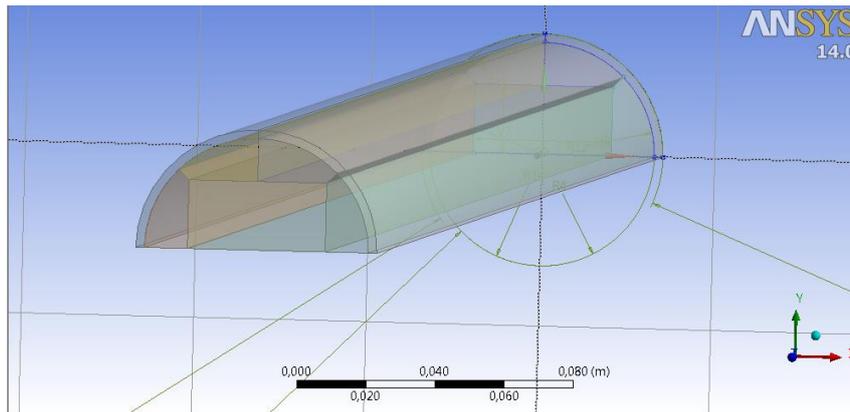


Figura 9.4 Tramo extruído de la tubería y del fluido térmico a partir de la sección transversal diseñada.

Una vez construidos los distintos cuerpos que conforman el conjunto tubería-fluido o “pipe-fluid”, como se ha nombrado en el módulo, se ha procedido a la creación de la malla.

Como ya se ha mencionado anteriormente, la creación de la malla se ve influida por los diseños llevados a cabo en el “*Design Modeler*”. Por este motivo, en varias ocasiones, el trabajo realizado en el módulo “*Meshing*” contribuido inversamente a nuevos diseños de la estructura. Se ha tratado, por tanto, de un proceso de diseño retroalimentado, hasta que se ha llegado a los resultados deseados. A pesar de las distintas variaciones llevadas a cabo, en todo momento se ha mantenido un tipo de diseño preliminar, sobre el cual se han introducido las modificaciones.

Se debe volver a señalar la importancia de los resultados de esta fase para la correcta obtención de soluciones al problema térmico. Para ello, se han realizado diversas modificaciones con objeto de eliminar distintas imperfecciones, y se ha refinado hasta conseguir una discretización uniforme.

Es necesario destacar que durante este proceso se ha buscado conseguir una malla con celdas rectangulares y no triangulares, que conformen elementos con caras cuadriláteras. Se ha decidido realizar así para conseguir una mayor uniformidad tanto

en las caras transversales como en las superficies axiales. Adoptar este tipo de mallado, ha significado realizar distintas correcciones para perfeccionar algunas zonas conflictivas, donde aparecen elementos no alineados, o distribuciones de celdas triangulares. Es por ello que se han utilizado distintas opciones del módulo “Meshing” para adecuar la estructura al resultado buscado.

Tras la realización de distintos mallados, finalmente se ha conseguido la estructura deseada, que a raíz de los resultados obtenidos se puede concluir que se trata de un cuerpo mallado de gran precisión.

A continuación se presentan algunos de los modelos previos al definitivo, y se explica el proceso de mejora llevado a cabo en sus distintas etapas más relevantes.

El primer resultado obtenido en el módulo de mallado, tras haber dibujado la sección transversal en el módulo de diseño ha sido el siguiente.

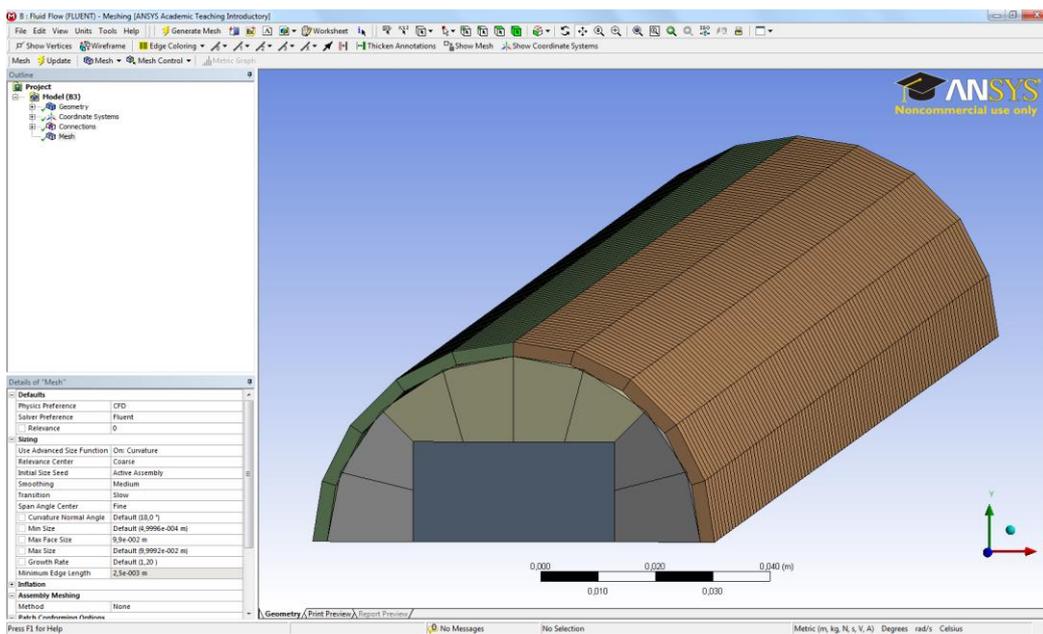


Figura 9.5 Tramo discretizado original del modelo creado en el módulo ‘Meshing’.

Como se puede comprobar se trata de una estructura muy primitiva, con un tamaño de celdas excesivamente grande, lo que le impide formar una forma curva perfecta. En consecuencia se ha optado en primera instancia por reducir el tamaño de los elementos en el siguiente modelo.

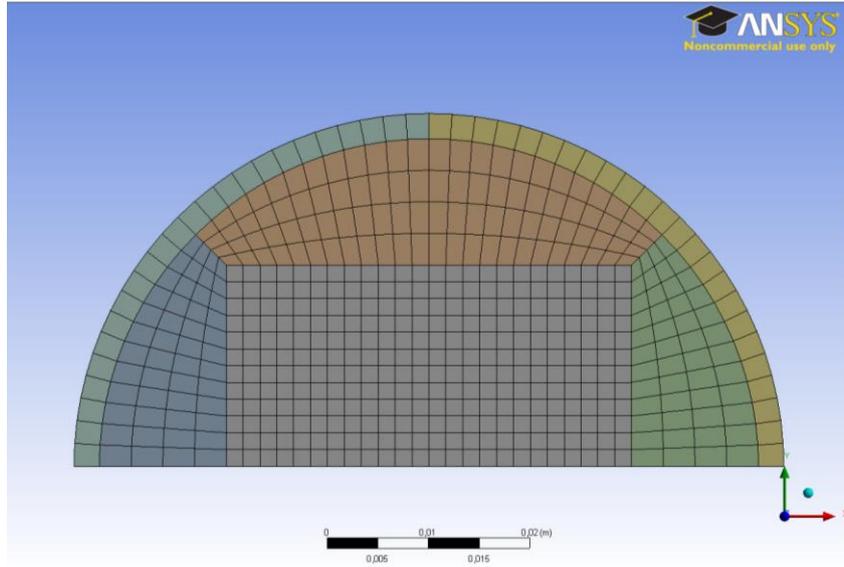


Figura 9.6 Mallado optimizado de la sección transversal.

A pesar de la notable reducción del tamaño de los elementos, se ha decidido continuar en la optimización de la estructura. Así pues, las primeras mejoras realizadas se han basado en la reducción del tamaño de las celdas, y por tanto del aumento del número de estas. Sin embargo, este tipo de cambios han resultado insuficientes y se ha decidido llevar a cabo correcciones más avanzadas, donde se ha establecido el número de celdas por arista o superficie. Esto se ha llevado a cabo siguiendo la opción “Mesh-Mesh Control-Sizing”.

