



Universidad
Politécnica
de Cartagena



industriales

etsii UPCT

Análisis del mecanismo de transferencia de calor en colectores solares térmicos y de la influencia de las condiciones de contorno

Titulación: Ingeniero Industrial
Alumno/a: Juan Francisco Cerón Muñoz
Director/a/s: José Pérez García
Ruth Herrero Martín

Cartagena, 23 de Septiembre de 2012

Contenido

Índice de figuras	4
Índice de tablas	8
CAPÍTULO 1: Introducción	9
1. Interés y justificación del proyecto	9
2. Antecedentes	10
3. Objetivos	10
CAPÍTULO 2: Mecanismos de transferencia de calor en captadores solares térmicos.	11
1. Características geométricas y constructivas de los captadores solares planos	11
1.1. Introducción a los colectores solares planos	11
1.2. Componentes de un captador solar plano	11
1.3. Áreas características de un colector plano	14
1.4. Tipos de absorbedor	14
2. Modelo analítico de captadores solares planos tipo parrilla	16
2.1. Ecuación de balance de potencia	16
2.2. Distribución de la temperatura en el colector	16
2.3. Producto transmitancia-absortancia	17
2.4. Coeficiente global de pérdidas de calor del colector	18
2.5. Factores de eficiencia de las aletas y del colector	19
2.6. Factor de remoción de calor	22
2.7. Correlaciones para la transferencia de calor en tubo liso	23
2.8. Ecuación para las pérdidas de presión	23
3. Mecanismos de transferencia de calor en captadores solares	25
3.1. Transferencia de calor con el fluido caloportador en régimen laminar	25
3.2. Convección Natural en Cavidades	37
3.3. Transmisión de calor por radiación	44
CAPÍTULO 3: Modelos numéricos implementados. Resultados obtenidos.	60
1. Tubo horizontal con flujo de calor uniforme	61
1.1. Definición de la geometría y mallado en GAMBIT	61
1.2. Hipótesis de simulación en FLUENT	63
1.3. Metodología de procesado de resultados	69
1.4. Validación del modelo y metodología del procesado	75
2. Modelo de tubo con absorbedor	82
2.1. Definición de la geometría y mallado en GAMBIT	82
2.2. Hipótesis de simulación y condiciones de contorno	85
2.3. Resultados obtenidos	88

3.	Cavidad natural en la cavidad de aire entre absorbedor y cubierta de vidrio	93
3.1.	Simulaciones en 2-dimensiones	93
4.	Modelo completo sin radiación para un sólo conducto.....	99
4.1.	Definición de la geometría y mallado en GAMBIT	99
4.2.	Hipótesis de simulación	103
4.3.	Análisis de resultados	109
5.	Modelo completo con carga solar para un solo conducto	121
5.1.	Introducción a los modelos de radiación solar	121
5.2.	Modelo de carga solar	134
5.3.	Hipótesis de simulación	138
5.4.	Análisis de resultados	141
5.4.1.	Análisis de la transmisión de calor	142
5.4.2.	Eficiencia del captador.....	145
6.	Modelo completo 9 tubos con carga solar	148
6.1.	Definición de la geometría y mallado en GAMBIT	148
6.2.	Hipótesis de simulación	152
6.3.	Análisis de resultados	155
CAPÍTULO 4: Conclusiones y trabajos futuros		163
1.	Conclusiones del proyecto	163
2.	Trabajos futuros	165
Anexo I: Propiedades de los materiales		166
1.	Propiedades del agua	169
2.	Propiedades del aire.....	169
3.	Propiedades de materiales sólidos.....	170

Índice de figuras

Capítulo 2

Figura 2.1: Componentes de un captador solar plano	11
Figura 2.2 Áreas características de un colector	14
Figura 2.3: Absorbedor de tipo serpentín	15
Figura 2.4: Absorbedor de tipo parrilla	15
Figura 2.5: Esquema de un colector solar plano. Duffie and Beckman (1974).....	17
Figura 2.6: Distribución de las temperaturas en un absorbedor plano. Duffie and Beckman (1974).	17
Figura 2.7: Balance de energía en un colector solar plano. De Agbo y Okorolgwé (2007)	18
Figura 2.8: Geometría del tubo y de la aleta de un absorbedor. De Eismann (2004).	19
Figura 2.9: Red térmica de una aleta.....	20
Figura 2.10: Nodos del modelo	21
Figura 2.11: Dirección de flujo en un colector solar de parrilla.....	24
Figura 2.12: Desarrollo de la capa límite hidrodinámica en un tubo	26
Figura 2. 13: Balance de fuerzas sobre un elemento diferencial para el flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular	27
Figura 2.14: Evolución del perfil de temperatura del fluido en el flujo desarrollado con condición de contorno q_p'' uniforme	29
Figura 2.15: Evolución del perfil de temperatura del fluido en el flujo plenamente desarrollado con condición de contorno T_p constante	29
Figura 2.16: Convección forzada: solución numérica del flujo para q_p'' uniforme y T_p constante. Números de Nusselt local y medio. De A. García (2006).....	31
Figura 2.17: Convección forzada con flujo de calor constante. Número de Petukhov y Polyakov [1988] frente a la solución numérica. D A. García (2006).	32
Figura 2.18: Perfiles de flujo en convección mixta laminar en un tubo horizontal. Arriba: recirculaciones simétricas en una sección transversal; abajo: trayectoria en espiral del fluido a lo largo del tubo.	33
Figura 2.19: Número de Nusselt de Petukhov y Polyakov [1988] en convección mixta	35
Figura 2.20: Desarrollo de la capa límite sobre una placa vertical caliente	38
Figura 2.21: Geometría del recinto	40
Figura 2.22: Número de Rayleigh Críticos para una cavidad horizontal.....	42
Figura 2.23: Comparación de la ecuación I con los resultados de Garon y Goldstein , Chu y Goldstein y Rossby para agua ($Pr=6$)	43
Figura 2.27: Espectro electromagnético.....	44
Figura 2.28: Distribución de energía emitida por un cuerpo negro	46
Figura 2.29: Naturaleza direccional de la radiación. (a) Emisión de radiación desde un área diferencial dA_1 en un ángulo sólido $d\omega$ subtendido por dA_n en un punto sobre dA_1 . (b) Sistema de coordenadas esféricas.....	47
Figura 2.30: Definición de ángulos (a) plano y (b) sólido	48
Figura 2.31: Ángulo sólido subtendido por dA_n en un punto sobre dA_1 en el sistema de coordenadas esféricas.....	49
Figura 2.32: Proyección de dA_1 normal a la dirección de la radiación.....	49
Figura 2.33: Emisión de un elemento diferencial de área dA_1 en un hemisferio hipotético centrado en un punto sobre dA_1	50
Figura 2.34: Comparación de la emisión de un cuerpo negro y de una superficie real. Distribución espectral (a). Distribución direccional (b)	52
Figura 2.35: Intercambio radiativo en un recinto isotérmico.....	55
Figura 2.36: Reflexión difusa y especular	56
Figura 2.37: Sistemas de coordenadas para la función de reflexión	56

Figura 2.38: Representación esquemática de un experimento para la medida de la función de reflexión	57
Figura 2.39: Superficie selectiva ideal	59
Figura 2.40: Reflectividad vs longitud de onda para diversas superficies reales	59
Figura 2.42: Ecuación de transferencia de radiación. Términos.	122

Capítulo 3

Figura 3.1: Geometría para el modelo del tubo horizontal	61
Figura 3.2: Malla transversal en el tubo horizontal.....	62
Figura 3.3: Algoritmo segregado. User's Manual, Chapter 25, FLUENT.	63
Figura 3.4: Condición de contorno de flujo de calor uniforme. FLUENT	65
Figura 3.5: Propiedades en la entrada de flujo al dominio.....	67
Figura 3.6: Parámetros a definir en la salida del fluido	68
Figura 3.7: Secuencia de superficies creadas a lo largo del conducto.....	71
Figura 3.8: Temperatura de la pared interior del conducto	72
Figura 3.9: Nusselt en convección forzada. Datos obtenidos con mass-weighted average.....	73
Figura 3.10: Nusselt en convección forzada. Datos obtenidos con area-weighted average.....	73
Figura 3.11: Coeficiente de fricción frente a la distancia. Tubo liso horizontal con flujo de calor 1000 W/m ² y temperatura de entrada de 300 K.	74
Figura 3.12: Reynolds para los casos simulados para tubo liso horizontal con flujo de calor constante ...	75
Figura 3.13: Resultados para la convección mixta en tubo liso con flujo de calor constante. Número de Nusselt local, en función del Rayleigh y de la distancia adimensional x*. Comparación con la correlación de Petukhov y Polyakov [1988].	76
Figura 3.14: Comparación Nusselt en tubo horizontal con flujo de calor uniforme para alto número de Reynolds.	77
Figura 3.15: Error relativo para el número de Nusselt en tubo simple.	78
Figura 3.16: Número de Nusselt plenamente desarrollado, en función del número de Rayleigh Ra. Comparación con las correlaciones de Petukhov y Polyakov [1988] y A.García [2006]	78
Figura 3.17: Conducto horizontal liso, con flujo de calor uniforme, Ra=2.48E+05, Sección z=0.9 m. Campo de temperaturas (K) y vectores de velocidad.....	79
Figura 3.18: Conducto horizontal liso, con flujo de calor uniforme, Ra=2.78E+05, Sección z=0.3 m. Campo de temperaturas (K) y vectores de velocidad.....	79
Figura 3.19: Conducto horizontal liso, con flujo de calor uniforme, Ra=2.78E+05, Sección z=1.80 m. Campo de temperaturas (K) y vectores de velocidad.	79
Figura 3.20: Conducto horizontal liso, con flujo de calor uniforme, Ra=2.48E+05, Sección z=1.30 m. Campo de temperaturas (K) y vectores de velocidad.	79
Figura 3.21: Conducto horizontal liso, con flujo de calor uniforme, Ra=1.27E+06, Sección z=0.9 m. Campo de temperaturas (K) y vectores de velocidad.....	80
Figura 3.22: Conducto horizontal liso, con flujo de calor uniforme, Ra=1.27E+06, Sección z=1.30 m. Campo de temperaturas (K) y vectores de velocidad.	80
Figura 3.23: Conducto horizontal liso, con flujo de calor uniforme, Ra=1.27E+06, Sección z=1.80 m. Campo de temperaturas (K) y vectores de velocidad.	80
Figura 3.24: Conducto horizontal liso, con flujo de calor uniforme, Ra=1.27E+06, Sección z=0.3 m. Campo de temperaturas (K) y vectores de velocidad.....	80
Figura 3.25: Geometría modelo para 1 tubo simplificado.....	82
Figura 3.26: Características geométricas del tubo y aleta del absorbedor	83
Figura 3.27: Sección del plano XY, malla para fluido y conducto.	83
Figura 3.28: Detalle mallado de la soldadura.	84
Figura 3.29: Mallado del absorbedor.	85
Figura 3.30: Condiciones de operación para el modelo completo para 1 solo tubo con absorbedor.	86

Figura 3.31: Condiciones térmicas sobre condiciones de contorno desacopladas (Original y Shadow)	87
Figura 3.32: Comparación del número de Nusselt de tubo simple y tubo con absorbedor	88
Figura 3. 33: Componente de la velocidad en Y. Tubo con absorbedor. Sección 1.7m.....	89
Figura 3.34: Componente de la velocidad en Y. Tubo simple. Sección 1.7m.	89
Figura 3. 35: Componente de la velocidad en X. Tubo con absorbedor. Sección 1.7m.	89
Figura 3. 36: Componente de la velocidad en X. Tubo simple. Sección 1.7m.	89
Figura 3.37: Número de Nusselt desarrollado para el tubo con absorbedor. Comparación con la correlación de Petukhov y Polyakov.....	90
Figura 3.38: Comparativa para el número de Nusselt con una condición de contorno de flujo de calor uniforme y una condición de generación interna de calor en el absorbedor, en convección forzada. Reynolds 470-900.....	91
Figura 3. 39: Comparativa para el número de Nusselt con una condición de contorno de flujo de calor uniforme y una condición de generación interna de calor en el absorbedor, en convección mixta. Reynolds 470-900.....	92
Figura 3.40: Malla 2D espacio de aire superior. Pruebas para la convección natural. Malla 1.	94
Figura 3.41: Detalle de la malla junto a las paredes. Pruebas para la convección natural.	94
Figura 3.42: Selección de la temperatura de operación y de la gravedad.	95
Figura 3.43: Campo de temperaturas y velocidades. Malla 1.Convección natural. Ra=11000	97
Figura 3.44: Campo de temperaturas y velocidades. Malla 2.Convección natural. Ra=11000.	97
Figura 3.45: Campo de temperaturas y velocidades. Malla 3. Convección natural. Ra=11000.	98
Figura 3.46: Geometría del modelo completo para un tubo.....	99
Figura 3.47: Malla para el aire entre absorbedor y cubierta de vidrio. Modelo completo 1 solo tubo (sin radiación).....	101
Figura 3.48: Malla modelo completo 1 solo tubo (sin radiación). Sección transversal.	102
Figura 3.49: Vector y magnitud para definir el volumen completo.....	102
Figura 3.50: Condiciones de operación para el modelo completo para 1 solo tubo (sin radiación).	103
Figura 3.51: Frontera superior del modelo. Condición de contorno de tipo convectiva.	105
Figura 3.52: Fina capa de material creada sobre la misma condición de contorno.	106
Figura 3.53: Fuente de generación interna de calor para un flujo de 1000 W/m^2	107
Figura 3.54: Flujo de calor sobre la superficie interior del conducto. Radiación absorbida 600 W/m^2 . .	110
Figura 3.55: Campo de temperaturas en fluido y tubería. Sección 1.1 metros.	110
Figura 3.56: Variación del flujo de calor en la coordenada Y. Caso 600_Te_50.....	111
Figura 3.57: Variación del flujo de calor en función de la coordenada Z. Caso 600_Te_50.	112
Figura 3.58: Número de Nusselt frente a la distancia adimensional. Simulaciones para modelo completo con 1 tubo.....	112
Figura 3.59: Resultados experimentales de transmisión de calor en convección forzada y mixta en tubo liso de la Tesis de A.García [2006].	113
Figura 3. 60: Resultados numéricos de transmisión de calor en convección mixta. Número de Nusselt desarrollado en convección mixta para modelo completo. Comparación con los resultados numéricos en tubo+absobedor	113
Figura 3.61: Streamlines en la cavidad de aire.	115
Figura 3.62: Campo de temperaturas para las sección 0.2 ,0.9, 1.2 y 1.6 m. Caso 600_Te_20.....	115
Figura 3.64: Número de Nusselt frente al número de Rayleigh para la convección natural en la cavidad superior de aire. Comparación con las predicciones de Hollands [1984].	116
Figura 3. 63: Campo de temperaturas para las sección 0.2 ,0.9, 1.2 y 1.6 m. Caso 1000_Te_50.....	116
Figura 3.65: Distribución de temperaturas en la sección de salida del colector para un flujo de 1.36 g/s. Validation of CFD simulation for flat plate solar energy collector, Selmi et al [2007].....	117
Figura 3.66: Campo de temperaturas para una generación interna de 600 W/m^2 . Casos para temperatura de entrada a 20 , 30, 40, 50, 60 y 70°C	118

Figura 3.67: Eficiencia del captador para modelo completo de 1 tubo sin radiación. Comparación con banco de ensayos y modelo analítico adaptado.	120
Figura 3. 68: Flujo de calor por radiación	122
Figura 3. 69: Condiciones de contorno en Paredes Opacas en el Modelo DO	123
Figura 3. 70: Condiciones de contorno en paredes semi-transparentes del Modelo DO	125
Figura 3. 71: Condiciones de contorno en pared-semitransparente exterior en el Modelo DO	125
Figura 3. 72: Ángulos solares para una superficie vertical y horizontal.	131
Figura 3.73: Introducción de los parámetros de radiación.....	135
Figura 3. 74: Lugar, fecha, hora y orientación de la malla para las simulaciones. Solar Calculator.	136
Figura 3.75: Superficies no irradiadas	137
Figura 3.76: Carga Solar para paredes opacas. Definición de la absorptividad	138
Figura 3. 77: Absortividad y transmisividad para una superficie semitransparente	138
Figura 3.78: Número de Nusselt para las simulaciones con colector completo 1 tubo con radiación. Comparación con las correlaciones de Petukhov y Polyakov [1988] de convección mixta y forzada.	142
Figura 3. 79: Número de Nusselt desarrollado para modelo de 1 tubo con radiación. Comparación con los resultados numéricos para el tubo con absorbedor.	143
Figura 3. 80: Campos de temperatura y vectores de velocidad para la cavidad de aire entre absorbedor y cubierta de vidrio. Caso completo 1 tubo con radiación.....	144
Figura 3.81: Eficiencia del captador para modelo completo de 1 tubo con radiación para velocidades de viento de 4 y 8 m/s. Comparación con banco de ensayos.	146
Figura 3.82: Opción "Split Volume". GAMBIT.....	149
Figura 3. 83: Opción "Bidireccional" en la herramienta "Split". GAMBIT.....	149
Figura 3. 84: Geometría resultante después de utilizar "Split Volume"	150
Figura 3. 85: Geometría completa	150
Figura 3. 86: Sección transversal de la malla para el captador completo.	151
Figura 3.87: Comparación del número de Nusselt entre el conducto central y el conducto extremo para un caso con temperatura de entrada de 20°C, y gasto igual a 144 kg/h.	156
Figura 3.88: Número de Nusselt desarrollado frente al número de Rayleigh en modelo de 9 tubos.	157
Figura 3. 89: Número de Nusselt local frente a la distancia adimensional. Comparación con las correlaciones de Petukhov y Polyakov [1988].	157
Figura 3.90: Distribución de sondas de temperatura en el captador.	158
Figura 3.91: Comparación del campo de temperaturas del tubo central para Q=144 kg/h. Datos experimentales (derecha) y datos numéricos (izquierda).	160
Figura 3.92: Curvas de eficiencia para 216 kg/h, 144 kg/h y 72 kg/h.....	161
Figura 3.93: Comparación de los resultados numéricos para Q=144 kg/h, con los resultados experimentales.	162

Índice de tablas

Tabla 3.1: Características malla modelo tubo simple.....	62
Tabla 3.2: Condiciones de contorno en tubo simple.....	65
Tabla 3. 3: Simulaciones realizadas para tubo simple.....	69
Tabla 3.4: Características malla de tubo con absorbedor.....	85
Tabla 3.5: Condiciones de contorno para el modelo de tubo con absorbedor.....	88
Tabla 3.6: Nº de nodos para mallas 2D en cavidad de aire.....	95
Tabla 3.7: Error cometido en cada malla para simulaciones 2D en cavidad de aire.....	96
Tabla 3.8: Volúmenes incluidos en el modelo completo.....	100
Tabla 3.9: Materiales en el modelo completo.....	104
Tabla 3.10: Condiciones de contorno para el modelo completo con un solo tubo.....	108
Tabla 3.11: Simulaciones realizadas para el modelo completo con un solo tubo.....	108
Tabla 3.12: Irradiación solar extraterrestre.....	130
Tabla 3.13: Condiciones de contorno para el modelo completo con un solo tubo con carga solar.....	140
Tabla 3. 14: Materiales en el modelo completo de un solo tubo con carga solar.....	140
Tabla 3.15: Simulaciones realizadas en modelo completo con un solo tubo.....	141
Tabla 3.16: Características de la malla en el modelo completo de nueve tubos.....	151
Tabla 3. 17: Condiciones de contorno para el modelo completo con nueve tubos.....	154
Tabla 3.18: Simulaciones realizadas con el modelo completo de nueve tubos.....	155

CAPÍTULO 1: Introducción

1. Interés y justificación del proyecto

El aprovechamiento de la energía solar como una energía renovable ha estado entre los intereses principales de muchos ingenieros e investigadores a lo largo de estos dos últimos siglos debido a sus amplias aplicaciones, entre ellas la generación de electricidad y la producción de agua caliente sanitaria.

Hoy en día, los sistemas para producción agua caliente sanitaria (ACS) se usan en el sector residencial, como el terciario y en establecimientos industriales. La producción de ACS mediante la utilización de la energía solar puede reducir los costes hasta en un 70%.

Desde la década de los 70 se le prestó una atención especial a este tipo de sistemas, sobre todo, a partir de la crisis global de 1973. Desde entonces la eficiencia de los colectores solares se ha mejorado progresivamente. Estas mejoras se pueden atribuir al uso de nuevos materiales y recubrimientos selectivos, la mejora de los aislamientos térmicos y el desarrollo de tratamientos adecuados a las cubiertas de vidrio para mejorar el efecto invernadero en el interior del captador.

Debido a todas estas mejoras, en la actualidad, una de las pocas alternativas para incrementar la eficiencia de los colectores solares planos pasa por mejorar la transferencia de calor entre el absorbedor y el fluido calo-portador. Esto puede mejorarse bien reduciendo la resistencia térmica de la soldadura absorbedor-tubo o bien mejorando el coeficiente interno de transmisión de calor por convección. En el primer caso existen serias limitaciones debido a que la lámina del absorbedor es de un espesor muy pequeño y la técnica de soldadura es compleja. En el segundo caso se puede conseguir una mejora de la transferencia de calor mediante la utilización de dispositivos insertados tipo muelle o láminas en espiral.

La caracterización experimental de las mejoras implementadas en un captador solar requieren: fabricar el prototipo, disponer de un banco de ensayos correctamente instrumentado, y de que se produzcan durante un periodo de tiempo suficiente las condiciones climatológicas adecuadas para que se pueda obtener de forma fiable la curva de eficiencia del captador. Todo esto supone unos costes muy elevados para los fabricantes.

La simulación numérica es una herramienta que podría reducir costes de forma significativa en estas fases de implementación y prueba de las mejoras introducidas. Por todo ello, disponer de un modelo validado resultaría de gran utilidad y reduciría los costes de implementación y ensayo experimental de las mejoras producidas.

2. Antecedentes

Este proyecto final de carrera es continuación de otro PFC anterior del mismo autor titulado “Estudio de la transmisión de calor en colectores térmicos mediante simulación numérica”, donde se realizó un modelo simplificado de un solo tubo en el que se estudiaba la evolución del número de Nusselt y el coeficiente de fricción para una condición de contorno aplicada en el absorbedor de “temperatura constante” y un modelo más complejo el que se el absorbedor se encontraba sometido directamente a los efectos de la radiación solar, pero no se incluían el resto de elementos del captador.

Todo el trabajo preliminar desarrollado en este primer PFC, en cuanto a metodología de mallado y conocimiento de los modelos de radiación implementados en Fluent, así como las conclusiones obtenidas han sido la base del trabajo realizado en este segundo PFC.

El PFC se enmarca dentro de la línea de trabajo de “Mejora de la eficiencia en captadores solares térmicos” del Grupo de Investigación de Mecánica de Fluidos e Ingeniería Térmica. Los trabajos realizados en materia de simulación numérica, en la que se centra este PFC, se complementa con los trabajos experimentales que se vienen desarrollando durante los últimos cuatro años en los dos bancos de ensayo de los que se dispone, uno exterior, en el que se pueden ensayar dos captadores a escala real simultáneamente montados sobre un seguidor solar a dos ejes, y otro interior, en construcción, en el que se podrán ensayar en condiciones mucho más controladas también dos captadores solares, en este caso a escala, formados por sólo tres tubos. En esta instalación se tiene previsto realizar ensayos de caracterización del flujo para diferentes ángulos de inclinación, diferentes fluidos, incluyendo nanofluidos, etc.

3. Objetivos

El objetivo general del Proyecto Final de Carrera es desarrollar una metodología de simulación numérica que permita cuantificar las mejoras introducidas en un captador solar térmico, sin necesidad de desarrollar un prototipo y probarlo en banco de ensayos. La metodología de simulación consistirá en:

- Desarrollo de la geometría a simular con Gambit. Se desarrollarán diversos modelos, dependiendo de la complejidad y las variables que se quieran tratar, partiendo de un modelo simplificado (absorbedor y conducto) hasta llegar un modelo completo (varios tubos, absorbedor, aislamiento, aire intersticial y lámina de vidrio)
- Estudio de los modelos de transferencia de calor aplicables al problema en estudio implementados en Fluent y definición de las condiciones de contorno y propiedades de los sólidos y fluidos
- Mallado de la geometría.
- Ajuste y validación de los modelos numéricos implementados en Fluent y la metodología de procesado de resultados.
- Análisis de resultados. Obtención de correlaciones del número de Nusselt.
- Obtención del campo de temperaturas del absorbedor y comparación con datos experimentales.
- Obtención de la curva de eficiencia térmica del captador y comparación con datos experimentales.

CAPÍTULO 2: Mecanismos de transferencia de calor en captadores solares térmicos.

1. Características geométricas y constructivas de los captadores solares planos

En este apartado se darán a conocer algunas nociones básicas sobre colectores solares planos, así como las ecuaciones de comportamiento de un colector solar plano de tipo parrilla.

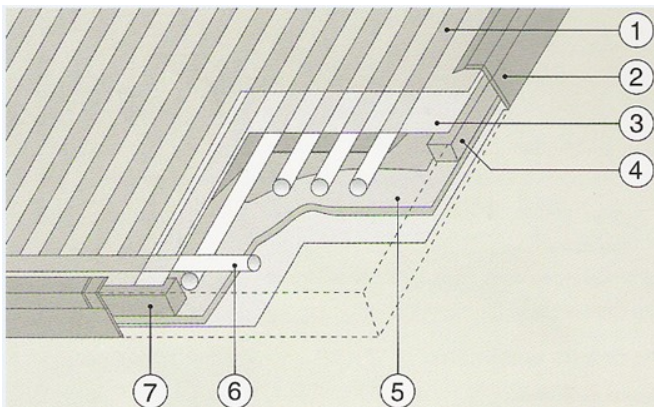
1.1. Introducción a los colectores solares planos

Estos colectores actúan como un receptor que recogen la energía procedente del Sol, calentando una placa, que calienta a su vez al fluido. Se utilizan en aplicaciones en las que se requiere que la energía se libere a temperaturas bajas, como en la edificación, el sector terciario, etc. Su temperatura de operación no suele pasar de los 100 °C.

Se caracterizan además, por usar tanto la radiación solar directa como la difusa, por lo que no necesitan seguir continuamente el recorrido del Sol. Además, su mantenimiento no es nada costoso y son de construcción simple.

Existen muchos diseños de colectores solares planos, profundizándose en algunos en apartados posteriores. A continuación se exponen las características y elementos propios de un colector solar plano, esto es, sus componentes y sus áreas características.

