



Universidad  
Politécnica  
de Cartagena

# Análisis numérico de los fenómenos de convección mixta en colectores solares planos de tipo serpentín

Trabajo Fin de Periodo Formativo

Programa de Doctorado: Tecnologías Industriales

Alumno: David Saura Pérez

Director: Juan Pedro Solano Fdez.

Cartagena, 18 de abril de 2013

# Índice general

<b>1. Introducción.</b>	<b>7</b>
1.1. Antecedentes industriales . . . . .	7
1.2. Colectores solares . . . . .	7
1.3. Tipos constructivos y rangos de trabajo . . . . .	9
1.3.1. Eficiencia de los colectores . . . . .	11
1.3.2. Régimen de trabajo . . . . .	13
1.4. Contextualización en la línea de investigación del departamento . . . . .	13
1.5. Interés de este trabajo . . . . .	15
1.6. Revisión bibliográfica . . . . .	15
<b>2. Método de cálculo</b>	<b>17</b>
2.1. Metodología de Simulación numérica . . . . .	17
2.1.1. Modelo matemático del problema . . . . .	17
2.2. Mecanismos de transferencia de calor en captadores solares . . . . .	19
2.2.1. Números adimensionales involucrados . . . . .	19
2.2.2. Transferencia de calor con el fluido caloportador en régimen laminar . . . . .	21
2.3. Definición de la geometría y generación de la malla . . . . .	21
2.4. Casos a estudiar (caudales, flujos de calor) . . . . .	24
2.4.1. Condiciones iniciales . . . . .	24
2.4.2. Condiciones de contorno . . . . .	25
2.5. Reducción de datos . . . . .	25
2.5.1. Cálculo del número de Nusselt . . . . .	26
<b>3. Resultados</b>	<b>28</b>
3.1. Validación del método . . . . .	28
3.2. Campos locales de velocidad y temperatura . . . . .	28
3.2.1. Casos para 30 kg/h . . . . .	29
3.2.2. Casos para 40 kg/h . . . . .	34
3.2.3. Casos para 50 kg/h . . . . .	39
3.2.4. Casos para 60 kg/h . . . . .	44
3.3. Campos de Nusselt . . . . .	49
<b>4. Conclusiones</b>	<b>54</b>
<b>Bibliografía</b>	<b>55</b>

# Índice de figuras

1.1.	<i>Colector solar completo a la izquierda y vista de diferentes elementos a la derecha.</i>	8
1.2.	<i>Configuraciones de tuberías en colectores solares planos</i>	10
1.3.	<i>Configuraciones serie/paralelo</i>	11
1.4.	<i>Eficiencia según la diferencia de temperatura entre la del colector y la ambiente.</i>	11
1.5.	<i>Caídas de presión</i>	13
2.1.	<i>Volumen de control sobre el que se aplica el método de los volúmenes finitos</i>	19
2.2.	<i>Dimensiones reales del absorbedor</i>	22
2.3.	<i>Detalle constructivo de la tubería del absorbedor</i>	22
2.4.	<i>Vista global, isométrica, de la geometría generada</i>	23
2.5.	<i>Detalle definición de volúmenes</i>	23
2.6.	<i>Vista de una sección del mallado</i>	23
2.7.	<i>Cálculos de la gravedad según la inclinación en la que se instala el colector analizado</i>	25
2.8.	<i>Superficies del colector</i>	26
2.9.	<i>Flujo de calor desde la placa del absorbedor hacia el tubo de cobre[2]</i>	27
3.1.	<i>Validación sobre curva de Petukhov</i>	28
3.2.	<i>Caudal de fluido 30 kg/h y Calor aportado 300 W/m<sup>2</sup></i>	30
3.3.	<i>Caudal de fluido 30 kg/h y Calor aportado 500 W/m<sup>2</sup></i>	31
3.4.	<i>Caudal de fluido 30 kg/h y Calor aportado 700 W/m<sup>2</sup></i>	32
3.5.	<i>Caudal de fluido 30 kg/h y Calor aportado 900 W/m<sup>2</sup></i>	33
3.6.	<i>Caudal de fluido 30 kg/h y Calor aportado 1100 W/m<sup>2</sup></i>	34
3.7.	<i>Caudal de fluido 40 kg/h y Calor aportado 300 W/m<sup>2</sup></i>	35
3.8.	<i>Caudal de fluido 40 kg/h y Calor aportado 500 W/m<sup>2</sup></i>	36
3.9.	<i>Caudal de fluido 40 kg/h y Calor aportado 700 W/m<sup>2</sup></i>	37
3.10.	<i>Caudal de fluido 40 kg/h y Calor aportado 900 W/m<sup>2</sup></i>	38
3.11.	<i>Caudal de fluido 40 kg/h y Calor aportado 1100 W/m<sup>2</sup></i>	39
3.12.	<i>Caudal de fluido 50 kg/h y Calor aportado 300 W/m<sup>2</sup></i>	40
3.13.	<i>Caudal de fluido 50 kg/h y Calor aportado 500 W/m<sup>2</sup></i>	41
3.14.	<i>Caudal de fluido 50 kg/h y Calor aportado 700 W/m<sup>2</sup></i>	42
3.15.	<i>Caudal de fluido 50 kg/h y Calor aportado 900 W/m<sup>2</sup></i>	43
3.16.	<i>Caudal de fluido 50 kg/h y Calor aportado 1100 W/m<sup>2</sup></i>	44
3.17.	<i>Caudal de fluido 60 kg/h y Calor aportado 300 W/m<sup>2</sup></i>	45
3.18.	<i>Caudal de fluido 60 kg/h y Calor aportado 500 W/m<sup>2</sup></i>	46
3.19.	<i>Caudal de fluido 60 kg/h y Calor aportado 700 W/m<sup>2</sup></i>	47
3.20.	<i>Caudal de fluido 60 kg/h y Calor aportado 900 W/m<sup>2</sup></i>	48
3.21.	<i>Caudal de fluido 60 kg/h y Calor aportado 1100 W/m<sup>2</sup></i>	49
3.22.	<i>Nusselt para un caudal de 30 kg/h</i>	50

3.23. Nusselt para un caudal de 30 kg/h, detalle del primer codo . . . . .	51
3.24. <i>Variación de la temperatura a lo largo del serpentín</i> . . . . .	51
3.25. <i>Nusselt para caudal 40 kg/h</i> . . . . .	52
3.26. <i>Nusselt para un caudal de 50 kg/h</i> . . . . .	52
3.27. <i>Nusselt para un caudal de 60 kg/h</i> . . . . .	53

# Índice de cuadros

1.1. <i>Parámetros Característicos de los distintos tipos de colectores solares</i> .	12
2.1. <i>Casos analizados</i> . . . . .	24
2.2. <i>Casos analizados, adimensionalizado</i> . . . . .	24

# Nomenclatura

$\beta$	coeficiente volumétrico de expansión térmica
$\dot{m}$	flujo másico del fluido ( $\text{kg/s}$ )
$\eta$	rendimiento
$\eta_0$	rendimiento óptico del colector
$\mu$	viscosidad dinámica del fluido ( $\text{kg/m}\cdot\text{s}$ )
$\rho$	densidad del fluido ( $\text{kg m}^{-3}$ )
$c_f$	calor específico del fluido ( $\text{J/kgK}$ )
$D_i$	diámetro interior del tubo (m)
$F_g$	factor de ganancia
$G_m$	factor de rendimiento
$k_1$	factor de pérdida calórica simple ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )
$k_2$	factor de pérdida calórica cuadrática ( $\text{W/m}^2 \text{K}^2$ )
$k_f$	conductividad térmica del fluido ( $\text{W/mK}$ )
$T_a$	temperatura ambiente ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_m$	temperatura media del fluido ( $^{\circ}\text{C}$ )
$U_P$	coeficiente global de pérdidas ( $\text{W/m}^2$ )
Gr	Número de Grashof
I	irradiancia solar ( $\text{W/m}^2$ )
$h_f$	coeficiente de transferencia del calor ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )
A	Sección transversal ( $\text{m}^2$ )
g	aceleración de la gravedad ( $\text{m/s}^2$ )
q	flujo de calor ( $\text{W/m}^2$ )
Ri	Número de Richardson
T	temperatura (K)
Pr	Número de Prandtl
Ra	Número de Rayleigh

$\Gamma$	coeficiente de difusión
$V_c$	volumen de control
$S_c$	superficie de control
$t$	tiempo (s)

# Capítulo 1

## Introducción.

### 1.1. Antecedentes industriales

En España, el Código Técnico de la Edificación establece que todos los edificios nuevos deben tener una instalación solar térmica que aporte parte de la energía necesaria para la producción de agua caliente sanitaria. En las piscinas cubiertas una parte importante de la energía necesaria para calentar el vaso también deberá ser de origen solar. Además de las instalaciones solares térmicas de obligada implementación, debe tenerse en consideración que el 25 % de la superficie de captadores instalada se realiza para aplicaciones de tipo industrial y para el apoyo de sistemas de calefacción. En este caso las instalaciones se realizan con el objeto de recuperar la inversión realizada mediante el ahorro de combustible o energía eléctrica. En los últimos años se está viviendo un auge de la energía solar térmica en España y está previsto que este auge se amplíe poco a poco al resto de los países de la Unión Europea, ya que muchos de éstos están preparando normativas similares a nuestro Código Técnico. Los captadores solares planos se vienen empleando desde hace más de 30 años en muchas aplicaciones tanto residenciales como industriales. Los inicios de la energía solar térmica no fueron muy positivos debido a la baja calidad de los captadores empleados y a la reducida vida útil real conseguida. En la actualidad, los fabricantes ofrecen captadores de buena calidad capaces de soportar adecuadamente las duras condiciones exteriores. Los captadores solares planos compiten con los captadores de vacío principalmente en aplicaciones de alta temperatura. Los captadores de vacío presentan generalmente un factor de pérdidas inferior a  $3 \text{ W/m}^2\text{C}$ , que proporcionan un mejor comportamiento a elevadas temperaturas del fluido térmico. Sin embargo, los captadores de vacío son frágiles, suelen tener problemas de estanqueidad que les hacen perder el vacío y en España hay constancia de captadores de este tipo que han fallado debido a las altas temperaturas presentes. Los técnicos del sector prefieren los captadores solares planos por su mayor robustez y resistencia a las inclemencias meteorológicas. El factor de pérdidas de los captadores solares térmicos se ha venido mejorando en los últimos años. La mayoría de fabricantes ofrecen captadores con factores de pérdidas de 5 a  $7 \text{ W/m}^2\text{C}$ , pero ya existen captadores solares planos con factores de pérdidas inferiores a  $4 \text{ W/m}^2\text{C}$ . La mejora de la eficiencia de los captadores solares planos es por tanto posible y el presente estudio pretende facilitar el conocimiento para estas mejoras sean una realidad. La mejora y optimización del diseño de los conductos es una cuestión de gran importancia para conseguir maximizar la eficiencia de los colectores.

### 1.2. Colectores solares

La energía solar térmica se produce en el sol debido a la continua reacción termonuclear que en su interior se lleva a cabo a temperaturas de varios millones de grados. La

reacción básica en el interior del sol es la fusión nuclear en la cual cuatro protones (de hidrógeno) se combinan para formar un átomo de helio; como consecuencia de ello, la masa “perdida” se convierte en energía en forma de radiación (energía electromagnética). Este proceso tienen lugar en el núcleo de la esfera solar para luego ser transferida a la superficie a través de una sucesión de procesos de radiación y convectivos, incluidos los fenómenos de emisión, absorción y “re-radiación”; de tal manera que la energía solar que nos llega a la Tierra es radiada por el sol, desde la parte más externa de la esfera solar llamada la fotosfera, a una razón de  $66 \text{ MW/m}^2$ . Esta energía puede ser aprovechada por el ser humano por medio de dos formas de tecnologías de conversión: fotovoltaicas y fototérmicas.

En el caso que nos ocupa se utilizan técnicas fototérmicas mediante un captador solar, también llamado colector solar, que es cualquier dispositivo diseñado para recoger la energía radiada por el sol y convertirla en energía térmica. Los colectores se dividen en dos grandes grupos: los captadores de baja temperatura, utilizados fundamentalmente en sistemas domésticos de calefacción y ACS y los colectores de alta temperatura, conformados mediante espejos y utilizados generalmente para producir energía eléctrica.

Las características constructivas de los colectores responden a la minimización de las pérdidas de energía una vez calentado el fluido que transcurre por los tubos, por lo que se encuentran aislamientos a la conducción (vacío u otros) y a la rerradiación de baja temperatura.

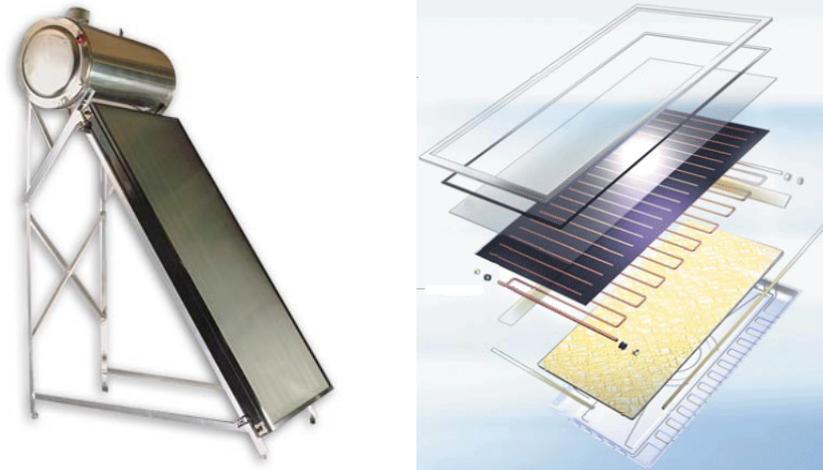


Figura 1.1: *Colector solar completo a la izquierda y vista de diferentes elementos a la derecha.*

Además de su uso como agua caliente sanitaria, calefacción y refrigeración (mediante máquina de absorción), el uso de placas solares térmicas ha proliferado para el calentamiento de piscinas exteriores residenciales, en países donde la legislación impide el uso de energías de otro tipo para este fin.

Los colectores solares son dispositivos diseñados para captar la radiación solar, transformarla en energía térmica y así elevar la temperatura de un fluido. Esto nos facilita, por ejemplo, calentar agua para su posterior aprovechamiento a nivel doméstico o comercial. Hay muchas formas de aprovechar la energía solar. La más conocida y usada es captar el calor del sol pasando agua por tubos de cobre con una capa negra bien aislados que absorben la radiación al máximo. Frecuentemente se conocen como

colectores solares planos o paneles solares térmicos.

### 1.3. Tipos constructivos y rangos de trabajo

Estos colectores de placa plana se componen de cuatro elementos principales: la cubierta transparente (vidrio o similar), la placa captadora (superficie negra que va a absorber la luz solar), el aislante y la carcasa (contenedor de todo lo anterior).

1. **Cubierta transparente:** Es la encargada de dejar pasar la radiación solar, evitar que el calor emitido por la placa captadora se vaya del sistema y de reducir las pérdidas por convección. Con lo que se logra un efecto invernadero con una cubierta de vidrio o plástico y de esta forma aumentando la eficiencia del colector.
2. **Placa captadora:** Tiene por misión absorber de la forma más eficiente posible la radiación solar y transformarla en energía térmica utilizable mediante su transferencia al fluido caloportador (agua, aceite, aire, etc.). Existen diferentes modelos, siendo los más usuales:
  - a) Dos placas metálicas separadas unos milímetros entre las cuales circula el fluido caloportador.
  - b) Placa metálica sobre la cual están soldados o embutidos los tubos por los que circula el fluido caloportador. En lugar de una placa metálica se puede dotar de unas aletas de aluminio a los tubos de cobre.
  - c) Dos láminas de metal unidas a gran presión excepto en los lugares que forman el circuito del fluido caloportador.
  - d) Placas de plásticos, usadas exclusivamente en climatización de piscinas.
3. **Aislamiento:** La placa captadora está protegida en su parte posterior y lateral por un aislamiento que evita las pérdidas térmicas hacia el exterior. Las características de estos aislantes han de ser:
  - Resistir altas temperaturas sin deteriorarse, lo que muchas veces se consigue colocando entre la placa y el aislante, una capa reflectante, que impida que el aislante reciba directamente la radiación.
  - Desprender pocos vapores al descomponerse por el calor y en caso de ocurrir que no se adhieran a la cubierta.
  - No degradarse por el envejecimiento u otro fenómeno a la temperatura habitual de trabajo.
  - Soportar la humedad que se pueda producir en el interior de los paneles sin perder sus cualidades.

Los materiales más usados son lana de vidrio, espuma rígida de poliuretano y poliestireno expandido.

4. **Carcasa:** Es la encargada de proteger y soportar los elementos que constituyen el colector solar, además de servir de enlace con el edificio por medio de los soportes. Debe cumplir los siguientes requisitos:
  - Rigidez y resistencia estructural que asegure la estabilidad. Estas cualidades son de suma importancia ya que debe resistir la presión del viento.
  - Resistencia de los elementos de fijación: mecánica para los esfuerzos a transmitir, y química para soportar la corrosión.

- Resistencia a la intemperie, a los efectos corrosivos de la atmósfera y a la inestabilidad química debido a las inclemencias del tiempo.
- Aireación del interior del colector para evitar que allí se condense el agua.
- Evitar toda geometría que permita la acumulación de agua, hielo o nieve en el exterior del colector.
- Facilitar el desmontaje de la cubierta para poder tener fácil acceso a la placa captadora.

Además, estos colectores planos, según su diseño constructivo se puede diferenciar por la distribución de los tubos entre colectores planos en serpentina y colectores planos en parrilla, estas configuraciones se pueden ver en la figura 1.2 donde se muestran, esquemáticamente la distribución de las tuberías y de la configuración de sistemas de colectores.