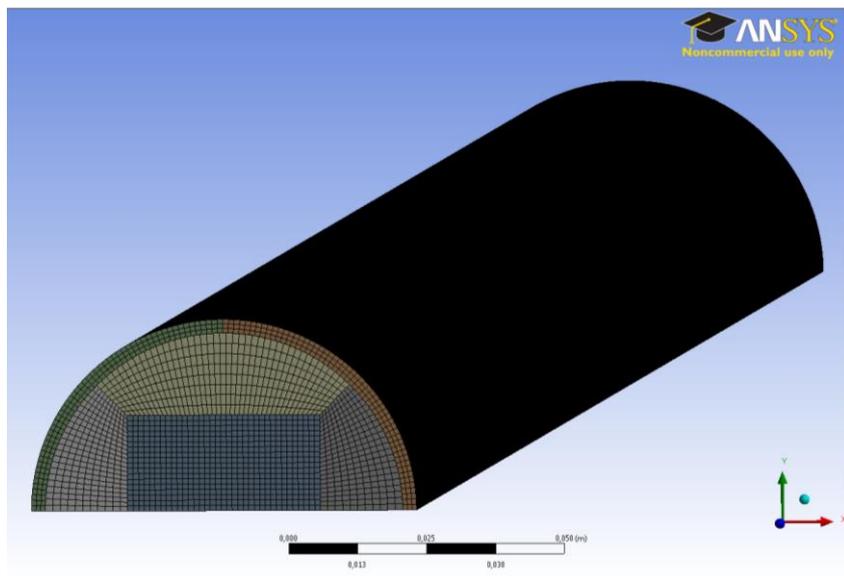


Figura 9.7 Tramo del receptor discretizado tras aumentar el número de celdas.

Una de las zonas donde se aprecia mejor este tipo de modificación es en la tubería, donde se han dividido radialmente primero en tres, y finalmente en diez las celdas, para garantizar el correcto estudio del fenómeno de conducción a través de la tubería.

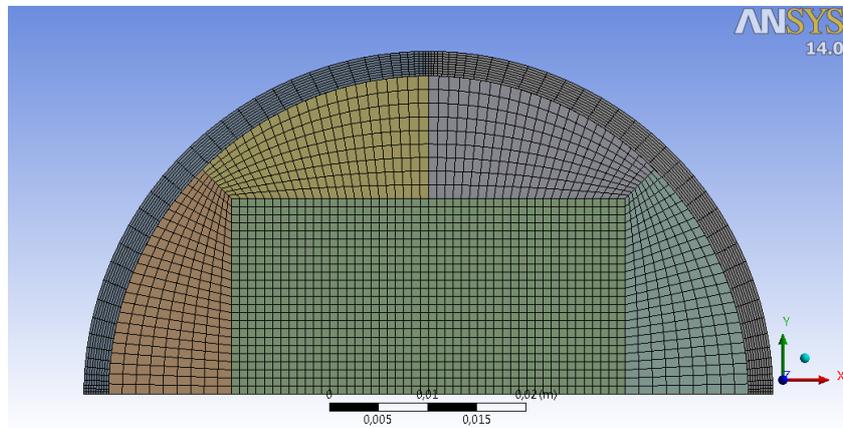


Figura 9.8 Mallado optimizado de la sección transversal, con una tubería con 10 celdas en la dirección radial.

Reduciendo el tamaño de los elementos, se ha conseguido obtener un número de celdas mucho mayor que ha dotado a la estructura de una calidad superior, así como de una precisión de resultados más óptima. Sin embargo, el número de celdas es tal, más de 3 millones, que ha obligado a descartar el modelo, dado que la duración del proceso de computación en Fluent ha resultado ser excesiva.

Considerando el tamaño de las celdas como correcto en las secciones transversales, se ha decidido alargar las celdas longitudinalmente para reducir el número de elementos. Sin embargo, para no perder precisión en las secciones de entrada y salida con celdas demasiado alargadas, se ha optado por añadir una nueva mejora y utilizar la opción “Bias” del programa, la cual permite un tamaño variable de los elementos. Se ha seleccionado de tal manera que permita colocar las celdas más alargadas en el centro de la estructura, y las más cortas en los extremos, lo que posibilita un mayor detalle en el estudio de ambas.

La zona central del receptor está mallada con celdas más alargadas, debido a que en este tramo no se producen cambios demasiado significativos en las propiedades del fluido, mientras que los extremos la estructura posee una densidad mayor de celdas, lo que facilita su estudio. Esta característica se puede apreciar tanto en la tubería como en el fluido.

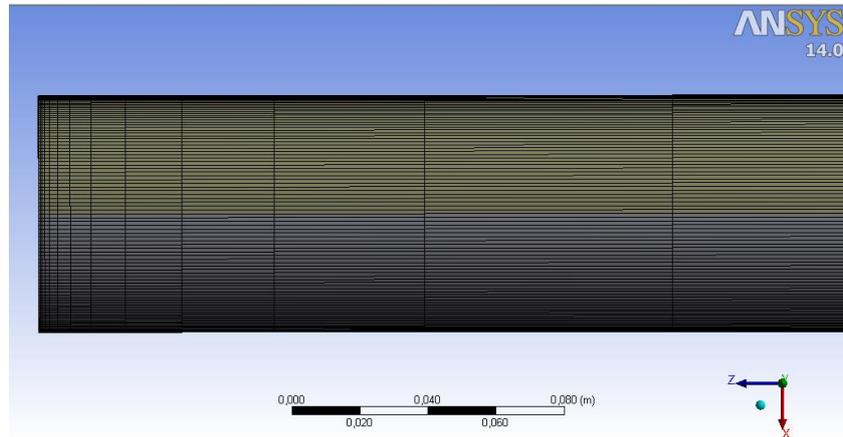


Figura 9.9 Planta de un tramo de la tubería discretizada con tamaño de las celdas variable longitudinalmente.

También se debe señalar que en determinadas aristas donde los elementos se deben distribuir uniformemente de forma automática, no es así, y por ello se fija el número de celdas mediante la opción de “*Mesh Control - Sizing*”, como forma de conseguir el resultado deseado. Esto se observaba en las aristas curvas, como se aprecia en la figura 9.9.

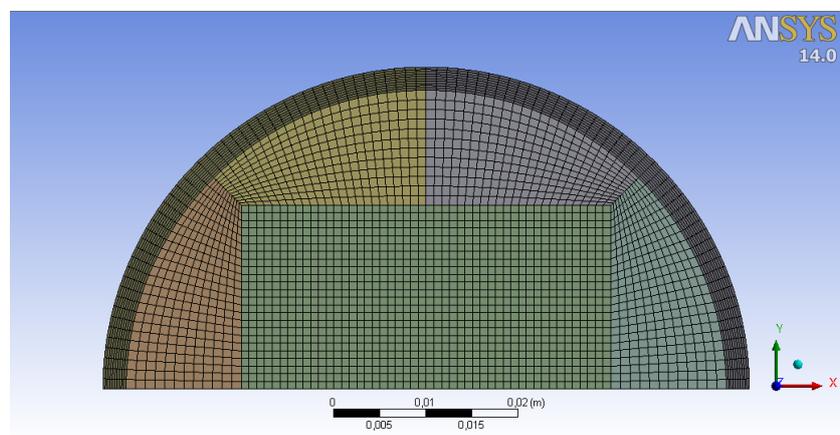


Figura 9.10 Mallado corregido de la sección transversal final.

Finalmente, tras las distintas mejoras llevadas a cabo se ha conseguido un nuevo mallado, con el cual se ha trabajado y con el que se obtuvieron los resultados previamente estudiados.

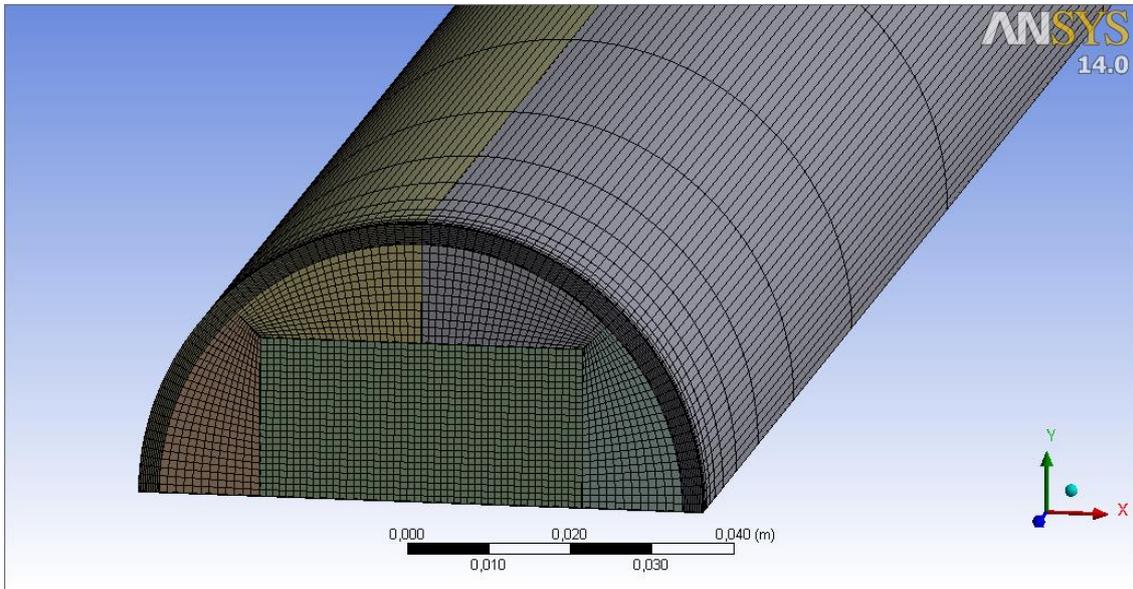


Figura 9.11 Discretización final del receptor y del fluido. Este mallado se corresponde con el 'Caso A'.