1.2. Componentes de un captador solar plano



1. Cubierta exterior
2. Carcasa
3. Absorbedor
4. Aislamiento
5. Aislamiento
6. Parrilla de tubos
7. Aislamiento lateral

Figura 2.1: Componentes de un captador solar plano

1.2.1. Cubierta exterior

Su misión es producir efecto invernadero dentro del captador, reducir las pérdidas por convección y asegurar la estanqueidad del colector al agua y al aire, en unión con la carcasa y las juntas. El efecto invernadero producido impide que toda la radiación que la ha cruzado hasta alcanzar al absorbedor salga al exterior, reteniendo la radiación en su interior.

Una cubierta exterior debe cumplir las siguientes características:

CAPÍTULO 2: Mecanismos de transferencia de calor en captadores solares térmicos.

- Alto coeficiente de transmisión de de la radiación solar.
- Bajo coeficiente de transmisión para las ondas largas.
- Bajo coeficiente de conductividad térmica.
- Alto coeficiente de reflexión para la longitud de onda larga de la radiación emitida por la placa captadora.
- Coeficiente de dilatación pequeño.
- Materiales plásticos.

Además, la cubierta suele ser tratada, para mejorar sus prestaciones, mediante tratamientos anti-reflectantes sobre la superficie exterior o interior de la cubierta.

1.2.2. Absorbedor

El elemento fundamental del captador. Su función es absorber la radiación solar y transformarla en energía térmica, que se transmite al fluido circulante por tubos.

Existen distintos modelos, entre ellos:

- Dos placas metálicas de cobre separadas por unos milímetros, entre las cuales circula el fluido caloportador.
- Placa metálica de cobre 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 cobre a los tubos de cobre.
- Dos laminas de metal de cobre unidas a gran presión excepto en los lugares que forman el circuito del fluido calo portador, los cuales han sido abombados mediante insuflación de aire.
- Láminas de plástico.

Las características e indicaciones de la placa absorbadora son las siguientes:

- Los tratamientos de la superficie mediante pinturas son más económicos que los tratamientos selectivos pero tienen menos duración.
- Si la instalación va a funcionar mediante termosifón las pérdidas de carga no deben ser superiores a 3 mm.c.a por m² de superficie de captación, para que la circulación sea la adecuada y no se produzcan grandes saltos térmicos.
- No se debe mezclar el cobre y el acero, para evitar la corrosión de este último.
- El fluido caloportador que circula por la placa debe tener un reparto de temperaturas equilibrado, es decir, el campo de temperaturas debe ser lo más homogéneo posible.
- En los paneles con doble placa, la transmisión de calor es directa, no ocurriendo lo mismo para los que poseen los tubos soldados o embutidos. En este último caso la transferencia de calor va a depender de: la conductividad de la placa, la separación, diámetro y espesor de los tubos, el rendimiento y régimen del flujo (laminar, transición o turbulento) y de la buena ejecución de las soldaduras o de los acoplamientos a presión.
- Las entradas y salidas del fluido deben ser suaves de manera que las pérdidas locales sean bajas y que las soldaduras no estén forzadas para impedir posibles fugas.
- Se deben calorifugar bien las entradas y salidas para evitar pérdidas importantes debido a la creación de puentes térmicos entre la placa y los elementos no aislados.
- Debe ser capaz de soportar la presión interna del fluido incluso en condiciones extremas.
- Se deben instalar elementos de filtrado adecuados para evitar obstrucciones.

Los materiales más utilizados en su fabricación son:

- Acero.
- Acero inoxidable.
- Aluminio.
- Cobre.

1.2.3. Aislamiento térmico

Es esencial su presencia, ya que reduce las pérdidas térmicas. El aislamiento recubre la pared trasera y los laterales del colector.

Los aislantes térmicos se caracterizan por:

- 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.
- No desprender 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.
- Poseer un espesor de entre 40 y 70 mm.

Los materiales más usados son:

- Lana de vidrio y mineral.
- Espuma rígida de poliuretano.
- Poliestireno expandido.

1.2.4. Carcasa

Protege y soporta los elementos constituyentes del colector solar.

Cumple las siguientes características:

- Rigidez y resistencia estructural que asegure la estabilidad. Es de suma importancia ya que debe resistir las cargas de viento.
- Resistencia de los elementos de fijación mecánica para los esfuerzos a transmitir.
- Resistencia química a la corrosión y a los efectos corrosivos de la atmósfera y a la inestabilidad química debido a las inclemencias del tiempo, ya que deben estar a la intemperie.
- Aireación del interior del colector para evitar la condensación del agua.
- Evitar toda geometría que permita la acumulación de agua, hielo o nieve en el exterior del colector.
- Permitir un fácil desmontaje de la cubierta para poder tener acceso a la placa captadora.

1.3. Áreas características de un colector plano.

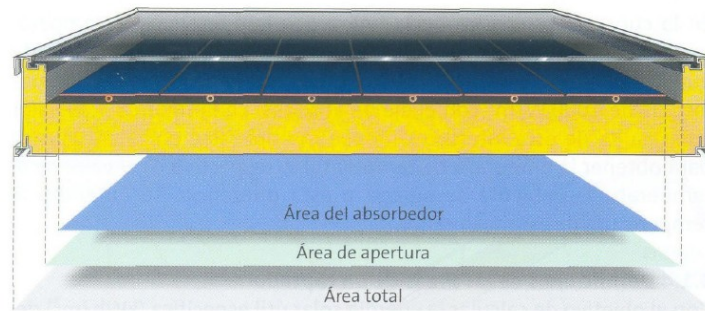


Figura 2.2 Áreas características de un colector

- **El área total, A_G** , es el área máxima proyectada por el captador completo. Se trata del área entre los límites exteriores del captador, generalmente los bordes externos de la carcasa del mismo.
- **El área de apertura, A_a** , se trata del área proyectada máxima a través de la cual penetra la radiación solar sin concentrar en el captador. Es la de la superficie visible o abierta del captador para la radiación solar. Por lo general coincide con el área de la cubierta transparente visible (sin contar la junta).
- **Área del absorbedor, A_A** , se trata del área máxima de proyección del absorbedor. En los captadores solares planos es la suma de las áreas de las aletas y de las tuberías internas de distribución expuestas a la radiación.

1.4. Tipos de absorbedor

Se distinguen varios modelos de absorbedores en función de la configuración de las tuberías que los constituyen, destacando los absorbedores de parrilla y tubos y los de serpentín.

En cualquiera de las configuraciones se ha de asegurar:

- Buen equilibrio hidráulico para asegurar que el rendimiento del captador no disminuya. Para ello el caudal ha de ser el mismo a través del absorbedor.
- Circulación del fluido en régimen turbulento para favorecer la transferencia de calor. Aunque no siempre se consigue este punto, lo normal es que el flujo del conducto sea laminar o de transición.

1.4.1. Absorbedor tipo serpentín

En los absorbedores de tipo serpentín todo el fluido de trabajo pasa por un solo tubo en forma de serpentín. 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 2.3: Absorbedor de tipo serpentín

1.4.2. Absorbedor de tipo parrilla

Se trata del tipo de colector a emplear en este proyecto.

A pesar de la mayor dificultad que requiere su fabricación, el absorbedor tipo parrilla ha logrado una cuota mayor en el mercado que el de serpentín, debido al uso extendido de las aletas absorbedoras. Además de producir menos pérdidas de presión el incremento de temperaturas es menor y por tanto el rendimiento de operación es mayor.

En este diseño varios tubos finos en paralelo, unidos a tubos de distribución en cada extremo del captador, se combinan para formar una disposición en forma de parrilla.

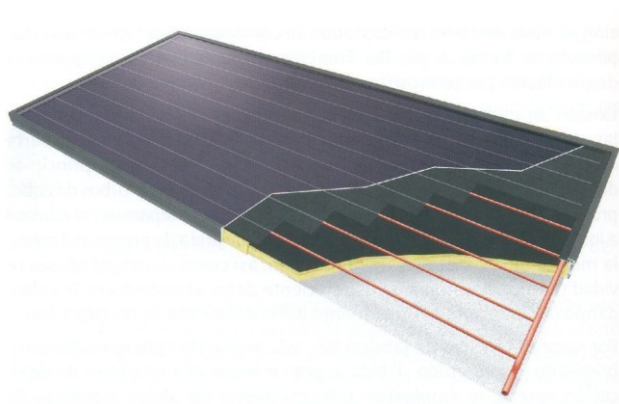


Figura 2.4: Absorbedor de tipo parrilla

Las ventajas que presenta este tipo de absorbedor son:

- La posibilidad de bajas pérdidas de carga en captadores individuales. La pérdida de carga depende de los diámetros de los tubos empleados y del conexionado en paralelo o en serie.
- Posibilidad de uso en sistemas de termosifón.
- Versatilidad para el conexionado del campo de captadores.
- Mejor rendimiento debido a un incremento de temperaturas menor entre la entrada y la salida.

2. Modelo analítico de captadores solares planos tipo parrilla

Las ecuaciones que definen el modelo analítico de los captadores térmicos son:

2.1. Ecuación de balance de potencia

El comportamiento de un colector solar puede determinarse mediante la ecuación de balance de potencia que describe la relación entre la potencia útil, \dot{Q} , la potencia absorbida por el colector, S , y las pérdidas térmicas y ópticas.

La potencia absorbida, S , es igual a la radiación solar incidente en la superficie del colector menos las pérdidas ópticas.

Las pérdidas térmicas de los alrededores se deben a las radiaciones infrarrojas, convección y conducción. Las pérdidas térmicas dependen del coeficiente global de transmisión de calor, U_L , a los alrededores, de la temperatura ambiente, T_a , y de la temperatura media del absorbedor, \bar{T}_{abs} .

$$\dot{Q} = A_A \cdot [S - U_L(\bar{T}_{abs} - T_a)] \quad (W) \quad (2.1)$$

La radiación incidente global, G , está compuesta por las radiaciones directa y difusa, y las radiaciones reflejadas de los alrededores y la tierra. La forma en que esta radiación incidente es absorbida por el colector depende de la radiación incidente, la fracción de la radiación incidente, τ_g , que es transmitida a través de la cubierta transparente y la fracción de radiación incidente absorbida por el absorbedor, α_{abs} . La potencia absorbida puede ser definida como:

$$S = G(\tau_g \alpha_{abs}) \left(\frac{W}{m^2} \right) \quad (2.2)$$

Sin embargo, en poder conocer el valor de la temperatura en el absorbedor es bastante dificultoso, ya que depende del diseño del colector, la radiación solar incidente, y las condiciones del fluido que circula por dentro. Por ello, en el estudio de los colectores solares se introduce un término, denominado factor de remoción del calor F_R , para obtener una expresión con datos más asequibles; por lo que la ecuación se reescribe de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = A_A \cdot F_R \cdot [G(\tau_g \alpha_{abs}) - U_L(T_{in} - T_a)] \quad (2.3)$$

A continuación se detalla la obtención de los distintos elementos de esta expresión. Sin embargo, antes hay que analizar el comportamiento de la temperatura en un colector, con el fin de poder establecer consideraciones que permitan obtener expresiones válidas para el estudio del colector.

2.2. Distribución de la temperatura en el colector

Para poder apreciar la distribución de la temperatura en un colector, nos basaremos en la Figura 2.5 y la Figura 2.6.

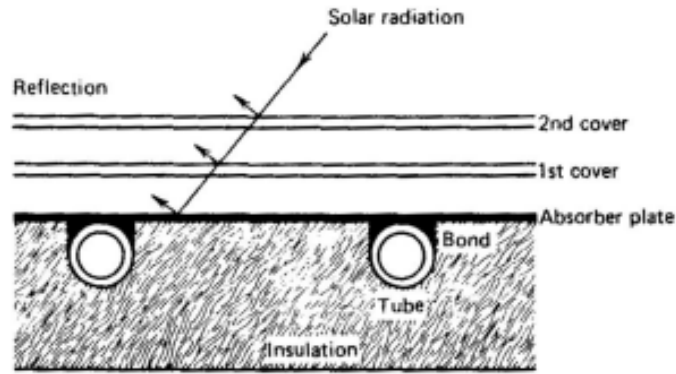


Figura 2.5: Esquema de un colector solar plano. Duffie and Beckman (1974).

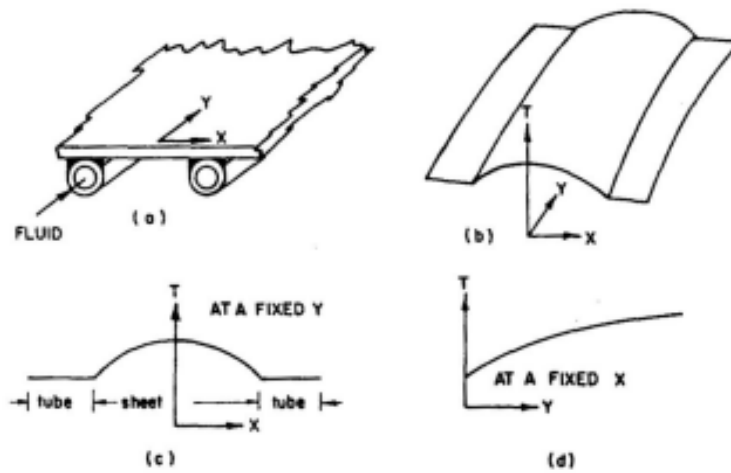


Figura 2.6: Distribución de las temperaturas en un absorbedor plano. Duffie and Beckman (1974).

El funcionamiento de un colector consiste en que la radiación solar absorbida se dirija hacia los tubos con el fluido caloportador. De esta manera, el paso de energía al tubo genera un gradiente de temperaturas en el absorbedor en el sentido del flujo del fluido. Esto se observa en la Figura 2.5 y Figura 2.6. En la 2.4 se observa la radiación incidente sobre el colector entre dos tubos; y en la 2.5 se observa cómo varía la distribución de temperaturas según las coordenadas descritas en la figura a), en b) se muestra la distribución de temperaturas tridimensionalmente, en c) cómo evoluciona a lo largo de x para una y fija; y en d), para una x fija, cómo evoluciona a lo largo de y.

2.3. Producto transmitancia-absortancia

Se define el producto global de transmitancia-absortancia como:

$$(\tau_g \alpha_{abs}) = \frac{G_b (\tau_g \alpha_{abs})_b + G_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) (\tau_g \alpha_{abs})_s + \rho_g G_h \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) (\tau_g \alpha_{abs})_g}{G} \quad (2.4.)$$

Dicho producto relaciona la radiación total absorbida por el captador con la radiación total incidente.

Los productos $(\tau_g \alpha_{abs})_b$, $(\tau_g \alpha_{abs})_s$ y $(\tau_g \alpha_{abs})_g$ se definen en función del ángulo de incidencia de la radiación y de las características constructivas del colector. En esta función el colector viene descrito por un número de cristales, N_G , cada uno con un índice de refracción n_g y una longitud de extinción kL , y la absorptancia de la placa del colector α_{abs} .

2.4. Coeficiente global de pérdidas de calor del colector

Las pérdidas térmicas de cualquier sistema térmico solar presentan las tres formas de transferencia de calor: radiación, convección y conducción.

- Las pérdidas de calor por conducción tienen lugar en los laterales y en la cara trasera del absorbedor.
- Las pérdidas de calor por convección tienen lugar desde el absorbedor hasta la cubierta de cristal y pueden verse reducidas por el espacio de evacuación entre el absorbedor y la cubierta de cristal y por la optimización del hueco entre ellos.
- Las pérdidas de radiación ocurren desde el absorbedor, debido a la temperatura de éste.

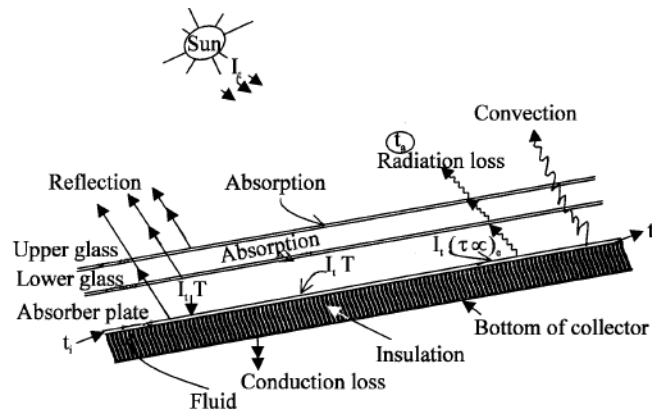


Figura 2.7: Balance de energía en un colector solar plano. De Agbo y Okorolgwé (2007)

En la Figura 2.7 puede observarse el patrón de comportamiento que siguen las pérdidas de calor en un colector solar plano típico.

Las pérdidas de calor desde la cubierta transparente hasta el aire ambiente se deben a los intercambios de radiación y convección afectados por la velocidad del viento, la tierra, condiciones de los alrededores y por la onda de radiación desde el cielo.

El coeficiente global de pérdidas de calor, U_L , en W/m^2K , es la suma de los coeficientes de pérdidas por la parte de arriba, laterales y parte trasera del colector.

$$U_L = U_T + U_B + U_E \quad (2.5)$$

Las pérdidas en los laterales, si el diseño del colector es óptimo, son despreciables, pues en relación con la parte superior y la inferior es bastante pequeña. Se suele agrupar con el coeficiente de la parte trasera. Este, viene dado por la conductividad térmica y del espesor del aislante utilizado:

$$U_B = \frac{k_{aislante}}{\delta_{aislante}}$$

El coeficiente de pérdidas para la parte superior del colector es mucho más compleja, pues tiene en cuenta los fenómenos anteriormente descritos acerca de las pérdidas de calor. Klein, en 1957, obtuvo esta expresión para dicho coeficiente:

$$U_T = \left[\frac{N_G}{\frac{C}{\bar{T}_{abs}} \left[\frac{(\bar{T}_{abs} - T_a)}{N_G + f_w} \right]^e} \right]^{-1} + \frac{\sigma(\bar{T}_{abs}^2 + T_a^2) \cdot (\bar{T}_{abs} + T_a)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_{abs} + 0.00591 \cdot N_G \cdot h_w} \right) + \left(\frac{2 \cdot N_G + f_w - 1 + 0.133 \cdot \varepsilon_{abs}}{\varepsilon_g} \right) - N_G} \quad (2.7)$$

h_w es el coeficiente de transferencia de calor debido al viento en la cubierta del colector (W/m^2K) cuya expresión viene dada por:

$$h_w = 5.7 + 3.8u \quad (2.8)$$

Siendo el parámetro u la velocidad del viento (m/s);

El resto de parámetros se han calculado mediante las siguientes expresiones:

$$f_w = (1 + 0.089 \cdot h_w - 0.1166 \cdot h_w \cdot \varepsilon_{abs}) \cdot (1 + 0.07866N_G) \quad (2.9)$$

$$e = 0.43 \cdot \left(1 - \frac{100}{\bar{T}_{abs}} \right) \quad (2.10)$$

$$C = 520 \cdot (1 - 0.000051 \cdot \beta^2) \quad (2.11)$$

2.5. Factores de eficiencia de las aletas y del colector

La geometría típica del caso tratado sigue el esquema lámina-y-tubo de la Figura 2.8. El absorbedor actúa como una aleta, de anchura w , y se encuentra soldada al tubo por una zona de ancho g . La transferencia de calor a través de la aleta, puede ser descrita mediante el modelo de Duffie and Beckman (1991) y de Lund (1989).

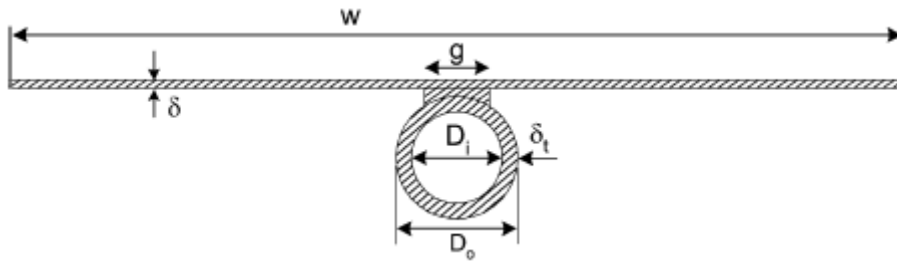


Figura 2.8: Geometría del tubo y de la aleta de un absorbedor. De Eisman (2004).

Para poder conocer la distribución de temperaturas entre dos tubos es necesario considerar despreciable el gradiente de temperatura en la dirección del flujo. Tras realizar todo el cálculo diferencial para el estudio del gradiente de temperaturas, obtenemos una expresión para conocer el calor recogido por un tubo a ambos lados por unidad de longitud es:

$$q_{aleta} = (w - g) \cdot F \cdot [S - U_L(T_{abs} - T_a)] \quad (2.12)$$

Siendo F la eficiencia de la aleta, expresándose:

$$F = \frac{\tanh\left(M \frac{w - g}{2}\right)}{M \frac{w - g}{2}} \quad (2.13)$$

El parámetro M puede expresarse mediante la ecuación:

$$M = \left[\frac{U_L}{k_{abs} \delta_{abs}} \right]^{1/2} \quad (2.14)$$

La potencia recogida en la superficie de la zona de contacto entre la aleta y el tubo por unidad de longitud viene dada por:

$$q_{contacto} = g \cdot [S - U_L \cdot (T_{abs} - T_a)] \left(\frac{W}{m} \right) \quad (2.15)$$

La potencia útil por unidad de longitud será por tanto suma de la energía de la aleta y la energía de la zona de contacto:

$$q = q_{aleta} + q_{contacto} \left(\frac{W}{m} \right) \quad (2.16)$$

Esta potencia útil es transferida al fluido, como sigue:

$$q = w \cdot F' \cdot [S - U_L \cdot (T_{fluido}(y) - T_a)] \left(\frac{W}{m} \right) \quad (2.17)$$

Donde F' es el factor de eficiencia local del colector para un elemento "dl" y es constante para cualquier geometría de colector y flujo másico. Su expresión puede obtenerse aplicando las leyes de Kirchhoff a la red térmica de la Figura 2.9, teniendo en cuenta la absorción de la radiación solar en la base de la aleta:

$$F' = \left[w \cdot \left(\frac{1}{(w-g) \cdot F + g} + \frac{U_L}{k_{gF} \cdot \pi \cdot D_i} \right) \right]^{-1} \quad (2.18)$$

El factor de eficiencia local del colector F' representa la relación entre la resistencia térmica entre el colector y el ambiente y la resistencia térmica entre el fluido de trabajo y el ambiente.

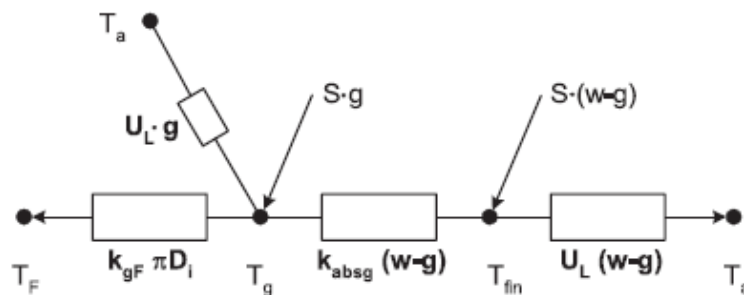


Figura 2.9: Red térmica de una aleta

El parámetro k_{gF} de la expresión (2.17) es del coeficiente de transmisión de calor entre el fluido y la zona de contacto, en W/m^2K , y viene dado por (obsérvese la Figura 2.10):

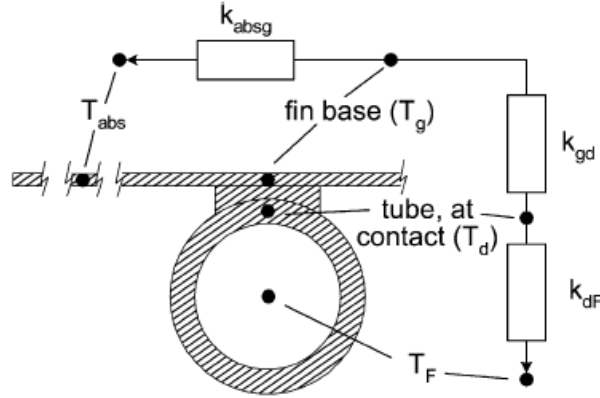


Figura 2.10: Nodos del modelo

$$k_{gf} = \left(\frac{1}{c} + \frac{1}{S_{\infty}} \right)^{-1} \frac{k_f Nu}{\pi \cdot D_i / 2} \quad (2.19)$$

El número de Nusselt, Nu , vendrá dado por una correlación adecuada al tipo de flujo (laminar, de transición o turbulento). El parámetro c se conoce como parámetro de conductancia en el contacto, cuya expresión es:

$$c = \frac{k_{gd} g / 2}{k_f Nu} \quad (2.20)$$

y el parámetro S_{∞} es el factor de forma, que viene dado por:

$$S_{\infty} = \frac{\pi \eta_d}{2} + \frac{(1 + \eta_d) g / 2}{D_i} \quad (2.21)$$

El parámetro k_{gd} de la ecuación (2.19) se trata del coeficiente de transmisión del calor entre la zona de contacto y el tubo, en $W/m^2 \cdot K$. Para un contacto metálico k_{gd} es excesivamente alto, por lo que tendrá poca influencia en el factor F' . Puede por tanto despreciarse el término $1/c$ de la ecuación (2.18).