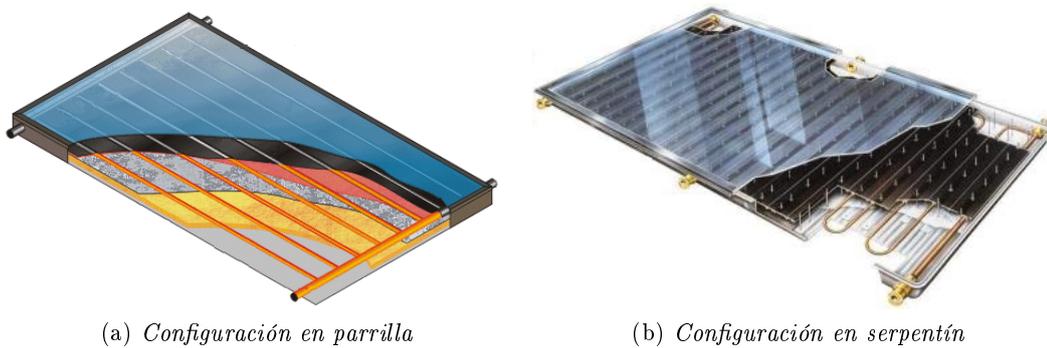


Figura 1.2: Configuraciones de tuberías en colectores solares planos

Un colector en parrilla está compuesto de un haz de tubos paralelos soldados a otros dos tubos que son la entrada y la salida de agua del colector. Mientras que un colector solar plano con serpentina está formado por un único tubo continuo con codos por el que circula el agua de refrigeración. Las pérdidas de carga suelen ser menores en los sistemas de parrilla, además como se puede ver en la figura 1.3 los colectores en parrilla se suelen emplear para montajes en serie y los colectores en serpentina para configuraciones en paralelo.

En los absorbedores de tipo serpentina todo el fluido de trabajo pasa por un solo tubo en forma de serpentina. Debido a su configuración presentan una mayor pérdida de carga que el de tipo parrilla.

Las ventajas de este tipo de absorbedor son:

- La sencillez en fabricación.
- La posibilidad de conexionado en paralelo de muchos captadores.
- La factibilidad de operación de captadores individuales bajo condiciones de bajo flujo.

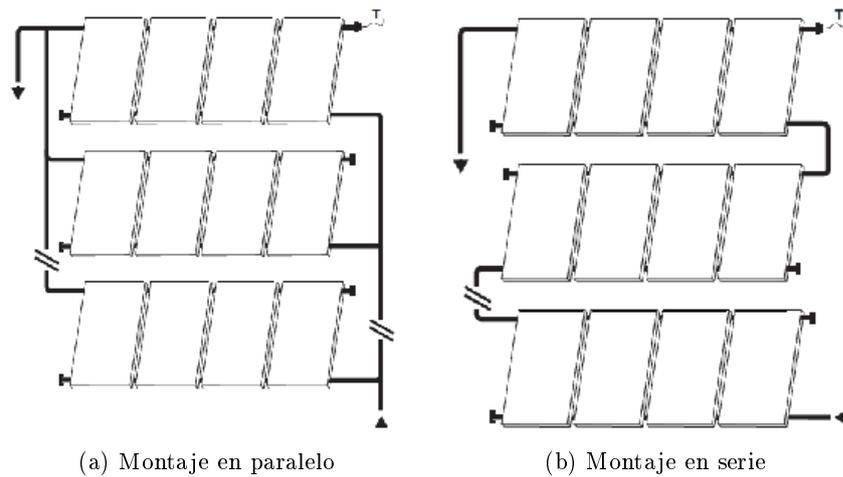


Figura 1.3: Configuraciones serie/paralelo

### 1.3.1. Eficiencia de los colectores

La eficiencia de un colector solar se define como el cociente de la energía térmica útil frente a la energía solar total recibida. Además de las pérdidas térmicas existen las pérdidas ópticas. El factor de conversión u eficiencia óptica indica qué porcentaje de los rayos solares que penetran en la cubierta transparente del colector (la transmisión) es absorbido. Básicamente, es el producto de la tasa de transmisión de la cubierta y la tasa de absorción del absorbedor.

La eficiencia de los colectores depende aparte de su calidad, de la radiación solar y otros factores, esencialmente de la diferencia de la temperatura entre el ambiente y el agua en los colectores así como de las propiedades del fluido que varían significativamente: desde 100 % agua a 50 % de mezcla agua-propilenglicol. Además los captadores pueden trabajar en un amplio rango de temperaturas ( $15^{\circ}\text{C}$  a  $90^{\circ}\text{C}$ ).

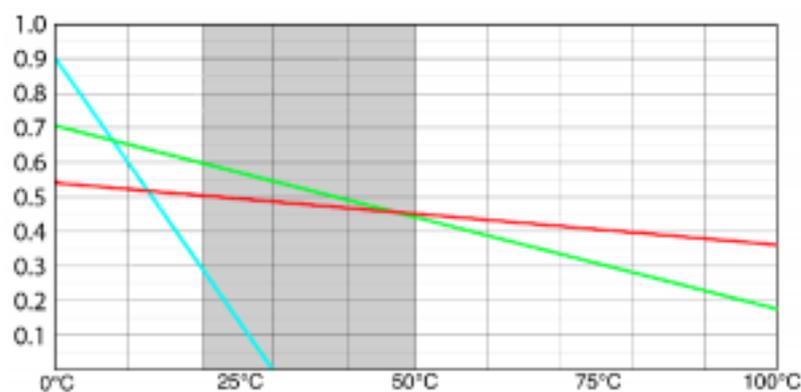


Figura 1.4: Eficiencia según la diferencia de temperatura entre la del colector y la ambiente.

Tipo de Colector	Factor de Conversión ( $\eta_0$ )	Factor de Pérdidas Térmicas $U_L(W/m^2 \text{ } ^\circ\text{C})$	Rango de Temperatura ( $^\circ\text{C}$ )
Sin Cubierta	0.9	15-25	10 - 40
Cubierta Simple	0.8	7	10 - 60
Cubierta Doble	0.65	5	10 - 80
Superficie Selectiva	0.8	5	10 - 80
Tubos de Vacío	0.7	2	10 -130

Cuadro 1.1: *Parámetros Característicos de los distintos tipos de colectores solares*

El rendimiento se suele expresar con la siguiente ecuación de primer orden del rendimiento:

$$\eta = G_m - \left[ F_g \cdot (U_p \cdot \frac{T_m - T_a}{I}) \right] \quad (1.1)$$

Donde,

- $G_m$  es el factor de rendimiento máximo, también se le denomina como factor de ganancia máxima del colector o factor de ganancia óptica. El rendimiento máximo de un colector puede variar entre el 70 % y el 83 % cuando el colector recibe la irradiación totalmente perpendicular.
- $F_g$  es el factor de ganancia del colector, es un parámetro adimensional que indica la relación entre la energía captada por el colector y la que captaría si la temperatura de la placa del absorbedor fuera igual a la del fluido a la entrada de la placa. Este parámetro es suministrado por el fabricante o el organismo homologador del colector.
- $U_p$  es el coeficiente global de perdidas del colector en  $W/m^2^\circ\text{C}$ , es un parámetro que debe estar comprendido entre 3  $W/m^2^\circ\text{C}$  y 10  $W/m^2^\circ\text{C}$ .
- $T_m$  es la temperatura media del fluido caloportador en  $^\circ\text{C}$ .
- $T_a$  la temperatura ambiente en  $^\circ\text{C}$ , se puede obtener de las tablas de temperatura media diaria en horas de sol.
- $I$  la irradiancia solar incidente en  $W/m^2$ . La irradiancia utilizada depende de los parámetros utilizados para la homologación.

Aunque es más real emplear una ecuación de segundo grado para obtener una curva que se aproxima mejor al comportamiento real del colector solar plano:

$$\eta = \eta_0 - \left[ k_1 \cdot \frac{T_m - T_a}{I} \right] - \left[ k_2 \cdot \frac{(T_m - T_a)^2}{I} \right] \quad (1.2)$$

Donde,

- $\eta$  es rendimiento final del colector.
- $\eta_0$  es rendimiento óptico del colector, dado por el fabricante y que anteriormente llamamos  $G_m$ .
- $k_1$  es coeficiente de pérdidas de calor por conducción, también llamado factor de pérdida calórica simple, su valor suele rondar los 4  $W/m^2K$ .

- $k_2$  es coeficiente de pérdidas de calor por irradiación y convección, también llamado factor de pérdida calórica cuadrática, su valor suele rondar los  $0,02 \text{ W/m}^2 \text{ K}^2$
- $T_m$  es la temperatura media del fluido caloportador en  $^{\circ}\text{C}$ .
- $T_a$  la temperatura ambiente en  $^{\circ}\text{C}$ .
- $I$  la irradiancia solar incidente en  $\text{W/m}^2$

### 1.3.2. Régimen de trabajo

Los caudales específicos de operación en los captadores de tubos paralelos o de serpentín pueden variar entre 20 y  $80 \text{ l/(h}\cdot\text{m}^2)$ . Como fluidos térmicos se suelen emplear agua o mezclas propilenglicol-agua de hasta un 50 % de propilenglicol y la temperatura del fluido en los captadores puede variar entre 15 y  $90^{\circ}\text{C}$  en condiciones nominales. En estas condiciones el número de Reynolds varía entre 200 y 7000, el número de Prandtl entre 2 y 50 y el número de Grashof entre 800 y 15000 dependiendo de la irradiancia. Las condiciones del flujo son por tanto muy variables abarcando los regímenes laminar, de transición y turbulento con transmisión de calor en condiciones de convección forzada o convección mixta. La figura 1.5 presenta datos típicos proporcionados por un fabricante para la caída de presión en las configuraciones parrilla y serpentín.

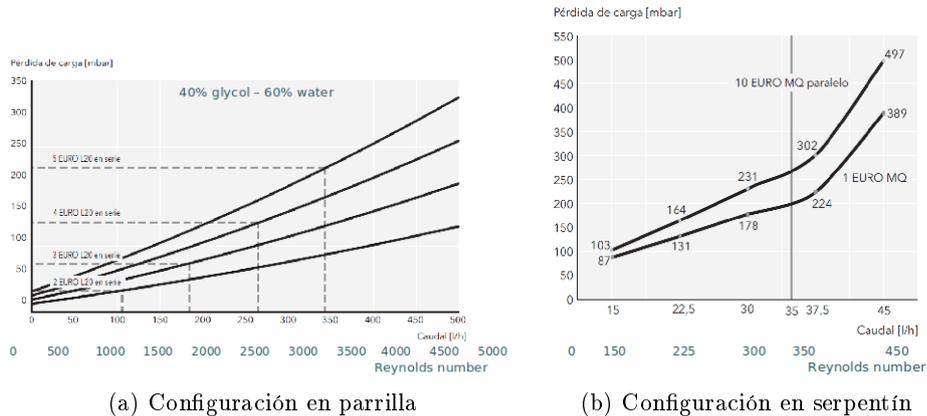


Figura 1.5: Caídas de presión

## 1.4. Contextualización en la línea de investigación del departamento

La eficiencia de los captadores solares planos depende de las condiciones de operación y del diseño del propio captador. En los últimos 10 años, la mayoría de los fabricantes han mejorado la eficiencia de sus captadores debido al empleo de superficies absorbedoras de la radiación de alta calidad así como al aumento de los espesores de los aislamientos. Sin embargo, no se han realizado mejoras en el proceso de la transferencia de calor entre la superficie absorbedora y el fluido térmico que circula por el interior de los tubos del captador. Esto es debido en gran parte a que el comportamiento del flujo y el régimen de transferencia de calor no está totalmente definido, por lo que se están utilizando modelos y condiciones de contorno que no son totalmente apropiadas para los captadores solares térmicos.

Este trabajo se enmarca dentro del análisis de los coeficientes de transferencia de calor por convección interior en tubos lisos de colectores solares térmicos de tipo serpentin. El objetivo último es analizar la influencia de las condiciones de operación en la distribución local del coeficiente convectivo en el lado tubo, con el objetivo de establecer estrategias posteriores para el uso de elementos insertados que promueven la transferencia de calor. En la actualidad, el grupo de investigación Mecánica de Fluidos e Ingeniería Térmica del Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la UPCT está involucrado un extenso proyecto de investigación experimental y numérico para obtener correlaciones adimensionales de pérdida de presión y transferencia de calor en colectores solares térmicos con tubos lisos y mejorados, de cara a analizar la idoneidad de estas técnicas de mejora para incrementar la eficiencia térmica de diversas tipologías de colectores solares. Los resultados experimentales de pérdida de presión y transferencia de calor se completan con el análisis de los patrones de flujo empleando técnicas de visualización y PIV. Estos resultados permiten asimismo la validación de las simulaciones numéricas que completan el estudio.

Con la inserción de elementos en tubos se produce siempre un aumento de pérdida de presión que deberá ser tenido en cuenta. Además, usar una u otra técnica depende del objetivo que se pretenda:

- Mejora de la transferencia de calor en régimen laminar. Si el flujo es plenamente laminar ( $Re < 300$ ), la utilización de los dispositivos insertados se realizará con el objeto de mejorar el movimiento macroscópico del flujo desde las paredes del tubo al interior. Este fenómeno mejorará la transferencia de calor; sin embargo, se deberá prestar atención a que el dispositivo insertado puede eliminar el efecto positivo de la convección mixta.
- Adelanto de la transición a la turbulencia. En algunas ocasiones el objetivo del empleo de una técnica de mejora será producir un adelanto de la transición a la turbulencia. El grupo de investigación ha constatado experimentalmente como, mediante la técnica apropiada, se tiene régimen turbulento a números de Reynolds inferiores a 400. Aquí, el aumento de transferencia de calor respecto a la solución de tubos lisos puede ser de hasta 8 veces.
- Mejora de la transferencia de calor en régimen turbulento. En aplicaciones donde el flujo sea turbulento incluso en captadores de tubos lisos, el empleo de un dispositivo insertado que perturbe el flujo cerca de la pared del tubo produce incrementos significativos de la transferencia de calor con aumentos de pérdidas de presión reducidas.

El planteamiento del trabajo propuesto se basa en el estudio integral del problema térmico y fluido-mecánico asociado al funcionamiento de los captadores solares con tubos lisos. Se realizarán ensayos sobre diferentes geometrías en condiciones controladas de laboratorio. El diseño de experimentos tendrá como premisa una adecuada aproximación al problema real. Se pretende obtener medidas en un amplio abanico de situaciones: regímenes laminar, de transición y turbulento, con transmisión de calor en convección forzada, natural y mixta, con diversas mezclas glicoladas y para distintas configuraciones del haz de tubos. Los resultados de transmisión de calor y pérdida de presión se complementarán con los obtenidos por técnicas de visualización del flujo y por simulación numérica, que servirán para analizar las características del flujo asociadas a cada diseño y régimen de funcionamiento. Las geometrías más adecuadas se implementarán en captadores completos, que se ensayarán en el exterior siguiendo el procedimiento de determinación de la eficiencia de los captadores solares. Se busca

obtener el conocimiento que sirva de base para desarrollar nuevas configuraciones y diseños encaminados a mejorar el rendimiento y la eficiencia de los captadores solares.

## 1.5. Interés de este trabajo

El objetivo de este trabajo es emplear la técnica de Mecánica de Fluidos Computacional para resolver el flujo interno en un colector solar de tipo serpentín. En particular, se busca la solución del campo de velocidad, presión y temperatura del flujo que circula por el interior del serpentín, considerando la absorción de calor a través de la soldadura que en un colector solar une el tubo con la placa absorbedora. También se tendrá en cuenta la inclinación del colector, considerando el valor estándar aconsejado para una latitud de  $37,5^\circ$ .

Este tipo de solución implica modelar tres regiones distintas, acopladas térmicamente: la soldadura, el tubo y el volumen fluido... Como el objetivo es emular el comportamiento de los colectores de la instalación experimental *indoor*, la placa absorbedora trabaja de forma adiabática, es decir, absorbe calor por su superficie superior, pero no lo cede al exterior por convección. Al contrario, todo el calor fluye por conducción hacia la soldadura que une la placa con el tubo. Este comportamiento permite simplificar la geometría, de manera que solo modelizaremos la soldadura... El tubo de cobre es el medio físico por el que la energía térmica aportada por la placa absorbedora pasa al fluido. Por eso, es necesario también resolver la conducción de calor a través de este sólido, y posteriormente, el acoplamiento térmico con el flujo de fluido que circula por el interior del tubo.

Los tres aspectos principales que caracterizan el flujo a estudiar son:

- La existencia de una condición de contorno térmica distinta a las clásicas (temperatura constante vs flujo de calor uniforme). En este caso, el flujo de calor penetra por la soldadura y se difunde a través de toda la sección transversal del tubo de cobre, dando lugar a una configuración mixta/peculiar/...
- Existe una región de entrada térmica: el flujo penetra en el serpentín con una temperatura de entrada uniforme, y se desarrolla una capa límite térmica de acuerdo con un proceso de convección mixta, influido por la condición de contorno, inclinación del tubo, número de Reynolds, número de Grashof, número de Prandtl, etc.
- La presencia de codos en el serpentín genera una región singular de alto coeficiente de transferencia de calor, como consecuencia de las recirculaciones horizontales ocasionadas por la fuerza centrífuga.

## 1.6. Revisión bibliográfica

Existen diferentes trabajos en la literatura científica que abordan el estudio de fenómenos térmicos y fluidodinámicos en colectores solares térmicos. La gran mayoría de los trabajos realizados en la materia analizan geometrías de tipo parrilla. Álvarez *et al.* (2010)[2] analizaron con técnicas experimentales la transmisión de calor en colectores solares planos de tipo serpentín. El estudio del flujo en serpentines se ha identificado en análisis de otros dispositivos de intercambio térmico distintos a los colectores solares. Es el caso, por ejemplo, del trabajo de Masoud *et al.* (2011), que analizó mediante simulación numérica el flujo y la transmisión de calor en intercambiadores con serpentines multipuerto en pequeña escala. Para el complicado análisis de los procesos

ocurridos en los codos es interesante el trabajo realizado por Richard Clarke y Donal P. Finn (2008)[9], en el que se trata de comprender los fundamentos de los mecanismos transporte ocurridos en los codos, donde ocurren distorsiones de la temperatura bajo condiciones de flujo laminar.

También ha sido útil comprobar como los resultados obtenidos para aplicaciones diferentes a la recogida en este trabajo pero con elementos comunes también se aproximan a fenómenos y observaciones similares como las que se encuentran en este trabajo sobre la eficiencia de pilas de combustible Choi *et al.* (2010).