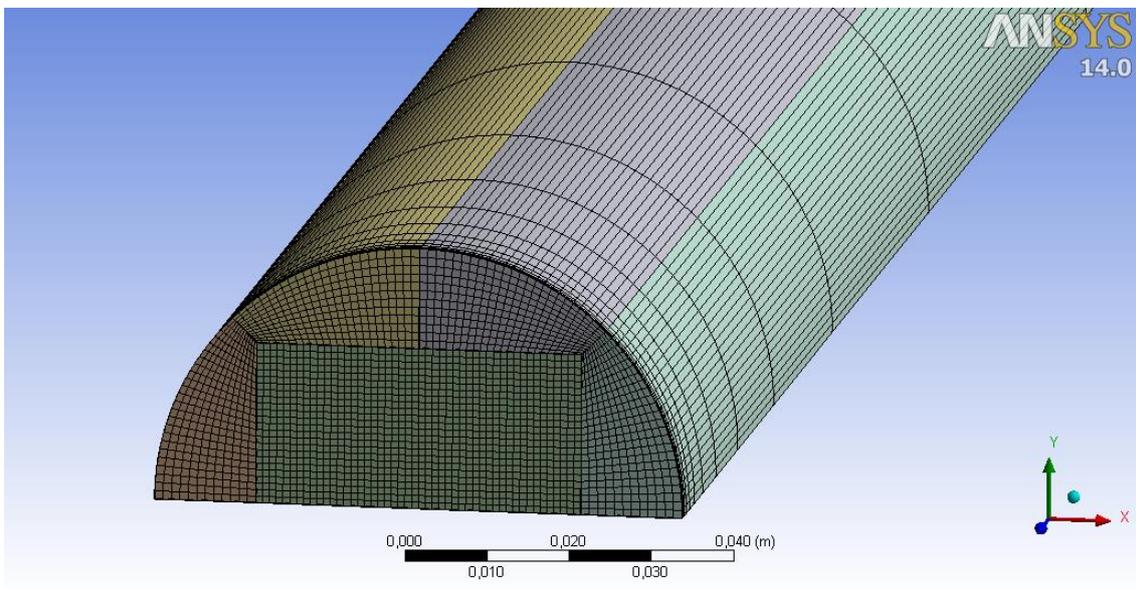


Figura 9.12 Discretización del fluido.

Durante el trabajo de diseño de las distintas estructuras a la hora de realizar el mallado, se ha prestado una especial atención a que este fuese lo más ordenado posible. Así pues, siempre que ha sido posible, se ha refinado la malla al máximo descartando algunos modelos con zonas conflictivas. En el diseño final también ha sido necesario realizar algunos arreglos para eliminar dichas zonas y conseguir el objetivo deseado.

También se debe destacar que al estar los dos cuerpos mallados formando una sola parte, la superficie entre el fluido y la tubería está constituida por la misma distribución de celdas, como se aprecia en la figura 9.13. Esto posibilita y mejora el post-procesado en el módulo de “Fluent”, permitiendo la transferencia de calor del sólido radiado al fluido.

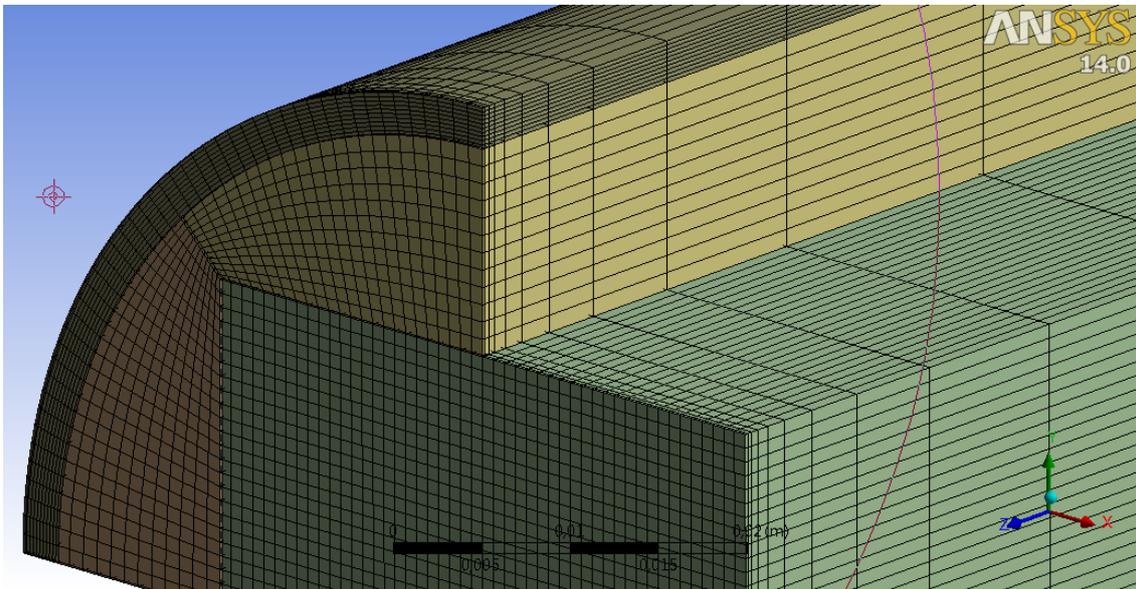


Figura 9.13 Corte en la discretización final.

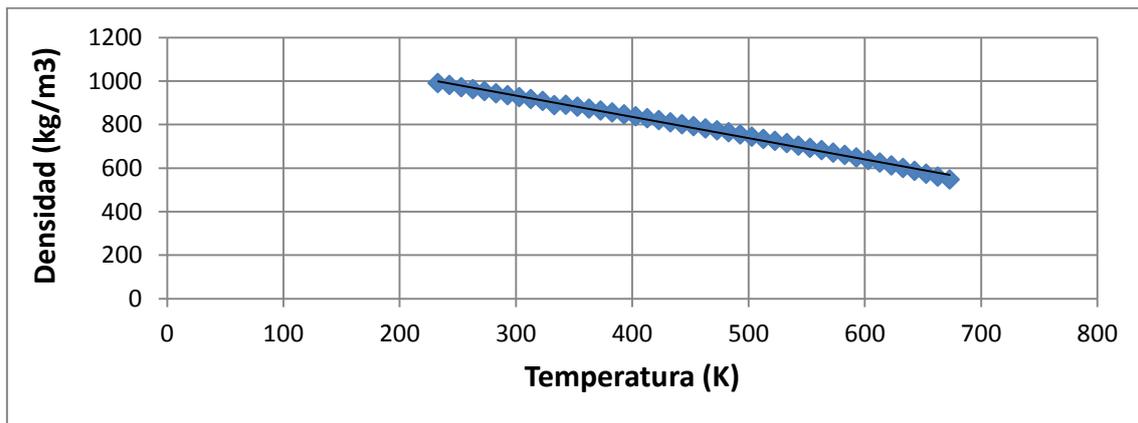
10. APÉNDICE 2: Fluidos térmicos

A continuación se presentan las variaciones de las propiedades, de los fluidos utilizados en la simulación, con la temperatura, así como su función introducida en Fluent.

10.1. ACEITES SINTÉTICOS

10.1.1. SYLTHERM 800 [8]:

Densidad:



Gráfica 10-1 Representación de la densidad (kg/m³) del aceite Syltherm 800 vs la temperatura (K).