En la expresión (2.20), η_d viene dado por:

$$\eta_d = \frac{\tanh \mu_d}{\mu_d} \quad (2.22)$$

Donde μ_d se conoce como parámetro tipo Biot, cuya expresión es:

$$\mu_d = \left(\frac{\pi \cdot D_i}{2 \cdot \delta_{tubo}} - \frac{g}{2 \cdot \delta_{tubo}} \right) \cdot \sqrt{Bi} \quad (2.23)$$

Siendo Bi el número de Biot, que viene dado por:

$$Bi = \frac{h_f \cdot \delta_{tubo}}{k_{tubo}} \quad (2.24)$$

h_f es el coeficiente de transferencia de calor del fluido ($W/m^2 \cdot K$), que puede relacionarse con el número de Nusselt mediante la siguiente relación:

$$Nu = \frac{h_f \cdot D_i}{k_f} \quad (2.25)$$

Sustituyendo la ecuación (2.24) en la (2.23), se llega a:

$$Bi = \frac{Nu \cdot k_f \cdot \delta_{tubo}}{k_{tubo} \cdot D_i} \quad (2.26)$$

2.6. Factor de remoción de calor

La relación entre el calor útil del colector y el calor útil que poseería si la superficie completa del absorbedor estuviese a la temperatura del fluido de entrada se denomina factor de remoción de calor. Su expresión se obtiene a partir de la ecuación (2.17). Esta ecuación ofrece el calor por longitud de colector, así que para definir el calor en todo su conjunto, es necesario realizar una integral a lo largo del colector. Para ello, además de la ecuación (2.17), contamos con que el balance de potencia para un fluido de trabajo desde la entrada a la salida del tubo es:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_f \cdot (T_e - T_{in}) \quad (2.27)$$

Para un elemento diferencial de longitud quedaría:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_f \cdot \frac{dT_{fluido}}{dy} \quad (2.28)$$

Y se aplica un balance de energía para éste volumen de control:

$$\dot{m} \cdot c_f \cdot \frac{dT_f}{dy} = \dot{Q} = w \cdot F' \cdot [S - U_L \cdot (T_{fluido}(y) - T_a)] \quad (2.29)$$

Separando variables e integrando desde $y = 0$ ($T_f = T_{in}$) hasta $y = L$ ($T_f = T_e$), se llega a:

$$\frac{T_e - \left(T_a + \frac{S}{U_L}\right)}{T_a - \left(T_a + \frac{S}{U_L}\right)} = \exp\left(-\frac{U_L \cdot F' \cdot A_A}{\dot{m} \cdot c_f}\right) \quad (2.30)$$

La diferencia de temperatura del fluido puede ser aislada añadiendo y restando T_{in} en el numerador de la ecuación (2.29):

$$T_e - T_{in} = \left(\exp\left(-\frac{U_L \cdot F' \cdot A_A}{\dot{m} \cdot c_f}\right) - 1\right) \cdot \left(T_{in} - \left(T_a + \frac{S}{U_L}\right)\right) \quad (2.31)$$

Igualando las ecuaciones (2.27) y (2.3):

$$\dot{m} \cdot c_f \cdot (T_e - T_{in}) = A_A \cdot F_R \cdot [S - U_L(T_{in} - T_a)] \quad (2.32)$$

Sustituyendo con (2.31) y despejando F_R , obtenemos:

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot c_f}{A_A \cdot U_L} \left(1 - \exp\left(-\frac{U_L \cdot F' \cdot A_A}{\dot{m} \cdot c_f}\right)\right) \quad (2.33)$$

Podemos obtener las temperaturas de salida y del absorbedor, combinando las ecuaciones (2.32) y (2.1), respectivamente:

$$T_e = \frac{A_A \cdot F_R \cdot (G \cdot (\tau_g \cdot \alpha_{abs}) - U_L \cdot (T_{in} - T_a))}{\dot{m} \cdot c_f} + T_{in} \quad (2.34)$$

$$\bar{T}_{abs} = T_{in} + \frac{\dot{Q}}{A_A \cdot F_R \cdot U_L} \cdot (1 - F_R) \quad (2.35)$$

2.7. Correlaciones para la transferencia de calor en tubo liso

La transferencia de calor viene dada por el número de Nusselt y depende de Reynolds y Prandtl. Las expresiones que definen estos números adimensionales se presentan a continuación:

$$Nu = \frac{h_f \cdot D_i}{k_f} \quad (2.36)$$

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_i \cdot \mu} \quad (2.37)$$

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu \cdot c_f}{k_f} \quad (2.38)$$

El número de Nusselt 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 W/m^2K ; el diámetro del tubo D_i , en m; y de la conductividad térmica del fluido k_f , en W/mK .

El número de Prandtl depende exclusivamente de las propiedades físicas del fluido, siendo μ la viscosidad dinámica del fluido, en kg/sm ; c_f el calor específico del fluido, en J/kgK ; y k_f la conductividad térmica del fluido en las paredes, en W/mK . Relaciona la velocidad de difusión viscosa y la velocidad de difusión térmica.

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

En régimen laminar 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 (que más tarde se analizarán). 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^2), 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. Las correlaciones para Nusselt se discutirán más adelante.

2.8. Ecuación para las pérdidas de presión

Para estimar las pérdidas de presión de un colector solar de tipo parrilla, ha de tenerse en cuenta el diseño de partida.

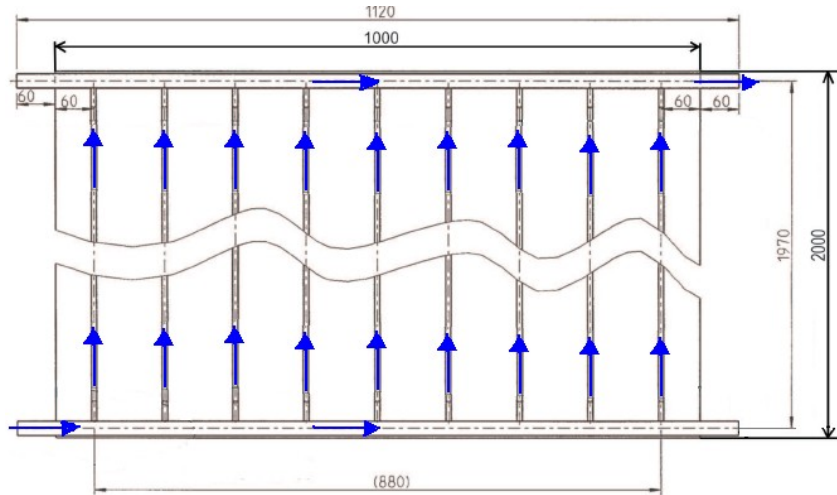


Figura 2.11: Dirección de flujo en un colector solar de parrilla.

Como se muestra en la Figura 2.11, el fluido de trabajo entra al colector a través de un tubo secundario y allí es dirigido hacia los tubos principales, tubos en los cuales tiene lugar la transferencia de calor. Una vez recorrido el tubo principal, el fluido es recogido por otro tubo secundario, que se encarga de dirigirlo hacia el resto del circuito.

A la vista del esquema, puede deducirse que van a existir pérdidas de carga debidas a la fricción tanto en los tubos principales como en los secundarios. Además se producirán unas pérdidas de presión adicionales en los accesorios del circuito hidráulico (conexiones en T), con diferente distribución de canales y tipo de flujo (unión y bifurcación).

La magnitud de las pérdidas de presión que experimenta un flujo incompresible por un tramo recto de tubería se calcula mediante la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P_{fricción} = \frac{f_D \cdot L \cdot \rho \cdot v^2}{2 \cdot D_i} \quad (2.39)$$

Donde v es la velocidad del fluido, en m/s, que puede expresarse como

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2} \quad (2.40)$$

y f_D es el factor de fricción de Darcy, que dependerá del tipo de flujo: laminar o turbulento.

- Flujo laminar ($0 < Re < 2300$)

$$f_F = \frac{16}{Re} \quad (2.41)$$

- Flujo turbulento ($Re > 2300$)

$$f_F = (1.58 \cdot \ln(Re) - 3.28)^{-2} \quad (2.42)$$

Los coeficientes de fricción de Fanning y de Darcy se relacionan como sigue:

$$f_D = 4 \cdot f_F \quad (2.43)$$

Por cada uno de los tubos principales tendremos la misma pérdida de carga, pues los tubos están dispuestos en paralelo y se considera igual flujo másico circulando por cada uno de ellos.

Para hallar las pérdidas de presión debidas a la fricción de los tubos secundarios se haría necesario obtener el flujo másico en cada sección pues ésta va variando a lo largo del tubo. Para simplificar los cálculos, se estimarán dichas pérdidas hallando un valor medio para éste.

Por otro lado, la magnitud de las pérdidas que se originan en un accesorio se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{\text{accesorio}} = \frac{K \cdot \rho \cdot v^2}{2} \quad (2.44)$$

Siendo K el coeficiente de pérdidas.

Se elegirá una línea de corriente y se estimará la pérdida de carga debida a los accesorios:

$$\Delta P_{\text{accesorio}} = \frac{K \cdot \rho \cdot v^2}{2} = \frac{\sum \xi_{st} \cdot \rho \cdot v_m^2}{2} + \frac{\xi_s \cdot \rho \cdot v^2}{2} \quad (2.45)$$

Donde $\sum \xi_{st}$ y ξ_s son las constantes de pérdidas.

3. Mecanismos de transferencia de calor en captadores solares

3.1. 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.

3.1.1. Consideraciones hidrodinámicas

3.1.1.1. Condiciones de flujo

Considere un flujo laminar en un tubo circular de radio r_0 Figura 2.12 donde el fluido entra al tubo con velocidad uniforme. Sabemos que cuando el fluido hace contacto con la superficie, los efectos viscosos se vuelven importantes y se produce una capa límite al aumentar x . Este desarrollo ocurre a expensas de una región de flujo no viscosos que se contrae y concluye con la unión de la capa límite en la línea central. Después de esa unión, los efectos viscosos se extienden sobre toda la sección transversal y el perfil de velocidad ya no cambia al aumentar x . Se dice entonces que el flujo está completamente desarrollado. La longitud necesaria para que se de esta situación, es la longitud de entrada hidrodinámica $l_{e,h}$.

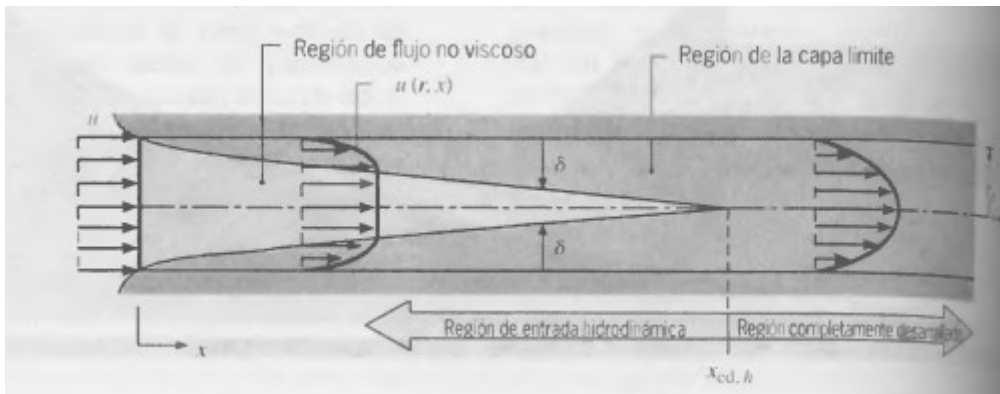


Figura 2.12: Desarrollo de la capa límite hidrodinámica en un tubo

Para flujo laminar ($Re_D \leq 2300$), la longitud hidrodinámica de entrada se puede obtener a partir de una expresión de la forma (Langhaar, 1942):

$$\left(\frac{l_{e,h}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05Re_D^1 \quad (2.46)$$

Esta expresión se basa en la suposición de que el fluido entra al tubo desde una boquilla redonda convergente y por ello se caracteriza mediante un perfil de velocidad casi uniforme a la entrada.

3.1.1.2. Perfil de velocidad en la región completamente desarrollada

La forma del perfil de velocidad se puede determinar sin dificultad tratándose del flujo laminar de un fluido incompresible de propiedades constantes en la región completamente desarrollada de un tubo circular. Una característica importante de las condiciones hidrodinámicas en la región completamente desarrollada es que la componente radial de la velocidad v y el gradiente de la componente axial de la velocidad $\frac{\partial w}{\partial x}$ son cero en todas partes.

$$v = 0 \text{ y } \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right) = 0 \quad (2.47)$$

En consecuencia, la componente axial de la velocidad depende solo de r , $u(x, r) = u(r)$.

Para obtener el perfil de velocidades podemos realizar un simple balance de cantidad de movimiento, que finalmente se reduce a un balance entre las fuerzas cortantes y de presión en el flujo. Haciendo esto y aplicando la ley de la viscosidad de Newton, se obtiene:

¹ Número de Reynolds: es un número adimensional que relaciona las propiedades físicas del fluido, su velocidad y la geometría del conducto.

$$\mu \frac{d}{dr} \left(r \frac{du}{dr} \right) = \frac{dp}{dx} \quad (2.48)$$

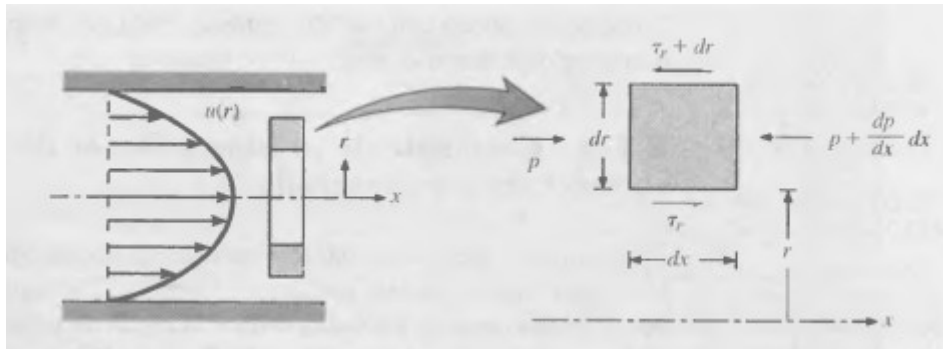


Figura 2. 13: Balance de fuerzas sobre un elemento diferencial para el flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular

Las constantes de integración se pueden determinar al recurrir a las condiciones de frontera:

$$u(r_0) = 0 \quad y \quad \left. \frac{\partial u}{\partial r} \right|_{r=0} = 0 \quad (2.49)$$

que, respectivamente, imponen los requerimientos de deslizamiento cero en la superficie del tubo y de simetría radial alrededor de la línea central. Es sencillo evaluar las constantes, y se sigue que:

$$u(r) = -\frac{1}{4\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) r_0^2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (2.50)$$

De aquí se observa que el perfil de velocidad completamente desarrollado es parabólico. Nótese que el gradiente de presión siempre debe ser negativo.

Si ahora se calcula la velocidad media en el conducto, como:

$$u_m = \frac{\int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c}{\rho A_c} \quad (2.51)$$

Si se introduce la ecuación (2.50) en la (2.51), se obtiene:

$$u_m = -\frac{r_0^2}{8\mu} \frac{dp}{dx} \quad (2.52)$$

La sustitución de este resultado en la ecuación (5), da el perfil de velocidad:

$$\frac{u(r)}{u_m} = 2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (2.53)$$

3.1.1.3. Gradiente de presión y factor de fricción

Para determinar la caída de presión y poder compararla se trabaja con un parámetro adimensional, factor de fricción de Darcy, que se define como:

$$f = \frac{-(dp/dx) D}{\rho u_m^2 / 2l_p} \quad (2.54)$$

Este valor se comparará con la solución analítica, para flujo laminar completamente desarrollado sobre tubo liso.

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (2.55)$$

3.1.2. Consideraciones Térmicas

Después de revisar la mecánica de fluidos con respecto al flujo interno, consideramos ahora los efectos térmicos. Si entra fluido al tubo de la figura 3 a una temperatura uniforme $T(r,0)$ que es menor que la temperatura de la superficie, ocurre la transferencia de calor por convección y se comienza a producir una capa límite térmica. Además, si la condición de la superficie del tubo se fija mediante la imposición de una temperatura uniforme ($T_p = cte$) o un flujo de calor uniforme ($q_s'' = uniforme$), finalmente se alcanza una condición térmica completamente desarrollada. La forma del perfil de temperatura completamente desarrollada $T(r, x)$ difiere según se mantenga una temperatura superficial uniforme o un flujo de calor constante. Para ambas condiciones la temperatura de entrada aumenta al aumentar x .

Para el flujo laminar la longitud de entrada térmica se puede expresar como (Kays, 1980):

$$\left(\frac{l_{e,t}}{D}\right) \approx 0.05 Re Pr \quad (2.56)$$

Al comparar las ecuaciones (1) y (11) es evidente que, si $Pr > 1$, la capa límite hidrodinámica se desarrolla más rápido que la capa límite térmica ($l_{e,h} < l_{e,t}$), mientras que lo inverso es cierto para $Pr < 1$. Por ello, como en las simulaciones se ha utilizado como fluido de trabajo el agua, el número de Prandtl para el rango de temperaturas de trabajo siempre es mayor que la unidad, luego la capa límite hidrodinámica es más corta que la térmica como efectivamente más adelante se comprobará.

3.1.2.1. Región completamente desarrollada

- Flujo de calor uniforme en la pared

Cuando se aplica un flujo de calor uniforme a un tubo por el que fluye un fluido la temperatura media del fluido, $T_{f,m}$, se incrementa linealmente con la distancia axial a lo largo del tubo. El valor de $T_{f,m}(z)$ puede calcularse haciendo un balance energético desde la entrada a la sección de intercambio térmico hasta una posición genérica x :

$$q_p'' \pi dx = \rho Q c_p (T_{f,m}(z) - T_{f,e}) \quad (2.57)$$

donde $T_{f,e}$ es la temperatura media del fluido a la entrada de la sección de intercambio térmico ($x=0$). La temperatura media del fluido en una posición x queda:

$$T_{f,m}(z) = T_{f,e} + \frac{\pi d q_p'' z}{\dot{m} c_p} \quad (2.58)$$

De la ecuación anterior, para un caudal y un aporte de calor dados y asumiendo propiedades físicas constantes, la temperatura media del fluido $T_{f,m}(x)$ varía linealmente con la distancia axial x . Para mantener la condición de contorno de flujo de calor uniforme, la temperatura de la pared T_p debe también variar linealmente con x . Se tiene así los perfiles de temperaturas que se esquematizan en la Figura 2.14:

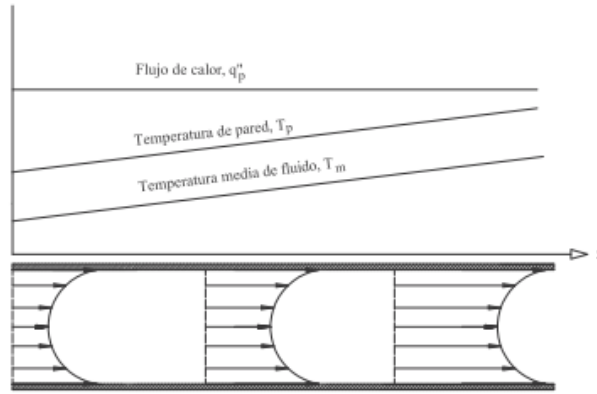


Figura 2.14: Evolución del perfil de temperatura del fluido en el flujo desarrollado con condición de contorno q_p'' uniforme

Para un flujo totalmente desarrollado con $q_p'' = \text{uniforme}$, el número de Nusselt en convección forzada puede determinarse analíticamente resolviendo la ecuación de la energía en forma diferencial. Este número de Nusselt asintótico en convección forzada toma un valor constante, quedando:

$$Nu_q = 4.36 \quad (2.59)$$

- *Temperatura de pared constante en la pared*

Si se tiene una condición de contorno de temperatura de pared constante entonces el flujo de calor no es uniforme a lo largo de x . La temperatura media del fluido se aproximará asintóticamente a la de la pared y el flujo de calor en la pared irá decreciendo en consecuencia. La figura siguiente esquematiza el proceso. Con un tubo infinitamente largo, la temperatura del fluido alcanzaría la de la pared y el flujo de calor cesaría.

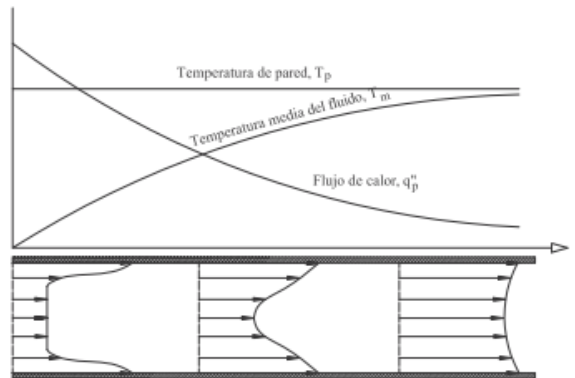


Figura 2.15: Evolución del perfil de temperatura del fluido en el flujo plenamente desarrollado con condición de contorno T_p constante

Para un flujo totalmente desarrollado con $T_p = \text{cte.}$, el número de Nusselt en convección forzada puede determinarse analíticamente resolviendo la ecuación de la energía en forma diferencial. Este número de Nusselt asintótico en convección forzada toma un valor constante, quedando:

$$Nu_T = 3.66 \quad (2.60)$$

3.1.2.2. Región de entrada térmica

La solución a la ecuación de energía, para la región de entrada es más difícil de obtener, pues la velocidad y temperatura dependen ahora de x así como también de r . Aun si se ignora el término de advección radial, el gradiente de temperatura axial $\partial T / \partial x$ tal vez ya no se puede simplificar mediante la ecuación dT/dx . La solución más sencilla es suponer que las condiciones térmicas se generan en presencia de un perfil de velocidad completamente desarrollado, es lo que se llama el *problema de longitud de entrada térmica*. Se trata de una suposición razonable para fluidos con Prandtl grande.

Desde el momento en que comienza el proceso de calentamiento, el efecto de transferencia de calor en la pared penetra gradualmente en el flujo. Primero se aprecia una delgada capa límite térmica que crece en dirección aguas abajo y finalmente se vuelve tan gruesa como el propio conducto. El fluido adopta un perfil de temperaturas que varía axial y transversalmente ($T_f = T_f(x, r)$) con lo que la temperatura media del fluido va a depender de la posición axial x :

$$T_{fm}(x) = \frac{1}{A_t} \int_{A_t} T_f(x, r) dA \quad (2.61)$$

En un proceso de calentamiento, el salto de temperaturas pared-fluido va a ser máximo en el punto de comienzo de la sección de calentamiento e irá disminuyendo a medida que el fluido avanza axialmente. De este modo se tiene que en la región de entrada térmica el coeficiente de transferencia de calor es local y depende de la posición axial, tomando un valor máximo al comienzo en el punto de partida y disminuyendo hasta alcanzar un valor constante en donde el flujo se ha desarrollado plenamente. La longitud de entrada térmica, $l_{e,t}$, es la distancia axial necesaria para conseguir un valor de número de Nusselt 1,05 veces el valor correspondiente a flujo plenamente desarrollado. De este modo en una posición axial x se definen dos valores de número de Nusselt: el número de Nusselt local, Nu_x , y el número de Nusselt global, Nu_m . Para calcular el número de Nusselt global en un tubo de longitud l se debe de promediar el número de Nusselt local a lo largo de toda su longitud:

$$Nu_m = \frac{1}{l} \int_0^l Nu_x dx \quad (2.62)$$

Dentro de la región de entrada los números de Nusselt local y global deben darse referidos a una longitud adimensional. La distancia adimensional del punto de medida al inicio de la sección de ensayo térmica es²:

$$x^* = \frac{x}{d} \frac{1}{RePr} \quad (2.63)$$

También es habitual emplear el número de Graetz, Gz :

$$Gz = \frac{\pi}{4} \left(\frac{x/d}{RePr} \right)^{-1} \quad (2.64)$$

3.1.2.3. Correlaciones de número de Nusselt en convección forzada

² La distancia adimensional, x^* , se puede considerar como la relación entre el tiempo que un elemento fluido ha permanecido en el tubo y el tiempo necesario para que el calor se difunda en él.

Para un flujo desarrollado hidrodinámicamente la solución numérica, tanto con condición de contorno de flujo de calor uniforme como de temperatura de calor constante, la dió por primera vez (Shah, 1978). En la Figura 2.16 se puede ver los resultados para el número de Nusselt local y medio:

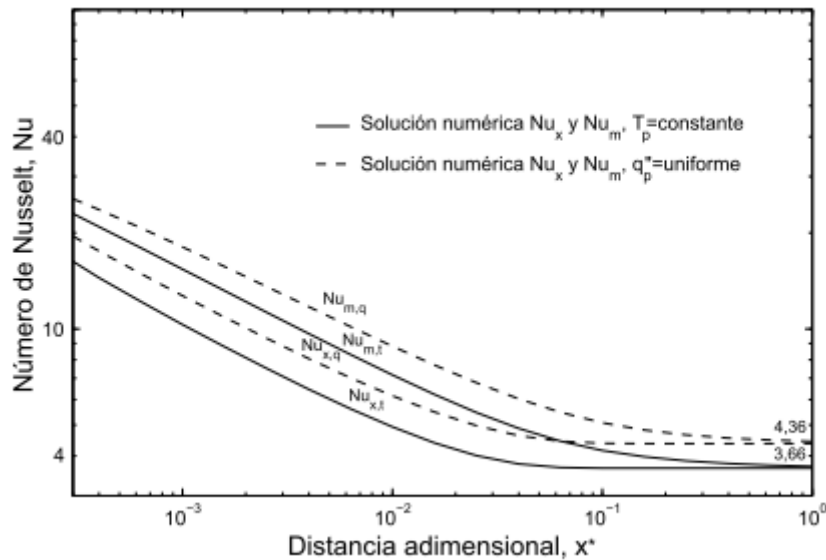


Figura 2.16: Convección forzada: solución numérica del flujo para q_p'' uniforme y T_p constante. Números de Nusselt local y medio. De A. García (2006).

En este caso se van a utilizar correlaciones empíricas que aproximan la solución numérica. Destacan la correlación de (Petukhov, 1988) y las de (Churchill, 1973).

Correlación de Churchill y Ozoe [1973].

Propusieron la siguiente correlación para el número de Nusselt local para flujos laminares en desarrollo simultáneo con flujo de calor uniforme:

$$\frac{Nu_x}{4.36 \left[1 + \left(\frac{Gz}{29.6} \right)^{2/3} \right]^{1/6}} = \left[1 + \left(\frac{\frac{Gz}{19.04}}{\left[1 + \left(\frac{Pr}{0.0207} \right)^{2/3} \right]^{1/2} \left[1 + \left(\frac{Gz}{29.6} \right)^{2/3} \right]^{2/3}} \right)^{3/2} \right]^{1/3} \quad (2.65)$$

Un flujo en desarrollo simultaneo de las regiones térmica e hidráulica el número de Nusselt depende de la distancia adimensional y de Prandtl. En los casos con altos número de Prandtl, se puede despreciar la longitud de entrada hidráulica por lo que la correlación anterior se aproxima mucho a la solución numérica para flujo hidrodinámicamente desarrollado.

Correlación de Petukhov y Polyakov [1988]

Estos autores propusieron la siguiente correlación para el número de Nusselt local en convección forzada para flujos laminares desarrollados hidrodinámicamente con flujo de calor uniforme.

$$Nu_x = 4.36 + 1.31x^{*-1/3} \exp(-13\sqrt{x^*}) \quad (2.66)$$

Esta correlación es válida para un flujo desarrollado hidrodinámicamente o para fluidos de alto número de Prandtl. En la siguiente figura se muestra la correlación comparada con la solución numérica del problema:

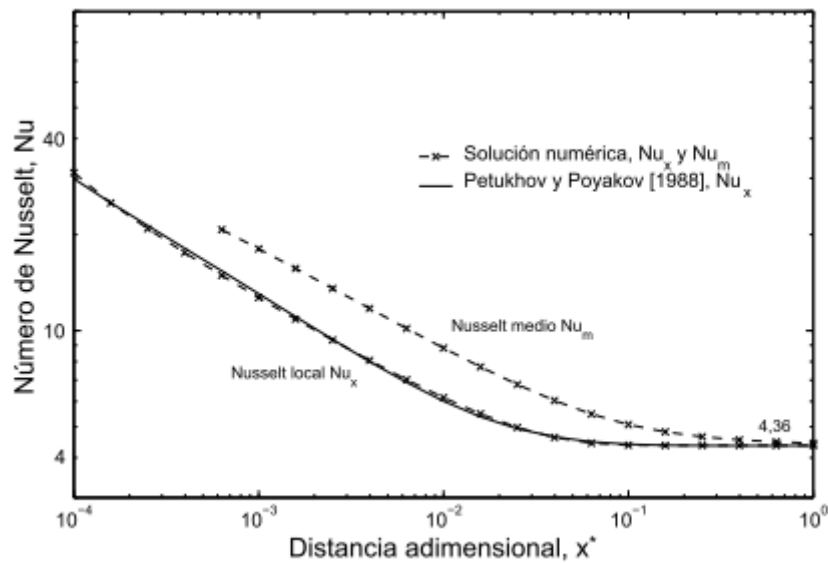


Figura 2.17: Convección forzada con flujo de calor constante. Número de Petukhov y Polyakov [1988] frente a la solución numérica. D A. García (2006).