Por supuesto el uso de libros más generales para validar e interpretar las condiciones que se han producido, especialmente el análisis del número de Nusselt y el comportamiento del fluido en los codos del serpentín, estos libros han sido Kreith and R.M. Manglik y M.S. Bohn, "Principles of Heat Transfer", McGraw Hill, 2005 y W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett y Y.I. Cho, "Handbook of Heat Transfer", 1998, McGraw Hill.

# Capítulo 2

## Método de cálculo

### 2.1. Metodología de Simulación numérica

En este trabajo se utiliza el software comercial FLUENT como herramienta para la simulación numérica del flujo de interés. Este software discretiza las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía en el dominio geométrico a investigar, utilizando el método de volúmenes finitos. A continuación se describe el conjunto de ecuaciones diferenciales que deben resolverse para la obtención de las soluciones numéricas de los flujos fluidos, además de las condiciones de contorno, modelos para definir las propiedades físicas del fluido y su comportamiento, y criterios empleados para evaluar la convergencia. También se mostrará la malla de cálculo adoptada para conseguir alcanzar la solución numérica del problema.

#### 2.1.1. Modelo matemático del problema

Para comenzar, es conveniente mostrar las ecuaciones (en forma conservativa) que gobiernan el comportamiento temporal de un flujo tridimensional y la transferencia de calor para un fluido Newtoniano.

- Ecuación de continuidad, expresa que la masa de un volumen fluido no varía con el tiempo:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.1)$$

- Ecuación de la cantidad de movimiento, la variación por unidad de tiempo de la cantidad de movimiento de una masa fluida es igual a la resultante instantánea de las fuerzas que actúan sobre esa masa fluida. Esas fuerzas son de dos tipos, fuerzas de superficie y fuerzas de volumen o másicas

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nabla \cdot (\mu \nabla u) + S_{M_x} \quad (2.2)$$

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \nabla \cdot (\mu \nabla u) + S_{M_y} \quad (2.3)$$

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \nabla \cdot (\mu \nabla u) S_{M_z} \quad (2.4)$$

- Ecuación de la energía, expresa que la variación de las energías internas y cinética en una masa fluida se debe al trabajo de las fuerzas de superficie y de las fuerzas másicas y el calor comunicado por unidad de tiempo

$$\rho \frac{Di}{Dt} = -p \nabla \vec{v} + \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi + S_i \quad (2.5)$$

Si se observa la forma de dichas ecuaciones (2.1 a 2.5), se puede ver que tienen una estructura común. Introduciendo una variable genérica  $\phi$  en esas ecuaciones, se obtiene,

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\phi \vec{v}) = \nabla \cdot (\Gamma \cdot \nabla\phi) + S_\phi \quad (2.6)$$

La ecuación (2.6) se denomina ecuación del transporte de la variable  $\phi$ . Ésta representa varios fenómenos de transporte: la variación con respecto al tiempo y el término convectivo en el lado izquierdo de la ecuación y el término de difusión ( $\Gamma$  = coeficiente de difusión) y el asociado a otros fenómenos en el lado de derecho. La ecuación (2.6) puede ser empleada para trabajar con la temperatura en la ecuación de la energía cambiando  $\phi$  por  $T$  a través de una ecuación de estado y viceversa. Esta ecuación es la empleada como punto de partida para el método de los volúmenes finitos, que se desarrolla mediante la integración de la ecuación (2.6) sobre un volumen de control tridimensional, de esta manera se obtiene:

$$\int_{V_c} \frac{\partial \rho\phi}{\partial t} + \int_{V_c} \nabla \cdot (\rho\phi \vec{u}) dV = \int_{V_c} \nabla \cdot (\Gamma \cdot \nabla\phi) dV + \int_{V_c} S_\phi dV \quad (2.7)$$

Aplicando el teorema de Gauss la ecuación anterior queda de la siguiente forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \int_{V_c} \rho\phi dV \right) + \int_{S_c} \vec{n} \cdot (\rho\phi \vec{u}) dA = \int_{S_c} \vec{n} \cdot \Gamma \cdot \nabla\phi dA + \int_{V_c} S_\phi dV \quad (2.8)$$

FLUENT emplea el método de los volúmenes finitos para convertir las ecuaciones de gobierno de un fluido en ecuaciones algebraicas que pueden ser resueltas numéricamente. Este método consiste en integrar las ecuaciones de gobierno sobre cada volumen de control (celda), dando lugar a un sistema de ecuaciones discretas que representan la conservación de las magnitudes fluidas en cada volumen de control.

El método de los elementos finitos puede considerarse un caso particular del método de los residuos ponderados: el método consiste en dividir el dominio de cálculo en un número de volúmenes de control no solapados, de forma que exista un volumen de control rodeando cada nodo de la malla, la ecuación diferencial se integra en cada volumen de control.

Si se discretiza la ecuación del transporte (2.8) para el caso estacionario obtenida mediante el método de los volúmenes finitos, tomando como volumen de control una celda triangular (bidimensional) como la mostrada en la figura 2.1 se obtiene,

$$\sum_f^N \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^N \Gamma_\phi (\nabla\phi)_n \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (2.9)$$

Siendo  $N$  el número de caras del contorno de la celda o el volumen de control,  $\phi_f$  el flujo de  $\phi$  a través de la cara  $f$  debido a la convección,  $\rho_f \cdot \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$  el flujo másico a través de la cara  $f$ ,  $\vec{A}_f$  es el área de la cara  $f$ ,  $(\nabla\phi)_n$  es una magnitud del  $\nabla\phi$  en la dirección normal a la cara  $f$  y  $V$  es el volumen de celda.

Por defecto FLUENT almacena los valores discretos de la variable  $\phi$  en los centros de las celdas. Sin embargo, se necesitan los valores de  $\phi_f$ , de modo que estos se obtienen interpolando los valores de los centros de las celdas. Esto se consigue empleando un esquema *upwind*. Un esquema *upwind* es aquel mediante el cual se obtiene el valor de  $\phi_f$  a partir de los valores de las celdas que se encuentran aguas arriba en la dirección

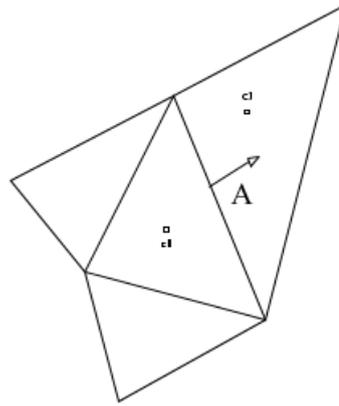


Figura 2.1: Volumen de control sobre el que se aplica el método de los volúmenes finitos

del vector normal a la cara. FLUENT implementa distintos tipos de esquemas *upwind*: primer orden, segundo orden, ley exponencial y QUICK.

En cuanto al Solver empleado: Pressure Based Segregated (SIMPLE), que es el indicado para flujos con bajas velocidades e incompresibles. Con este algoritmo las ecuaciones que gobiernan el problema se resuelven de manera secuencial, y dado que dichas ecuaciones son no lineales y además están acopladas, el bucle se debe realizar de forma iterativa hasta alcanzar la convergencia.

En el algoritmo segregado, las ecuaciones individuales que rigen las variables que son solución ( $u$ ,  $v$ ,  $w$ ,  $p$ ,  $T$ ,  $k$ , etc.) se resuelve una tras otra, es decir, mientras se resuelve se desacopla del resto de ecuaciones. Esto hace que este método no necesite demasiados recursos de memoria ya que las ecuaciones discretizadas se van guardando una cada vez. Sin embargo, para alcanzar la convergencia se necesita mayor número de iteraciones, debido al desacoplamiento durante la resolución las ecuaciones.

El algoritmo segregado que se ha escogido en concreto ha sido el SIMPLE, por ser un problema no demasiado complejo, en el que el flujo es laminar.

## 2.2. Mecanismos de transferencia de calor en captadores solares

### 2.2.1. Números adimensionales involucrados

La transferencia de calor viene dada por el número de Nusselt y depende de los números de Reynolds, Grashof y Prandtl. Como simplificación, hemos definido el número de Rayleigh,  $Ra = Gr \cdot Pr$ . Las expresiones que definen estos números adimensionales se presentan a continuación:

$$Nu = \frac{h_f \cdot D_i}{k_f} \quad (2.10)$$

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi \cdot D_t \cdot \mu} \quad (2.11)$$

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu \cdot c_f}{k_f} \quad (2.12)$$

$$Ra = \frac{g \cdot \rho^2 \cdot C_p \cdot \beta \cdot D^4 q_w \cdot \cos \alpha}{\mu \cdot k^2} \quad (2.13)$$

El número de Nusselt (2.10) expresa la relación entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si sólo existiese conducción. Es función del coeficiente de transferencia de calor del fluido  $h_f$ , en  $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ; el diámetro del tubo  $D_i$ , en m; y de la conductividad térmica del fluido  $k_f$ , en  $\text{W}/\text{mK}$ .

El número de Reynolds (2.11) representa la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas. Es función de la viscosidad dinámica  $\mu$ , en  $\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$ ; el flujo másico del fluido  $\dot{m}$ , en  $\text{kg}/\text{s}$ ; y el diámetro interior del tubo  $D_i$ , en m.

El número de Prandtl (2.12) es un número adimensional proporcional al cociente entre la difusividad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica, depende exclusivamente de las propiedades físicas del fluido, siendo  $\mu$  la viscosidad dinámica del fluido, en  $\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$ ;  $c_f$  el calor específico del fluido, en  $\text{J}/\text{kgK}$ ; y  $k_f$  la conductividad térmica del fluido en las paredes, en  $\text{W}/\text{mK}$ . Relaciona la velocidad de difusión viscosa y la velocidad de difusión térmica.

Número de Rayleigh es un número adimensional asociado con la transferencia de calor en el interior del fluido. Cuando el número de Rayleigh está por debajo de un cierto valor crítico, la transferencia de calor se produce principalmente por conducción; cuando está por encima del valor crítico, la transferencia de calor se produce principalmente por convección.  $\rho$  es la densidad del fluido,  $\beta$  es el coeficiente volumétrico de expansión térmica, definido en 2.14, esta propiedad del fluido proporciona una medida de la cantidad por la cual cambia la densidad en respuesta a un cambio en la temperatura a presión constante

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.14)$$

El caso estudiado es para régimen laminar por lo que la transmisión de calor puede estar determinada por los efectos de flotación debidos a gradientes térmicos en el fluido. Esto tiene como efecto la creación de corrientes secundarias en el fluido que benefician la transmisión de calor en un proceso de calentamiento. Para evaluar en qué medida la transmisión de calor está influenciada por la convección natural, se cuenta con el número de Richardson  $Ri$  ( $Gr/Re$ ), que se trata del ratio entre las fuerzas de flotación (evaluadas por el número de Grashof  $Gr$ ), y las fuerzas convectivas evaluadas por el número de Reynolds.

Además, para el cálculo del número instantáneo de Nusselt se ha tenido en cuenta que se debe evaluar en cada sección del dominio computacional como:

$$Nu = \frac{q''}{T_{pared} - T_{bulk}} \frac{d}{k} \quad (2.15)$$

donde  $T_{pared}$  es la temperatura instantánea media de pared en la periferia en una sección del tubo, siguiendo la siguiente expresión:

$$T_{pared} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} T(\theta) d\theta; \quad T \in \Gamma_{pared} \quad (2.16)$$

Siendo  $T_{bulk}$  el peso medio ponderado de la temperatura del fluido en una sección del tubo:

$$T_{bulk} = \frac{\int_A T(x, y) \rho v_z dA}{\int_A \rho v_z dA}; \quad T \in \Omega_f \quad (2.17)$$

### 2.2.2. Transferencia de calor con el fluido caloportador en régimen laminar

La transmisión de calor en régimen laminar es un fenómeno complejo en el que intervienen las siguientes variables:

- La condición de contorno térmica en la pared.
- Los efectos de entrada.
- La variación de las propiedades físicas del fluido con la temperatura.
- La convección natural por efecto de la flotación.

La condición de contorno térmica en la pared (flujo de calor  $q_p'' =$  uniforme o temperatura de calor  $T_p =$  constante) influye en gran medida en la transferencia de calor en régimen laminar, al contrario de lo que ocurre en régimen turbulento. Las correlaciones experimentales o soluciones numéricas no se van a poder extrapolar a condiciones de contorno distintas de aquellas para las que se obtuvieron.

La dificultad en el estudio del flujo laminar tiene que ver en gran medida con el hecho de que los fluidos que transfieren calor en este régimen suelen tener propiedades físicas que dependen fuertemente de la temperatura. Los efectos de estas variaciones en las propiedades físicas, fundamentalmente viscosidad y densidad, van a influir notablemente en la transmisión de calor. En flujo laminar, los gradientes de temperatura existentes en el fluido provocan variaciones espaciales de densidad que propiciarán la aparición de fuerzas de flotación. Cuando estas fuerzas de flotación son dominantes, crean un movimiento secundario y la transferencia de calor asociada se denomina convección natural o libre.

Si la transferencia de calor se debe por completo a un movimiento impuesto por gradientes externos de presiones motrices, se tiene convección forzada; a la acción combinada de la convección libre y forzada se le denomina convección mixta y está presente normalmente en las aplicaciones de transmisión de calor en régimen laminar.

## 2.3. Definición de la geometría y generación de la malla

La estructura o topología de una malla consiste en la forma de disponer los puntos nodales en el dominio considerado.

Para poder dibujar y generar el mallado con Gambit se sigue el esquema habitual de creación de mallas en CFD, siendo necesario introducir primero los nodos que definirán los vértices, estos a su vez conforman las caras o superficies de los volúmenes de control que son necesarios para completar los cálculos de los volúmenes finitos que necesita el solver para obtener las soluciones numéricas.

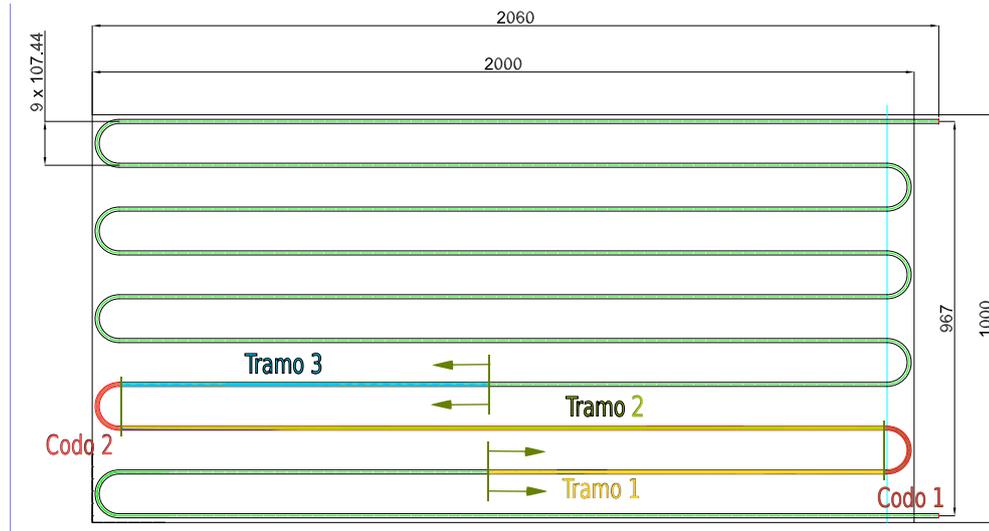


Figura 2.2: Dimensiones reales del absorbedor

La geometría real que se ha modelizado se ha generado a partir de las dimensiones de un absorbedor real, de 1,986 mm de longitud, en los tramos rectos y curvas de radio 54 mm, el tubo es de cobre y tiene un diámetro exterior de  $\phi 10$  mm y un espesor de 0,8 mm. Además se ha considerado una soldadura por la que se aplicará el calor recogido por las placas del absorbedor.

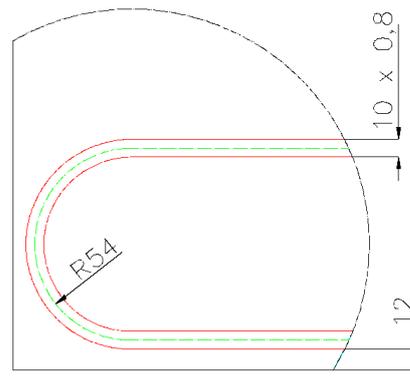


Figura 2.3: Detalle constructivo de la tubería del absorbedor

La malla, tridimensional, se ha definido desde una sección inicial, repitiendo la sección a lo largo del tubo, creando los volúmenes necesarios. La sección incluye los afinamientos de malla necesarios en zonas consideradas delicadas para los cálculos y/o el análisis de los datos, obteniéndose los nodos suficientes para caracterizar el comportamiento en toda la longitud del tubo.

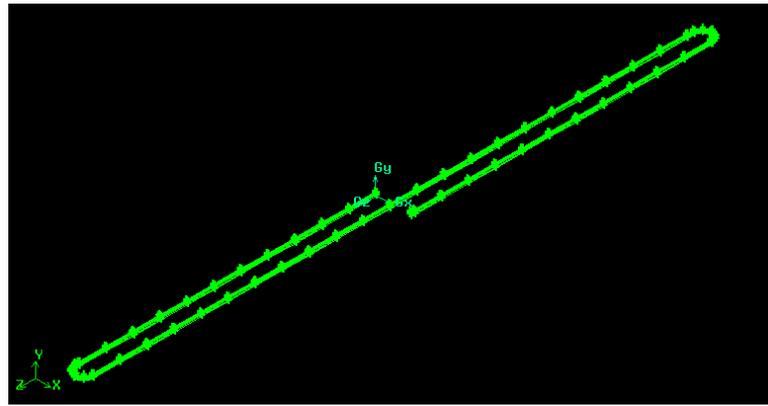


Figura 2.4: *Vista global, isométrica, de la geometría generada*

Durante la generación de la tubería se tuvo en cuenta diferentes aspectos pensando en el futuro comportamiento de la resolución numérica del problema, tratando de evitar efectos de difusión numérica, por lo que se crearon diferentes volúmenes (figura 2.5) que facilitarían la generación de un mallado adecuado, aumentando el número de nodos de cálculo en las zonas de gradientes más importantes.