Su relación viene expresada por:

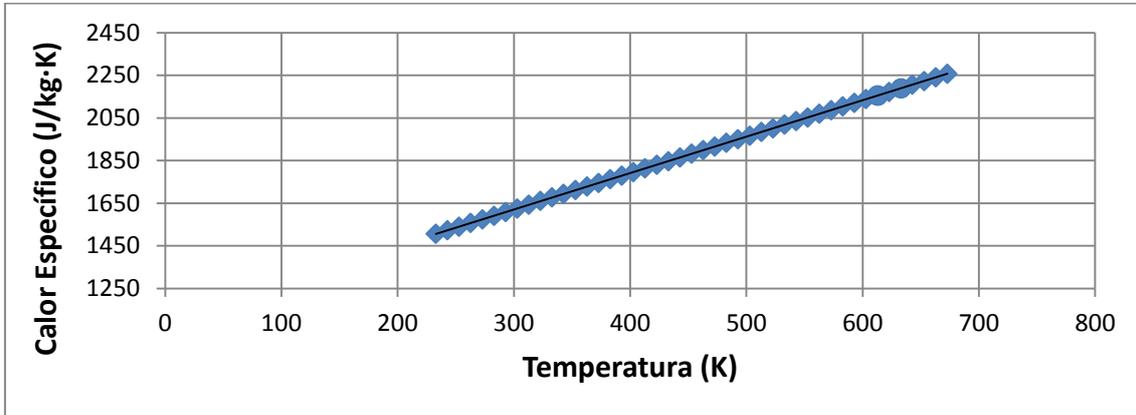
$$D = -0,0005 \cdot T^2 - 0,5429 \cdot T + 1136$$

Ec. A2.1

T: Temperatura [K]

D: Densidad $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

Calor específico:



Gráfica 10-2 Representación del calor específico ($J/kg \cdot K$) del aceite Syltherm 800 vs la temperatura (K).

Su relación viene expresada por:

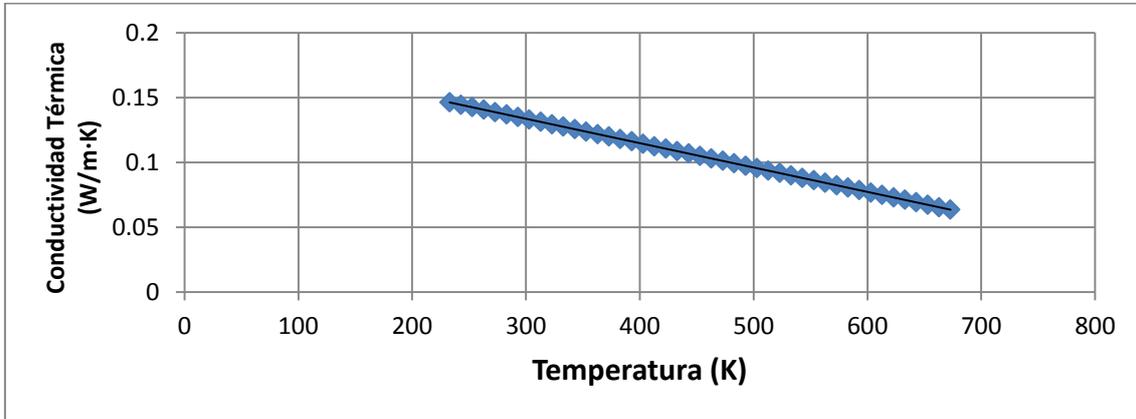
$$C_p = 1,7076 \cdot T + 1108$$

Ec. A2.2

T: Temperatura [K]

Cp: Calor específico $\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$

Conductividad térmica:



Gráfica 10-3 Representación de la conductividad térmica (W/m·K) del aceite Syltherm 800 vs la temperatura (K).

Su relación viene expresada por:

$$K = -0,0002 \cdot T + 0,1901$$

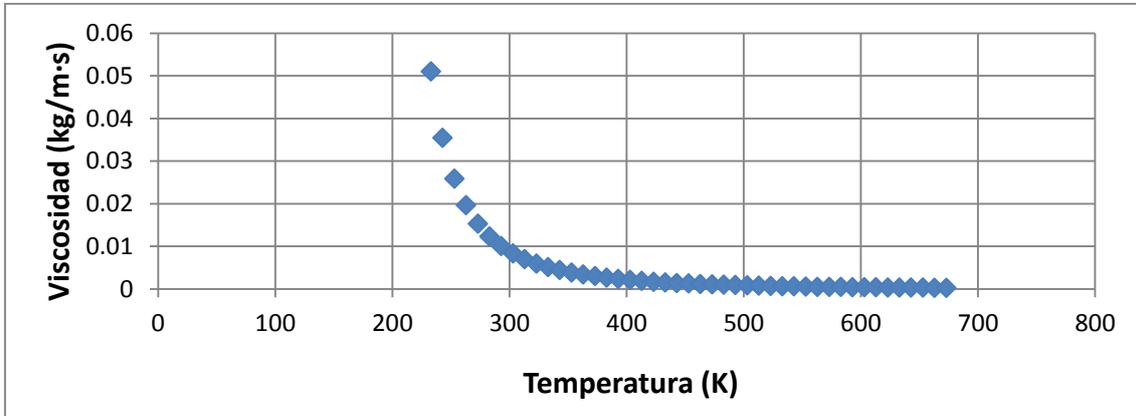
Ec. A2.3

T: Temperatura [K]

K: Conductividad térmica $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

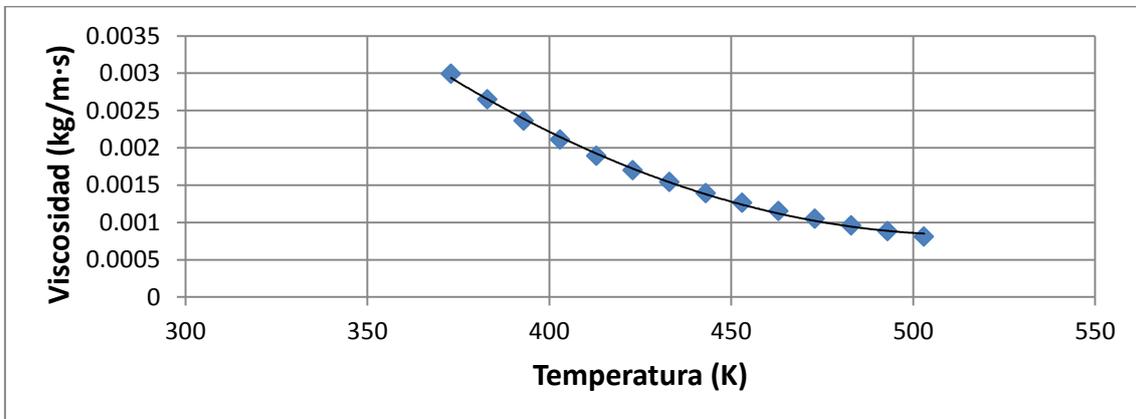
Viscosidad dinámica:

Como se puede apreciar en la gráfica inferior, la viscosidad tiene una relación exponencial con la temperatura, tendiendo asintóticamente a cero.



Gráfica 10-4 Representación de la viscosidad dinámica (kg/m•s) del aceite Syltherm 800 vs la temperatura (K).

En el estudio realizado con el colector, el rango de temperaturas utilizado es mucho menor, por lo que, en dicho intervalo (373-503 grados Kelvin) la relación entre ambas variables se puede aproximar mediante la siguiente función polinómica.



Gráfica 10-5 Representación de la viscosidad dinámica (kg/m•s) del aceite Syltherm 800 vs la temperatura (K) en un rango térmico de 300K a 550K.

Su relación viene expresada por:

$$V = (1E-07) \cdot T^2 - 0,000107 \cdot T + 0,02834$$

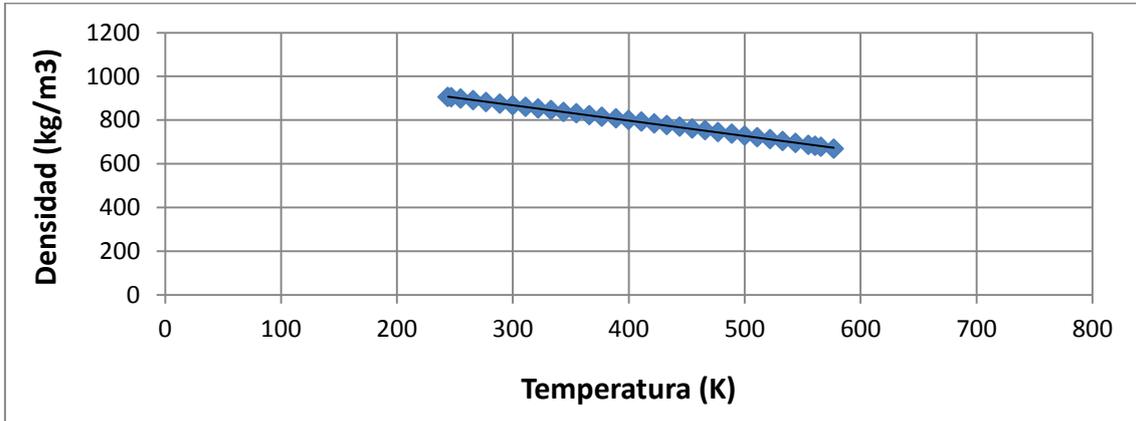
Ec. A2.4

T: Temperatura [K]

V: Viscosidad $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

10.1.2.THERMINOL 55 [18]:

Densidad:



Gráfica A2.6: Representación de la densidad (kg/m³) del aceite Therminol 55 vs la temperatura (K).