3.1.2.4. Variación de las propiedades físicas del fluido

Cuando la diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y el fluido es sustancial se harán patentes las variaciones radiales en las propiedades físicas del fluido, fundamentalmente en la capa límite. En líquidos la variación que hay que tener en cuenta es la de la viscosidad dinámica, puesto que el resto de propiedades físicas (conductividad térmica, calor específico y densidad) varían poco con la temperatura.

Por ello en el modelo utilizado las propiedades físicas del fluido se han puesto en función de la temperatura a través de polinomios como se puede ver en el Anexo I.

3.1.3. Los efectos de flotación: Convección Mixta

En tubos horizontales, la dirección de la corriente de convección forzada es transversal al vector de la aceleración gravitatoria. En procesos de calentamiento, el fluido en contacto con la pared está más caliente (más ligero) y asciende a lo largo de ésta. Se forman dos corrientes que convergen en la generatriz superior del tubo, donde por continuidad desalojan al fluido que allí se encuentra y lo obligan a descender hacia la parte central de la sección de paso del fluido. Se producen así dos recirculaciones simétricas en dirección transversal al flujo principal; la superposición de éste flujo secundario con el flujo principal se traduce en una trayectoria en espiral del fluido.

Las corrientes que se esquematizan en la figura siguiente producen un aumento significativo del coeficiente de transmisión de calor en la parte inferior del tubo y una disminución en la parte superior. El coeficiente de transmisión de calor local Nu_x es ahora variable en la sección, $Nu_x = Nu(x, \vartheta)$, por lo que se debe hablar de un coeficiente de transmisión de calor local promediado en la sección \overline{Nu}_x :

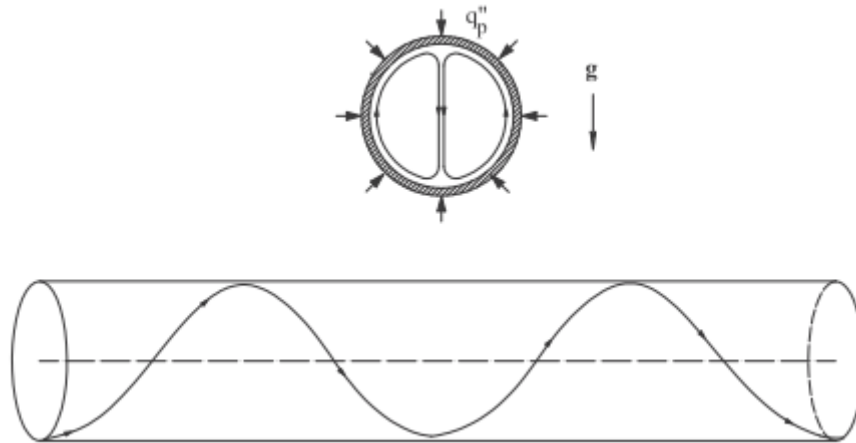


Figura 2.18: Perfiles de flujo en convección mixta laminar en un tubo horizontal. Arriba: recirculaciones simétricas en una sección transversal; abajo: trayectoria en espiral del fluido a lo largo del tubo.

$$\overline{Nu}_x = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} Nu_x d\vartheta \quad (2.67)$$

Con una condición de contorno de flujo de calor uniforme, la temperatura en la pared será variable en la sección y se deberá realizar un buen promediado para calcular el número de Nusselt local:

$$\overline{Nu}_x = \frac{q_p'' d}{k(\overline{T}_p - T_f)} \quad (2.68)$$

siendo \overline{T}_p la temperatura media de la pared en la sección transversal.

Al igual que en convección forzada, en convección mixta la condición de contorno térmica influye en gran medida en la transmisión de calor. Con una condición de flujo de calor $q_p'' = \text{uniforme}$, una vez desarrollado térmicamente el flujo se mantiene constante la diferencia entre la temperatura de la pared y la temperatura del fluido. Esta característica va a hacer que los efectos de convección permanezcan uniformes a lo largo de todo el tubo. Por el contrario, con una condición de contorno de temperatura de pared constante, el flujo secundario crece primero en intensidad en la región de entrada térmica para ir desapareciendo después a medida que la temperatura del fluido se aproxima a la de la pared.

En procesos de calentamiento, la presencia de las recirculaciones típicas de convección natural beneficia notablemente la transmisión de calor, con coeficientes de transferencia que superan en varias veces los valores en convección forzada.

3.1.3.1. Parámetros adimensionales

Los parámetros que se deben de tener en cuenta para la convección mixta son:

- En las ecuaciones de cantidad de movimiento, Grashof y Reynolds:

El número de Grashof, Gr, representa un balance entre las fuerzas de flotación debidas a una diferencia de temperaturas característica entre la pared y el fluido ΔT y las fuerzas viscosas presentes. Alternativamente al número de Grashof es habitual encontrar el número de Rayleigh, $Ra = GrPr$. La diferencia de temperatura ΔT está relacionada con la condición de contorno térmica y da lugar a diferentes definiciones de los números de Grashof y Rayleigh:

$$q_p'' = \text{uniforme} \quad Gr_q = \frac{g\beta d^4 q_p''}{v^2 k} \quad Ra_q = Gr_q Pr \quad (2.69)$$

$$T_p = \text{constante} \quad Gr_T = \frac{g\beta d^3 (T_p - T_{fm})}{v^2} \quad Ra_q = Gr_T Pr \quad (2.70)$$

El cociente Gr/Re^2 que aparece en las ecuaciones de cantidad de movimiento indica la importancia relativa de los efectos de flotación frente a los efectos de convección forzada. Si el valor del parámetro Gr/Re^2 es mucho menor que la unidad, entonces los últimos términos de las ecuaciones de cantidad de movimiento son despreciables y se tiene un problema de convección forzada pura. Por el contrario, para valores de Gr/Re^2 mucho mayores que la unidad, los términos de flotación son dominantes y se tiene un problema de convección natural pura o convección libre. Para valores de Gr/Re^2 entre los dos límites anteriores, el problema es de convección mixta, donde los efectos de convección natural y forzada tienen una magnitud semejante.

- En la ecuación de la energía, Reynolds, Prandtl y Eckert

El número de Eckert sólo es importante en fluidos con alta velocidad y es por ello despreciable en flujos laminares, donde las velocidades son normalmente bajas. Por tanto el término viscoso de disipación de energía se puede despreciar normalmente.

Si se tiene en cuenta que el coeficiente de transferencia de calor en convección está directamente relacionado con el campo de temperaturas:

$$h = \frac{k(\partial T/\partial n)_A}{T_p - T_{fm}} \quad (2.71)$$

y que el número de Nusselt no es más que el coeficiente de h adimensionalizado,

$$Nu = \frac{hd}{k} = -\left(\frac{\partial \theta}{\partial n}\right)_A \quad (2.72)$$

entonces se puede concluir que el número de Nusselt local promediado en la pared depende de los parámetros que resultan de la adimensionalización de las ecuaciones del movimiento:

$$Nu_x = Nu_x(Re, Pr, Gr, x^*) \quad (2.73)$$

3.1.3.2. Correlaciones de convección mixta para flujo de calor uniforme

Correlación de Petukhov y Polyakov [1988]

Puede decirse que los estudios de estos autores son los más completos hasta la fecha sobre los efectos de la convección natural en la transmisión de calor en conductos. En el libro de Petukhov y Polyakov [1988] sobre convección mixta en régimen turbulento incluyeron un capítulo sobre convección mixta laminar, basándose en sus propios datos experimentales obtenidos con agua años atrás. Propusieron un número de Grashof límite a partir del cual se hacen apreciables los efectos de la convección natural:

$$Gr_{q,lim} = \frac{1100}{Pr Nu_{x,cf} [1 - \exp(-100x^*)]^3} \quad (2.74)$$

Para el número de Nusselt local en convección mixta laminar promediado en la sección, Nu_x , obtuvieron la siguiente correlación:

$$\overline{Nu}_x = Nu_{x,cf} [1 + (Ra_q/B)^4]^{0.045} \quad (2.74)$$

donde $Nu_{x,cf}$, es el número de Nusselt en convección forzada pura, ecuación (20), Ra_q , es el número de Rayleigh para una condición de contorno de flujo de calor uniforme y B , es una función de x^* :

$$B = 5.0 \times 10^3 (x^*)^{-1} \quad \text{cuando } x^* < 1.7 \times 10^{-3} \quad (2.75)$$

$$B = 18000 + 55(x^*)^{-1.7} \quad \text{cuando } x^* > 1.7 \times 10^{-3} \quad (2.76)$$

En la siguiente figura se muestra la variación del número de Nusselt con la distancia adimensional para distintos números de Rayleigh $\overline{Nu}_x = \overline{Nu}_x(x^*, Ra_q)$:

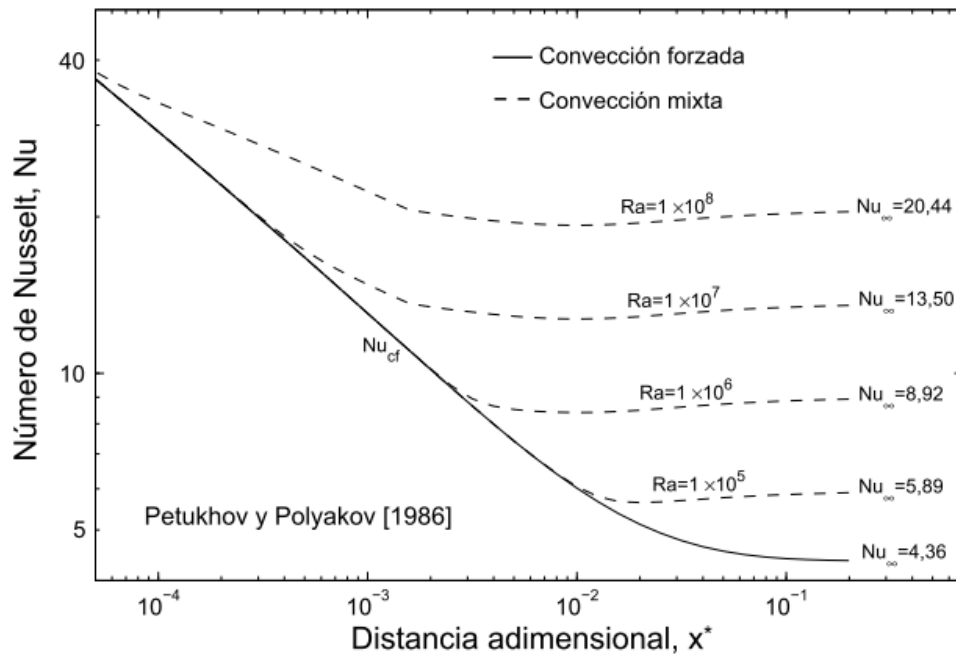


Figura 2.19: Número de Nusselt de Petukhov y Polyakov [1988] en convección mixta

Según la figura anterior, En convección forzada pura la región térmica plenamente desarrollada empieza en $x^* \approx 0.1$; aquí el número de Nusselt se hace constante e igual al conocido valor de $Nu_{cf} = 4.36$. Sin embargo, en convección mixta la región en desarrollo térmico es mucho menor ($x^* \approx 0.003$ para $Ra_q = 1 \times 10^6$).

Estos investigadores también dieron una correlación para flujo desarrollado, donde el Nusselt se hace independiente de x^* :

$$\overline{Nu}_\infty = 4.36 [1 + (Ra_q/18000)^4]^{0.045} \quad (2.77)$$

De la ecuación (2.66), se puede deducir que en la región de entrada el número de Nusselt local es proporcional a $(x^*)^{-1/3}$. Por otro lado, la ecuación (2.77) indica que en la región plenamente desarrollada se tiene un número de Nusselt asintótico que únicamente depende del número de Rayleigh, $\overline{Nu}_\infty \propto Ra_q^{0.18}$.

Correlación de Hong et al. [1974]

Los autores realizaron un estudio experimental y analítico en tubos horizontales, desarrollando únicamente correlaciones para flujo plenamente desarrollado. Propusieron la siguiente correlación para sus resultados numéricos.

$$\overline{Nu}_\infty = 0.788Ra_q^{0.177} \text{ para } Ra_q \geq 250 \quad (2.78)$$

Las experiencias las llevaron a cabo en un tubo de vidrio y otro de acero inoxidable, con agua y etilenglicol como fluidos de ensayo. Los números de Nusselt obtenidos con el tubo metálico fueron superiores a los obtenidos con el tubo de vidrio. Para tener en cuenta el efecto de la conductividad térmica de la pared, incluyeron en sus correlaciones un parámetro adimensional P_w :

$$P_w = \frac{kd}{k_p s} \quad (2.79)$$

que representa el cociente entre las resistencias térmicas circunferencial y radial en la pared del tubo. Propusieron la siguiente correlación de sus datos experimentales de número de Nusselt plenamente desarrollado:

$$\overline{Nu}_\infty = 0.5Ra_q^{0.2} Pr^{0.066} P_w^{-0.08} \quad (2.80)$$

donde todas las propiedades físicas están basadas en la temperatura de la capa límite, $T_{cl} = \frac{\overline{T}_p + T_{fm}}{2}$

Correlación de Morcos y Bergles [1975]

El trabajo de estos autores es una ampliación experimental del trabajo desarrollado por Hong et al [1974]. Realizaron nuevos experimentos en dos tubos de distinto material: uno de acero inoxidable y otro de vidrio, obteniendo mayores números de Nusselt en el tubo metálico. Únicamente realizaron experiencias en flujo plenamente desarrollado, proponiendo la siguiente correlación experimental:

$$\overline{Nu}_\infty = \left[(4.36)^2 + \left(0.145 \left(\frac{Gr_q Pr^{1.35}}{P_w^{0.25}} \right)^{0.265} \right)^2 \right]^{0.5} \quad (2.81)$$

donde las propiedades físicas del fluido se evalúan a la temperatura de la capa límite. La Ecuación (2.81) es válida en los rangos: $Ra_q = 3 \times 10^4 - 10^6$, $Pr = 4 - 175$ y $P_w = 2 - 66$.

3.2. Convección Natural en Cavidades

3.2.1. Introducción

La tasa de transferencia de calor entre dos placas inclinadas dentro de cierto ángulo tiene una gran importancia a la hora de mejorar la eficiencia de un colector solar. El efecto de la gravedad junto con la diferencia de temperaturas, hacen posible la aparición de flujos convectivos debido al gradiente de densidades del aire encerrado entre el absorbedor y la cubierta o cubiertas de vidrio. Por ello se va a analizar las ecuaciones básicas que gobiernan este modo de transferencia de calor, se hará una revisión de los estudios que abarcan este ámbito prestando una especial atención a la convección natural en el interior de recintos cerrados rectangulares y a aquellos que se han hecho sobre colectores solares en parrilla como el que aquí se está modelando. Finalmente se presentará el modelo que se ha utilizado y cuáles han sido los resultados obtenidos.

3.2.2. Ecuaciones gobernantes

Las ecuaciones que describen la transferencia de momento y energía en la convección libre se originan de los principios de conservación relacionados. Las fuerzas inerciales y viscosas siguen siendo importantes, pero a diferencia de la convección forzada las fuerzas de empuje juegan un papel principal.

Considera un flujo laminar de capa límite gobernado por fuerzas de flotación. Suponga condiciones de propiedades constantes bidimensionales estables en las que la fuerza de gravedad actúa en la dirección x negativa. También, con una excepción, suponga que el fluido es incompresible. La excepción implica explicar el efecto de la densidad variable en la fuerza de flotación (aproximación de Boussinesq), pues esta variación es la que induce el movimiento del fluido. Finalmente, suponga que son válidas las aproximaciones de capa límite.

Con estas simplificaciones, la ecuación de momento en x es:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\delta p}{\delta x} - g + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.82)$$

La ecuación anterior se puede expresar en una forma más conveniente advirtiendo primero que, si en la dirección y no hay fuerza de gravedad, entonces $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$. De aquí el gradiente de presión en la dirección x , en cualquier punto en la capa límite debe ser igual al gradiente de presión en la región en reposo fuera de la capa límite. Sin embargo, en esta región $u=0$, y la ecuación anterior se reduce a:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{g}{\rho} (\rho_{\infty} - \rho) + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.83)$$

la cual se debe aplicar a cualquier punto en la capa límite de convección libre.

El primer término en el lado derecho de la ecuación es la fuerza de flotación, y el flujo se origina debido a que la densidad ρ es variable. El origen de esta variación se puede hacer más explícito al introducir el coeficiente volumétrico de expansión térmica:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.84)$$

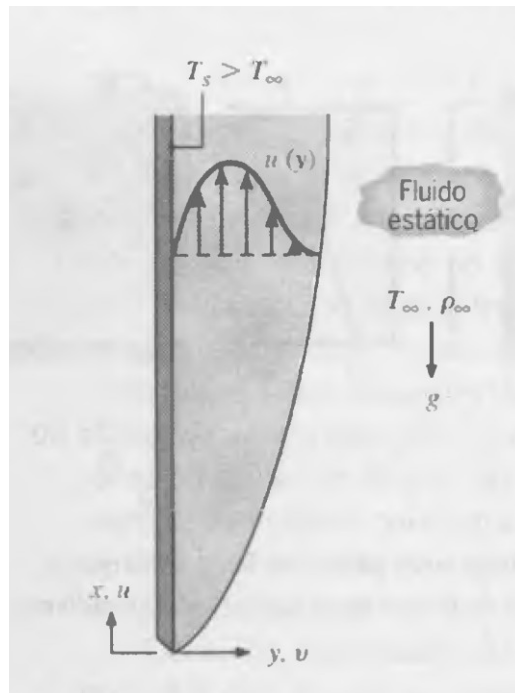


Figura 2.20: Desarrollo de la capa límite sobre una placa vertical caliente

Esta propiedad termodinámica de fluido proporciona una medida de la cantidad por la cual cambia la densidad en respuesta a un cambio en la temperatura a presión constante. Si se expresa en la siguiente forma aproximada:

$$\beta \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_{\infty} - \rho}{T_{\infty} - T} \quad (2.85)$$

se sigue que:

$$\rho_{\infty} - \rho \approx \rho\beta(T - T_{\infty}) \quad (2.86)$$

Al sustituir en la ecuación de momento en la dirección x, se tiene:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \rho\beta(T - T_{\infty}) + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.87)$$

donde ahora es aparente cómo la fuerza de flotación, que impulsa al flujo, se relaciona con la diferencia de temperaturas.

Como los efectos de empuje se confinan a la ecuación de momento, las ecuaciones de conservación de masa y energía permanecen sin cambio de la convección forzada. El conjunto de ecuaciones que describen el problema son:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = 0 \quad (2.88)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \rho\beta(T - T_{\infty}) + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.89)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2.90)$$

Para el caso del aire en el interior del absorbedor se puede considerar como un gas ideal, y en ese caso el coeficiente de expansión β es:

$$\text{Si } \rho = \frac{p}{RT}, \text{ entonces } \beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{\rho} \frac{p}{RT^2} = \frac{1}{T} \quad (2.91)$$

donde T es la temperatura absoluta.

3.2.3. Parámetros adimensionales

Consideremos ahora los parámetros adimensionales que gobiernan el flujo de convección libre y la transferencia de calor. Introduciendo a las ecuaciones que gobiernan el flujo, los siguientes parámetros:

$$x^* = \frac{x}{L} \quad (2.92)$$

$$y^* = \frac{y}{L} \quad (2.93)$$

$$u^* = \frac{u}{u_0} \quad (2.94)$$

$$v^* = \frac{v}{v_0} \quad (2.95)$$

$$T^* = \frac{T - T_\infty}{T_s - T_\infty} \quad (2.96)$$

donde L es una longitud característica y u_0 es una velocidad de referencia arbitraria, las ecuaciones de momento en x y de energía se reducen a:

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L}{u_0^2} + \frac{1}{Re_L} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \quad (2.97)$$

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L Pr} \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \quad (2.98)$$

El parámetro adimensional en el primer término del lado derecho de la ecuación de cantidad de movimiento es una consecuencia directa de la fuerza de empuje. Sin embargo, como se expresa en términos de la velocidad de referencia u_0 , no es conveniente en su forma actual. Se acostumbra por tanto a trabajar con una forma alternativa que se obtiene al multiplicar por Re_L^2 . El resultado es el número de Grashof Gr_L .

$$Gr_L \equiv \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (2.99)$$

El número de Grashof indica la razón de las fuerzas de empuje a las fuerzas viscosas que actúan sobre el fluido.

3.2.4. Convección natural en el interior de recintos

Los problemas en recintos surgen cuando una superficie sólida envuelve completamente un fluido, como es el caso del aire contenido entre el absorbedor, la cubierta de vidrio, y el aislamiento lateral. La geometría del problema se puede representar esquemáticamente según la figura siguiente. La cavidad está limitada por dos placas paralelas e isotermas (en el caso del captador solar esta condición no se cumple, pero podemos tomar estas investigaciones como punto de partida) inclinadas un ángulo Θ desde la horizontal, espaciadas una distancia L . La temperatura T_h es mayor que la temperatura T_c , luego aquella cavidad con $\Theta=0^\circ$, es una cavidad horizontal calentada desde abajo, cuando $\Theta=90^\circ$, entonces es una cavidad vertical calentada desde un lado, y cuando $\Theta=180^\circ$, se trata también de una cavidad horizontal calentada desde arriba.

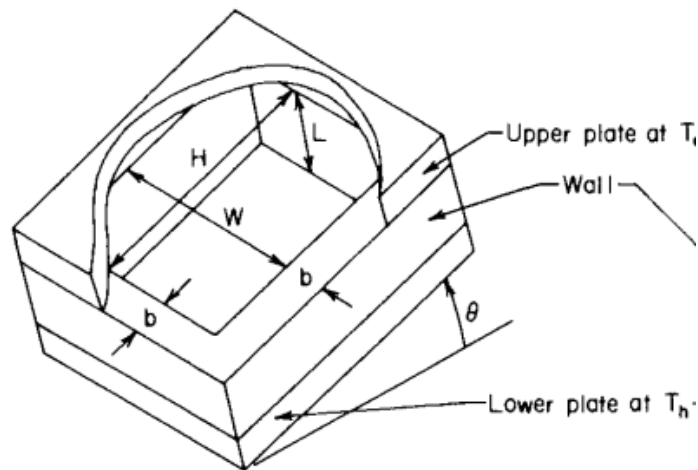


Figura 2.21: Geometría del recinto

El área de cada placa que está en contacto con el fluido es $A_f = HW$ y la pared que limita al fluido por los laterales tiene un espesor uniforme b y una conductividad térmica k_w . La condición de contorno térmica en el exterior de las superficies es adiabática. El fluido, a su vez, se puede considerar completamente transparente o completamente opaco a la radiación térmica. Normalmente los líquidos se consideran opacos y los gases transparentes. Si el fluido es transparente (como ocurre en el caso de los colectores) el intercambio de radiación puede afectar a la convección natural alterando la distribución de temperaturas.

Se pueden asignar dos números de Nusselt a los problemas con cavidades. El primero de ellos:

$$Nu = 1 + \frac{(q_f - q_{f0})L}{k(T_h - T_c)A_f} \quad (2.100)$$

y el segundo:

$$Nu = 1 + \frac{(q_f + q_r + q_w - (q_{f0} + q_{r0} + q_{w0}))L}{k(T_h - T_c)A_f} \quad (2.101)$$

donde q_f , es el flujo de calor que no proviene de la radiación de la superficie interior que se encuentra a una temperatura T_h , q_r , es el flujo de calor radiante que proviene también de esa cara y q_w es el flujo de calor de conducción desde el área A_w de la cara caliente. La transferencia de calor q_{f0}, q_{r0}, q_{w0} , son los respectivos valores de q_f, q_r, q_w cuando el fluido está en estado estacionario y su comportamiento térmico es como el de un sólido. Para fluidos que son opacos:

$$q_r = q_{r0} = 0 \quad q_{f0} = \frac{k(T_h - T_c)A_f}{L} \quad q_{w0} = \frac{k_w A_w (T_h - T_c)}{L} \quad (2.102)$$

Si el fluido es transparente, $q_{f0} + q_{r0} + q_{w0}$ se deben determinar por un análisis combinado de radiación y conducción (Hollands, 1984)

El análisis dimensional revela que, en el caso más general:

$$Nu = Nu \left(Ra, Pr, \theta, \frac{D}{L}, \frac{b}{L}, \frac{k_w}{k}, \frac{\sigma T_L^3 L}{k}, \varepsilon_w, \varepsilon_h, \varepsilon_c, \frac{T_h}{T_c} \right) \quad (2.103)$$

El número de Rayleigh basado en la dimensión L:

$$Ra = \frac{g\beta(T_h - T_c)L^3}{\nu\alpha} \quad (2.104)$$

3.2.5. Número de Rayleigh críticos para cavidades horizontales

El número de Rayleigh crítico gobierna el inicio del movimiento por efectos convectivos del fluido en el interior de la cavidad. En cavidades que se encuentran restringidas en dirección horizontal (es decir, $W \gg L$ y $H \gg L$) el Ra_c depende de los parámetros geométricos que describen la cavidad y de las propiedades térmicas de la pared, pero no del número de Prandtl. Para $\Theta=0^\circ$, Ra_c se encuentra limitado por los valores de Ra_{cp} y Ra_{ci} . Los trabajos de (Catton, 1972) evalúan los valores anteriores y los tabularon para un paralelepípedo rectangular. El mayor de estos valores es Ra_{cp} , que se aplica a paredes perfectamente conductoras (no es nuestro caso) y el menor de ellos Ra_{ci} que se aplica a paredes adiabáticas (es el que más se acerca al modelo de captador). Según estos estudios para una cavidad rectangular:

$$\frac{H}{L} \text{ y } \frac{W}{L} \rightarrow \infty, Ra_{cp} = 1708 \text{ y } Ra_{ci} = 1708 \quad (2.105)$$

Estos estudios tabularon los valores críticos del Ra (Figura 2.22). Si nos fijamos en las dimensiones para el modelo de 1 solo tubo, $1.83 \times 0.123 \times 0.02$, vemos que nos encontramos prácticamente en la zona asintótica ($W/L=6.15$, $H/L=91$) y $Ra_c = 1708$.