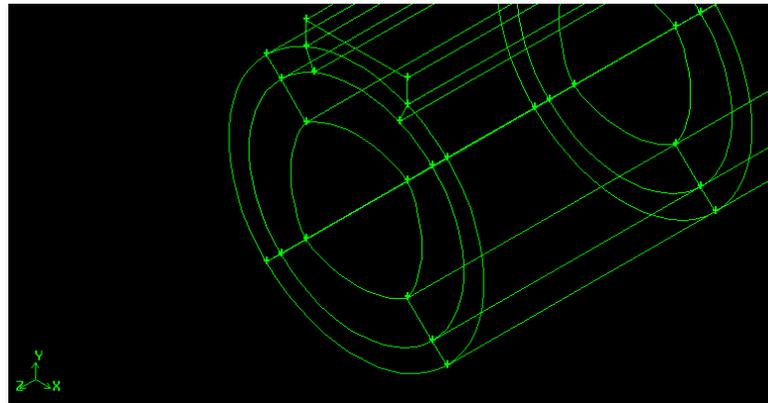


Figura 2.5: *Detalle definición de volúmenes*

Se optó por un afinamiento regular, de esta manera se podían realizar afinamientos de malla adecuados a las diferentes zonas, según su complejidad geométrica, esto último es especialmente importante en las zonas cercanas a la soldadura en el caso de la transmisión del calor en el sólido y en todo el perímetro cercano a las paredes del tubo por donde circula el fluido (figura 2.6).

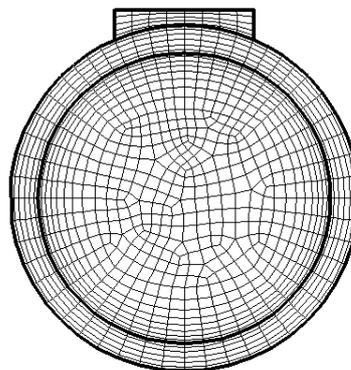


Figura 2.6: *Vista de una sección del mallado*

## 2.4. Casos a estudiar (caudales, flujos de calor)

### 2.4.1. Condiciones iniciales

Las condiciones iniciales determinan el estado de las variables fluidas en el instante  $t = 0$  o en el primer paso del esquema de integración. Es obvio pensar que cuanto más cercana sea la condición inicial a la solución final del problema, menor será el tiempo necesario empleado para la convergencia. Además se reduce la posibilidad de que el problema se vuelva inestable.

Para el presente trabajo se ha reducido el estudio al análisis de un captador solar un absorbedor en serpentín con agua glicolada como fluido caloportador y siempre con caudales que aseguren régimen laminar en todos los puntos del recorrido del fluido, además se ha tenido en cuenta un abanico de posibles rangos de calor según diferentes escenarios en los que puede trabajar el captador solar. Se han estudiado cinco casos de aporte calórico y cuatro caudales para cada uno de ellos como se muestra a continuación:

$q(\text{W/m}^2)$	$m \text{ (kg/h)}$			
300	30	40	50	60
500	30	40	50	60
600	30	40	50	60
900	30	40	50	60
1100	30	40	50	60

Cuadro 2.1: *Casos analizados*

Ra	Re			
$2,7 \cdot 10^5$	1038	1340	1644	1948
$4,7 \cdot 10^5$	1038	1340	1644	1948
$6,7 \cdot 10^5$	1038	1340	1644	1948
$8,8 \cdot 10^5$	1038	1340	1644	1948
$1,1 \cdot 10^5$	1038	1340	1644	1948

Cuadro 2.2: *Casos analizados, adimensionalizado*

Con ellos se pretende mostrar el comportamiento en diferentes escenarios, pero siempre en régimen laminar y compararlos entre sí para entender donde se pueden obtener las mejores eficiencias.

Otras condiciones establecidas en la definición del problema son las características físicas del fluido de trabajo y del material del tubo, este último se ha seleccionado directamente de la biblioteca de materiales que incluye FLUENT.

Como fluido se ha seleccionado una solución de agua glicolada propelinglicol al 20 % en agua 80 % con las siguientes características para valores de temperatura  $273 < T(K) < 368$ :

- Densidad ( $\text{kg/m}^3$ ):  $3,3067786 \cdot 10^{-5} T^3 - 0,03276311 \cdot T^2 + 10,371682 \cdot T - 37,2786208$
- Calor específico ( $\text{J/kg}\cdot\text{K}$ ):  $-1,9306714 \cdot 10^{-4} \cdot T^3 + 0,196687 T^2 - 65,089226 \cdot T + 1,101809 \cdot 10^4$

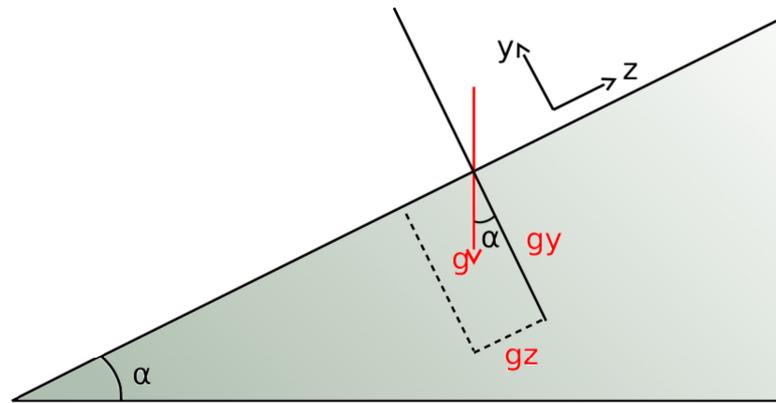


Figura 2.7: Cálculos de la gravedad según la inclinación en la que se instala el colector analizado

- Conductividad térmica (W/m·K):  $4,763432 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 - 4,1230967 \cdot 10^{-5} T^2 + 1,2768532 \cdot 10^{-2} T - 0,9301055$
- Viscosidad (kg/m·s):  $2,13188 \cdot 10^{-10} T^4 - 2,85401431 \cdot 10^{-7} T^3 + 1,433121 \cdot 10^{-4} T^2 - 3,2017345 \cdot 10^{-2} T + 2,6881375$

También se ha introducido como dato la inclinación del absorbedor a la que debe ir instalado para optimizar la cantidad de radiación solar que recibe, dado que las fuerzas convectivas se verán afectadas, por tanto la descomposición de  $g$  es la siguiente (fig. (2.7)):

- $g_y = -g \cdot \cos(\alpha) = -7,783 \text{ m/s}^2$
- $g_z = -g \cdot \sin(\alpha) = -5,972 \text{ m/s}^2$

#### 2.4.2. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno consideran una parte del dominio fluido para la resolución de las ecuaciones. Esto da lugar a un contorno artificial donde el valor de las variables fluidas tienen que ser especificados. Se pueden clasificar las condiciones de contorno en:

- Condiciones de contorno de flujo libre, que pueden ser de entrada, de salida o entrada/salida. Para los casos analizados se han establecido los valores de velocidad a la entrada del fluido y la presión a la salida.
- Condiciones de contorno de pared, que modelan el comportamiento del flujo en las proximidades de la superficies. Se puede imponer una condición de contorno de no deslizamiento (velocidad nula en el punto de contacto,  $u = 0$ ), o de tangencia (velocidad normal a la superficie igual a cero), de esta manera se definen las paredes interiores del tubo, hacia el exterior se considera que la condición es la de una pared adiabática.

### 2.5. Reducción de datos

Para los datos de partida para los cálculos de los diferentes casos analizados se ha comenzado por obtener la cantidad de calor que se aportaba al sistema, por lo que se ha tenido en cuenta, en primer lugar, la cantidad de energía que la placa del absorbedor

era capaz de obtener del sol. Estos datos se han tenido en cuenta para una placa solar situada en Cartagena (sureste de España) y para cada caso se suponen diferentes cantidades de energía recibida, simulando las diferentes situaciones que puede encontrar una placa solar de esas características en su uso habitual.

Partiendo de esa situación se reduce la cantidad aportada a la superficie total del absorbedor a la que debe pasar al tubo conductor del agua glicolada a través de la soldadura, teniendo en cuenta que el tubo del serpentín real en la placa del absorbedor es 4,5 veces el utilizado en el modelo analizado por CFD. Con estos datos de partida se pueden calcular las ecuaciones generales de la transferencia de calor descritas anteriormente.

### 2.5.1. Cálculo del número de Nusselt

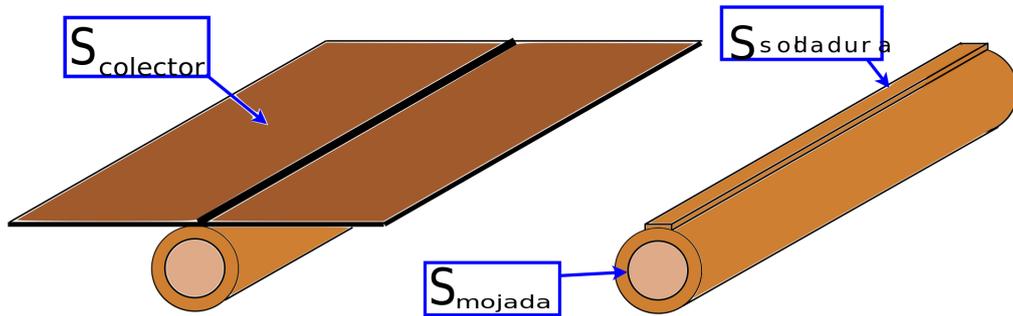


Figura 2.8: Superficies del colector

Se considera una superficie del colector de  $2\text{ m}^2$ , una superficie de soldadura de  $0,0156\text{ m}^2$  y una superficie interior de tubo (*superficie mojada*) de  $0,1030593\text{ m}^2$ , con esto podemos calcular:

$$q_{total}(\text{W}) = q'' \cdot S_{colector} \quad (2.18)$$

Con lo que:

$$q_{tubo} = \frac{q_{total}}{4,5} \quad (2.19)$$

$$q''_{soldadura} = \frac{q_{tubo}}{S_{soldadura}} \quad (2.20)$$

Finalmente el flujo de calor promedio en la cara interior (o *flujo de calor en la superficie mojada*) del tubo se obtiene de la forma:

$$q''_w = \frac{q_{tubo}}{S_{interior}} \quad (2.21)$$

Con lo que para el cálculo del número adimensional de Nusselt a partir de la ecuación 2.10 en la página 19, se debe conocer el coeficiente de transferencia de calor del fluido  $h_f$ , en  $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ :

$$h_f = \frac{q_w''}{T_p - T_f} \cdot \frac{D_i}{k_f} \quad (2.22)$$

La conductividad térmica del fluido  $k_f$  en cada sección del tubo es evaluada a la temperatura media (bulk) del fluido en esa sección.

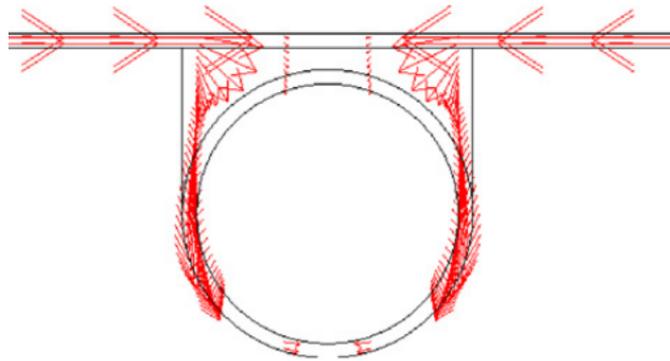


Figura 2.9: *Flujo de calor desde la placa del absorbedor hacia el tubo de cobre*[2]

Este proceso se repite para todas las secciones transversales definidas en los tramos recto 1, codo 1, recto 2, codo 2 y recto 3.

## Capítulo 3

# Resultados

### 3.1. Validación del método

Con el objetivo de validar las simulaciones numéricas realizadas, se ha estudiado el problema de convección mixta en un tubo horizontal sometido a flujo de calor constante. La solución se ha contrastado con la correlación de Petukhov y Polyakov [ref], obteniéndose una buena concordancia tanto en las regiones de flujo en desarrollo como para flujo plenamente desarrollado (ver Figura (3.1)).

Adicionalmente, se ha simulado el mismo problema pero empleando un tubo de cobre con soldadura, similar al de la geometría en estudio en este trabajo. El flujo de calor penetra por la soldadura, modificando de este modo la condición de contorno de flujo de calor uniforme analizada por los autores Petukhov y Polyakov. Se observa que la geometría del tubo con soldadura provoca un efecto de “mejora” de la transferencia de calor con respecto al caso teórico.

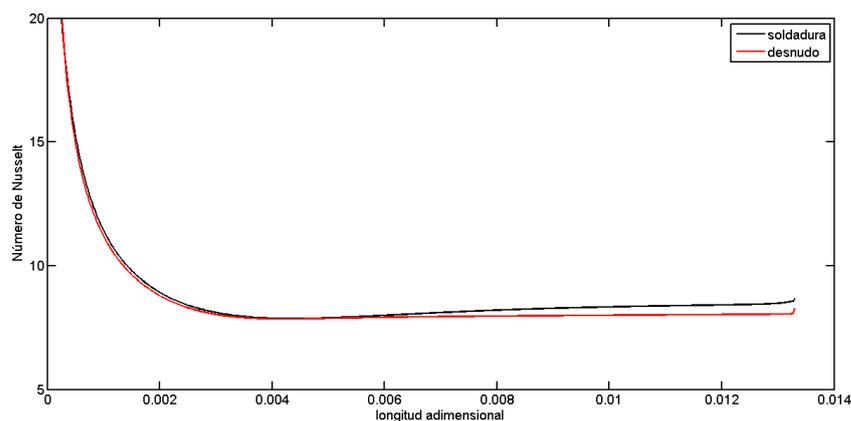


Figura 3.1: Validación sobre curva de Petukhov

### 3.2. Campos locales de velocidad y temperatura

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos de resolver cada uno de los diferentes casos presentados en el capítulo anterior,

### 3.2.1. Casos para 30 kg/h

En la figura 3.2 se muestran las representaciones de temperatura y velocidad del fluido en diferentes tramos del serpentín, observándose diferentes comportamientos de las variables dependiendo del caso analizado.

En la subfigura (3.2a) se representa el fluido en la entrada del serpentín, en uno de los diámetros iniciales del tramo. Se considera una temperatura inicial de entrada y un caudal inicial de entrada además del calor que es aportado por el absorbedor y que se transmite a través de la soldadura, siendo absorbido por el fluido al repartirse por las paredes del tubo.

Las fuerzas convectivas no son muy representativas aún en esta sección, por lo que la componente principal de la velocidad esta determinada según el sentido de flujo, perpendicular a la sección analizada. En cualquier caso, y aunque sean poco representativas, se puede apreciar que las fuerzas convectivas empiezan a aparecer, aunque con valores muy bajos algunos vectores apuntan hacia el centro del flujo.

Por otro lado, se aprecia que el calor que es cedido por las paredes del tubo no ha comenzado a mezclarse por el fluido por lo que se ve un campo de temperaturas con zonas muy calientes en las inmediaciones de la pared y un brusco cambio hacia el centro, donde se concentra todo el fluido que contiene una temperatura menor.

Al avanzar el fluido a lo largo del tramos recto observamos como aparecen las corrientes convectivas claramente definidas, que es lo que muestra la subfigura (3.2b) que presenta los valores al final del primer tramo recto, las componentes de la velocidad en esta sección se han dividido claramente en dos recirculaciones bien definidas a la izquierda y derecha del eje central, producidas por las fuerzas convectivas, el sentido de estas recirculaciones es desde la parte baja del tubo hacia arriba por la zona más cercana a las paredes de cobre, se puede observar también como el campo de velocidades verticales creado en las corrientes ascendentes junto a las paredes es de menor magnitud en la inmediación del tubo, mientras que conforme nos alejamos de este la velocidad se hace mayor. Es en esta zona, junto a las paredes del tubo, es donde se encuentran las mayores temperaturas del fluido, como era de esperar, además se observa una concentración del fluido caliente en la zona alta, debida a las corrientes verticales ascendentes descritas, circulando por las zonas bajas el fluido con una temperatura menor.

En la subfigura 3.2c se muestra el codo, que es donde se observa una mayor transferencia de calor, como se verá claramente al analizar el número de Nusselt, las componentes verticales de las fuerzas convectivas se ven afectadas o pierden peso en el comportamiento del flujo frente a las fuerzas de Coriolis que aparecen en la geometría del codo en U, como se menciona en el trabajo de Y.-L. Lin et. al. Esos flujos secundarios mejoran el coeficiente de transferencia de temperatura del fluido interior del tubo, como resultado de las fuerzas centrífugas, un patrón de flujo secundario consistente en dos vértices perpendiculares a la dirección del eje axial del flujo, el transporte de calor, de este, se presenta, no solo por difusión en la dirección radial sino también por convección, la contribución de estas corrientes convectivas de transporte dominan el procesos general y mejoran el ratio de transferencia de calor comparado con un tramo recto, en concreto para este análisis se presentan en un orden de magnitud de 5 a 10 mayores que las fuerzas convectivas por lo que dicho de otro modo no se sigue el esquema comentado para el caso de tramo recto y no se produce una recirculación desde las partes bajas hacia las zonas altas, si no que su comportamiento es más acusado

en un sentido tangencial de la sección del tubo, además, el campo de velocidades que se observaba anteriormente cercano a la pared también se modifica, y las velocidades de recirculación en esa zona son tan elevadas como las de otros puntos del interior del fluido. En general ese comportamiento produce que el fluido se mezcle más, produciendo una concentración de fluido a mayor temperatura alimentadas por los flujos secundarios.