Su relación viene expresada por:

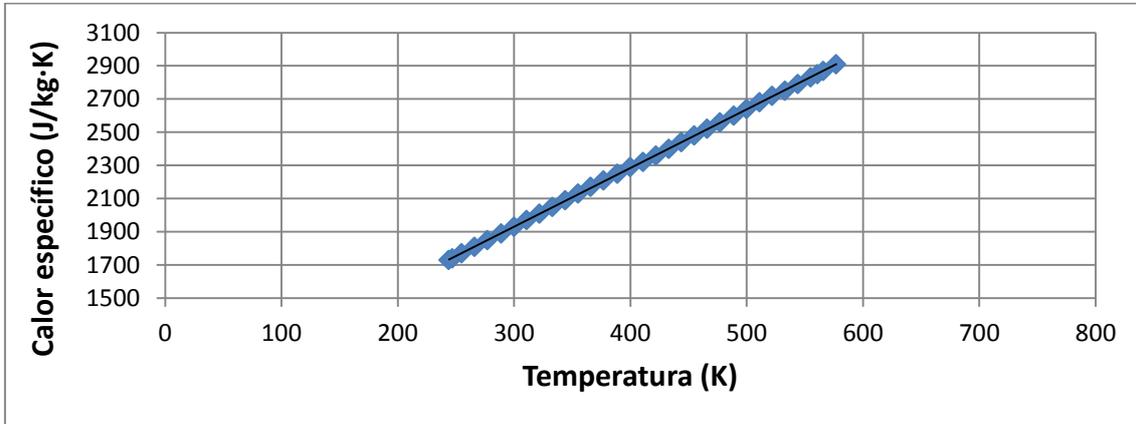
$$D = -0.7024 \cdot T + 1,078.49$$

Ec. A2.5

T: Temperatura [K]

D: Densidad $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

Calor específico:



Gráfica 10-6 Representación del calor específico (J/kg•K) del aceite Therminol 55 vs la temperatura (K).

Su relación viene expresada por:

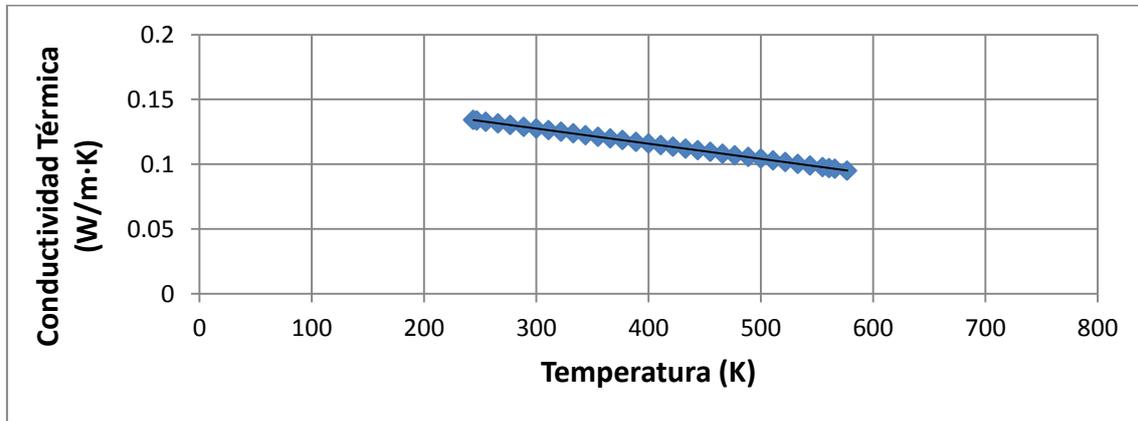
$$C_p = 3.5339 \cdot T + 871.426$$

Ec. A2.6

T: Temperatura [K]

Cp: Calor específico $\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$

Conductividad térmica:



Gráfica 10-7 Representación de la conductividad térmica (W/m·K) del aceite Therminol 55 vs la temperatura (K).

Su relación viene expresada por:

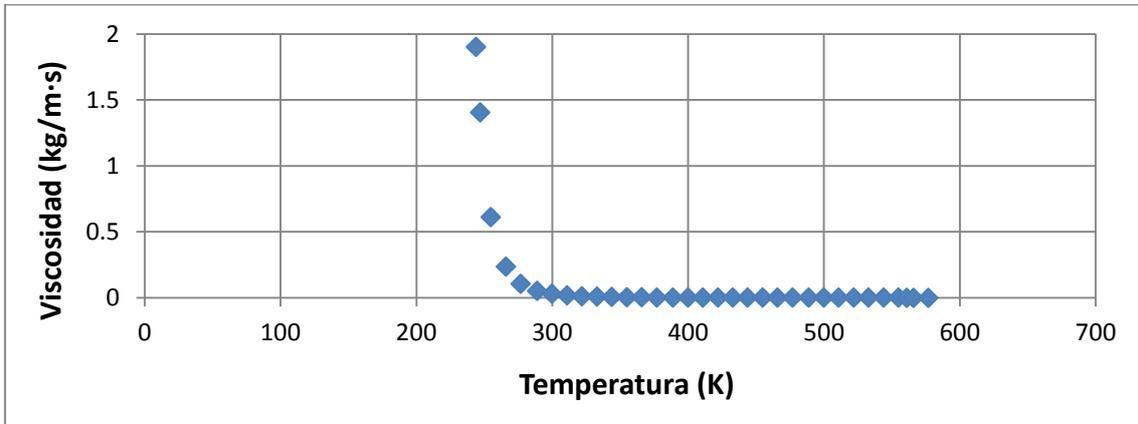
$$k = -0.00012 \cdot T + 0.1627$$

Ec. A2.7

T: Temperatura [K]

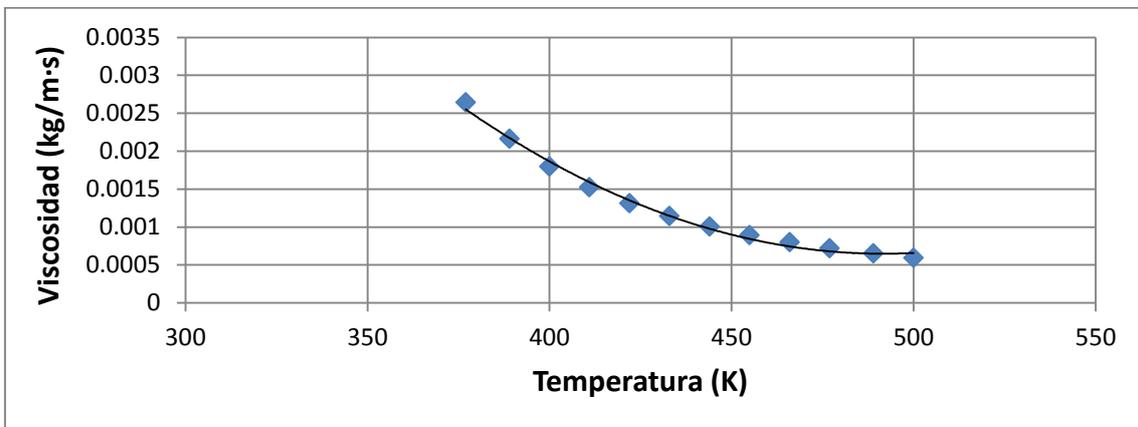
K: Conductividad térmica $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

Viscosidad dinámica:



Gráfica 10-8 Representación de la viscosidad dinámica (kg/m•s) del aceite Therminol 55 vs la temperatura (K).

En el estudio realizado con el colector, el rango de temperaturas utilizado es mucho menor, por lo que, en dicho intervalo (373-503 grados Kelvin) la relación entre ambas variables se puede aproximar mediante la siguiente función polinómica.