3.2.6. Convección en cavidades rectangulares

Cavidades extensas en dirección horizontal ($H \gg L$ y $W \gg L$). Cuando $\Theta=0^\circ$, el fluido caliente, más ligero, se encuentra debajo del fluido frío más pesado, lo que da lugar a una inestabilidad inherente. A pesar de esta inestabilidad el fluido permanece estacionario si el número de Rayleigh (Ra) es menor que un valor crítico, para este tipo de geometría dicho valor es 1708. Para los casos donde $Ra > Ra_c$ la inestabilidad conduce a un movimiento convectivo que depende de Ra y Pr. Para un Ra ligeramente superior a Ra_c , el movimiento consiste en cilindros estables del orden de L, pero conforme aumenta Ra, se dan patrones de flujo más complejos, y eventualmente se convierte en inestable. Para valores muy altos de Ra, se vuelve turbulento. Las características de la transferencia de calor reflejan la existencia de diferentes regímenes de flujo: para $Ra < Ra_c$ el fluido esta estacionario, y por lo tanto $Nu=1$, el movimiento en células se inicia en Ra_c produciendo un fuerte aumento de Nussel, que finalmente se vuelve asintótico alrededor del valor de $Ra^{1/3}$ para valores altos de Ra.

W/L	H/L									
	0.125		0.25		0.5		1.00		2.00	
	Ra _{ci}	Ra _{cp}	Ra _{ci}	Ra _{cp}	Ra _{ci}	Ra _{cp}	Ra _{ci}	Ra _{cp}	Ra _{ci}	Ra _{cp}
0.125	3,011,718	9,802,960								
0.25	333,013	1,554,480	203,163	638,754						
0.50	70,040	606,001	28,452	115,596	17,307	48,178				
1.00	37,689	469,377	11,962	64,271	5,262	14,615	3446	6974		
1.50	39,798		12,540		6,341		3270			
2.00	36,262	444,995	11,020	53,529	4,524	11,374	2789	5138	2276	3774
2.50	37,058		11,251		4,567		2754			2222
3.00	35,875	444,363	10,757	50,816	4,330	9,831	2622	3906	2121	2754
3.50	36,209		10,858		4,355		2609			2098
4.00	35,664	457,007	10,635	50,136	4,245		2552	3634	2057	2531
4.50	35,794		10,666		4,261	9,312	2545			2044
5.00	35,486	473,725	10,544	50,088	4,186		2502	3446	2009	2360
5.50	35,556		10,571		4,196	9,099	2498			2001
6.00	35,380	494,741	10,499	50,410	4,158		2480	3558	1989	2286
6.50	35,451		10,518		4,165	8,980	2447			1984
12.00	35,193		10,426		4,118		2453			1967

W/L	H/L									
	3.00		4.00		5.00		6.00		12.00	
	Ra _{ci}	Ra _{cp}	Ra _{ci}	Ra _{cp}	Ra _{ci}	Ra _{cp}	Ra _{ci}	Ra _{cp}	Ra _{ci}	Ra _{cp}
3.00	2004	2557								
3.50	1978									
4.00	1941	2337	1894	2270						
4.50	1927		1878							
5.00	1897	2174	1852	2111		2082				
5.50	1888		1842							
6.00	1879	2101	1833	2037	1810	2008	1797	1992		
6.50	1871		1826		1803		1789			1741
12.00	1855		1808		1783		1768			

Figura 2.22: Número de Rayleigh Críticos para una cavidad horizontal

Para $\Theta=0^\circ$, la ecuación recomendada para Nu (Holland, 1984):

$$Nu = 1 + \left[1 - \frac{1708}{Ra}\right]^* \left[k_1 + 2 \left(\frac{Ra^{\frac{1}{3}}}{k_2} \right)^{1 - \ln\left(\frac{Ra^{\frac{1}{3}}}{k_2}\right)} \right] + \left[\left(\frac{Ra}{5803} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^* \quad (2.106)$$

donde los asteriscos en los corchetes indican que solamente se deben tomar los valores positivos, es decir:

$$[X]^* = \left(\frac{|X| + X}{2} \right) \quad (2.107)$$

Los valores de k_1 y k_2 son función de Pr, y se encuentran tabulados en la tabla siguiente:

Pr (approximate)	k_1	k_2	Range of Ra tested
0.02	0.35	>200	$10^3 \leq Ra \leq 10^8$
0.7	1.40	>400	$10^3 \leq Ra \leq 10^{11}$
6	1.44	140	$10^3 \leq Ra \leq 2 \times 10^5$
34	1.44	100	$10^3 \leq Ra \leq 10^5$
100	1.44	-85	$10^3 \leq Ra \leq 3 \times 10^6$
200	1.44	85	$10^3 \leq Ra \leq 5 \times 10^5$
3000	1.44	-75	$10^3 \leq Ra \leq 3 \times 10^4$

Las siguientes ecuaciones fijan la dependencia de k_1 y k_2 con Pr:

$$k_1 = \frac{1.44}{1 + \frac{0.018}{Pr} + 0.00136/Pr^2}$$

$$k_2 = 75 \exp(1.5 Pr^{-\frac{1}{2}})$$

En la siguiente figura se puede ver la correlación 2.106, dibujada para un rango de Prandtl propio del agua a temperaturas moderadas comparada con otros trabajos experimentales.

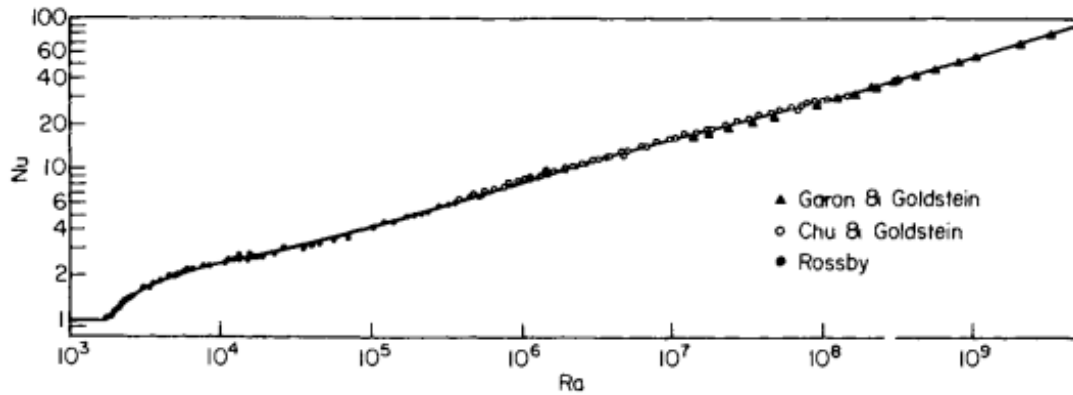


Figura 2.23: Comparación de la ecuación I con los resultados de Garon y Goldstein , Chu y Goldstein y Rossby para agua (Pr=6)

3.2.7. Transferencia de calor en cavidades rectangulares inclinadas

Dependiendo de la inclinación Θ , el flujo en el interior de una cavidad con $W/H > 8$ puede parecerse al correspondiente en una cavidad horizontal o vertical, es raro que sea una combinación de las características de ambos. Consecuentemente, salvo contadas excepciones, el número de Nusselt en una cavidad inclinada se puede determinar, como una aproximación razonable, ya sea de la solución del Nusselt horizontal o vertical, por medio de leyes escala angular.

Para el caso de cavidades con $Pr \approx 0.7$ y $\frac{W}{H} \geq 8$, que es el que más se acerca a las condiciones que estamos simulando. La correlación más recomendada para ángulos comprendidos entre 0 y 60 grados y para números de Rayleigh por encima de 10^5 es la de Hollands *et al*:

$$Nu = 1 + \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \theta} \right]^* \left[1 - \frac{1708 (\sin 1.8 \theta)^{1.6}}{Ra \cos \theta} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cos \theta}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^* \quad (2.108)$$

Sin embargo para valores de $Ra = 10^6$, la correlación anterior subestima los resultados obtenidos por (S.M. Elsherbiny, 1982) en un 10%.

3.3. Transmisión de calor por radiación

3.3.1. Transferencia de calor por radiación

La transferencia de calor por radiación tiene el objetivo de llevar hasta el captador la energía necesaria para calentar el fluido calo-transportador. Aunque en la mayoría de los problemas de la ingeniería la transferencia de calor por radiación es despreciable, para el caso de colectores solares donde el flujo de energía es normalmente dos órdenes de magnitud más pequeño que en el resto de equipamiento térmico convencional, la radiación térmica es un modo de transferencia de calor importante.

3.3.2. El espectro electromagnético

La radiación térmica es energía electromagnética que se propaga por el espacio a la velocidad de la luz. Para la mayoría de las aplicaciones de energía solar, únicamente la radiación térmica es importante. La radiación térmica es emitida por cuerpos en virtud de su temperatura, los átomos, moléculas o electrones por los que están formados, se elevan a estados excitados volviendo espontáneamente hacia estados de menor energía gracias a la emisión de energía en forma de radiación electromagnética.

El espectro de radiación electromagnética se divide en bandas de diferente longitud de onda. Estas bandas y la longitud de onda asociada a cada una se representan en la siguiente figura:

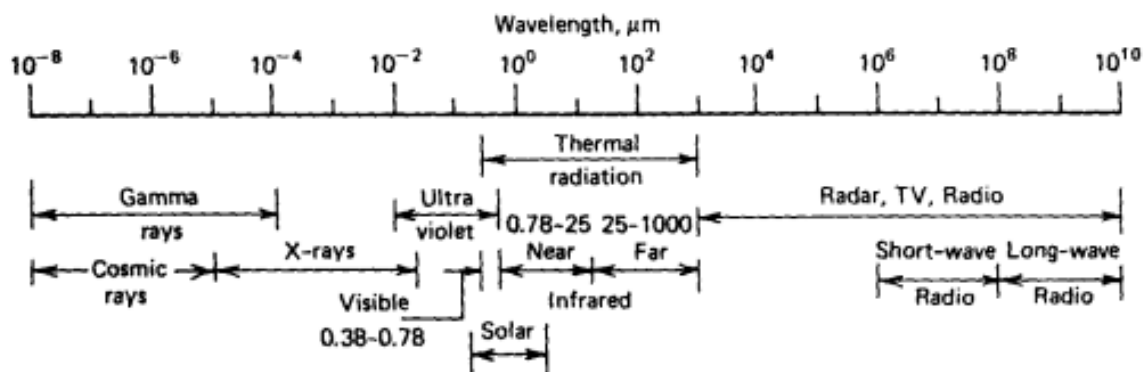


Figura 2.24: Espectro electromagnético

El ancho de longitudes de onda de importancia para la radiación solar y sus aplicaciones van desde el ultravioleta hasta el infrarrojo, esto es desde 0.3 hasta aproximadamente 25 μm . La radiación solar fuera de la atmósfera tiene la mayoría de su energía en el rango de 0.25 a 3 μm .

3.3.3. El Cuerpo Negro

Un cuerpo negro es un perfecto absorbedor de radiación. No importa que longitud de onda o qué dirección describa la radiación incidente sobre él, toda la que incide sobre el mismo será absorbida. Por lo que un cuerpo negro es un concepto ideal ya que todas las sustancias van a reflejar una parte de la radiación incidente.

Además, un cuerpo negro es un perfecto emisor de radiación. Se puede utilizar un experimento simple para demostrar que si un cuerpo es un perfecto emisor de radiación, entonces también debe ser un perfecto absorbedor. Supongamos que tenemos un pequeño cuerpo negro y otro no-negro dentro de un gran recinto al que se ha hecho el vacío. Si este espacio está aislado entonces tanto el recinto, como

el cuerpo negro como el cuerpo real alcanzarán al mismo tiempo una temperatura de equilibrio. El cuerpo negro por definición absorberá toda la radiación incidente y para mantener una temperatura constante también deberá emitir una cantidad igual de energía. El cuerpo real absorberá menos radiación que el cuerpo negro y consecuentemente emitirá menos radiación que el cuerpo negro.

3.3.4. La ley de Planck y la ley de desplazamiento de Wien

La radiación en la región del espectro electromagnético, es decir, desde 0.2 μm hasta aproximadamente 1000 μm se llama radiación térmica, y es emitida por sustancias en virtud de su temperatura. La distribución de longitud de onda emitida por un cuerpo negro está dada por la ley de Planck:

$$E_{\lambda b} = \frac{2\pi h C_0^2}{\lambda^5 [\exp(h C_0 / \lambda k T) - 1]} \quad (2.109)$$

Donde h es la constante de Planck y k es la constante de Boltzmann. El conjunto $2\pi h C_0^2$ y $h C_0 / k$ normalmente se llaman primera y segunda constantes de radiación y se representan por los símbolos C_1 y C_2 .

Derivando e igualando a cero la ley de Planck podemos conocer la longitud de onda para la cual tenemos la máxima intensidad de radiación de cuerpo negro. Esto nos lleva a la ley de desplazamiento de Wien, que se puede escribir como:

$$\lambda_{max} T = 2897.8 \mu\text{mK} \quad (2.110)$$

En la figura siguiente se representa la ley de Planck que muestra la distribución de radiación para un cuerpo negro a temperaturas de 6000, 1000 y 400 K. La temperatura de 6000 K, es la de la superficie solar, por lo que representa la distribución de radiación solar fuera de la atmósfera terrestre.

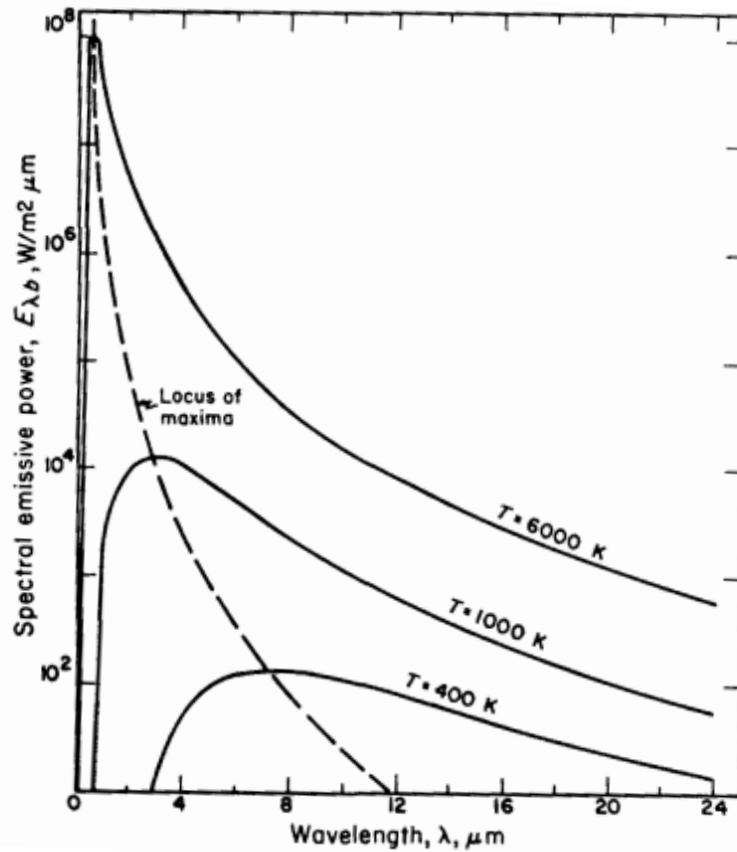


Figura 2.25: Distribución de energía emitida por un cuerpo negro

3.3.5. Ecuación de Stefan-Boltzmann

La ley de Planck representa la distribución del espectro radiación en un cuerpo negro, pero normalmente en aplicaciones prácticas se requiere el cálculo de la energía total. Por lo tanto si integramos la ley de Planck en todo el rango de longitudes de onda encontramos que la energía emitida por un cuerpo negro debe ser:

$$E_b = \int_0^{\infty} E_{b\lambda} d\lambda = \sigma T^4 \quad (2.111)$$

donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann que es igual a $5.667 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$.

3.3.6. Intensidad de radiación

La radiación que emite una superficie se propaga en todas las direcciones posibles, y a menudo estamos interesados en conocer su distribución direccional. También, la radiación incidente sobre una superficie puede venir de diferentes direcciones, y la forma en que la superficie responde a esta radiación depende de la dirección. Tales efectos direccionales se pueden tratar mediante la introducción del concepto de intensidad de radiación:

3.3.6.1. Definiciones

Considere la emisión en una dirección particular desde un elemento de área dA_1 , como se muestra en la Figura 2.26. Esta dirección se puede especificar en términos de los ángulos cenital y acimutal, θ y ϕ , respectivamente, de un sistema de coordenadas esféricas (Figura 2.26). Una superficie diferencialmente pequeña en el espacio C , a través de la cual pasa esta radiación, subtende un ángulo sólido $d\omega$ cuando se ve desde un punto sobre dA_1 . En la Figura 2.27 vemos que el ángulo plano diferencial $d\alpha$ se define por una región entre los rayos de un círculo y se mide como la razón del elemento de longitud de arco dl sobre el círculo al radio r del círculo. De manera similar, en la Figura 2.27b el ángulo sólido diferencial $d\omega$ está definido por una región entre los rayos de una esfera y se mide como la razón del elemento de área dA_n sobre la esfera al cuadrado del radio de la esfera. En consecuencia,

$$d\omega \equiv \frac{dA_n}{r^2} \quad (2.112)$$

El área dA_n es normal a la dirección (θ, ϕ) , y según se muestra en la Figura 2.28, se puede representar como $dA_n = r^2 \sin\theta d\theta d\phi$ para una superficie esférica. Por consiguiente,

$$d\omega = \sin\theta d\theta d\phi$$

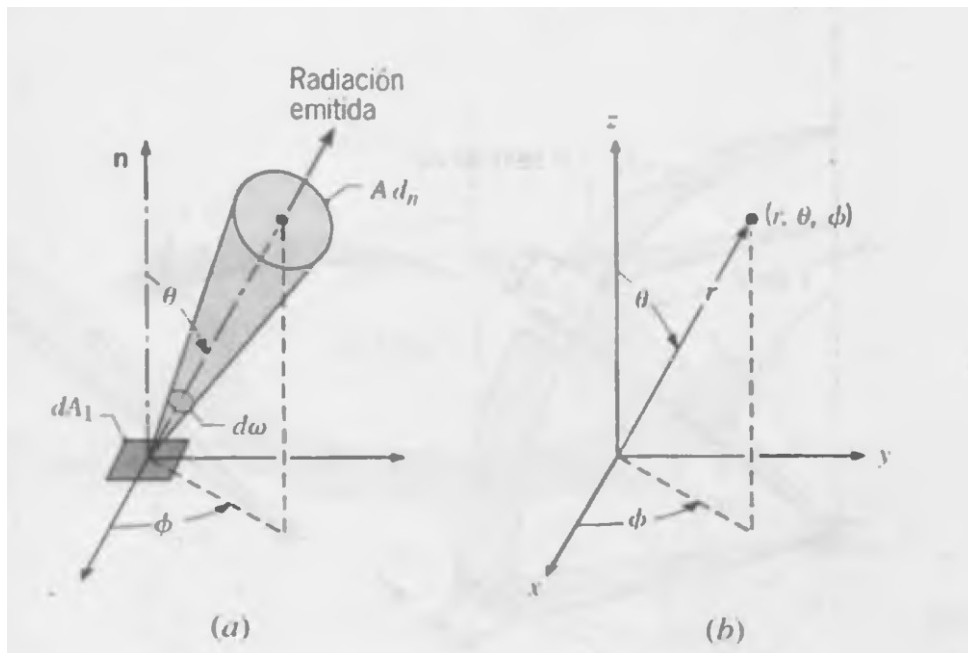


Figura 2.26: Naturaleza direccional de la radiación. (a) Emisión de radiación desde un área diferencial dA_1 en un ángulo sólido $d\omega$ subtendido por dA_n en un punto sobre dA_1 . (b) Sistema de coordenadas esféricas

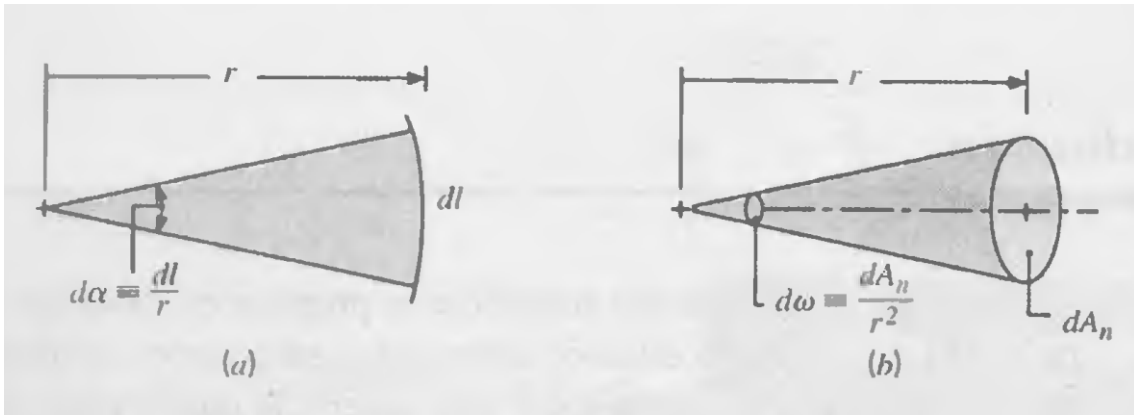


Figura 2.27: Definición de ángulos (a) plano y (b) sólido

En tanto que el ángulo plano $d\alpha$ tiene unidades de radianes, la unidad del ángulo sólido es el esterorradián.

Si consideramos ahora la proporción en que la emisión de dA_1 pasa a través de dA_n . Esta cantidad se puede expresar en términos de la intensidad espectral $I_{\lambda,e}$ de la radiación emitida. Definimos formalmente $I_{\lambda,e}$, como la razón a la que se emite energía radiante a la longitud de onda λ en la dirección (θ, ϕ) , por unidad de área de la superficie emisora normal a esta dirección, por unidad de ángulo sólido alrededor de esta dirección, y por intervalo de longitud de onda unitaria alrededor de λ . Nótese que el área que se utiliza para definir la intensidad es la componente de dA_1 perpendicular a la dirección de la radiación. La Figura 2.29 muestra que esta área proyectada es igual a $dA_1 \cos\theta$. La intensidad espectral, que tiene unidades de $W/m^2 \cdot sr \cdot \mu m$, es entonces,

$$I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \varphi) \equiv \frac{dq}{dA_1 \cos\theta \cdot d\omega \cdot d\lambda} \quad (2.113)$$

donde $(dq/d\lambda) \equiv dq_\lambda$, es la razón a la que la radiación de longitud de onda λ sale de dA_1 y pasa a través de dA_n . Al reacomodar la ecuación anterior, se sigue que:

$$dq_\lambda = I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \varphi) dA_1 \cos\theta d\omega \quad (2.114)$$

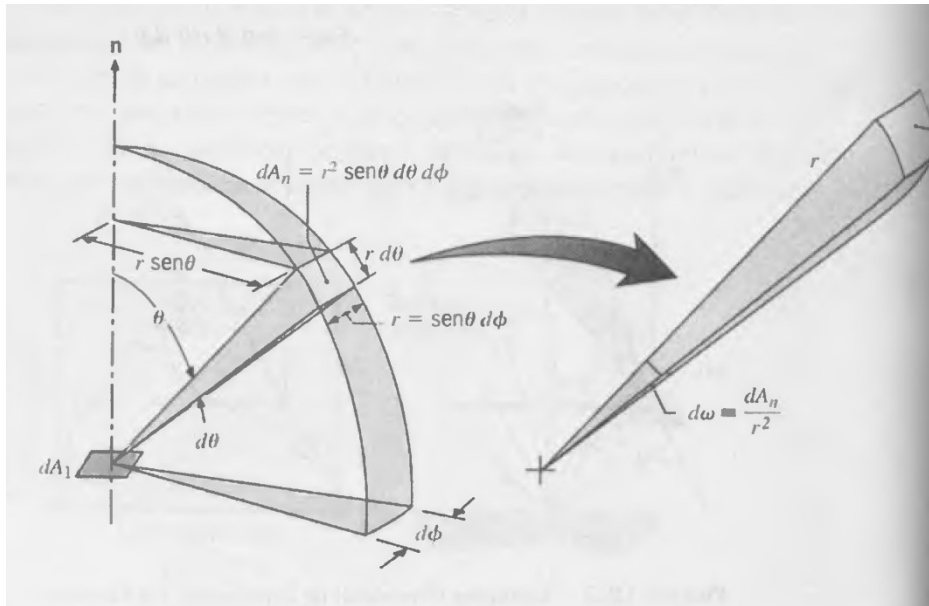


Figura 2.28: Ángulo sólido subtendido por dA_n en un punto sobre dA_1 en el sistema de coordenadas esféricas

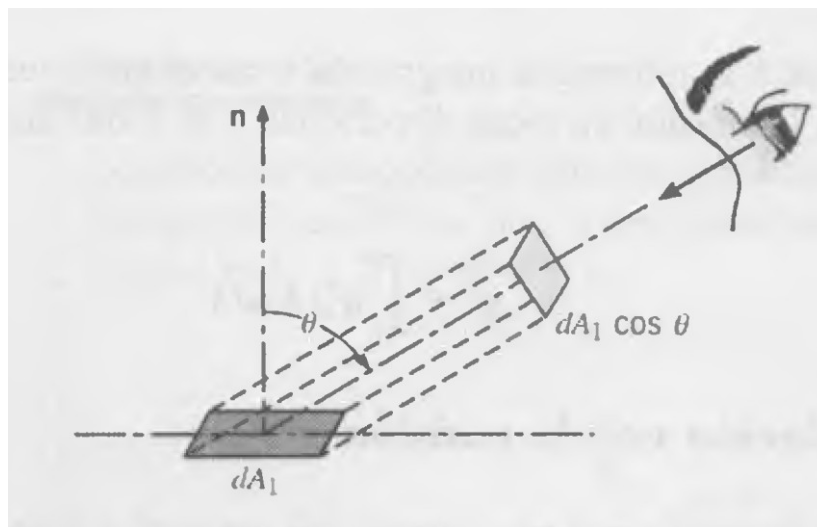


Figura 2.29: Proyección de dA_1 normal a la dirección de la radiación

donde dq_λ tiene unidades de $W/\mu m$. Esta importante expresión nos permite calcular la rapidez a la que la radiación emitida por una superficie se propaga en la región de espacio definida por el ángulo sólido $d\omega$ alrededor de la dirección (θ, ϕ) . Al expresar la ecuación anterior por unidad de área de la superficie emisora y sustituir la ecuación: $d\omega = \sin\theta d\theta d\phi$, el flujo de radiación espectral asociado con dA_1 es:

$$dq'_\lambda = I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \phi) \cos\theta \sin\theta d\theta d\phi \quad (2.115)$$

Si se conocen las distribuciones espectral y direccional de $I_{\lambda,e}$, el flujo de calor asociado con la emisión en cualquier ángulo sólido finito o sobre cualquier intervalo finito de longitudes de onda se puede determinar al integrar la ecuación anterior. Por ejemplo, el flujo de calor espectral asociado con la emisión en un hemisferio hipotético arriba de dA_1 , como se muestra en la Figura 2.30, es:

$$q''_{\lambda}(\lambda) = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \varphi) \cos\theta \sin\theta d\theta d\varphi \quad (2.116)$$

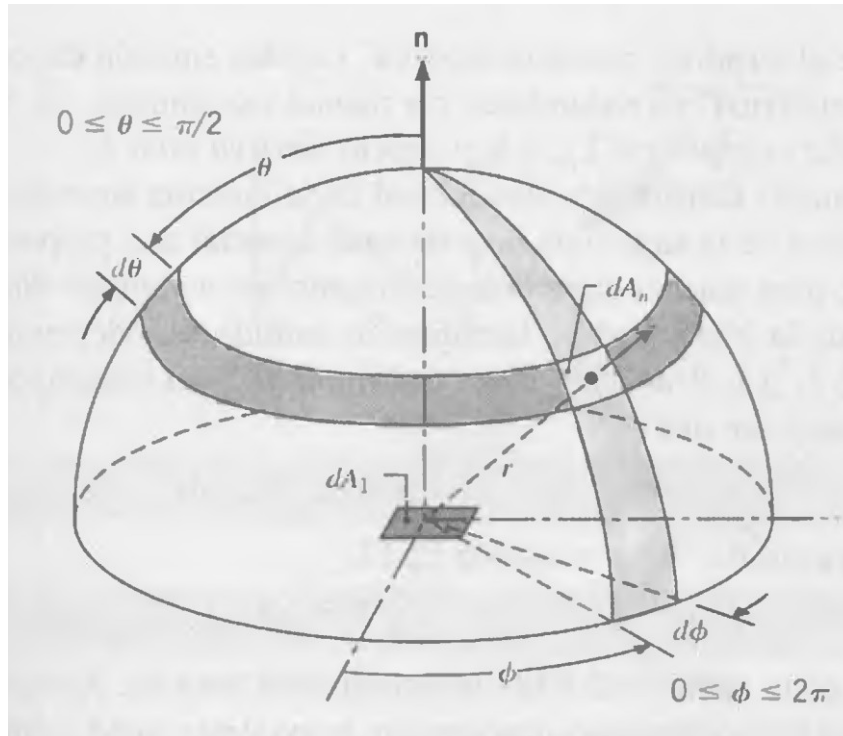


Figura 2.30: Emisión de un elemento diferencial de área dA_1 en un hemisferio hipotético centrado en un punto sobre dA_1

3.3.6.2. Relación con la emisión

La intensidad de radiación está relacionada con varios flujos de radiación importantes. La emisión ocurre desde cualquier superficie que está a una temperatura finita. Se introduce el concepto de potencia emisiva para cuantificar la cantidad de radiación emitida por área superficial unitaria. La potencia espectral emisiva hemisférica, $E_{\lambda}(W/m^2 \cdot \mu m)$ se define como la intensidad a la que se emite radiación de longitud de onda λ en todas direcciones desde una superficie por unidad de longitud de onda alrededor de λ y por área superficial unitaria. En consecuencia, se relaciona con la intensidad espectral de la radiación emitida mediante una expresión de la forma:

$$E_{\lambda}(\lambda) = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \varphi) \cos\theta \sin\theta d\theta d\varphi \quad (2.117)$$

en cuyo caso es equivalente al flujo de calor dado por la ecuación anterior. Nótese que E_{λ} es un flujo que se basa en el área superficial real, mientras que $I_{\lambda,e}$ se basa en el área proyectada. El término $\cos\theta$ que aparece en el integrando es una consecuencia de esa diferencia.