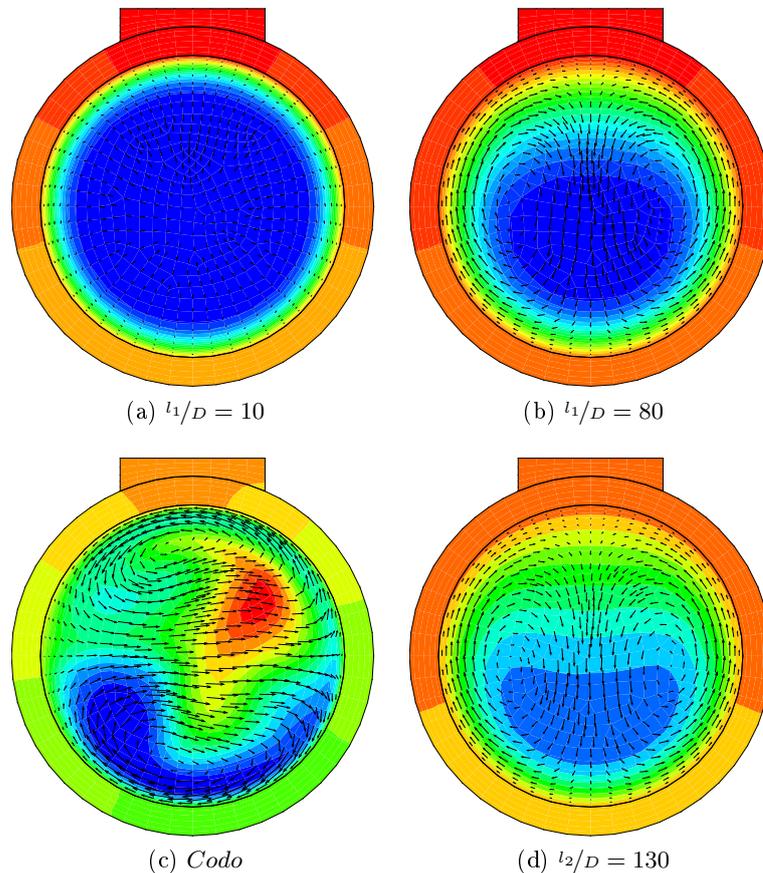


Figura 3.2: Caudal de fluido  $30 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $300 \text{ W/m}^2$

La última subfigura (3.2d) muestra una sección del segundo tramo recto, una vez pasada la influencia de los flujos secundarios producidos por las fuerzas centrífugas generadas en el codo. En esta sección las corrientes convectivas vuelven a comportarse siguiendo el patrón esperado con este Reynolds, es decir se observan dos recirculaciones simétricas al eje vertical central del tubo, con corrientes ascendentes en la zona más cercana a las paredes y velocidades inferiores en la zona más adyacente y corrientes descendentes en la zona central del tubo, disminuyendo de nuevo la cantidad de calor transferido al fluido, las zonas altas y cercanas a la pared se encuentran más calientes que las inferiores.

En la siguiente figura (3.3) se analiza, para el mismo caudal de fluido y mayor aporte energético el comportamiento del fluido, se puede observar que en la primera sección analizada (figura (3.3a),  $l_1/D = 10$ ) comparándola con la misma figura y menos aporte calórico, las velocidades tienen un comportamiento muy similar, aunque se puede apreciar un pequeño incremento en la magnitud de los flujos secundarios que van a pareciendo ya en esta localización. El campo de temperaturas es muy similar y

la recirculación cerca de las paredes es aún prácticamente inexistente. De nuevo según avanzamos en el tramo recto las corrientes convectivas se forman creando dos recirculaciones, aunque también levemente el aumento de la cantidad de fluido calentado para el mismo punto del serpentín es algo mayor, la zona coloreada con verde abarca más sección del tubo.

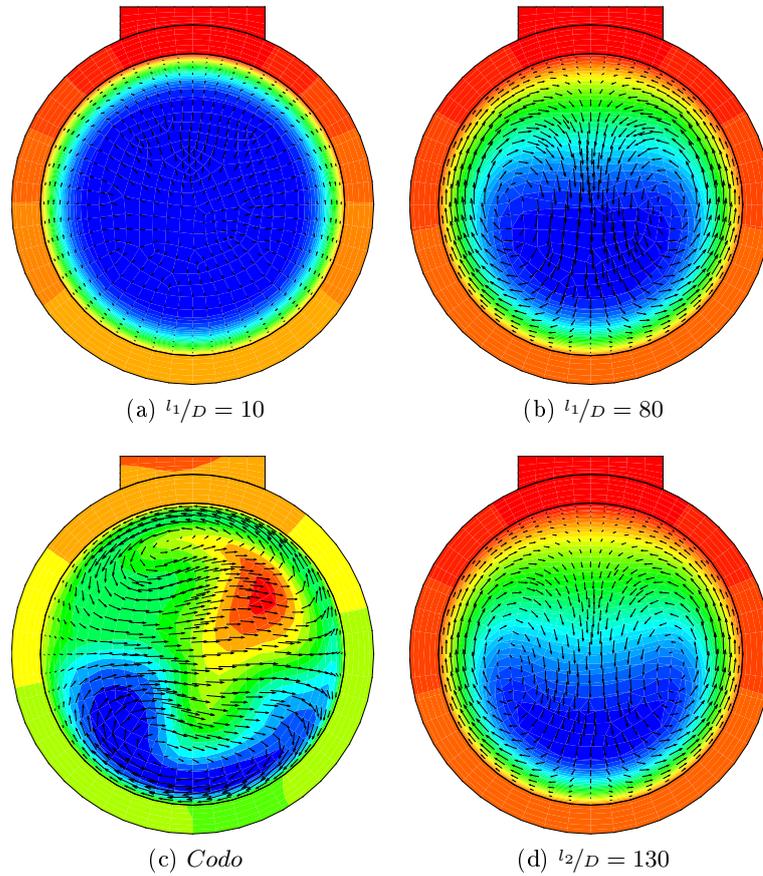


Figura 3.3: Caudal de fluido  $30 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $500 \text{ W/m}^2$

Es en el codo (figura (3.3c)), de nuevo, donde aumenta la transferencia de calor, y donde las velocidades en la zona adyacente a las paredes de la tubería es mayor.

El resto de figuras muestran el resto de casos estudiados para esta caudal con los diferentes aportes de calor, en los que se aprecian comportamientos similares donde al aumentar la energía aportada los gradientes de temperatura se modifican, variando levemente entre cada caso.

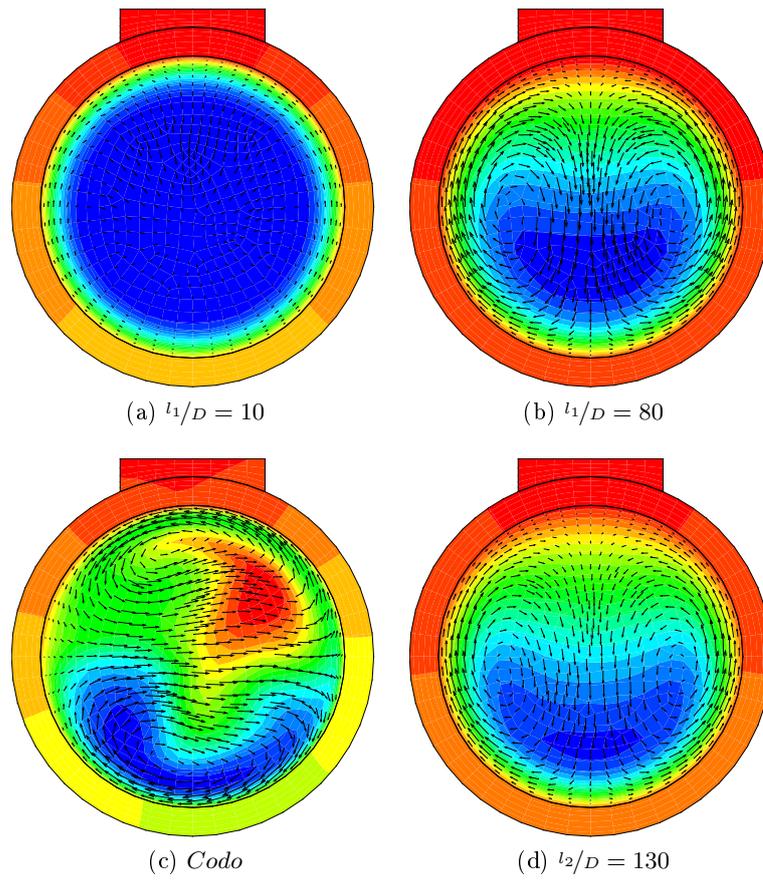


Figura 3.4: Caudal de fluido  $30 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $700 \text{ W/m}^2$

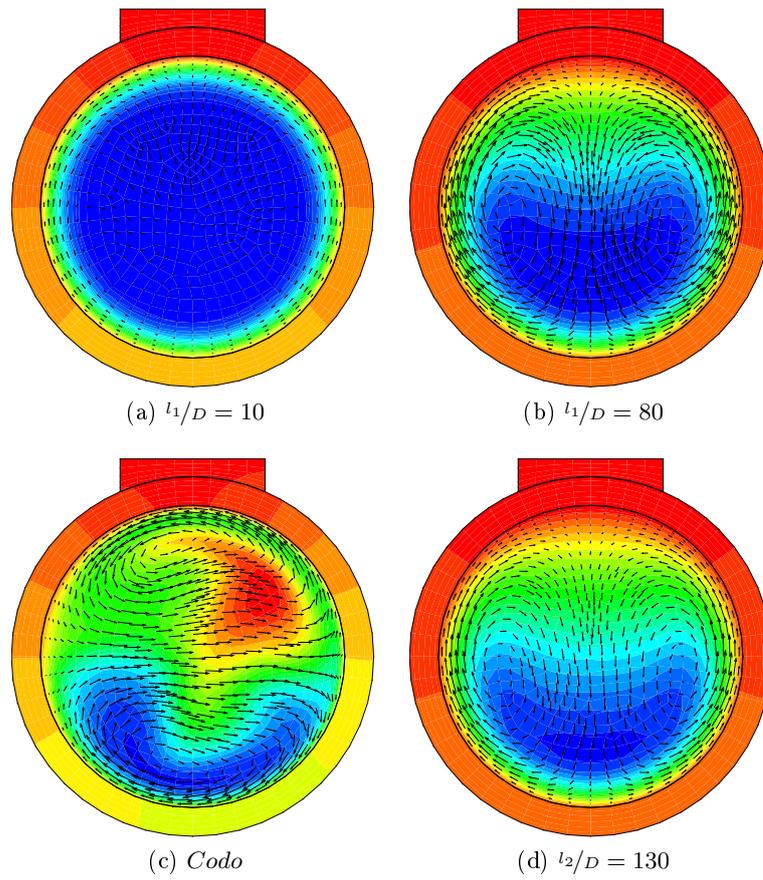


Figura 3.5: Caudal de fluido  $30 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $900 \text{ W/m}^2$

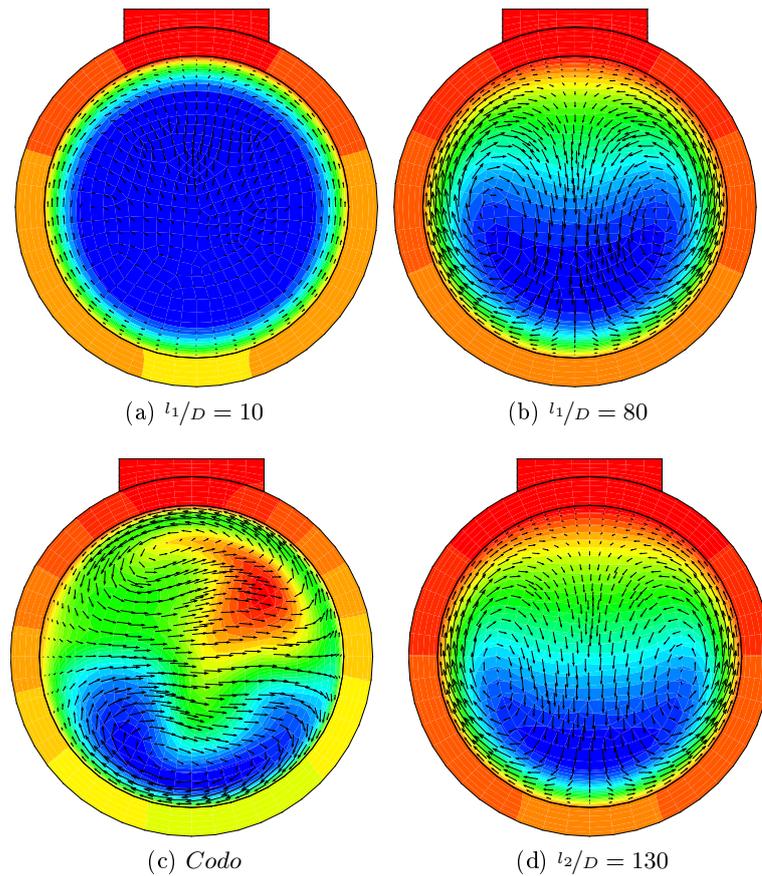


Figura 3.6: Caudal de fluido  $30 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $1100 \text{ W/m}^2$

### 3.2.2. Casos para $40 \text{ kg/h}$

Se muestra en esta sección los diferentes casos para un caudal de fluido de  $40 \text{ kg/h}$  que pasa por el serpentín, el comportamiento de la temperatura y las fuerzas convectivas son similares al analizado para un caudal de  $30 \text{ kg/h}$ , aunque, como principal diferencia se observa la aparición de los efectos de la transmisión del calor en el fluido más temprana para las mismas secciones de tubo analizadas. En principio esto es consecuencia por una mejora de la transferencia por conducción entre las paredes del tubo y el fluido, los cambios de temperatura afectan a las propiedades del fluido (viscosidad), y debido a que nos encontramos en régimen laminar tienen gran peso en el comportamiento del fluido, aumentando las influencia de las fuerzas convectivas.

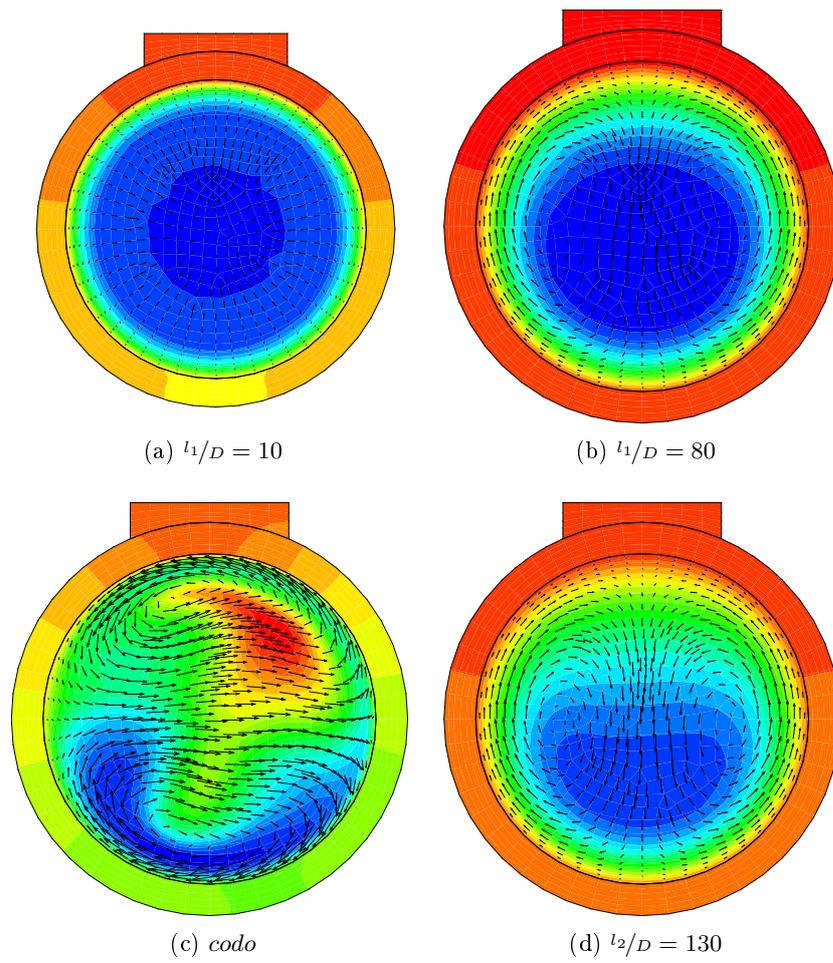


Figura 3.7: Caudal de fluido  $40 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $300 \text{ W/m}^2$

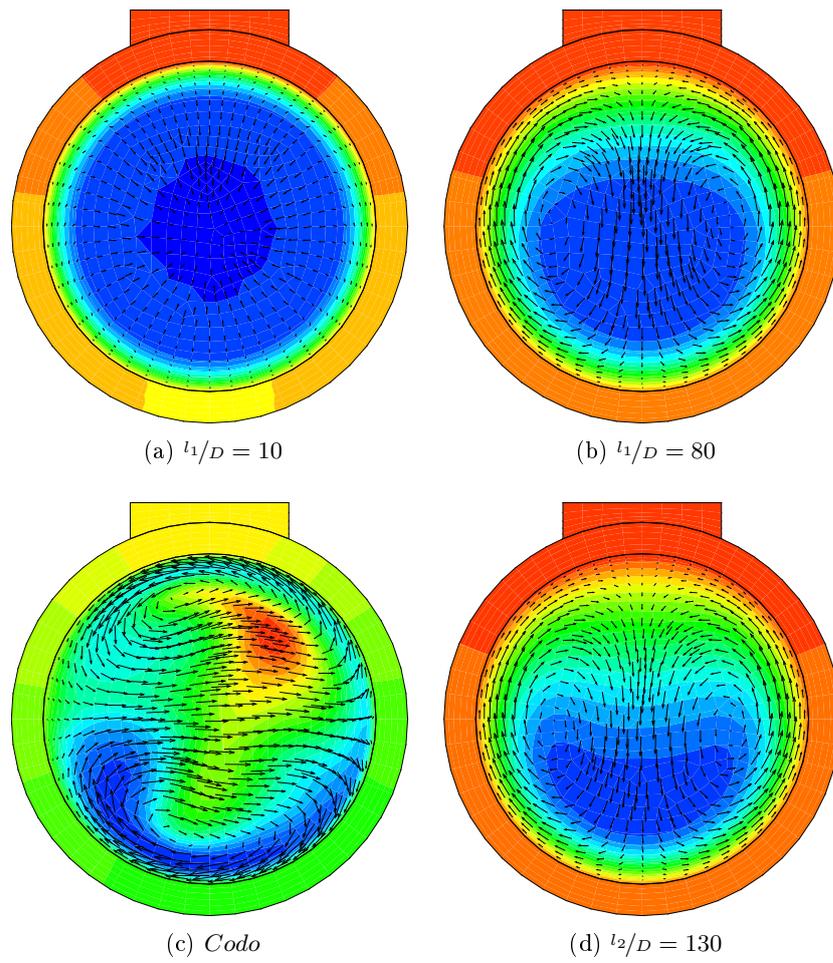


Figura 3.8: Caudal de fluido  $40 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $500 \text{ W/m}^2$