Gráfica 10-9 Representación de la viscosidad dinámica (kg/m•s) del aceite Therminol 55 vs la temperatura (K) en un rango térmico de 300K a 550K.

Su relación viene expresada por:

$$V = (1.4 \text{ E-}07) \cdot T^2 - 0.000142 \cdot T + 0.03561$$

Ec. A2.8

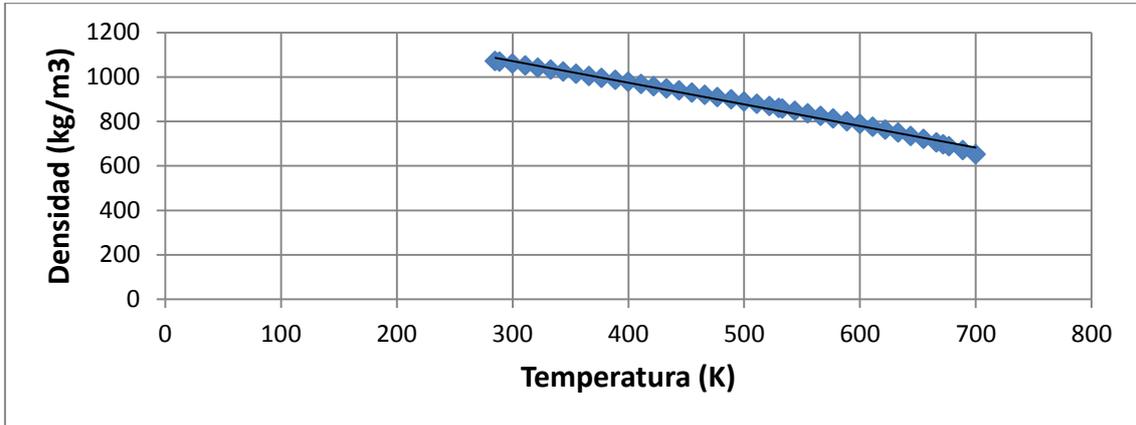
T: Temperatura [K]

V: Viscosidad $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$



10.1.3.THERMINOL VP1 [19]:

Densidad:



Gráfica 10-10 Representación de la densidad (kg/m³) del aceite Therminol VP1 vs la temperatura (K).

Su relación viene expresada por:

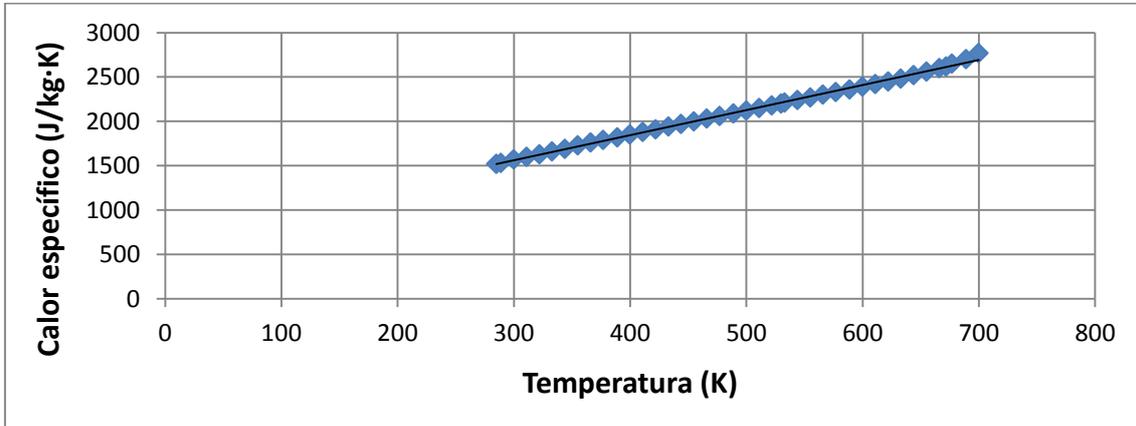
$$D = -0.972 \cdot T + 1363.32$$

Ec. A2.9

T: Temperatura [K]

D: Densidad $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

Calor específico:



Gráfica 10-11 Representación del calor específico (J/kg•K) del aceite Therminol VP1 vs la temperatura (K).

Su relación viene expresada por:

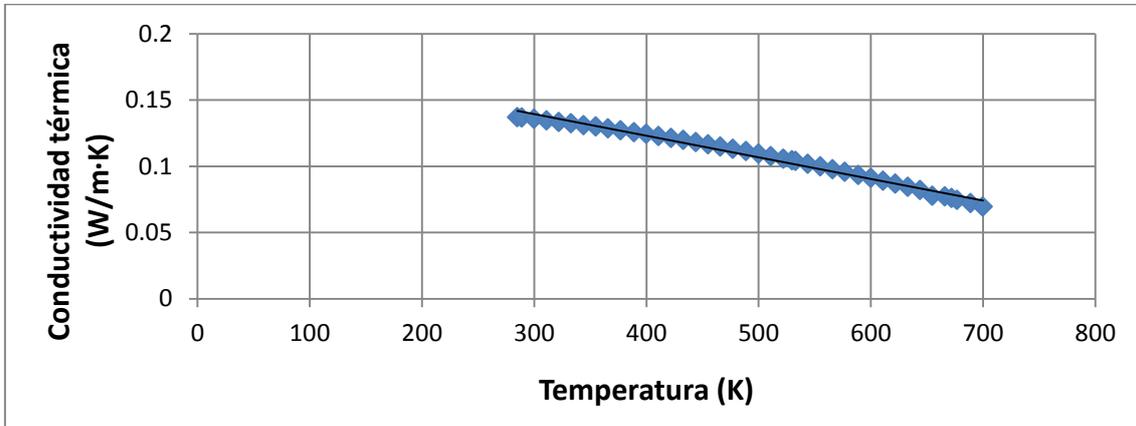
$$C_p = 2.823x + 715.767$$

Ec. A2.10

T: Temperatura [K]

Cp: Calor específico $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

Conductividad térmica:



Gráfica 10-12 Representación de la conductividad térmica (W/m•K) del aceite Therminol VP1 vs la temperatura (K).

Su relación viene expresada por:

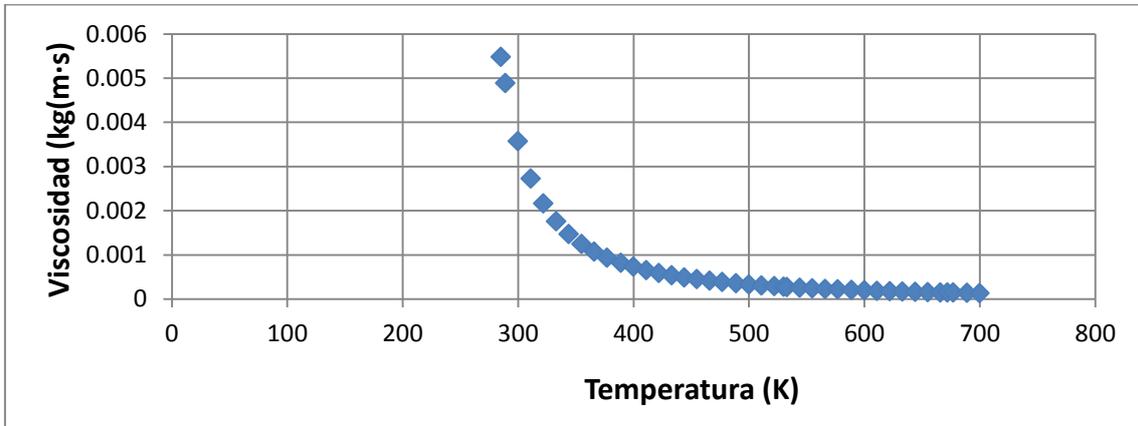
$$K = (-1.7 \text{ E-07}) \cdot T^2 - (8.8 \text{ E-07}) \cdot T + 0.1487$$

Ec. A2.11

T: Temperatura [K]

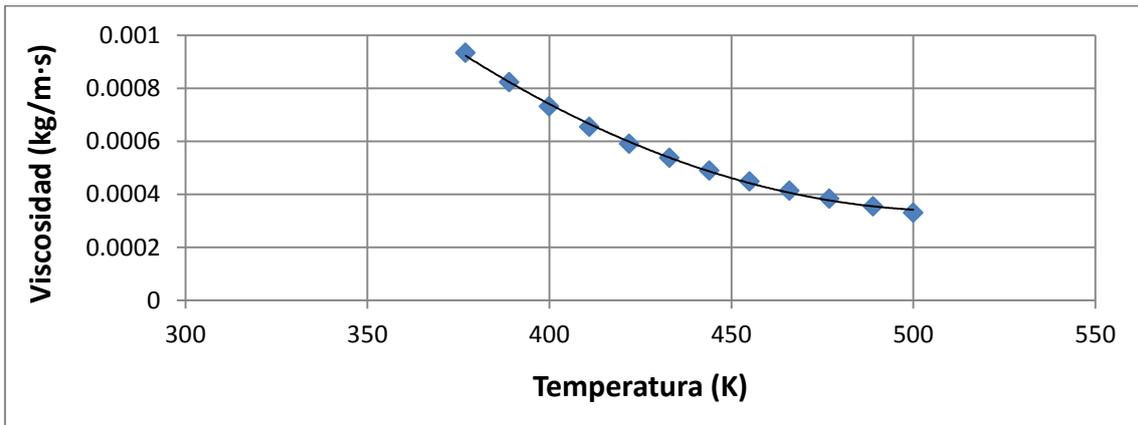
K: Conductividad térmica $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

Viscosidad dinámica:



Gráfica 10-13 Representación de la viscosidad dinámica (kg/m•s) del aceite Therminol VP1 vs la temperatura (K).