La potencia emisiva total hemisférica, $E(W/m^2)$, es la rapidez a la que se emite radiación por unidad de área en todas las longitudes de onda y en todas las direcciones posibles. En consecuencia,

$$E = \int_0^{\infty} E_{\lambda}(\lambda) d\lambda \quad (2.118)$$

Aunque la distribución direccional de la emisión superficial varía de acuerdo con la naturaleza de la superficie, hay un caso especial que proporciona una aproximación razonable para muchas superficies. Hablamos de un emisor difuso como una superficie para la que la intensidad de la radiación emitida es independiente de la dirección en cuyo caso $I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \varphi) = I_{\lambda,e}(\lambda)$. Entonces se tiene que:

$$E_{\lambda}(\lambda) = \pi I_{\lambda,e}(\lambda) \quad (2.119)$$

3.3.6.3. Relación con la irradiación

Aunque nuestra atención está puesta en la radiación emitida por una superficie, los conceptos anteriores se pueden extender a la radiación incidente. Tal radiación se puede originar de la emisión y reflexión que ocurre en otras superficies y tendrá distribución espectrales y direccionales determinadas por la intensidad espectral $I_{\lambda,i}(\lambda, \theta, \varphi)$. Esta cantidad se define como la proporción en que la energía radiante de longitud de onda λ incide de la dirección (θ, φ) , por unidad de área de la superficie interceptora normal a esta dirección, por unidad de ángulo sólido alrededor de esta dirección, y por intervalo de longitud de onda unitaria $d\lambda$ alrededor de λ .

La intensidad de la radiación incidente se puede relacionar con un flujo radiativo importante, denominado irradiación, que abarca la radiación incidente desde todas direcciones. La irradiación espectral $G_{\lambda}(W/m^2 \cdot \mu m)$ se define como la velocidad a la que la radiación de longitud de onda λ incide sobre una superficie, por unidad de área de la superficie y por intervalo de longitud de onda unitaria $d\lambda$ alrededor de λ . En consecuencia:

$$G_{\lambda}(\lambda) = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I_{\lambda,i}(\lambda, \theta, \varphi) \cos\theta \sin\theta d\theta d\varphi \quad (2.120)$$

donde $\sin\theta d\theta d\varphi$ es el ángulo sólido unitario. El factor $\cos\theta$ se origina debido a que G_{λ} es un flujo que se basa en el área superficial real, mientras que $I_{\lambda,i}$ se define en términos del área proyectada. Si la irradiación total $G(W/m^2)$ representa la razón a la que incide la radiación por unidad de área desde todas las direcciones y a todas las longitudes de onda, se sigue que:

$$G = \int_0^{\infty} G_{\lambda}(\lambda) d\lambda \quad (2.121)$$

3.3.6.4. Relación con la radiosidad

El último flujo radiativo de interés, denominado radiosidad, explica toda la energía radiante que sale de una superficie. Como esta radiación incluye la parte reflejada de la irradiación, así como la emisión directa, la radiosidad es por lo general diferente de la potencia emisiva. La radiosidad espectral $J_{\lambda}(W/m^2 \cdot \mu m)$ representa la rapidez a la que la radiación de longitud de onda unitaria $d\lambda$ alrededor de λ . Como explica la radiación que sale en todas direcciones, se relaciona con la intensidad asociada con la emisión y la reflexión, $I_{\lambda,e+r}(\lambda, \theta, \varphi)$, por una expresión de la forma:

$$J_{\lambda}(\lambda) = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I_{\lambda,e+r}(\lambda, \theta, \varphi) \cos\theta \sin\theta d\theta d\varphi \quad (2.122)$$

De aquí la radiosidad total $J(W/m^2)$ asociada con todo el espectro es:

$$J = \int_0^{\infty} J_{\lambda}(\lambda) d\lambda \quad (2.123)$$

3.3.7. Emisión superficial

Después de desarrollar la noción de un cuerpo negro para describir el comportamiento de una superficie ideal, podemos ahora considerar el comportamiento de superficies reales. Recuerde que el cuerpo negro es un emisor ideal en el sentido de que ninguna superficie puede emitir más radiación que un cuerpo negro a la misma temperatura. Es por tanto conveniente elegir el cuerpo negro como una referencia al describir la emisión desde una superficie real. Una propiedad radiativa superficial conocida como, emisividad, se puede definir como la razón de la radiación emitida por la superficie a la radiación emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura.

Es importante reconocer que, en general, la radiación espectral emitida por una superficie real difiere de la distribución de Planck (Figura 2.31a). Además, la distribución direccional (Figura 2.31b) puede ser diferente de la difusa. Por tanto, la emisividad puede tomar valores diferentes según se esté interesado en la emisión a una longitud de onda dada o en una dirección dada, o bien en promedios integrados sobre longitud de onda y dirección.

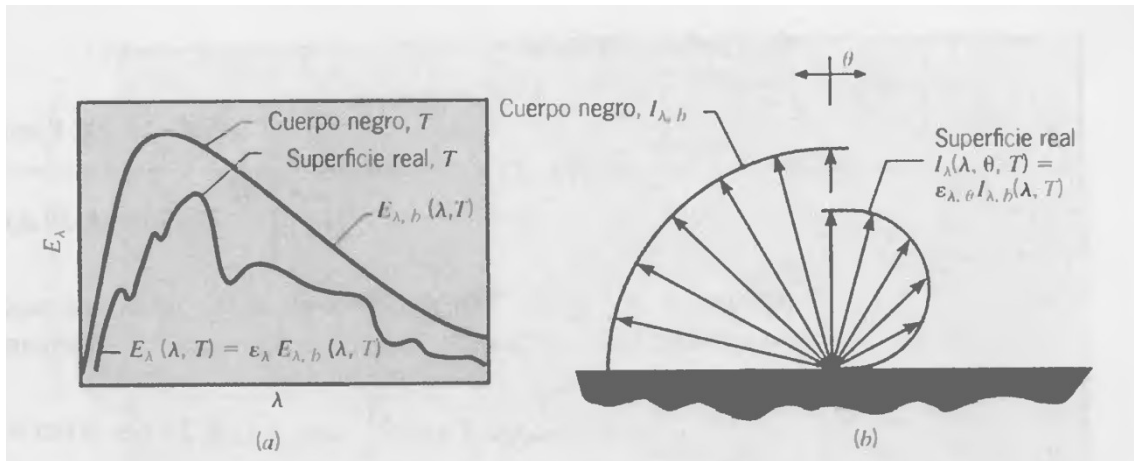


Figura 2.31: Comparación de la emisión de un cuerpo negro y de una superficie real. Distribución espectral (a). Distribución direccional (b)

Definimos la emisividad direccional espectral $\epsilon_{\lambda,\theta}(\lambda, \theta, \varphi, T)$ de una superficie a una temperatura T como la razón de la intensidad de la radiación emitida en la longitud de onda λ y en la dirección de θ y φ a la intensidad de radiación emitida por un cuerpo negro a los mismos valores de T y λ . De aquí:

$$\epsilon_{\lambda,\theta}(\lambda, \theta, \varphi, T) = \frac{I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \varphi, T)}{I_{\lambda,b}(\lambda, T)} \quad (2.124)$$

Observe cómo los subíndices λ y θ designan el interés en una longitud de onda y dirección específicas para la emisividad. Por el contrario, los términos que aparecen dentro de los paréntesis designan la dependencia funcional respecto a la longitud de onda, dirección, y/o temperatura. La ausencia de variables direccionales en el paréntesis del denominador en la ecuación anterior implica que la intensidad es independiente de la dirección, que es, por supuesto, una característica de la emisión del cuerpo negro. De manera similar una emisividad direccional total ϵ_{θ} , que representa un promedio espectral de $\epsilon_{\lambda,\theta}$, se puede definir como:

$$\varepsilon_{\theta}(\theta, \varphi, T) = \frac{I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \varphi, T)}{I_{\lambda,b}(T)} \quad (2.125)$$

En la mayoría de los cálculos de ingeniería, se desea trabajar con propiedades superficiales que representen promedios direccionales. Una emisividad espectral hemisférica por tanto se define como:

$$\varepsilon_{\lambda}(\lambda, T) = \frac{E_{\lambda}(\lambda, T)}{E_{\lambda,b}(T)} \quad (2.126)$$

La emisividad total hemisférica, que representa un promedio sobre todas las direcciones y longitudes de onda posibles, se define como:

$$\varepsilon(T) = \frac{E(T)}{E_b(T)} \quad (2.127)$$

Por lo tanto también se puede definir como:

$$\varepsilon(T) = \frac{\int_0^{\infty} \varepsilon_{\lambda}(\lambda, T) E_{\lambda,b}(\lambda, T) d\lambda}{E_b(T)} \quad (2.128)$$

3.3.8. Absortividad

La absorptividad es una propiedad que determina la fracción de la irradiación absorbida por una superficie. La determinación de la propiedad es complicada por el hecho de que, como la emisión, se puede caracterizar por una dependencia direccional y espectral. La absorptividad direccional espectral, $\alpha_{\lambda,\theta}(\lambda, \theta, \varphi)$, de una superficie se define como la fracción de la intensidad espectral incidente en la dirección de θ y φ que la superficie absorbe. De aquí:

$$\alpha_{\lambda,\theta}(\lambda, \theta, \varphi) \equiv \frac{I_{\lambda,i,abs}(\lambda, \theta, \varphi)}{I_{\lambda,i}(\lambda, \theta, \varphi)} \quad (2.129)$$

En esta expresión, ignoramos cualquier dependencia de la absorptividad sobre la temperatura de la superficie. Tal dependencia es pequeña para la mayoría de las propiedades radiativas espectrales.

Está implícito en los resultados anteriores que las superficies pueden exhibir una absorción selectiva con respecto a la longitud de onda y a la dirección de la radiación incidente. Para la mayoría de los cálculos de ingeniería, sin embargo, es deseable trabajar con propiedades superficiales que representen promedios direccionales. Definimos por tanto una absorptividad hemisférica espectral $\alpha_{\lambda}(\lambda)$ como:

$$\alpha_{\lambda}(\lambda) \equiv \frac{G_{\lambda,abs}(\lambda)}{G_{\lambda}(\lambda)} \quad (2.130)$$

Que también se puede expresar como:

$$\alpha_{\lambda}(\lambda) = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} \alpha_{\lambda,\theta}(\lambda, \theta, \varphi) I_{\lambda,i}(\lambda, \theta, \varphi) \cos\theta \sin\theta d\theta d\varphi}{\int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I_{\lambda,i}(\lambda, \theta, \varphi) \cos\theta \sin\theta d\theta d\varphi} \quad (2.131)$$

Por tanto, α_{λ} depende de la distribución direccional de la radiación incidente, así como también de la longitud de onda de la radiación y de la naturaleza de la superficie absorbente.

La absorptividad hemisférica total, α , representa un promedio integrado sobre la dirección y la longitud de onda. Se define como la fracción de la irradiación total absorbida por la superficie:

$$\alpha \equiv \frac{G_{abs}}{G} \quad (2.132)$$

En consecuencia, α , depende de la distribución espectral de la radiación incidente, así como de su distribución direccional y de la naturaleza de la superficie de absorción. Advierta que, aunque α , es aproximadamente independiente de la temperatura superficial, no se puede decir lo mismo en cuanto a la emisividad hemisférica total, ϵ .

3.3.9. Ley de Kirchhoff

Considere un recinto isotérmico grande de temperatura superficial T_s , dentro del cual están confinados varios cuerpos pequeños (Figura 2.32). Como estos cuerpos son pequeños en relación con el recinto, tienen una influencia insignificante sobre el campo de radiación, que se debe al efecto acumulado de emisión y reflexión por la superficie del recinto. Recuerde que, sin importar sus propiedades radiativas, tal superficie forma una cavidad de cuerpo negro. En consecuencia, sin importar su orientación, la irradiación experimentada por cualquier cuerpo en la cavidad es difusa e igual a la emisión de un cuerpo negro a T_s .

$$G = E_b(T_s) \quad (2.133)$$

Bajo condiciones de estado estable, debe existir equilibrio térmico entre los cuerpos y el recinto. De aquí, $T_1 = T_2 = \dots = T_s$ y la transferencia neta de energía a cada superficie debe ser cero. Al aplicar un balance de energía a una superficie de control alrededor del cuerpo 1, se sigue que:

$$\alpha_1 G A_1 - E_1(T_s) A_1 = 0 \quad (2.134)$$

o de la ecuación:

$$\frac{E_1(T_s)}{\alpha_1} = E_b(T_s) \quad (2.135)$$

Como este resultado se debe aplicar a cada uno de los cuerpo confinados, obtenemos:

$$\frac{E_1(T_s)}{\alpha_1} = \frac{E_2(T_s)}{\alpha_2} = \dots = E_b(T_s) \quad (2.136)$$

Esta relación se conoce como la ley de Kirchhoff. Una implicación principal es que como $\alpha \leq 1$, $E(T_s) \leq E_b(T_s)$. Por tanto, ninguna superficie real puede tener una potencia emisiva que escapa la de una superficie negra a la misma temperatura, y se confirma la noción del cuerpo negro como un emisor ideal.

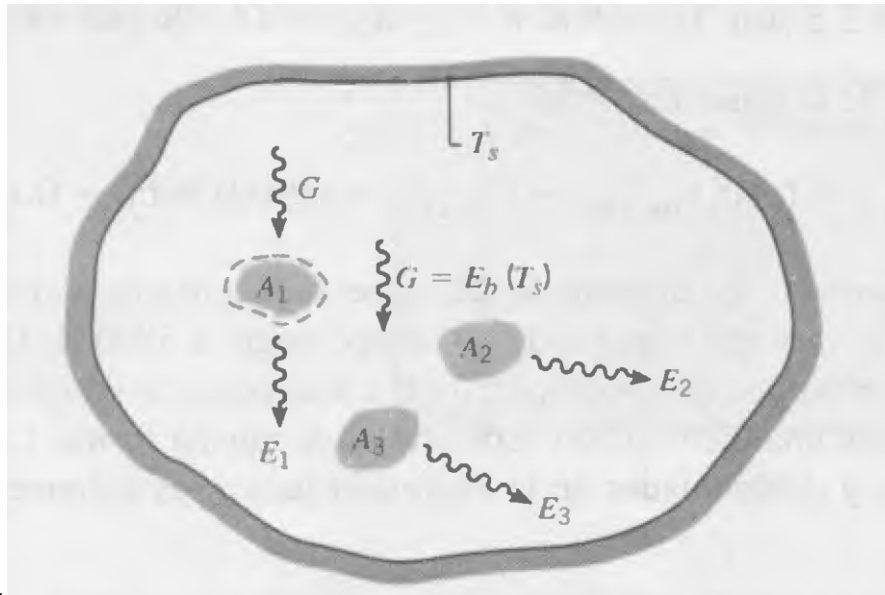


Figura 2.32: Intercambio radiativo en un recinto isotérmico

De la definición de la emisividad hemisférica total, una forma alternativa de la ley de Kirchoff es:

$$\frac{\varepsilon_1}{\alpha_1} = \frac{\varepsilon_2}{\alpha_2} = \dots = 1 \quad (2.137)$$

De aquí, para cualquier superficie en el recinto:

$$\alpha = \varepsilon \quad (2.138)$$

Es decir, la emisividad hemisférica total de la superficie es igual a su absorptividad hemisférica total.

Sin embargo, se deben recordar las condiciones restrictivas inherentes en su derivación. En particular, se supone que la irradiación superficial corresponde a la emisión desde un cuerpo negro a la misma temperatura que la superficie.

La derivación anterior se puede repetir para condiciones espectrales, y para cualquier superficie en el recinto se sigue que:

$$\varepsilon_\lambda = \alpha_\lambda \quad (2.139)$$

Ecuación que se aplica si la irradiación es difusa o si la superficie es difusa. Una forma de la ley de Kirchoff para la cual no hay restricciones incluye las propiedades espectrales.

$$\varepsilon_{\lambda,\theta} = \alpha_{\lambda,\theta} \quad (2.140)$$

Esta igualdad siempre es aplicable pues $\varepsilon_{\lambda,\theta}$ y $\alpha_{\lambda,\theta}$ son propiedades superficiales inherentes. Es decir, respectivamente, son independientes de las distribuciones espectral y direccional de la radiación emitida e incidente.

3.3.10. Reflectividad de una superficie

Considere la distribución espacial de radiación reflejada por una superficie. Cuando la radiación incidente, llega a la superficie en forma de un "lápiz" estrecho (esto es, contenido en un ángulo sólido pequeño), se pueden dar dos distribuciones posibles para la radiación reflejada. Estos dos casos son el

difuso y el especular. La reflexión difusa ocurre si, sin importar la dirección de la radiación incidente, la intensidad de la radiación reflejada es independiente del ángulo de reflexión. Por el contrario, si toda la reflexión es en la dirección de Θ_2 (Figura 2.33), que es igual al ángulo incidente Θ_1 , se dice que ocurre la reflexión especular. Aunque ninguna superficie es perfectamente difusa o especular, la última condición se aproxima más de cerca con superficies de espejo pulidas y la primera condición mediante superficies ásperas.

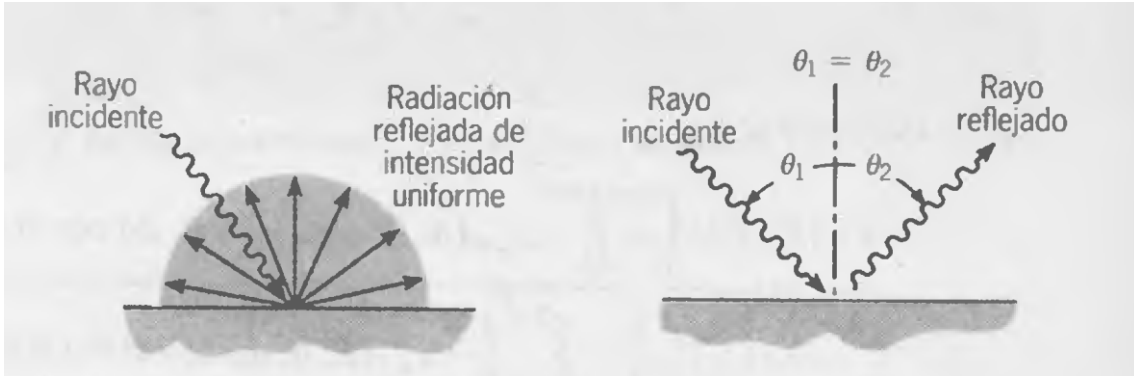


Figura 2.33: Reflexión difusa y especular

En general, la magnitud de la intensidad reflejada en una dirección en particular para una superficie dada es una función de la longitud de onda y de la distribución espacial de la radiación incidente. La intensidad de radiación reflejada en una dirección en particular se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$\rho_\lambda(\theta_r, \varphi_r, \theta_i, \varphi_i) = \lim_{\Delta\omega_i \rightarrow 0} \frac{\pi I_{\lambda,r}(\theta_r, \varphi_r)}{I_{\lambda,i} \theta_i \Delta\omega_i} \quad (2.141)$$

La situación física es la que se muestra en la Figura 2.34.

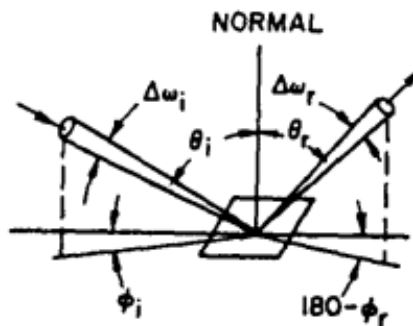


Figura 2.34: Sistemas de coordenadas para la función de reflexión

Desde un punto de vista práctico, no se suele usar el esquema de la figura anterior. Un experimento equivalente, es irradiar una superficie con un flujo monodireccional (con un ángulo sólido pequeño). Midiéndose la energía reflejada en cada dirección. Esta medida dividida por la medida del ángulo sólido ($\Delta\omega_r$) será aproximadamente igual a la intensidad reflejada.

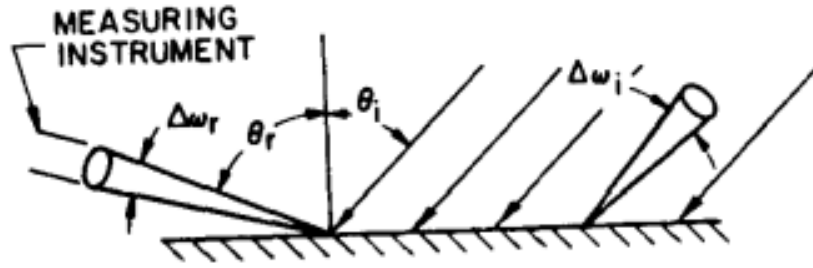


Figura 2.35: Representación esquemática de un experimento para la medida de la función de reflexión

Existen dos tipos de reflectividad hemisférica. La reflectividad hemisférica angular, que se obtiene de recoger la energía reflejada en una dirección particular cuando la superficie es irradiada desde todas direcciones. Y la reflectividad hemisférica monocromática, que se designa por $\rho_\lambda(\theta_i, \varphi_i)$ donde el subíndice i indica que la radiación incidente tiene una dirección específica. Esta última reflectividad se define como la razón entre la energía radiante monocromática reflejada en todas direcciones y el flujo incidente de energía radiante dentro de un ángulo sólido pequeño $\Delta\omega_i$. Se puede expresar como:

$$\rho_\lambda(\theta_i, \varphi_i) = \frac{q_{\lambda,r}}{I_{\lambda,i} \cos\theta_i \Delta\omega_i} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} \rho_\lambda(\theta_r, \varphi_r, \theta_i, \varphi_i) \cos\theta \sin\theta d\theta d\varphi \quad (2.142)$$

Examinando la ecuación anterior podemos observar que $\rho_\lambda(\theta_i, \varphi_i)$ es una propiedad de la superficie.

La energía incidente se puede escribir en términos de una intensidad incidente integrada a lo largo de todo el hemisferio:

$$q_{\lambda,i}(\lambda) = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I_{\lambda,i} \cos\theta \sin\theta d\theta d\varphi \quad (2.143)$$

Y la reflectividad hemisférica monocromática es:

$$\rho_\lambda(\theta_r, \varphi_r) = \frac{I_{\lambda,r}(\theta_r, \varphi_r)}{q_{\lambda,i}(\lambda)/\pi} \quad (2.144)$$

donde el subíndice r en $\rho_\lambda(\theta_r, \varphi_r)$ se usa para especificar la radiación reflejada en una dirección específica. También se puede expresar como:

$$\rho_\lambda(\theta_r, \varphi_r) = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} \rho_\lambda(\theta_r, \varphi_r, \theta_i, \varphi_i) I_{\lambda,i} \cos\theta \sin\theta d\theta d\varphi}{\int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I_{\lambda,i} \cos\theta \sin\theta d\theta d\varphi} \quad (2.145)$$

Podemos ver que $\rho_\lambda(\theta_r, \varphi_r)$, es dependiente de la distribución angular de la radiación incidente por lo que no es una propiedad de la superficie. Para el caso especial de que la radiación incidente sea difusa, entonces se puede demostrar que:

$$\rho_\lambda(\theta_r, \varphi_r) = \rho_\lambda(\theta_i, \varphi_i) \quad (2.146)$$

3.3.11. Relación entre absorptividad, reflectividad y emisividad

Ahora se va a demostrar como únicamente es necesario conocer una propiedad, la reflectividad angular-hemisférica monocromática, y podremos obtener tanto la absorptividad como la emisividad para un cuerpo opaco.