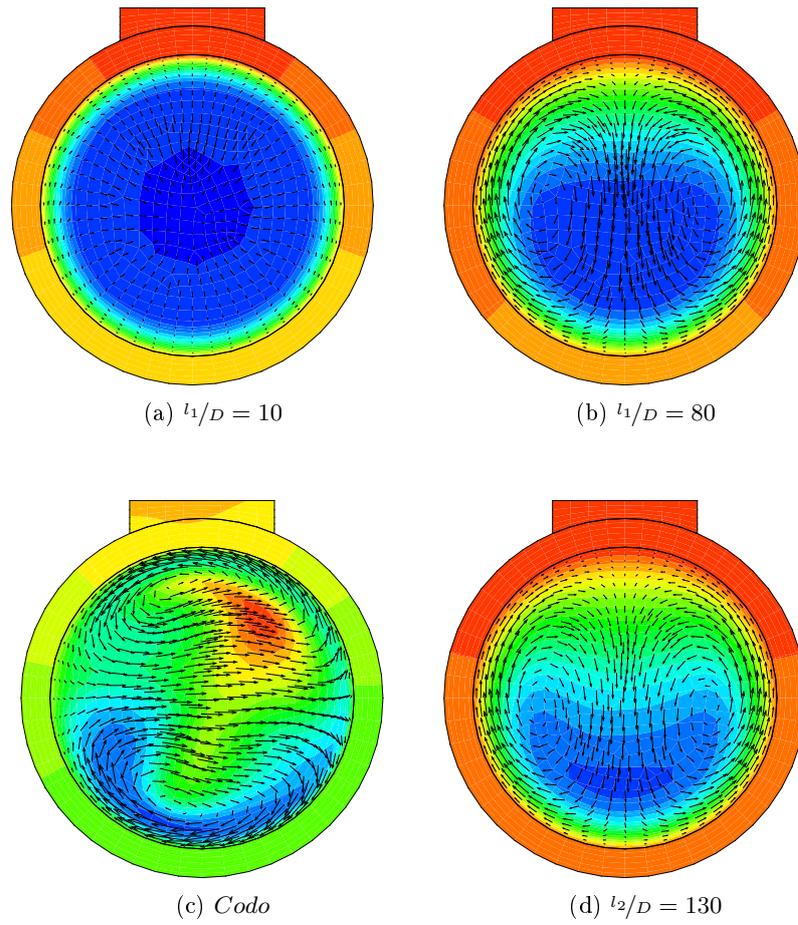


Figura 3.9: Caudal de fluido  $40 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $700 \text{ W/m}^2$

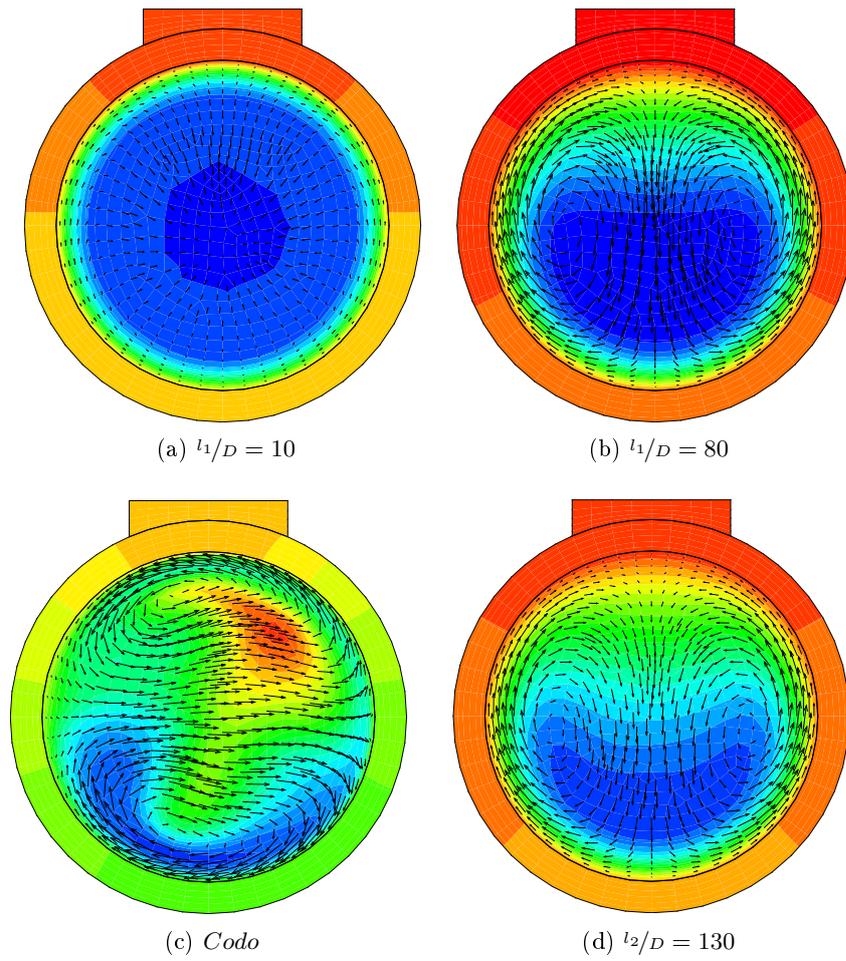


Figura 3.10: Caudal de fluido  $40 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $900 \text{ W/m}^2$

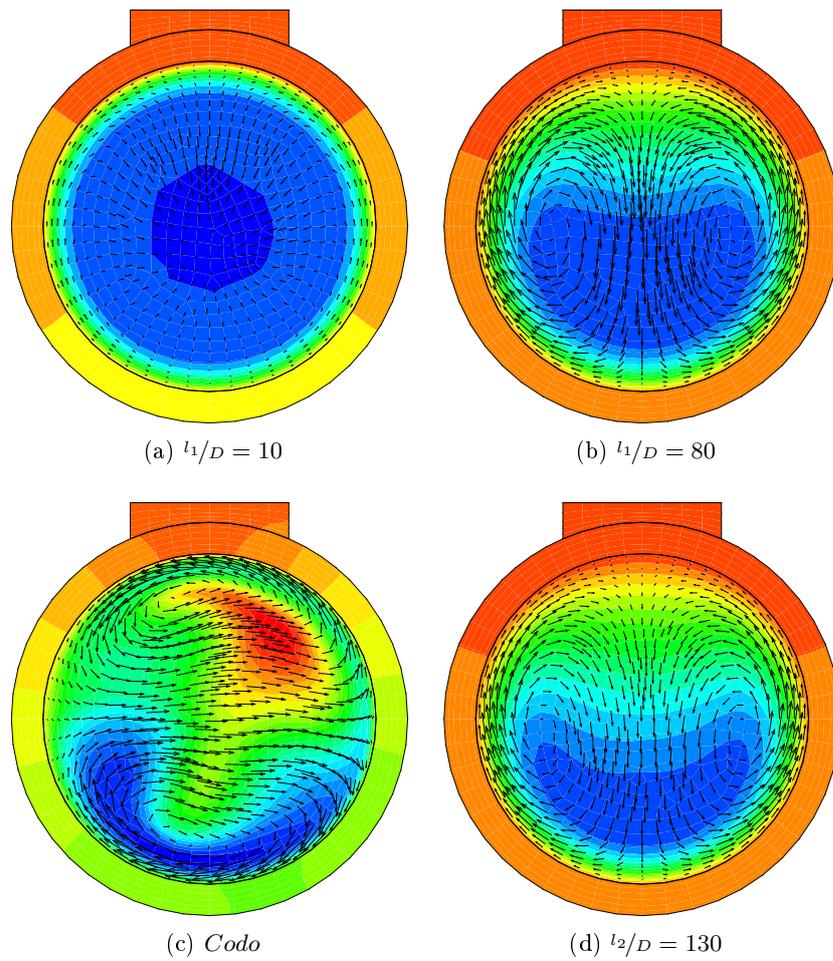


Figura 3.11: Caudal de fluido  $40 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $1100 \text{ W/m}^2$

### 3.2.3. Casos para $50 \text{ kg/h}$

De forma similar a lo comentado anteriormente las diferencias con los casos ya analizados son pocas, observándose, de nuevo, en los tramos rectos una mejora en el proceso de transferencia de calor.

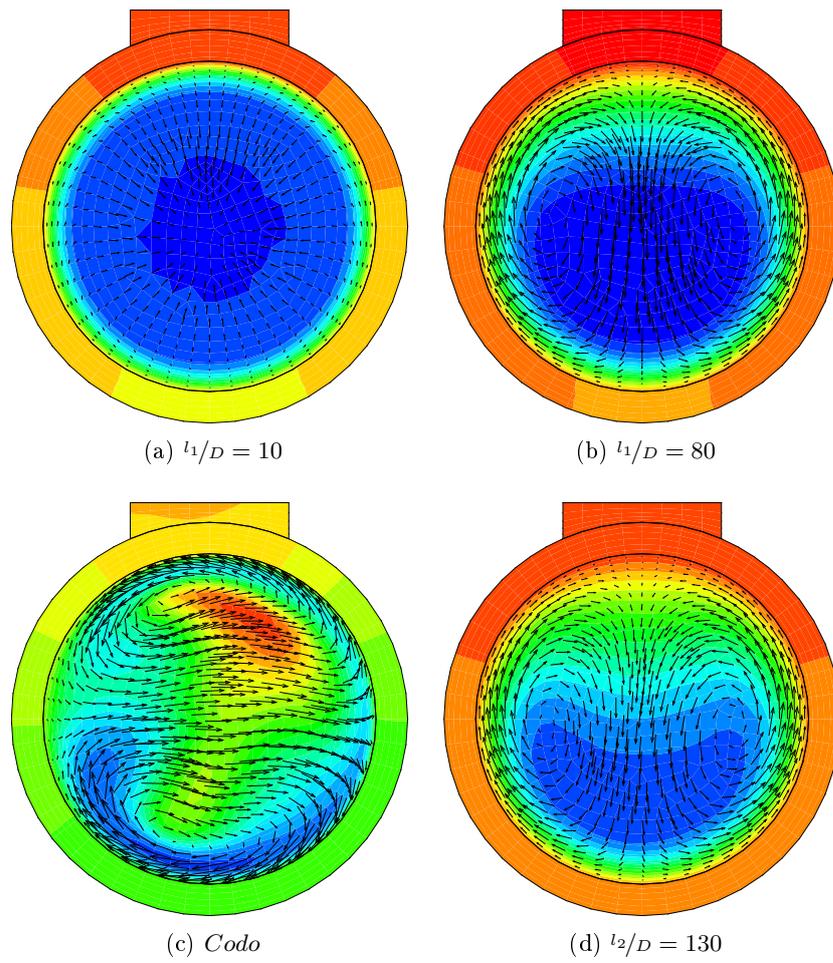


Figura 3.12: Caudal de fluido  $50 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $300 \text{ W/m}^2$

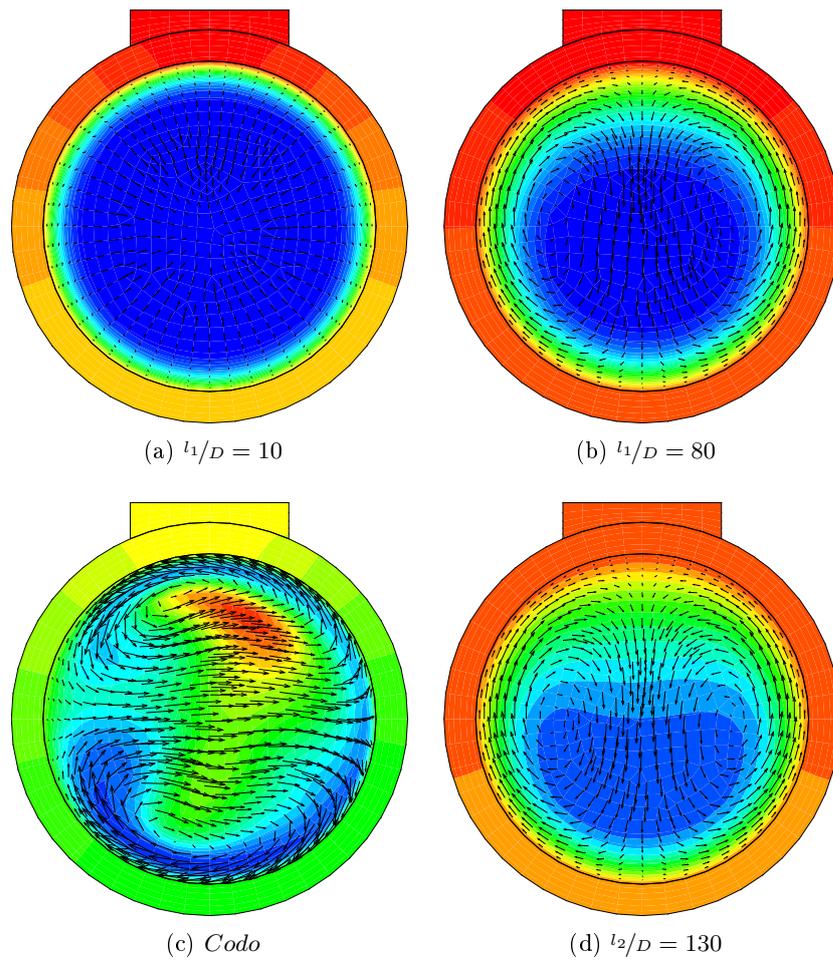


Figura 3.13: Caudal de fluido  $50 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $500 \text{ W/m}^2$

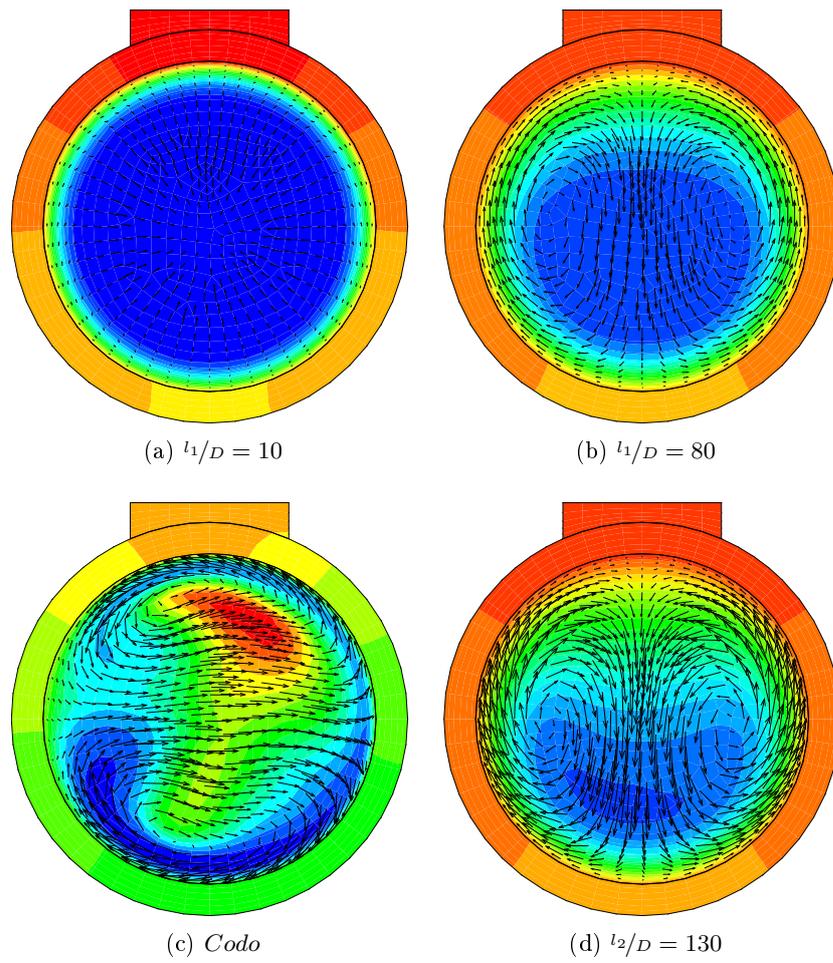


Figura 3.14: Caudal de fluido  $50 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $700 \text{ W/m}^2$

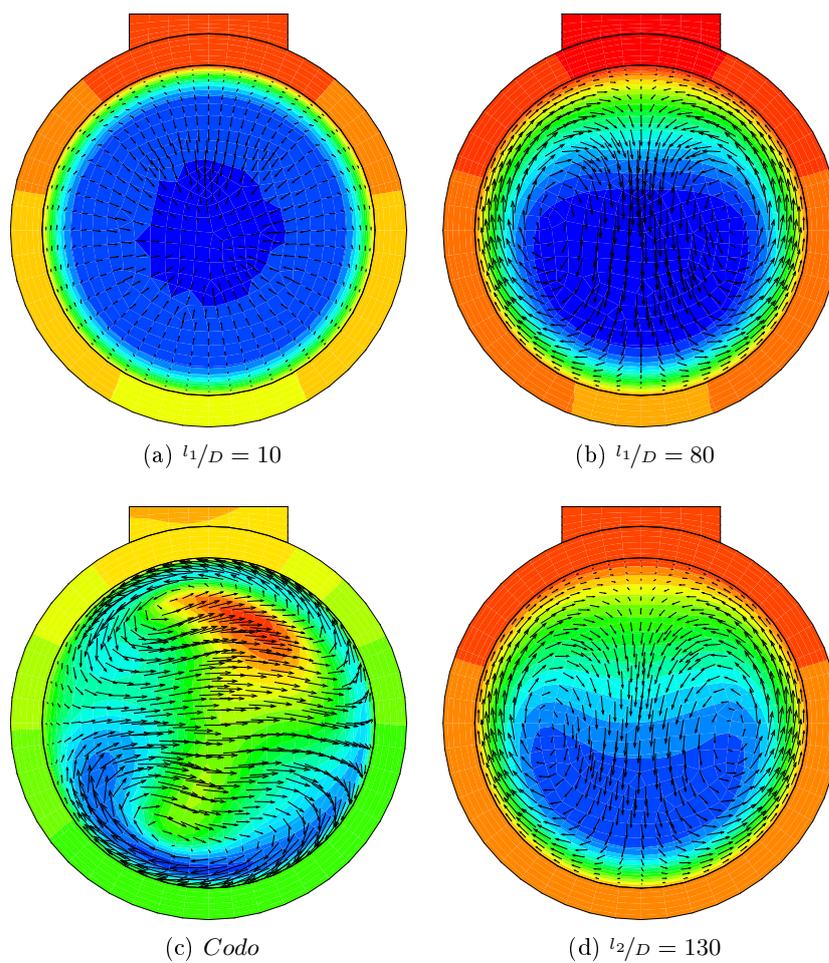


Figura 3.15: Caudal de fluido  $50 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $900 \text{ W/m}^2$