En el estudio realizado con el colector, el rango de temperaturas utilizado es mucho menor, por lo que, en dicho intervalo (373-503 grados Kelvin) la relación entre ambas variables se puede aproximar mediante la siguiente función polinómica.



Gráfica 10-14 Representación de la viscosidad dinámica (kg/m•s) del aceite Therminol VP1 vs la temperatura (K) en un rango térmico de 300K a 550K.

Su relación viene expresada por:

$$V = (3 \text{ E-08}) \cdot T^2 - (3.273 \text{ E-07}) \cdot T + 0.00872$$

Ec. A2.12

T: Temperatura [K]

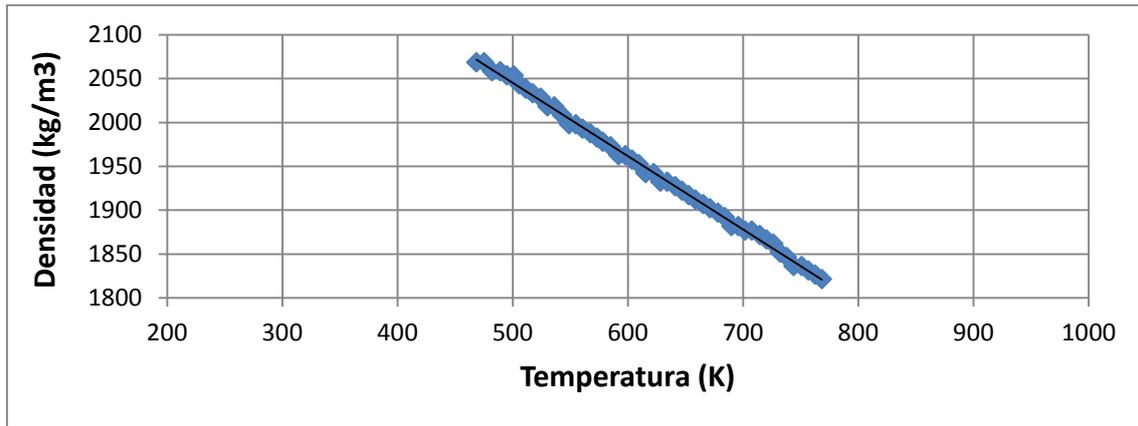
V: Viscosidad $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$



10.2. SALES ORGÁNICAS

10.2.1. HITEC XL [9]:

Densidad:



Gráfica 10-15 Representación de la densidad (kg/m³) del aceite Hitec XL vs la temperatura (K).

Su relación viene expresada por:

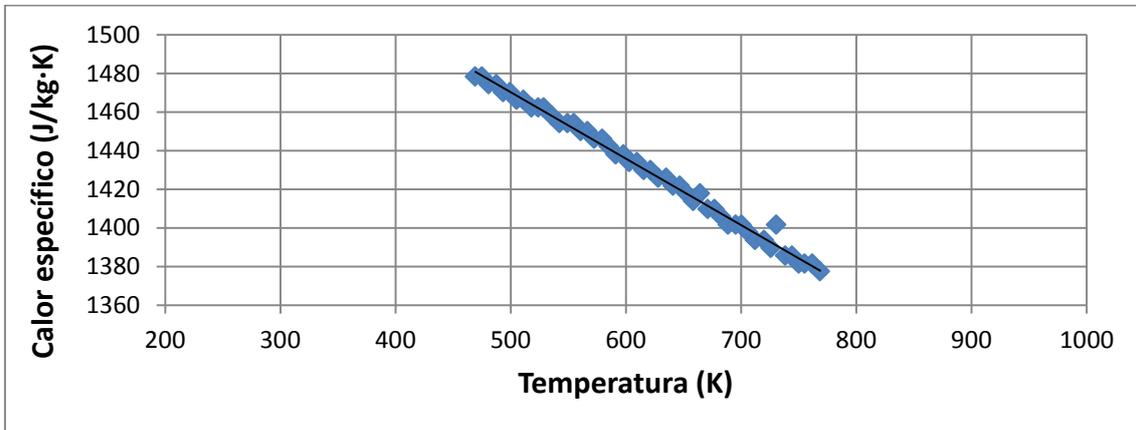
$$D = -0.83563 \cdot T + 2,463.239$$

Ec. A2.13

T: Temperatura [K]

D: Densidad $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

Calor específico:



Gráfica 10-16 Representación del calor específico (J/kg•K) del aceite Hitec XL vs la temperatura (K).

Su relación viene expresada por:

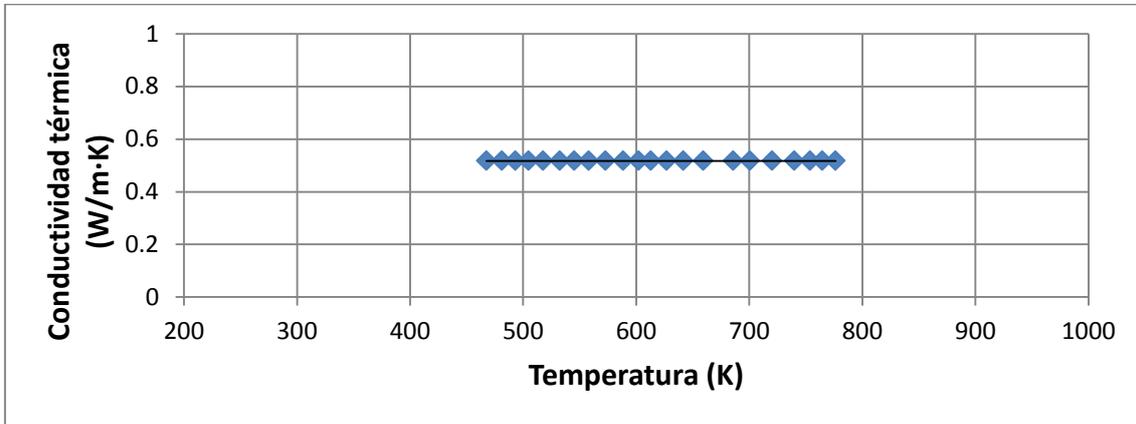
$$C_p = 0.3437 \cdot T + 1642.052$$

Ec. A2.14

T: Temperatura [K]

C_p: Calor específico $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

Conductividad térmica:



Gráfica 10-17 Representación de la conductividad térmica (W/m•K) del aceite Hitec XL vs la temperatura (K).