Considere una superficie localizada en un recinto isoterma, que se mantiene a una temperatura T. La intensidad monocromática en la dirección (θ, ϕ) desde un área infinitesimal se divide en dos partes, una reflejada y otra emitida, y debe ser igual a $I_{\lambda b}$:

$$I_{\lambda b} = I_{\lambda}(\varphi, \theta)|emitted + I_{\lambda}(\varphi, \theta)|reflected \quad (2.147)$$

Las intensidades reflejadas y emitidas son:

$$I_{\lambda}(\varphi, \theta)|emitted = \varepsilon_{\lambda}(\theta, \varphi)I_{\lambda b} \quad (2.148)$$

$$I_{\lambda}(\varphi, \theta)|reflected = I_{\lambda b}\rho_{\lambda}(\theta_r, \varphi_r) \quad (2.149)$$

pero, si consideramos la intensidad recibida difusa, entonces podemos cambiar $\rho_{\lambda}(\theta_r, \varphi_r)$ por $\rho_{\lambda}(\theta_i, \varphi_i)$. Si cancelamos $I_{\lambda b}$ de cada término entonces:

$$\varepsilon_{\lambda}(\theta, \varphi) = 1 - \rho_{\lambda}(\theta_i, \varphi_i) \quad (2.150)$$

Y por la ley de Kirchhoff:

$$\alpha_{\lambda}(\theta, \varphi) = \varepsilon_{\lambda}(\theta, \varphi) = 1 - \rho_{\lambda}(\theta_i, \varphi_i) \quad (2.151)$$

La relación anterior se puede considerar como un principio de conservación de la energía. La energía monocromática incidente en cualquier dirección es reflejada y absorbida.

3.3.12. Superficies selectivas

Los colectores solares deben tener una gran absorptividad para la radiación sobre todo en el espectro de la energía solar. Al mismo tiempo, los colectores pierden energía por una combinación de mecanismos incluyendo emisión de radiación térmica desde la superficie absorbedora, por ello es deseable que la emisividad a grandes longitudes de onda sea lo más baja posible para reducir las pérdidas. Ya que, normalmente, la temperatura del absorbedor suele ser menor de los 200°C lo que indica que prácticamente el espectro de emisión del sol (superficie a 6000 K) casi no se solapa con el espectro de la superficie absorbedora, el 98% de la radiación solar extraterrestre tiene una longitud de onda menor a 3µm, mientras que solo el 1% de la radiación emitida por la superficie absorbedora está por debajo de ese valor.

Por lo tanto para estas circunstancias lo deseable es tener una superficie cuya absorptividad sea elevada a longitudes de onda cortas, y que tenga poca emisividad a longitudes de onda más larga. Este concepto se puede ver en la Figura 2.36

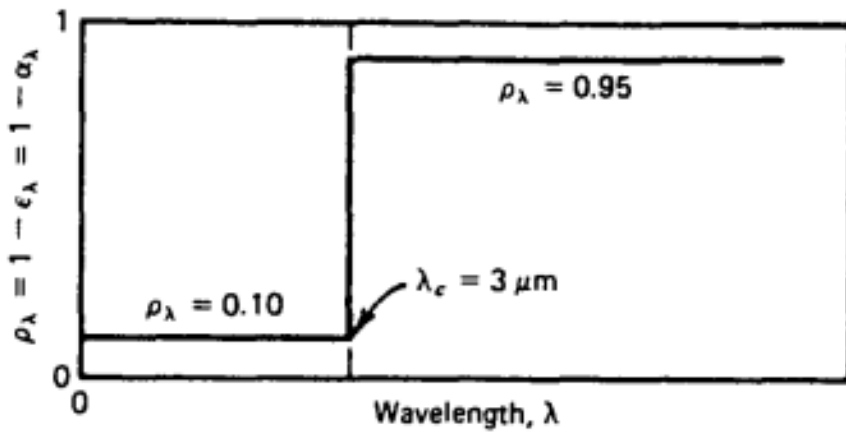


Figura 2.36: Superficie selectiva ideal

En la práctica, la dependencia de la longitud de onda de ρ_λ no se acerca a la curva ideal de la Figura 2.37. En la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** podemos ver algún ejemplo de la selectividad en superficies reales. Como vemos, estas superficies no tienen un marcado valor crítico para la longitud de onda (λ_c) o unas propiedades uniformes para longitudes de onda corta o larga.

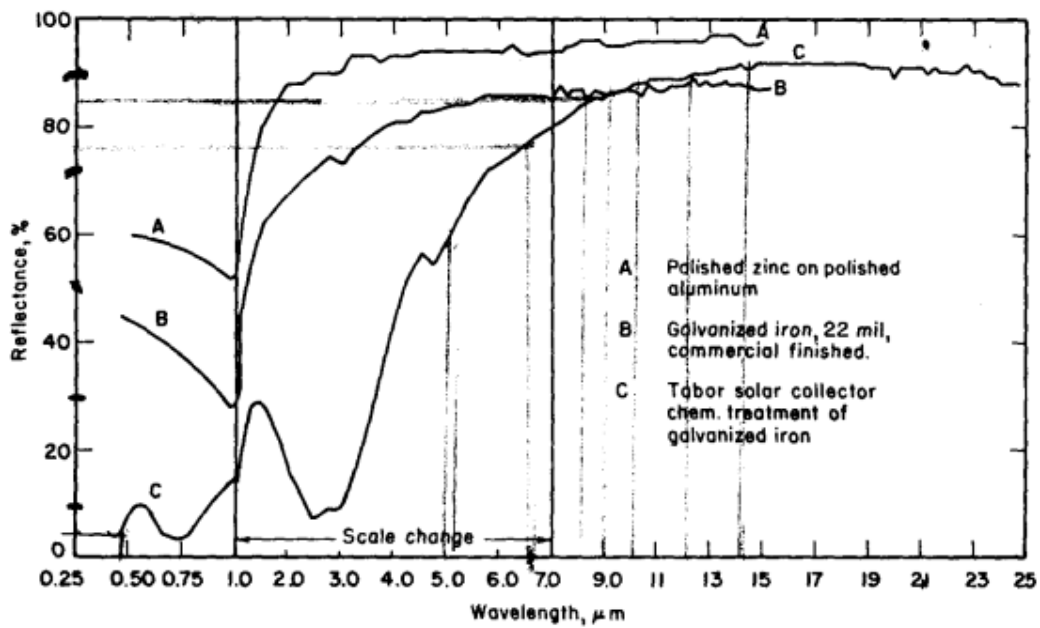


Figura 2.37: Reflectividad vs longitud de onda para diversas superficies reales

CAPÍTULO 3: Modelos numéricos implementados. Resultados obtenidos.

En este capítulo se resumen los modelos numéricos simulados, así como los resultados de interés y conclusiones obtenidas en cada caso. Debido a la complejidad se ha seguido un procedimiento basado en la validación progresiva de modelos simples y metodología de procesamiento de resultados utilizando modelos simples, para llegar a un modelo final completo del captador solar y simulado en condiciones muy similares a las reales.

En primer lugar se ha simulado un tubo simple sin pared al que se le aplica la condición de contorno de flujo de calor uniforme a lo largo de toda su superficie con objeto de validar la malla utilizada para la región del fluido caloportador y el procesamiento de resultados. También ha servido para identificar los mecanismos de transferencia de calor presentes. En segundo lugar se ha simulado un modelo formado por un tubo simple unido al absorbedor mediante un cordón de soldadura, el objetivo en este caso era comprobar la diferencia que supone en cuanto a la transferencia de calor, aplicar el flujo de calor en la pared de tubo o en el absorbedor. Este modelo también ha servido para comparar los resultados obtenidos con dos condiciones de contorno diferentes; flujo de calor uniforme y generación interna de calor.

El tercer modelo simulado incorpora los volúmenes de aire superior e inferior y la cubierta de vidrio, es decir, es un modelo de captador completo, pero para un solo tubo. Previamente se había estudiado el mallado necesario en la cavidad de aire superior entre el absorbedor y el vidrio para obtener resultados suficientemente exactos al simular la convección natural. El objetivo de estas simulaciones era comprobar si con un modelo simple, sin radiación exterior y con un solo tubo, y en consecuencia de bajo coste computacional, se podía predecir la curva de eficiencia térmica del captador.

Finalmente, sobre este tercer modelo se ha aplicado un modelo de carga solar y se han comparado los resultados con el modelo anterior. Una vez validado el modelo de carga solar se ha aplicado a un captador completo formado por 9 tubos de geometría estándar y se ha obtenido y comparado la curva de eficiencia térmica con la de un captador estándar. El modelo completo validado permitirá obtener información acerca del campo de temperaturas en el absorbedor y de la evolución de las propiedades fluidas y parámetros adimensionales en el captador que resultaría muy complejo obtener experimentalmente.

1. Tubo horizontal con flujo de calor uniforme

El modelo que se presenta a continuación, es un modelo muy simplificado que únicamente consta del interior de un conducto idéntico al que se encuentra en un colector solar. Sobre la pared del mismo se ha impuesto una condición de contorno de flujo de calor uniforme para observar cómo se produce la transferencia de calor en el mismo.

Hay que resaltar que este modelo dista mucho del caso real, ya que por una parte el flujo de calor proviene de una condición impuesta artificialmente, mientras que realmente son los fenómenos de radiación y convección los que determinan el flujo calor a través del absorbedor. Por otra parte, el flujo de calor no se distribuye uniformemente sino que se conduce a través de la soldadura lo que hace que la temperatura del conducto se mucho mayor en esta zona que en la parte inferior, como posteriormente se verá.

Por tanto el, único objetivo de estas simulaciones es el de validar la malla elegida para el conducto y el procesado de resultados para el cálculo del Número de Nusselt local (\overline{Nu}_x). Para ello se ha comparado con las correlaciones presentadas en el capítulo anterior tanto para el \overline{Nu}_x con la distancia adimensional (x^*), y para el Nusselt con flujo desarrollado (\overline{Nu}_∞) frente al número de Rayleigh (Ra).

1.1. Definición de la geometría y mallado en GAMBIT

Como hemos dicho la geometría es muy simple, y consiste simplemente en un conducto de 7 mm de diámetro por 1.83 metros de largo:

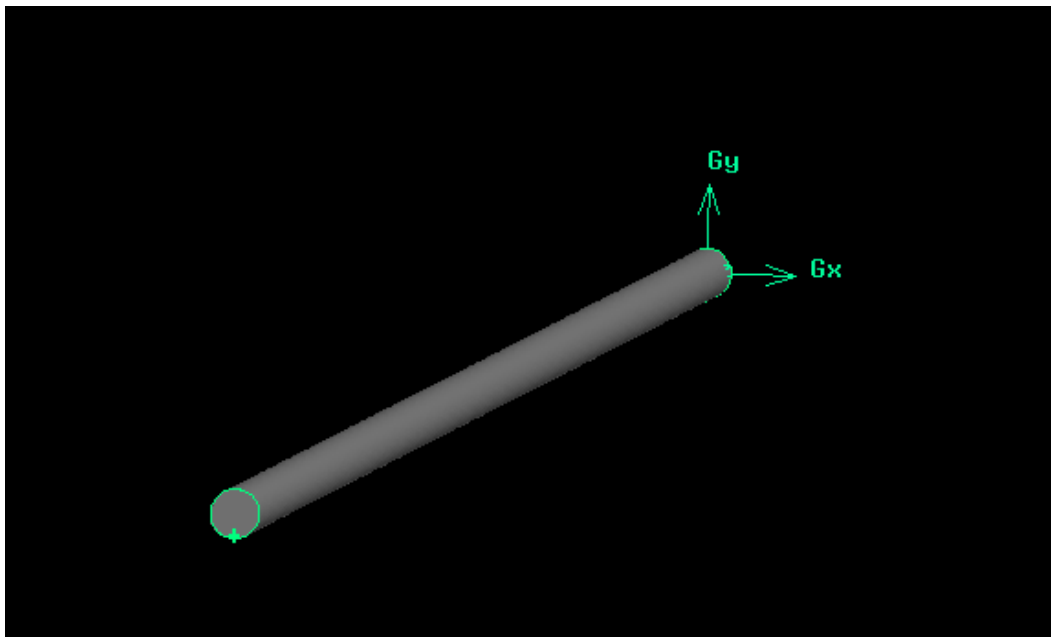


Figura 3.1: Geometría para el modelo del tubo horizontal

La malla transversal utilizada a lo largo del conducto de la Figura 3.1, es la siguiente:

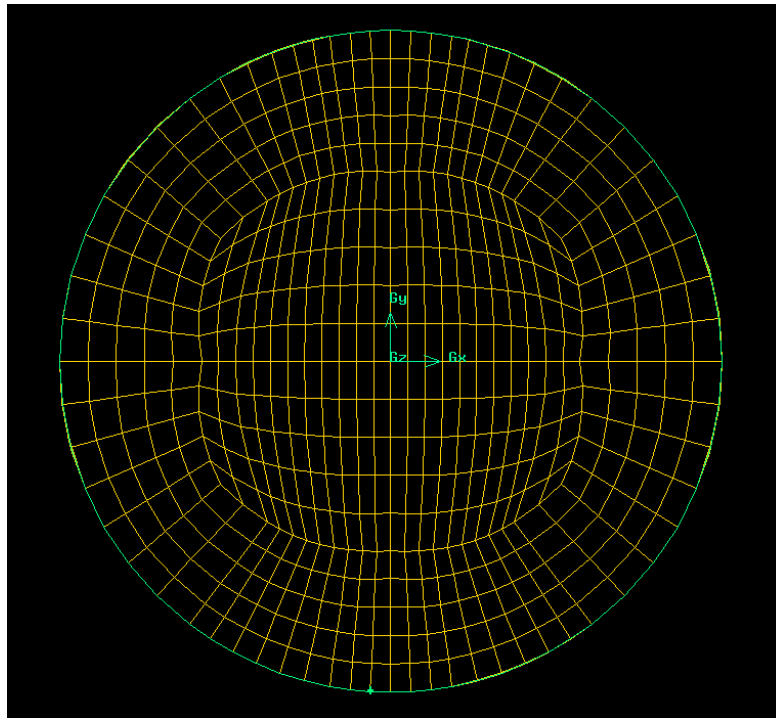


Figura 3.2: Malla transversal en el tubo horizontal

Como vemos la malla se ha realizado procurando que sea lo más regular posible a lo largo de toda la sección, hay que tener en cuenta que esta malla ha sido la misma que se ha utilizado para los casos donde se modela el colector completo, es decir, con la soldadura incluida por lo que la concentración de nodos a lo largo del eje Y es mayor.

La malla anterior se ha espaciado cada 10 mm a lo largo del conducto, lo que hace que tengamos nodos suficientes para caracterizar el comportamiento del fluido a lo largo de la dirección longitudinal (Z). Las características de la misma son:

Grid Size				
Level	Cells	Faces	Nodes	Partitions
0	98820	302856	105432	12

Memory Usage					
	Cells	Faces	nodes	objps	edges
Number Used	98820	302856	105432	5	0
Mbytes Used	36	32	6	0	0
Number Allocated	98820	302856	105432	1024	0
Mbytes Allocated	36	32	6	0	0

Tabla 3.1: Características malla modelo tubo simple

1.2. Hipótesis de simulación en FLUENT.

1.2.1. Hipótesis de simulación

- Solver: Pressure Based Segregated (SIMPLE)

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.

Los pasos en el algoritmo son los siguientes:

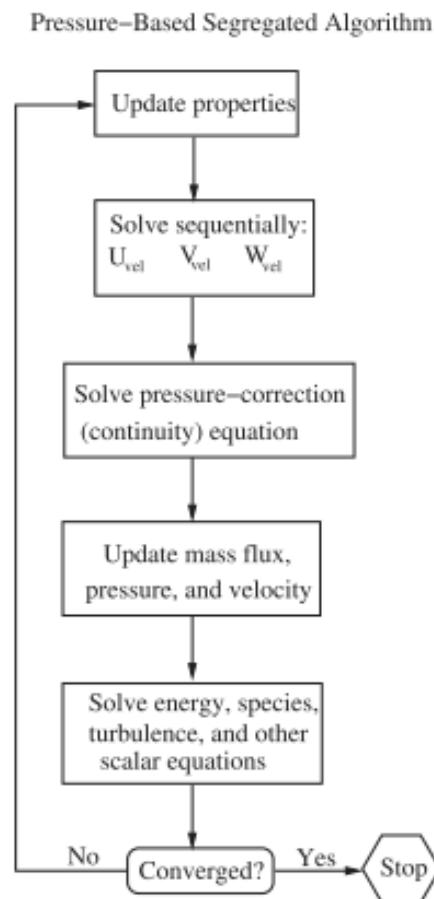


Figura 3.3: Algoritmo segregado. User's Manual, Chapter 25, FLUENT.

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.

- Esquema de discretización: Segundo Orden
- Simulaciones estacionarias
- Modelo Viscoso: Laminar
- Ecuación de la energía: resuelta
- Gravedad: (0,-9.81,0) (m/s²)
- Fluido: Agua
- Propiedades del fluido: (Ver 1.2.4), función de la temperatura
- Velocidad de entrada: la velocidad se establece fijando el gasto másico por unidad de superficie de absorbedor. Este valor se ha tomado como $\frac{\dot{m}_f}{A_{abs}} = 0.02 \frac{kg}{s \cdot m^2}$, ver 1.2.3.
- Flujo de calor a través de la superficie del conducto, ver 1.2.3

1.2.2. Criterios de convergencia

Después de discretizar, la ecuación de conservación para una variable general en una celda P se puede escribir como:

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (3.1)$$

Donde a_p es el coeficiente central, a_{nb} son los coeficientes de influencia de las celdas vecinas, y b es la contribución de la parte constante del término fuente S_c donde $S = S_c + S_p \phi$, y de las condiciones de contorno. En la ecuación (3.1):

$$a_p = \sum_{nb} a_{nb} - S_p \quad (3.2)$$

Por lo tanto el residuo para R^ϕ se define como el desequilibrio en la ecuación (3.1) sumado para todas las celdas. A este se le denomina residuo no-escalado:

$$R^\phi = \sum_{\text{cells } P} \left| \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p \right| \quad (3.3)$$

Pero, normalmente es difícil juzgar la convergencia examinando este tipo de residuos, por lo que no se suele utilizar los residuos sin escalar. FLUENT los escala usando un factor de escala representativo del flujo de la variable ϕ , a través del dominio, es decir:

$$R^\phi = \frac{\sum_{\text{cells } P} |\sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p|}{\sum_{\text{cells } P} |a_p \phi_p|} \quad (3.4)$$

Se ha considerado que una simulación ha convergido cuando los residuos se estabilizan con un valor inferior a 10^{-5} para la ecuación de continuidad y 10^{-7} para la ecuación de la energía.

Por otra parte además de tener en cuenta los residuos para evaluar la convergencia de las simulaciones también se han vigilado los flujos de masa y energía a través de las fronteras que forman el modelo, de manera que es posible establecer un balance energético y másico en el dominio. En estas simulaciones al no existir ningún parámetro de generación interna ni tampoco sumideros o fuentes, cuanto menor sea la diferencia entre el gasto entrante y saliente mayor será la convergencia del caso.

El límite puede establecerse como 10^{-10} kg/s y 10^{-4} W, para las ecuaciones de continuidad y conservación de la energía respectivamente.

1.2.3. Condiciones de contorno

A continuación se muestra un resumen de las condiciones de contorno:

Frontera	Condición de contorno
Cara_interior_tubo	Wall (flujo de calor uniforme)
Entrada_de_fluido	Velocity-inlet
Salida_de_fluido	Pressure-outlet

Tabla 3.2: Condiciones de contorno en tubo simple

- Cara_interior_tubo

Esta frontera es de tipo Wall, en ella especificamos un flujo de calor constante. El flujo de calor al que se somete el conducto depende de la radiación que incide sobre el captador solar. Por ello se ha hecho un barrido de temperaturas de entrada para dos flujos de calor diferentes.

Podemos decir que en un colector la mayor parte de la energía que absorbe el absorbedor se transmite por conducción al tubo. Por lo tanto lo que se ha hecho es suponer un flujo de calor, dentro de unos valores razonables sobre la placa absorbedora (W/m^2) y trasponer dicho flujo a la superficie del tubo.

Se han simulado para unos valores de $500 W/m^2$ y $1000 W/m^2$, esto quiere decir que si la superficie de absorbedor que corresponde a cada conducto es de 0.123×1.83 m, los flujos aplicados a la pared son:

$$\frac{\dot{Q}_{absorbedor} \left(\frac{W}{m^2}\right) \cdot S_{absorbedor}}{S_{lat_{tubo}}} = \dot{Q}_{tubo} \left(\frac{W}{m^2}\right) \quad (3.5)$$

Esto hace que, para los flujos anteriores, en el tubo se tengan:

$$\dot{Q}_{absorbedor} = 500 \left(\frac{W}{m^2}\right) \rightarrow \dot{Q}_{tubo} = 2796.58 \left(\frac{W}{m^2}\right) \quad (3.6)$$

$$\dot{Q}_{absorbedor} = 1000 \left(\frac{W}{m^2}\right) \rightarrow \dot{Q}_{tubo} = 5593.16 \left(\frac{W}{m^2}\right) \quad (3.7)$$

The screenshot shows the 'Boundary Conditions' panel in FLUENT. The 'Zone Name' is 'cara_interior_tubo' and the 'Adjacent Cell Zone' is 'Fluido'. The 'Thermal Conditions' section has 'Heat Flux' selected. The 'Heat Flux [w/m2]' is set to 2796.58 with a 'constant' profile. The 'Wall Thickness [m]' is set to 0. The 'Heat Generation Rate [w/m3]' is set to 0 with a 'constant' profile. The 'Material Name' is set to 'copper'.

Figura 3.4: Condición de contorno de flujo de calor uniforme. FLUENT

Al definir el flujo de calor como condición de contorno en FLUENT, estamos especificando el flujo de calor en dicha superficie. FLUENT usa la ecuación $\dot{Q}_{tubo} = h_f(T_{tubo} - T_f) + \dot{Q}_{rad}$ y el dato que se proporciona para determinar la temperatura de la pared de la celda fluida adyacente como:

$$T_{tubo} = \frac{\dot{Q}_{tubo} - \dot{Q}_{rad}}{h_f} + T_f \quad (3.8)$$

donde, el coeficiente convectivo del lado del fluido se calcula en base a las condiciones locales del flujo.

- Entrada_de_fluido

En esta condición es de tipo “velocity-inlet”, se emplea para definir la velocidad y otras propiedades escalares en la zona de entrada de fluido. Hay que tener en cuenta que se va a modelar únicamente un flujo de tipo laminar, con valores de Reynolds hasta un máximo de 2300.

FLUENT al definir un flujo entrando en el dominio físico, las componentes de la velocidad y los escalares definidos (Temperatura...) se utilizan para calcular el gasto másico y los flujos de cantidad de movimiento y energía.

El gasto másico entrando en una celda adyacente a una condición de “velocity inlet” se calcula como:

$$\dot{m} = \int \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} \quad (3.9)$$

Téngase en cuenta que solo la componente normal de la velocidad sobre la superficie de entrada es la que contribuye a la entrada de gasto másico.

En cuanto a los parámetros y características que es necesario especificar se encuentran:

- Se elige el método para especificar la dirección del flujo, en nuestro caso: magnitud y dirección normal a la superficie de entrada.
- En nuestro caso, el modelo se encuentra fijo, de tal modo que la velocidad se especificara en términos absolutos.
- Se especifica el valor absoluto del vector velocidad
- Se tiene que especificar lo que Fluent denomina “Outflow Gauge Pressure”, dicho valor es necesario para que en el caso de que durante proceso de resolución del caso exista reflujo, la cara por la cual retroceda el fluido se tratara como una condición de “pressure- outlet”, con este valor.
- Por último también se deberá de tomar muy en cuenta la temperatura a la que fluido entra en el dominio computacional.

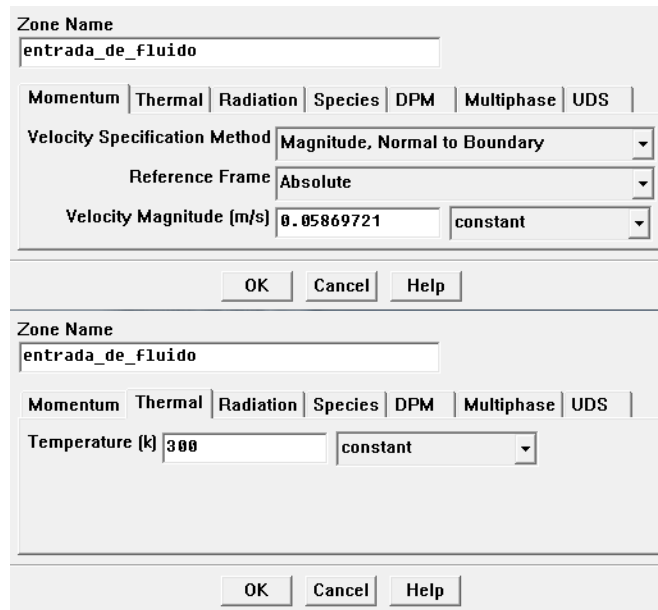


Figura 3.5: Propiedades en la entrada de flujo al dominio

En las simulaciones realizadas con este modelo se ha hecho un barrido de temperaturas de entrada para cada uno de los flujos de calor. Las temperaturas analizadas han sido de 20, 50 y 70 °C. Para este modelo no se han realizado más simulaciones ya solo vamos a comparar los parámetros adimensionales, para modelos más complejos, se ha hecho un estudio más exhaustivo.

La velocidad de entrada se define fijando el flujo másico por área de absorbedor $\left(\frac{\dot{m}_f}{S_{abs}}\right)$, a $0.02 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$. Por tanto la velocidad se calcula en función de la superficie que le corresponde a cada conducto, es decir, $S_{abs} = 0.123 \times 1.83 = 0.2251 \text{ m}^2$, y según la densidad de entrada, que a su vez es función de la temperatura. Es decir:

$$v_{in} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_f}{S_{abs}}\right) \cdot 0.2251}{\rho_f(T_{in})} \quad (3.10)$$

$$\pi \cdot \frac{D_i^2}{4}$$

Las simulaciones realizadas se han hecho para el flujo másico nominal, y para el doble y la mitad del mismo. En el punto se detallan, los casos resueltos.