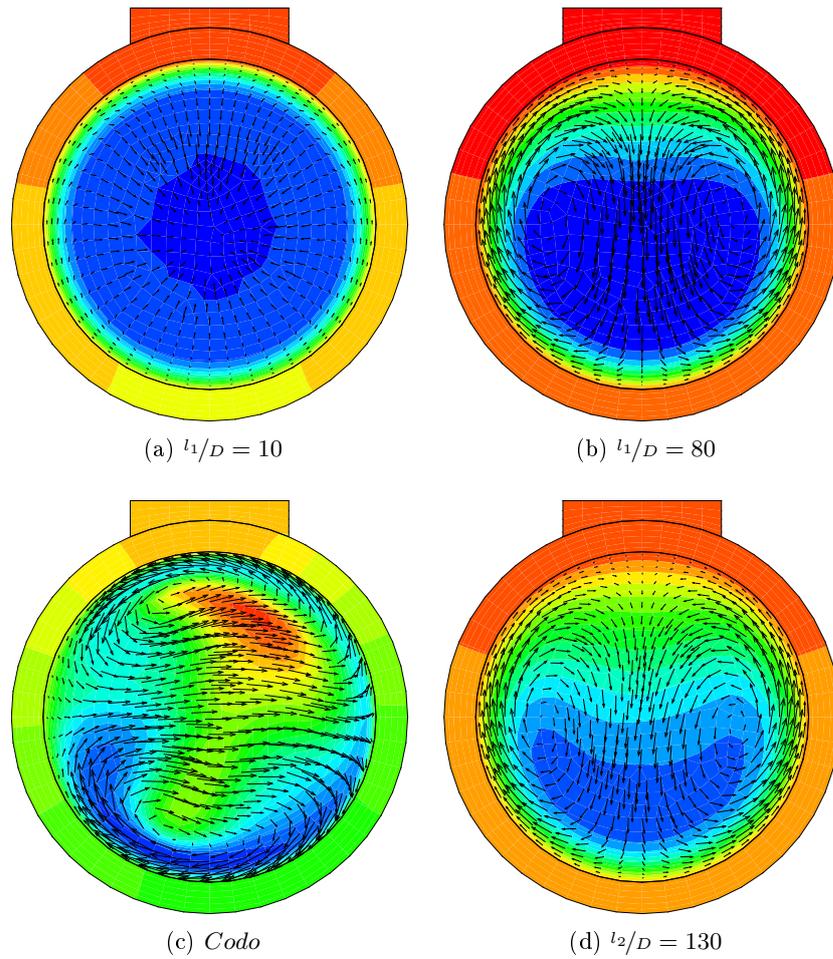


Figura 3.16: Caudal de fluido  $50 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $1100 \text{ W/m}^2$

### 3.2.4. Casos para $60 \text{ kg/h}$

Tanto para este caso como para el anterior nos movemos ya en unos valores de Reynolds muy cercanos al régimen turbulento, el comportamiento térmico es límite y muy acusado en los codos, donde el campo de velocidades secundarias que se origina tiene mucha presencia en el fluido, por otra parte, los tramos rectos se estabilizan rápidamente mostrando claramente las recirculaciones que marcan el comportamiento de la transferencia de calor. Todo este proceso se entenderá mejor al analizar Nusselt en el siguiente apartado.

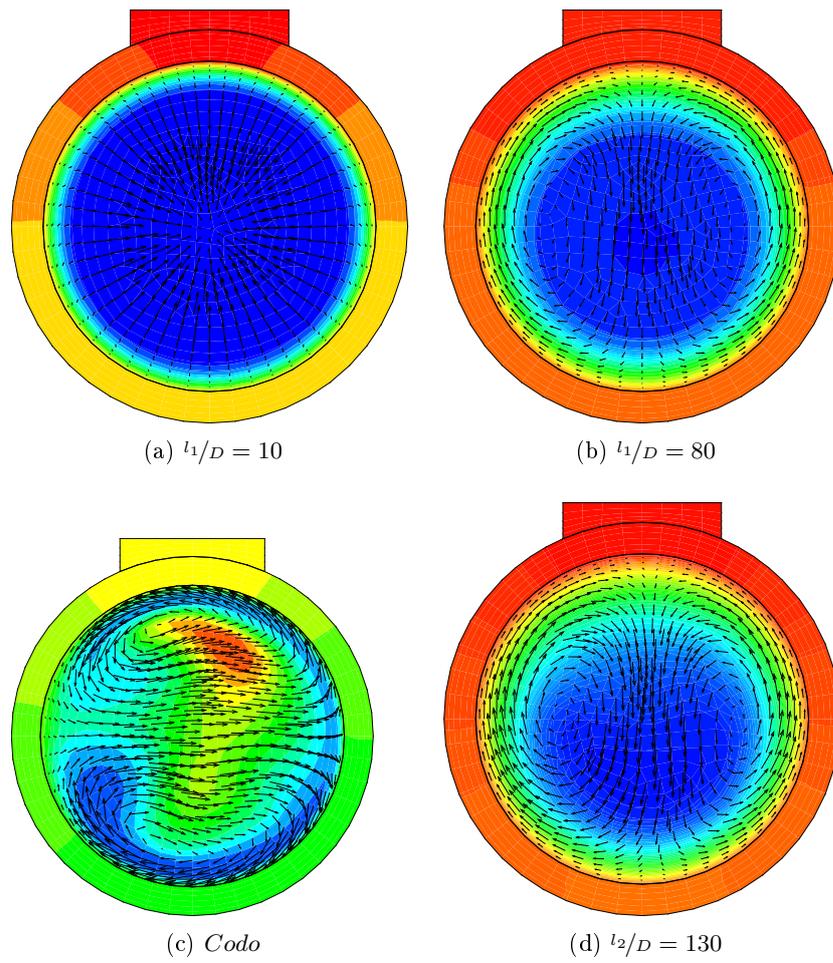


Figura 3.17: Caudal de fluido  $60 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $300 \text{ W/m}^2$

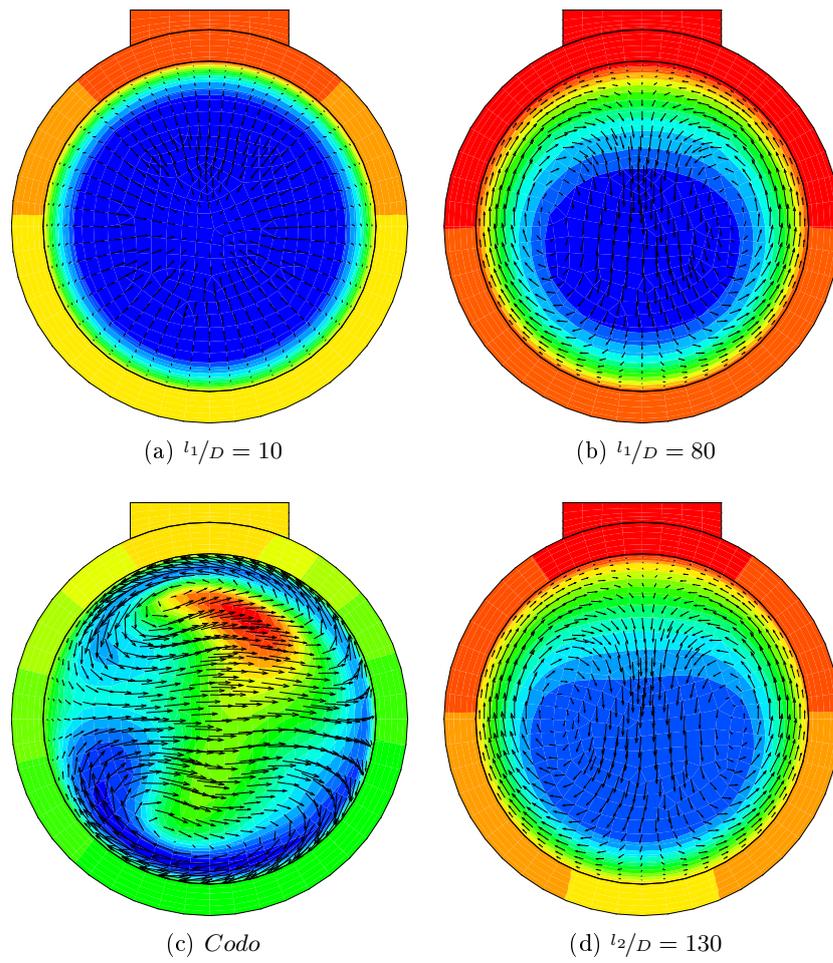


Figura 3.18: Caudal de fluido  $60 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $500 \text{ W/m}^2$

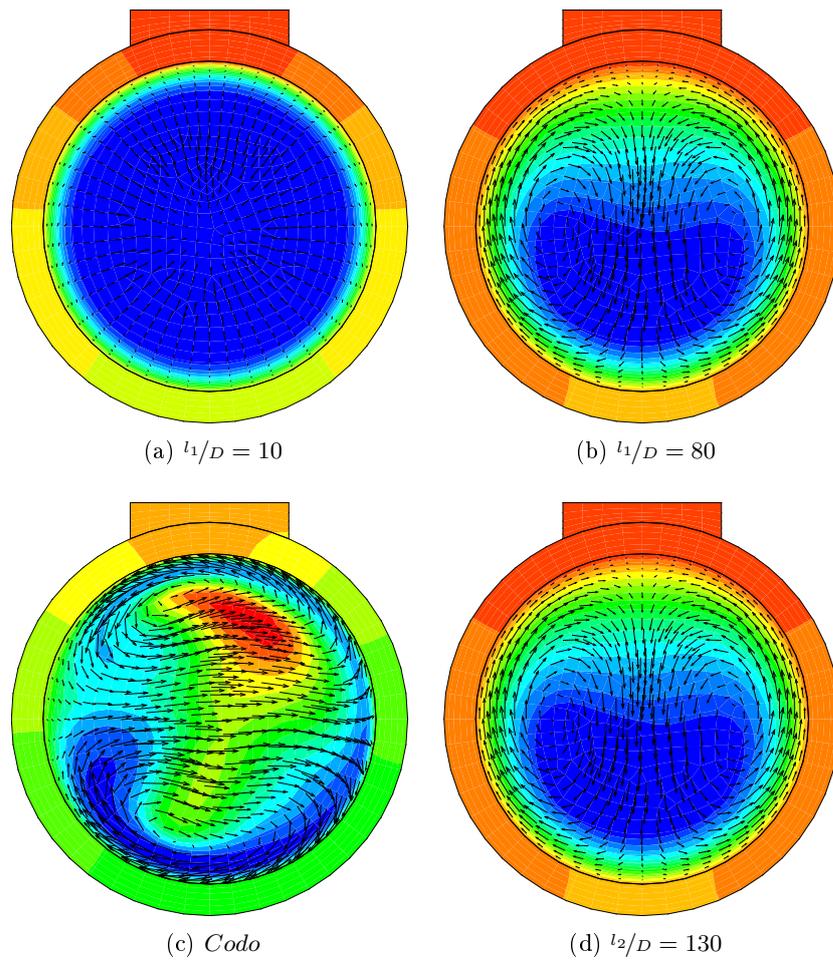


Figura 3.19: Caudal de fluido  $60 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $700 \text{ W/m}^2$

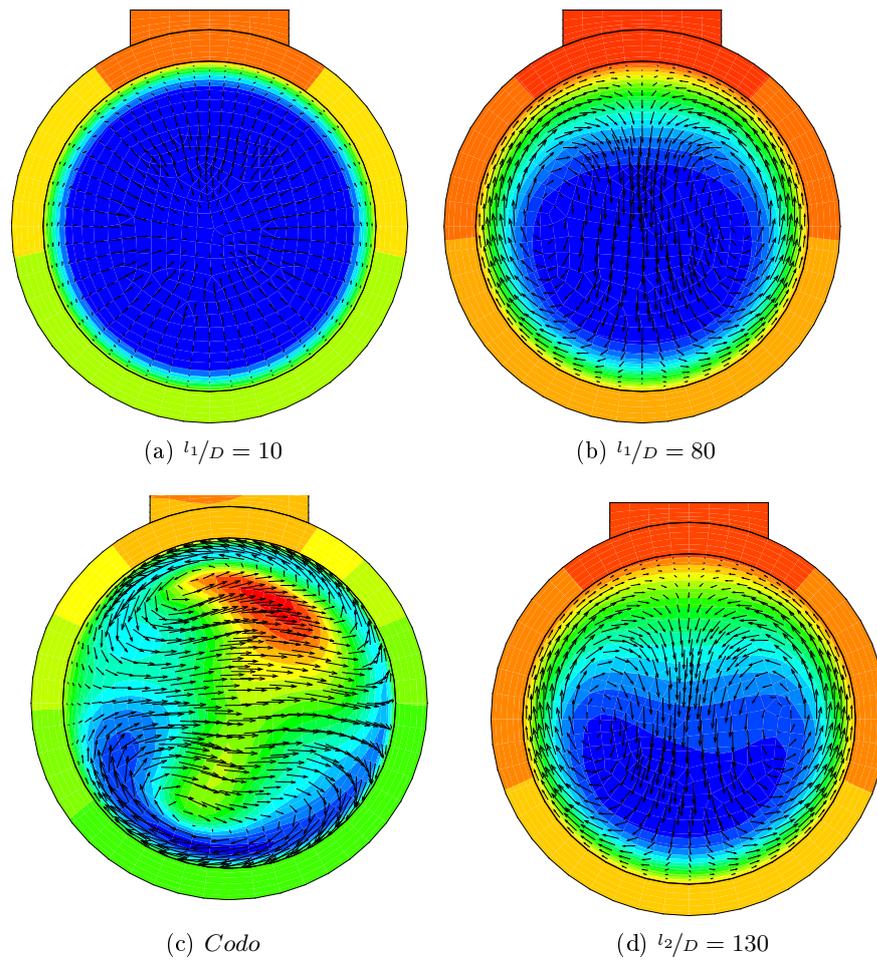


Figura 3.20: Caudal de fluido  $60 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $900 \text{ W/m}^2$

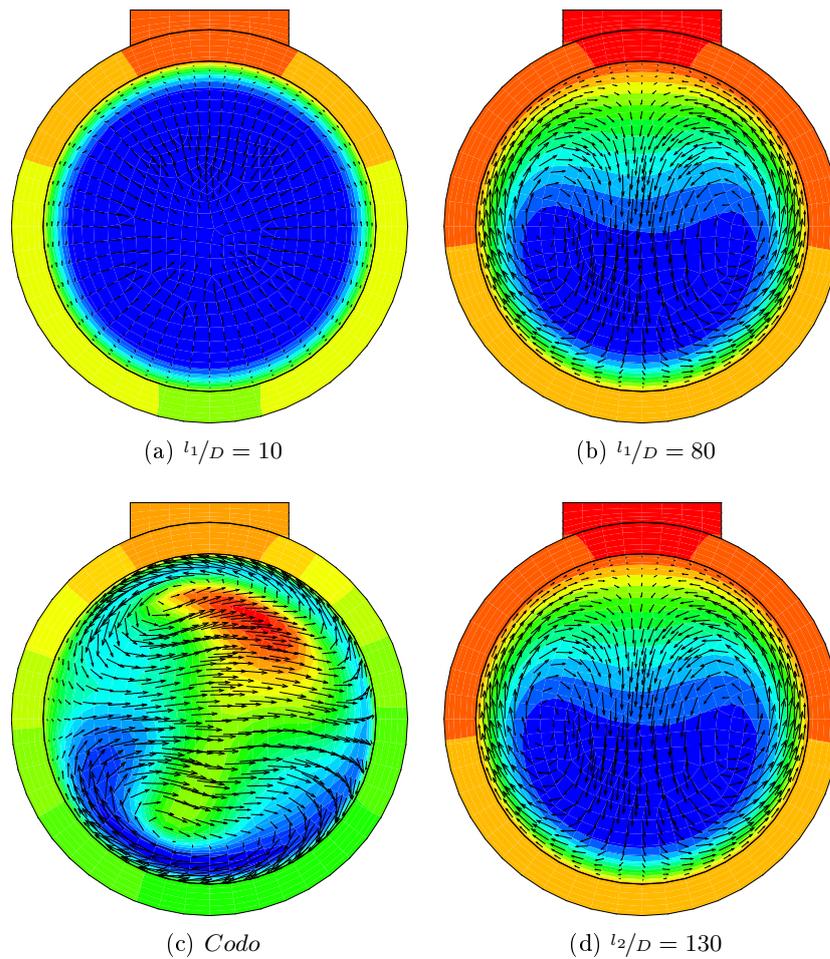


Figura 3.21: Caudal de fluido  $60 \text{ kg/h}$  y Calor aportado  $1100 \text{ W/m}^2$

### 3.3. Campos de Nusselt

En esta sección se muestra los números adimensionales que representa el comportamiento de la transferencia de calor a lo largo del desarrollo de los tubos del absorbedor para diferentes números de Reynolds analizados por CFD.