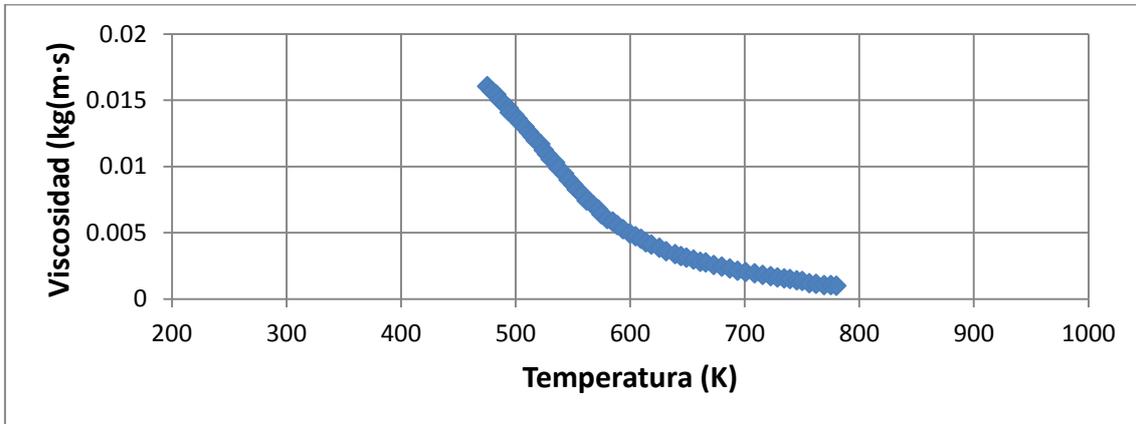
Su relación viene expresada por:

$$k = 0.5172 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$$

Ec. A2.15

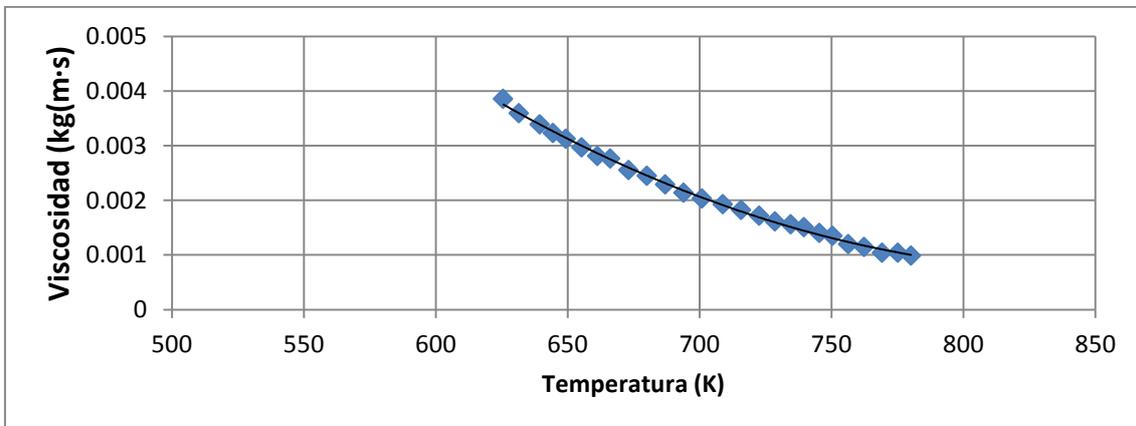
K: Conductividad térmica $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

Viscosidad dinámica:



Gráfica 10-18 Representación de la viscosidad dinámica (kg/m•s) del aceite Hitec XL vs la temperatura (K).

En el estudio realizado con el colector, el rango de temperaturas utilizado es mucho menor, por lo que, en dicho intervalo (625-773 grados Kelvin) la relación entre ambas variables se puede aproximar mediante la siguiente función polinómica.



Gráfica 10-19 Representación de la viscosidad dinámica (kg/m•s) del aceite Hitec XL vs la temperatura (K) en un rango térmico de 500K a 850K.

Su relación viene expresada por:

$$V = (6 \text{ E-}08) \cdot T^2 - (1.03 \text{ E-}04) \cdot T + 0.04453$$

Ec. A2.16

T: Temperatura [K]

V: Viscosidad $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

11. APÉNDICE 3: "UDF's" de radiación y velocidad

```
#include "udf.h"

#define U 0.2365 //unit m/sec
#define D 0.065 //unit m
#define lambda 0.034617448

/*Perfil de radiación*/

DEFINE_PROFILE(heat_profile,thread,index)
{
    real x[ND_ND],y,z,r,angle;
    face_t f;

    begin_f_loop(f,thread)
    {

        F_CENTROID(x,f,thread);
        y =x[1];
        z =x[2];

        /*Definición radio y ángulo*/

        r =sqrt(pow(x[0],2)+pow(y,2));
        angle =(acos(x[0]/r)*360/(6.283));
```



```
if (z>=0.0 && z<=8)
{
if (angle>=0.0 && angle<=90.0)
{
F_PROFILE(f,thread,index) =(-
0.1131*(pow(angle,2)))+(2.4535*angle)+722.15;
}
if (angle>90.0 && angle<=112)
{
F_PROFILE(f,thread,index) =(25.245*(pow(angle,2)))-
(3933.0612*angle)+148314.779;
}
if (angle>112.0 && angle<=132.0)
{
F_PROFILE(f,thread,index) =(-40.186*(pow(angle,2)))+(11080.411*angle)-
712161.703;
}
if (angle>132.0 && angle<=164.0)
{
F_PROFILE(f,thread,index) =(6.9069*(pow(angle,2)))-
(2296.67*angle)+232138.46;
}
if (angle>164.0 && angle<=180.0)
{
F_PROFILE(f,thread,index) =(36.87*(pow(angle,2)))-
(13263.674*angle)+1224523.56;
}
}
}
}
end_f_loop(f, thread)
}
```



```
/*Perfil de velocidades*/

DEFINE_PROFILE(inlet_axial_velocity, thread, position)
{
    real x[ND_ND],y,r;
    face_t f;

    begin_f_loop(f,thread)
    {
        F_CENTROID(x, f, thread);
        y= x[1];

        /*Definición radio*/
        r =sqrt(pow(x[0],2)+pow(y,2));

        /*Definición función velocidad*/
        F_PROFILE(f, thread, position) =
        U*(1+(1.43*(sqrt(lambda)))+(2.15*(sqrt(lambda))*(log10(1-
        (r/(D/2))))));
    }
    end_f_loop(f, thread)
}
```

[20].





Bibliografía:

- [1] Sitio Solar, 2013. <http://www.sitiosolar.com/>, último acceso junio 2014.
- [2] Flagsol. Heliotrough, 2013. <http://www.heliotrough.com/index.html>, último acceso junio 2014.
- [3] Protermosolar, 2014. Asociación Española de la Industria Solar Termoeléctrica. <http://www.protermosolar.com/>, último acceso junio 2014.
- [4] Europa Press, 2014. <http://www.europapress.es/>, último acceso 20 junio 2014.
- [5] Izquierdo Millán, M., 2013, “Apuntes de la asignatura Energías Renovables”, Universidad Carlos III de Madrid, España.
- [6] Amine Hachicha, Ahmed, 2013, “Numerical modelling of a parabolic trough solar collector”, Tesis doctoral, Universitat Politècnica de Catalunya, España.
- [7] Muñoz Antón, Javier, 2008, “Sistemas de generación eléctrica mediante calderas de vapor energizadas por radiación solar concentrada.” Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, España.
- [8] Syltherm 800 Heat Transfer Fl., “Product Technical Data”. Dow Corning Co.
- [9] HITEC XL Heat Transfer Salt. Coastal Chemical Co., LLC.
- [10] Cheng Z D, He Y L, Xiao J, et al. “Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector”. *Int. Commun. Heat Mass*, 2010, 37: 782–787. Elsevier Ltd.
- [11] Yang Xiaoping, Yang Xiaoxi, et al. “Numerical simulation study on the heat transfer characteristics of the tube receiver of the solar thermal power tower”. *Applied Energy*. 2011, 90:142-147. Elsevier Ltd.
- [12] V. Giles Ronald et al., “Fluid Mechanics and Hydraulics”, Ed Schaum (3rd Edition), 1993.
- [13] L. Mott, Robert, “Mecánica de Fluidos”, Ed. Pearson Education (6^a Edición), 2006.
- [14] Sevilla Santiago, A., 2013, “Apuntes de la asignatura Instalaciones y Máquinas Hidráulicas”, Universidad Carlos III de Madrid, España.
- [15] “ANSYS Fluent Turtorial Guide”, 2011, ANSYS Inc.



- [16] A. Moss, Timothy ; A. Brosseau, Doug “Final Test Results for the Schott HCE on a LS-2 Collector” Report of Sandia National Laboratories, SANDIA05-4034, USA, , 2005.
- [17] ŠTIGLER, J. “Optimal Mapped Mesh on the Circle”. 2009. Plzeň, República Checa.
- [18] Therminol 55 Heat Transfer Fl. . Solutia Co.,
- [19] Therminol VP1 Heat Transfer Fl. . Solutia Co.,
- [20] “ANSYS Fluent UDF Manual”, 2011, ANSYS Inc.
- [21] Iglesias Fernández, D., 2011, “Estudio numérico del flujo de sales fundidas en un receptor central de torre mediante Fluent.” Proyecto Final de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid, España.
- [21] Universidad de Cantabria. Biblioteca, 2013 <http://www.buc.unican.es/> , último acceso junio 2014.