Para lo que se han generado las siguientes gráficas, en las que pueden observar en cada una de ellas a partir de un número de Reynolds las diferencias en las transmisiones de calor obtenidas, según Nusselt, para cada uno de los Rayleigh simulados. En estas gráficas se puede observar dicho comportamiento a lo largo del serpentín, observándose los efectos que se producen en ambos codos y la importante variación de la transferencia de calor que se comentaba en la sección anterior.

En primer lugar en la figura (3.22) se puede comprobar el comportamiento normal del fluido en régimen laminar, como todos los presentados en este trabajo, para un valor de Reynolds bajo,  $Re = 1038$ , tras estabilizarse el flujo a lo largo del primer tramo recto y entrar en el primer codo el numero de Nusselt varía significativamente, pudiéndose deducir que los flujos secundarios que se explicaban en la figura 3.2c en la página 30 son los causantes de esa variación, es interesante ver lo que ocurre en esta zona por lo que la figura (3.23) se ha extraído un detalle, de este modo podemos

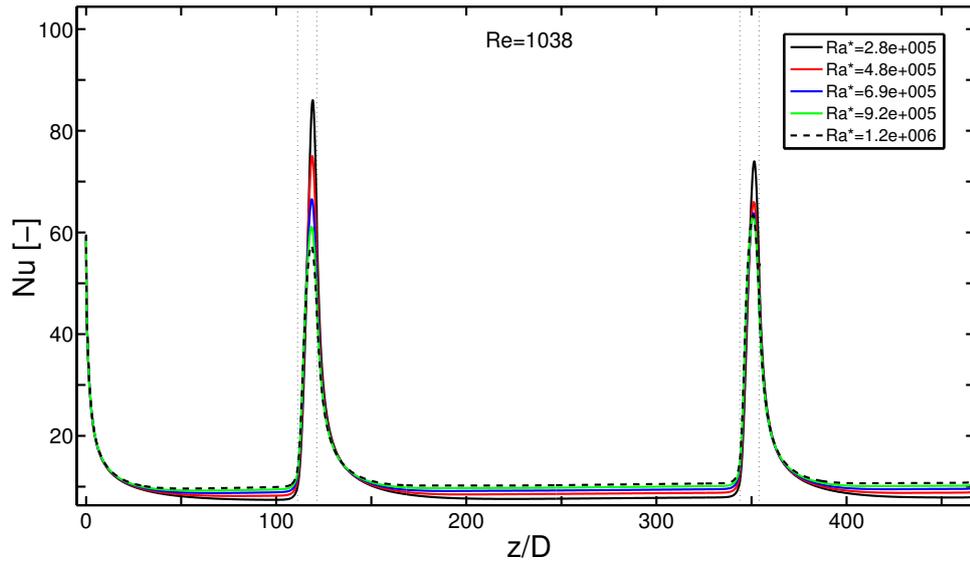


Figura 3.22: Nusselt para un caudal de 30 kg/h

ver como los diferentes calores de Nusselt transcurren en paralelo para los valores de Rayleigh en el tramo recto del tubo, se encuentra en calores por debajo de 10, mientras que se dispara Nusselt al llegar al codo, encontrándose los valores entre 60 y 80, produciéndose, en este caso una inversión en cuanto a la transferencia de calor, ya que el Nusselt obtenido para  $Ra = 2,8 \cdot 10^5$  es el mayor en el tramo recto mientras que en el codo se invierte esta situación pasando a ser el de menor valor.

Como se puede observar en la figura (3.24) la temperatura del fluido va aumentando al circular a lo largo del serpentín, al producirse la transferencia de calor entre el fluido y el tubo. Mientras, la temperatura en las paredes del tubo, que es el medio que transfiere el calor de las placas al fluido, aumenta también en los tramos rectos, debido a que el fluido también tiene una temperatura mayor, pero es en los codos donde se observan unas bruscas caídas de la temperatura, aproximándose la temperatura de pared del tubo a la del fluido en ese punto, lo que ocasiona que se disparen en esas zonas los valores de Nusselt, recordando lo expuesto en el capítulo anterior dónde se explicaba como el Nusselt instantáneo se evaluaba en cada sección según:

$$Nu = \frac{q''}{T_{pared} - T_{bulk}} \frac{d}{k} \quad (3.1)$$

donde  $T_{pared}$  y  $T_{bulk}$  correspondía a la temperatura instantánea media de pared y la temperatura media ponderada de una sección del tubo, además al tratarse de flujo laminar la transferencia de calor del fluido sus propiedades físicas dependen fuertemente de la temperatura.

Las figuras que se muestran a continuación son el resto de los análisis realizados para diferentes valores de Reynolds. El patrón de comportamiento observado anteriormente se vuelve a repetir en el resto de casos estudiados, es decir, comprobamos como en los tramos rectos se presentan valores de Nusselt relativamente bajos, pero constantes a lo largo del tubo, siendo la variación entre los diferentes Rayleigh pequeña, que es lo esperado para los valores de régimen laminar con los que se ha realizado el

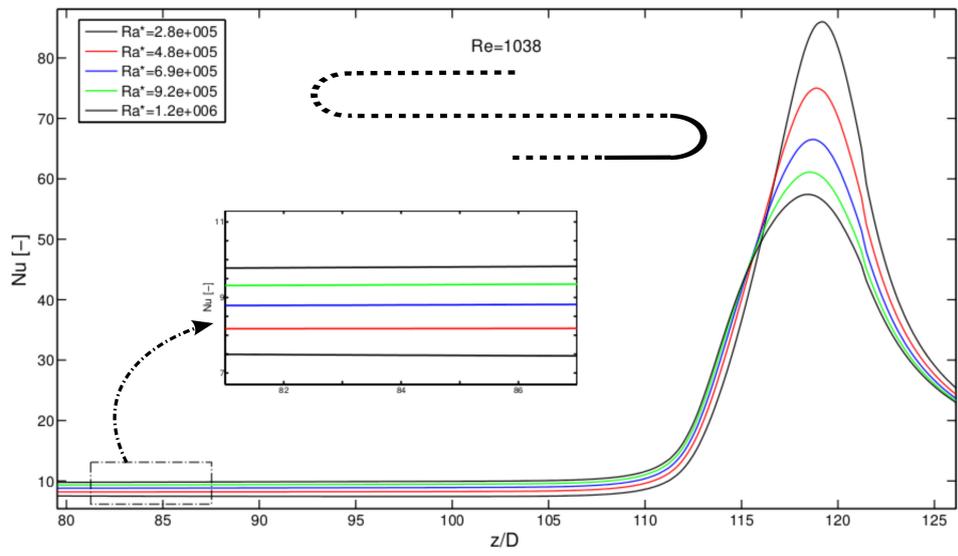


Figura 3.23: Nusselt para un caudal de 30 kg/h, detalle del primer codo

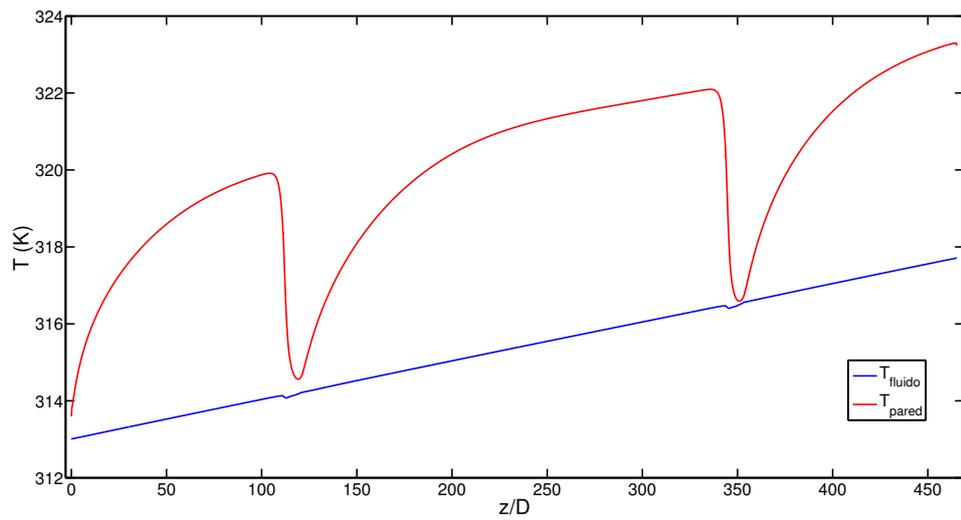


Figura 3.24: Variación de la temperatura a lo largo del serpentín

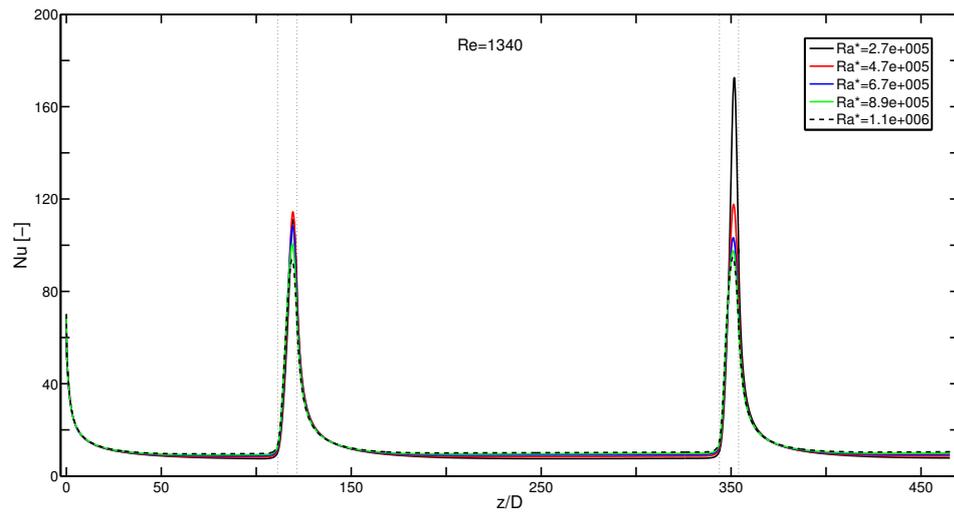


Figura 3.25: *Nusselt para caudal 40 kg/h*

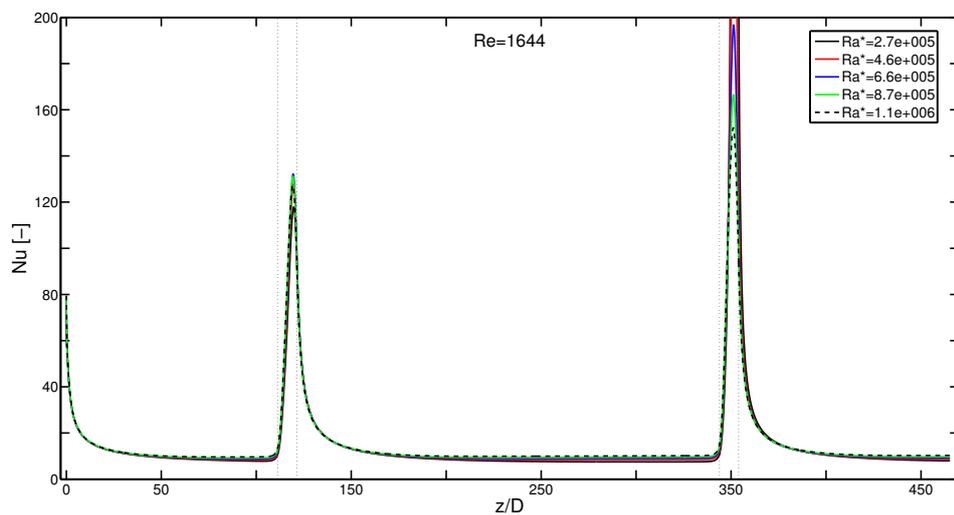


Figura 3.26: *Nusselt para un caudal de 50 kg/h*

análisis. Mientras, en los codos se vuelven a disparar los valores de Nusselt, incrementándose poco a poco según se aumenta el Reynolds con el que se trabaja, las fuerzas de Coriolis y la consiguiente aparición de flujos secundarios explican, en parte, este comportamiento.

Finalmente para el valor de Reynolds más alto analizado y muy próximo a la zona de régimen turbulento los valores alcanzados siguen siendo similares, pero muy elevados en los codos.

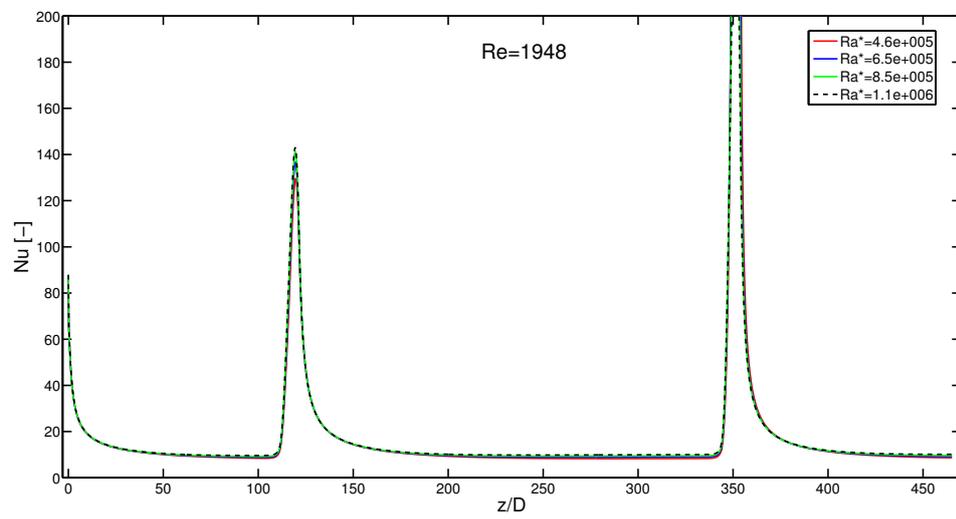


Figura 3.27: *Nusselt para un caudal de 60 kg/h*

## Capítulo 4

# Conclusiones

1. Se ha desarrollado un modelo geométrico que incluye el efecto acoplado de la soldadura y el tubo en la penetración del calor recolectado por el absorbedor hacia el flujo de fluido que circula por el serpentín.
2. La penetración del flujo de calor a través del tubo mediante la soldadura genera un efecto de mejora de la transferencia de calor con respecto a la situación estándar de flujo de calor uniforme en la pared.
3. Existen tres patrones básicos de flujo en el serpentín: flujo en desarrollo, donde no se aprecian recirculaciones por convección natural; flujo plenamente desarrollado, caracterizado por dos recirculaciones simétricas; y flujo en los codos, gobernado por las fuerzas centrífugas que generan dos recirculaciones horizontales asimétricas.
4. A bajo número de Reynolds, se observa una inversión del efecto de la contribución de la convección natural en los codos: esto es debido a que los flujos secundarios generados por la convección natural contrarrestan el efecto positivo de las recirculaciones ocasionadas por la fuerza centrífuga en los codos.
5. Se ha cuantificado la longitud necesaria para alcanzar un flujo plenamente desarrollado aguas abajo de los codos. El número de Rayleigh juega un papel significativo en la determinación de esta longitud.
6. A altos números de Reynolds, el efecto acoplado de la transferencia de calor entre el tubo y el fluido induce corrientes calientes en el codo, superiores a la temperatura de pared. Este fenómeno no se observa en la simulación numérica del tubo desnudo, y será objeto de análisis en posteriores trabajos.

# Bibliografía

- [1] M. Akbari, A. Behzadmehr, and F. Shahraki. Fully developed mixed convection in horizontal and inclined tubes with uniform heat flux using nanofluid. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29(2):545 – 556, 2008.
- [2] A. Alvarez, O. Cabeza, M.C. Muniz, and L.M. Varela. Experimental and numerical investigation of a flat-plate solar collector. *Energy*, 35(9):3707 – 3716, 2010.
- [3] A. Behzadmehr, N. Galanis, and A. Laneville. Low reynolds number mixed convection in vertical tubes with uniform wall heat flux. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(25):4823 – 4833, 2003.
- [4] Jongwook Choi and Yuwen Zhang. Numerical simulation of laminar forced convection heat transfer of al<sub>2</sub>o<sub>3</sub>-water nanofluid in a pipe with return bend. *International Journal of Thermal Sciences*, 55(0):90 – 102, 2012.
- [5] Kap-Seung Choi, Hyung-Man Kim, and Sung-Mo Moon. Numerical studies on the geometrical characterization of serpentine flow-field for efficient pemfc. *International Journal of Hydrogen Energy*, 36(2):1613 – 1627, 2011. <ce:title>The 3rd Annual Korea-USA Joint Symposium on Hydrogen & Fuel Cell Technologies</ce:title>.
- [6] Masoud Dehghandokht, Mesbah G. Khan, Amir Fartaj, and Sepehr Sanaye. Numerical study of fluid flow and heat transfer in a multi-port serpentine meso-channel heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 31(10):1588 – 1599, 2011.
- [7] M. Ouzzane and N. Galanis. Numerical analysis of mixed convection in inclined tubes with external longitudinal fins. *Solar Energy*, 71(3):199 – 211, 2001.
- [8] P. Rana and R. Bhargava. Numerical study of heat transfer enhancement in mixed convection flow along a vertical plate with heat source/sink utilizing nanofluids. *Commun Nonlinear Sci Numer SimulatElsevier B. V*, 16(11):4318 – 4334, 2011.
- [9] Donal P. Finn Richard Clarke. The influence of secondary refrigerant air chiller u-bends on fluid temperature profile and downstream heat transfer for laminar flow conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51:724 – 735, 2007.
- [10] Yangjun Wang, Meiling Hou, Xianhe Deng, Li Li, Cheng Huang, Haiying Huang, Gangfeng Zhang, Changhong Chen, and Weijun Huang. Configuration optimization of regularly spaced short-length twisted tape in a circular tube to enhance turbulent heat transfer using cfd modeling. *Applied Thermal Engineering*, 31(6-7):1141 – 1149, 2011.
- [11] LIN Y.-L., SHIH T. I.-P., STEPHENS M. A., and CHYU M. K. A numerical study of flow and heat transfer in a smooth and ribbed u-duct with and without rotation. *Journal of heat transfer*, 123(2):219–232, 2001. eng.