Salida_de_fluido

La salida de fluido se modela con otro tipo de condición de contorno, “pressure outlet”. Requiere la especificación de la presión estática en la superficie de salida del tubo. FLUENT únicamente utiliza este valor mientras que el flujo sea subsónico, tal y como es el caso.

- La presión introducida es de 300.000 Pascales, y se trata de una presión relativa. Aparte activamos la opción de “Radial Equilibrium Distribution”, de manera que la presión anterior solo se aplica a la posición de radio mínimo (relativo al eje de rotación) de la frontera. La presión estática en el resto de la zona se calcula a partir del supuesto de que la velocidad radial es despreciable, de modo que el gradiente de presión viene dado por:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho v_{\theta}^2}{r} \quad (3.11)$$

- Donde r es la distancia desde el eje de rotación y v_{θ} es la velocidad tangencial. Por supuesto esta opción solo se puede utilizar en el caso de que la velocidad rotacional sea 0, como es el caso del colector solar.

Figura 3.6: Parámetros a definir en la salida del fluido

1.2.4. Materiales

En este caso el dominio solo está formado por el volumen fluido. El fluido de trabajo para las simulaciones que se han hecho en este proyecto ha sido el agua, cuyas propiedades se han introducido en función de la temperatura.

Esto último es muy importante ya que para los casos simulados hay que tener en cuenta los efectos de la flotación, que son una consecuencia de la acción combinada del campo gravitatorio con un gradiente de densidades provocado a su vez por un gradiente de temperaturas.

Las funciones utilizadas fueron las siguientes:

$$\rho_f(T(K)) = 0.00000990181883 \cdot T^3 - 0.01318017186938 \cdot T^2 + 4.96944701580875 \cdot T + 424.47606400201200 \left(\frac{kg}{m^3} \right) \quad (3.12)$$

$$v_f(T(K)) = 0.0000000001511 \cdot T^4 - 0.00000002205689 \cdot T^3 + 0.00001207552457 \cdot T^2 - 0.00294238241035 \cdot T + 0.26992907989173 (Pa \cdot s) \quad (3.13)$$

$$c_{pf}(T(K)) = 0.00000126767489 \cdot T^4 - 0.00177297877017 \cdot T^3 + 0.93628615604947 \cdot T^2 - 220.44371410693600 \cdot T + 23,648.33947223350000 \left(\frac{J}{kgK} \right) \quad (3.14)$$

$$k_f(T(K)) = 0.00000001780405 \cdot T^3 - 0.00002880137044 \cdot T^2 + 0.01423655078662 \cdot T - 1.54946318901728 \left(\frac{W}{mK} \right) \quad (3.15)$$

1.2.5. Simulaciones realizadas

La distribución de casos se ha hecho en base a 3 parámetros, la temperatura de entrada, el flujo de calor y el caudal.

Caso	Temperatura de entrada (K)	Flujo de calor (W/m ²)	Velocidad de entrada (m/s)
300_1Q_600	300	3355.89	0.117394411
300_1.5Q_600	300	3355.89	0.176091617
300_0.5Q_600	300	3355.89	0.058697206
300_1Q_1000	300	5593.16	0.117394411
300_1.5Q_1000	300	5593.16	0.176091617
300_0.5Q_1000	300	5593.16	0.058697206
323_1Q_600	323	3355.89	0.118380874
323_1.5Q_600	323	3355.89	0.177571312
323_0.5Q_600	323	3355.89	0.059190437
323_1Q_1000	323	5593.16	0.118380874
323_1.5Q_1000	323	5593.16	0.177571312
323_0.5Q_1000	323	5593.16	0.059190437
343_1Q_600	343	3355.89	0.119626691
343_1.5Q_600	343	3355.89	0.179440036
343_0.5Q_600	343	3355.89	0.059813345
343_1Q_1000	343	5593.16	0.119626691
343_1.5Q_1000	343	5593.16	0.179440036
343_0.5Q_1000	343	5593.16	0.059813345

Tabla 3. 3: Simulaciones realizadas para tubo simple

Como vemos se ha impuesto dos valores extremos en el flujo de calor a través de la pared, normalmente en un captador solar, el flujo de calor se encontrará entre ellos. En cuanto a la temperatura de entrada del fluido en el conducto se han fijado tres valores únicamente ya que el objetivo final es el de validar el procesamiento de resultados, en los casos donde se trabaje con modelos más completos se realizará un barrido de temperaturas más fino, con el propósito de conocer finalmente la eficiencia del captador.

1.3. Metodología de procesamiento de resultados

1.3.1. Evaluación del Número de Nusselt

El número de Nusselt trata de comparar entre la transmisión de calor por conducción y por convección, para el diámetro del conducto se define como: $Nu_x = hD/k$. Vamos a evaluarlo por secciones transversales, es decir, promediando la temperatura de pared, el flujo de calor, la temperatura de fluido y la conductividad radialmente en la sección del conducto.

PROCESO ANTERIOR

Antes de iniciar el proceso seguido se va a realizar un breve recordatorio de la forma de procesar los resultados en el PFC anterior. En aquél caso el Nusselt no se promediaba en una sección concreta si no en un volumen de control, definido por dos secciones cada centímetro. Es decir obteníamos la temperatura del fluido a la entrada y la salida del volumen de control, calculábamos una temperatura promedio de pared en ese intervalo, asimismo promediábamos el calor específico y obteníamos el coeficiente convectivo en la pared. El proceso es el siguiente:

$$T_f = \frac{\bar{T}_{f,e} - \bar{T}_{f,s}}{2}, X_f = \frac{\bar{X}_{f,e} - \bar{X}_{f,s}}{2} \quad (3.16)$$

donde T_f , es la temperatura promedio en el volumen de control y X_f es cualquier propiedad del fluido evaluada (Calor específico, conductividad, densidad...). A su vez $\bar{T}_{f,e}$, $\bar{T}_{f,s}$, son la temperatura de entrada promediada en área y la temperatura de salida. El promediado en área es el siguiente:

$$\frac{1}{A} \int \varphi dA = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n \varphi_i |A_i| \quad (3.17)$$

donde φ puede ser una propiedad cualquiera, A es el área total de la superficie y A_i , son las áreas de las celdas que componen dicha superficie.

El coeficiente convectivo se obtendrá como:

$$q_p = hS(\bar{T}_p - T_f) = c_p \dot{m}(\bar{T}_{f,e} - \bar{T}_{f,s}) \quad (3.18)$$

donde S es la superficie que rodea el volumen de control $S = \pi D l_p$, siendo l_p , la longitud entre la entrada y salida, como se ha dicho, 1 centímetro. Y \dot{m} es el gasto másico que al igual que las propiedades del fluido se evalúa en cada sección haciendo uso de la herramienta "Surface-Integrals", se trata de una cantidad calculada sumando el producto de la densidad con el producto escalar del vector normal a la superficie de la celda y el vector velocidad:

$$\int \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} = \sum_{i=1}^n \rho_i \vec{v}_i \cdot \vec{A}_i \quad (3.19)$$

Por tanto ya somos capaces de obtener el coeficiente convectivo en cada volumen de control, y por lo tanto en número de Nusselt.

La gran deficiencia del proceso era la de obtener el calor que radialmente recibe el fluido indirectamente. Es decir utilizar el calor específico suponiendo un modelo de flujo incompresible trae consigo un error. Por ello para el procesado usado en esta nueva revisión se ha evaluado el calor en cada sección. La descripción de esta nueva forma de trabajar con las simulaciones se hace a continuación.

PROCESADO ACTUAL

Al igual que en el procesado anterior, se van a crear una serie de superficies en la zona del tubo espaciadas cada centímetro que nos permitan observar la temperatura del fluido, así como sus propiedades, también podremos comparar perfiles de velocidad y temperatura a lo largo del tubo, así como, recirculaciones (importante en el caso de convección mixta).

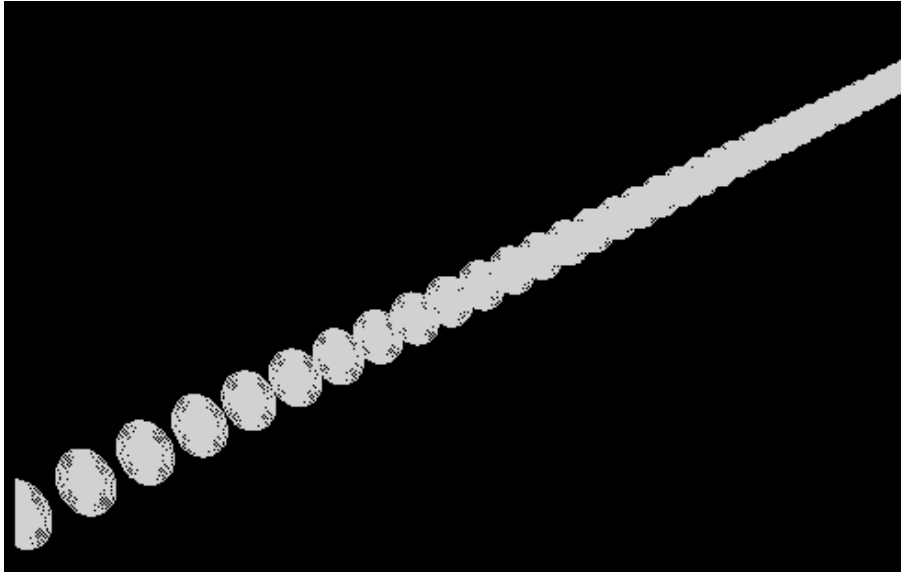


Figura 3.7: Secuencia de superficies creadas a lo largo del conducto

A continuación pasamos a evaluar las siguientes propiedades y campos del fluido: temperatura, presión estática, velocidad, número de Reynolds, densidad, viscosidad, número de Prandtl, conductividad térmica. Estos valores son promediados en cada sección, dicho promedio se puede hacer a través de dos herramientas: “Mass-weighted-average” o “Area-weighted-average”, que se enuncian:

- Promediado en área: es el promedio de una cantidad que se calcula dividiendo el sumatorio del producto de la variable seleccionada por el área de cada celda que forma la superficie; entre el área total de la superficie:

$$\frac{1}{A} \int \varphi dA = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n \varphi_i |A_i| \quad (3.18)$$

- Promediado en masa: se calcula dividiendo el sumatorio del producto de la variable seleccionada por el valor absoluto del producto escalar del vector normal al área de la celda y el vector velocidad entre el valor absoluto del producto escalar de los vectores de la cara y velocidad del flujo que la atraviesa:

$$\frac{\int \Phi \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|}{\int \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|} = \frac{\sum_{i=1}^n \Phi_i \rho_i |\vec{v}_i \cdot \vec{A}_i|}{\sum_{i=1}^n \rho_i |\vec{v}_i \cdot \vec{A}_i|} \quad (3.20)$$

Por último falta por conocer el calor recibido en cada sección y la temperatura de pared ($q''_{p,r}, \bar{T}_p$) para poder conocer el número de Nusselt. Estos dos parámetros se obtienen de forma distinta a los anteriores. A través de la opción “XY plot”, podemos visualizar el valor en nodos de una determinada variable. Los pasos para definirlo son:

- Para graficar una variable en el eje y como una función de la posición según en el eje x, se marca “Position on X Axis”, y elegimos el parámetro a representar.
- Se elige la dirección del vector en función del cual vamos a graficar la variable. En este caso como se desea que sea a lo largo del conducto, la dirección coincide con el eje Z. La dirección es (0,0,1).

- Se elige la superficie donde se encuentra los datos que queremos representar. Para la simulación es la cara interior del conducto.

De esta manera, para la temperatura de pared y el flujo de calor, se obtiene archivos donde se muestran cada centímetro (es cada 1 cm porque la malla está definida longitudinalmente de esta forma) una serie de valores correspondientes a los valores de esas dos variables en los nodos que forman la superficie interior del conductor. Por lo que si promediamos de modo acimutal obtenemos un valor medio para esa sección.

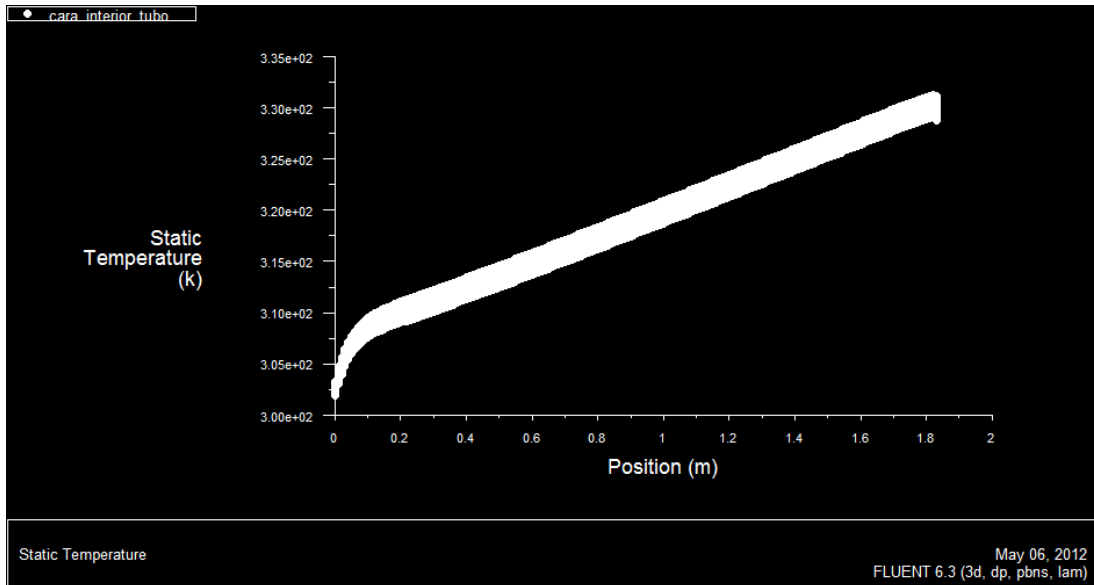


Figura 3.8: Temperatura de la pared interior del conducto

Por lo que si despreciamos el flujo de calor axial, se puede establecer como única componente importante del flujo de calor, la radial. Según la ley de enfriamiento de Newton:

$$q''_{p,r} = h \cdot (\bar{T}_p - \bar{T}_f) \quad (3.21)$$

Se puede despejar el coeficiente convectivo, y evaluar en Nusselt en cada sección del conducto como:
 $\overline{Nu}_x = hD/k$.

Por último hay que tener en cuenta que además de la variación de las propiedades del fluido en sentido longitudinal, si la diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y el fluido es sustancial se harán patentes las variaciones radiales en las propiedades físicas del fluido, fundamentalmente en la capa límite. En líquidos la variación que hay que tener en cuenta es la de la viscosidad dinámica, puesto que el resto de propiedades físicas (conductividad térmica, calor específico y densidad) varían poco con la temperatura.

Para tener en cuenta esto, el Nusselt calculado se corrige para considerar la influencia de la variación de la viscosidad del fluido en dirección radial. Se emplea un factor de corrección en la forma $\left(\frac{\mu_m}{\mu_p}\right)^n$ donde μ_m es la viscosidad del fluido a la temperatura media del fluido en la sección y μ_p es la viscosidad del fluido a la temperatura de la pared del tubo, el exponente n para régimen laminar y calentamiento n=0.14.

Solo queda por fijar el método de promediado para las variables y propiedades del fluido. Se probaron ambas posibilidades obteniéndose los siguientes resultados:

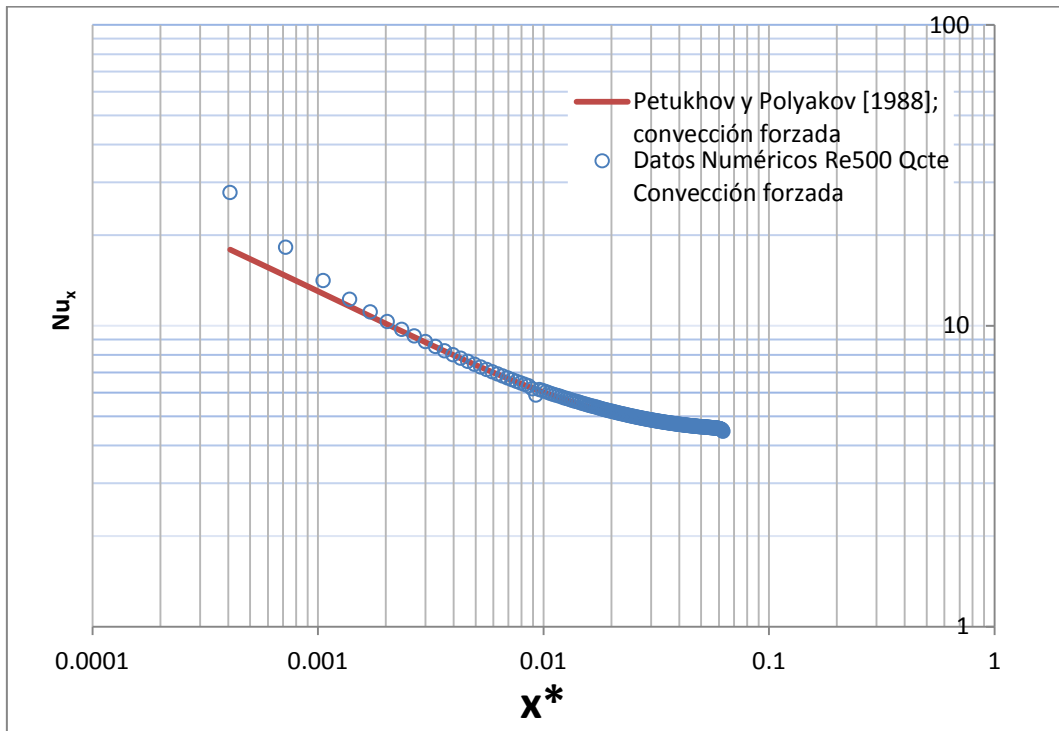


Figura 3.9: Nusselt en convección forzada. Datos obtenidos con mass-weighted average

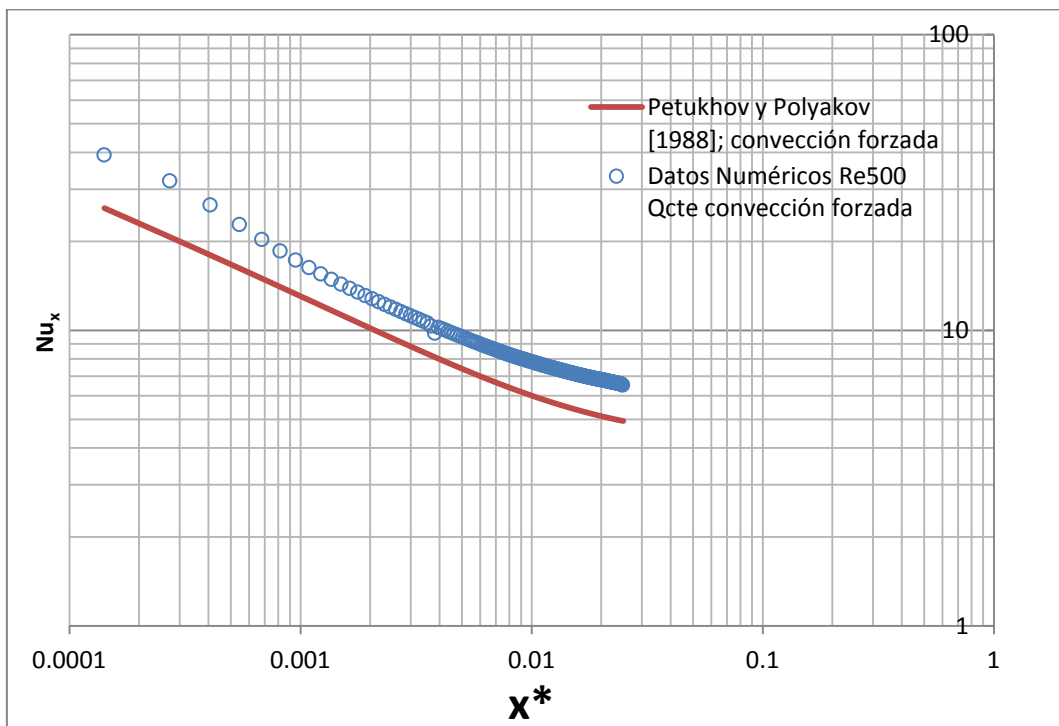


Figura 3.10: Nusselt en convección forzada. Datos obtenidos con area-weighted average

A la vista de los resultados se opta por hacer un procesado "Mass-Weighted-Average" ya que coincide mejor con los datos de referencia.

1.3.2. Evaluación del coeficiente de fricción

Hay que tener en cuenta que en el conducto con flujo de calor constante aplicado en la pared, las variaciones de las propiedades del fluido a lo largo de eje Z son importantes, lo que hace que el coeficiente de fricción varíe longitudinalmente

Para obtener un valor adecuado del factor de fricción, se deben de tener en cuentas estas variaciones, para ello al igual que se ha hecho en el caso del número de Nusselt, se ha dividido el conducto en tramos de un centímetro de espesor, calculándose el factor de fricción en cada una de estas secciones.

El cálculo del factor de fricción de cada tramo discreto se calcula tomando como caída de presión la diferencia de presiones entre las dos caras que conforman los tramos. Como longitud se toma la correspondiente al tramo discretizado, que en todos los casos será de 1 centímetro y se evalúa la velocidad y la densidad del fluido utilizando el promediado de Area-weighted-average.

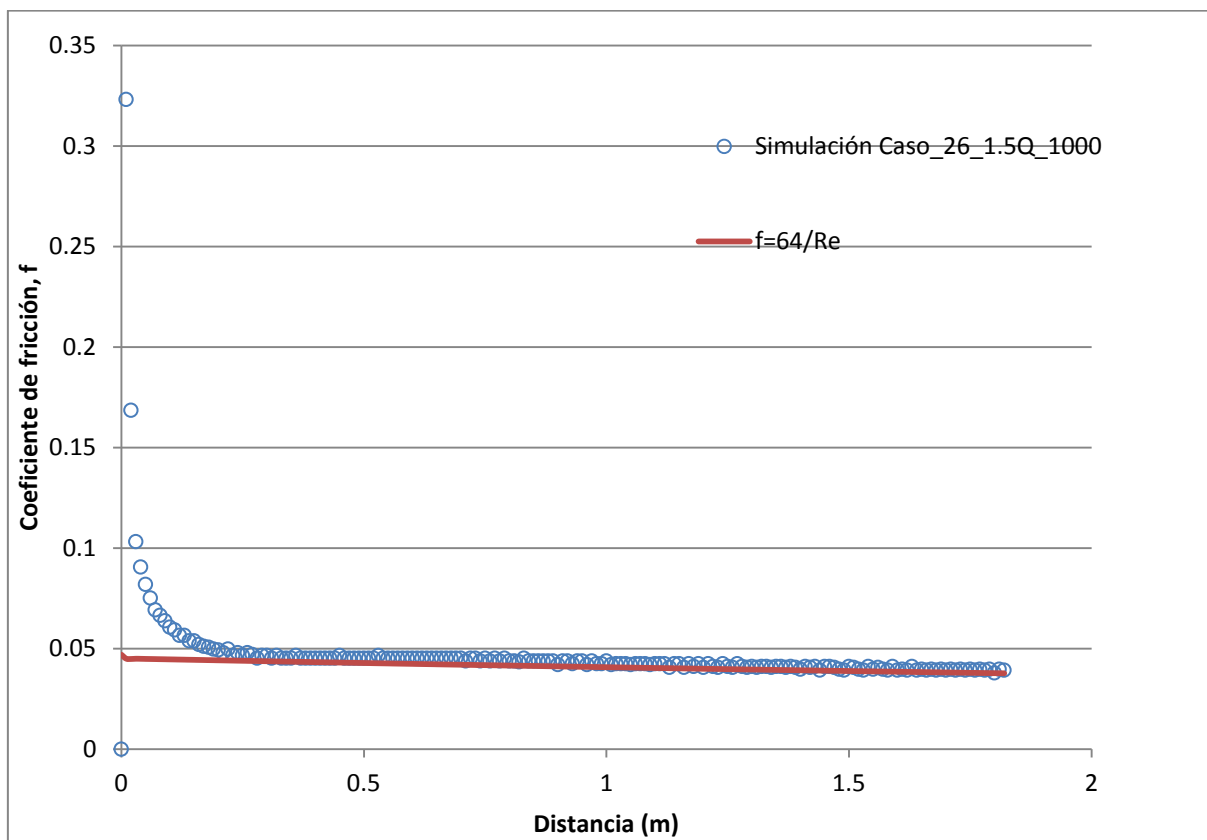


Figura 3.11: Coeficiente de fricción frente a la distancia. Tubo liso horizontal con flujo de calor 1000 W/m² y temperatura de entrada de 300 K.

Como se ve en la Figura 3.11, existe una zona de crecimiento de la capa límite hidrodinámica hasta llegar a un valor ya coincidente con la solución analítica. A partir de ahí se llega a la zona de flujo plenamente desarrollada donde se observa una disminución progresiva del coeficiente de fricción consecuencia de la variación de la temperatura a lo largo del conducto, ya que a medida que el flujo se calienta el coeficiente de fricción disminuye.

Tal y como se ha adelantado, el promediado de la velocidad a diferencia de lo que ocurría en el número de Nusselt, da mejores resultados si usamos el “Area-weighted-avg” para calcular la velocidad promedio.

Esto es así, ya que al evaluar el número de Nusselt estamos realizando un balance de energía térmica, por lo que al ser una magnitud extensiva si influye la masa de fluido considerada en el cálculo de la temperatura promedio del fluido. En cambio al calcular el factor de fricción, estamos realizando un balance de energía mecánica, en concreto de energía de presión y energía cinética, que al ser magnitudes intensivas no se ve influenciado por la masa total de fluido considerada y la velocidad promedio de la sección haciendo el “area-weighted-avg” es independiente, aunque deberían dar resultados más parecidos.

1.4. Validación del modelo y metodología del procesado

1.4.1. Resultados en la transmisión de calor

En este apartado se van a presentar los resultados alcanzados en las simulaciones realizadas con tubo horizontal liso con flujo de calor constante. Para ello se va a comparar con las correlaciones presentadas en el capítulo anterior, atendiendo principalmente a los efectos de la convección mixta, y su relación con el número de Nusselt.

Como se ha comentado en el punto anterior, los casos se han distribuido de manera que se cubran el rango de caudales y temperaturas donde trabajan normalmente los captadores solares. Hay que tener claro que el objetivo final del proyecto es obtener un modelo que permita obtener una curva de eficiencia lo más ajustada a la realidad, es por esto por lo que para algunos casos en los que la temperatura de entrada es alta y el caudal también los valores de Reynolds resultan algo superiores a los de régimen laminar.

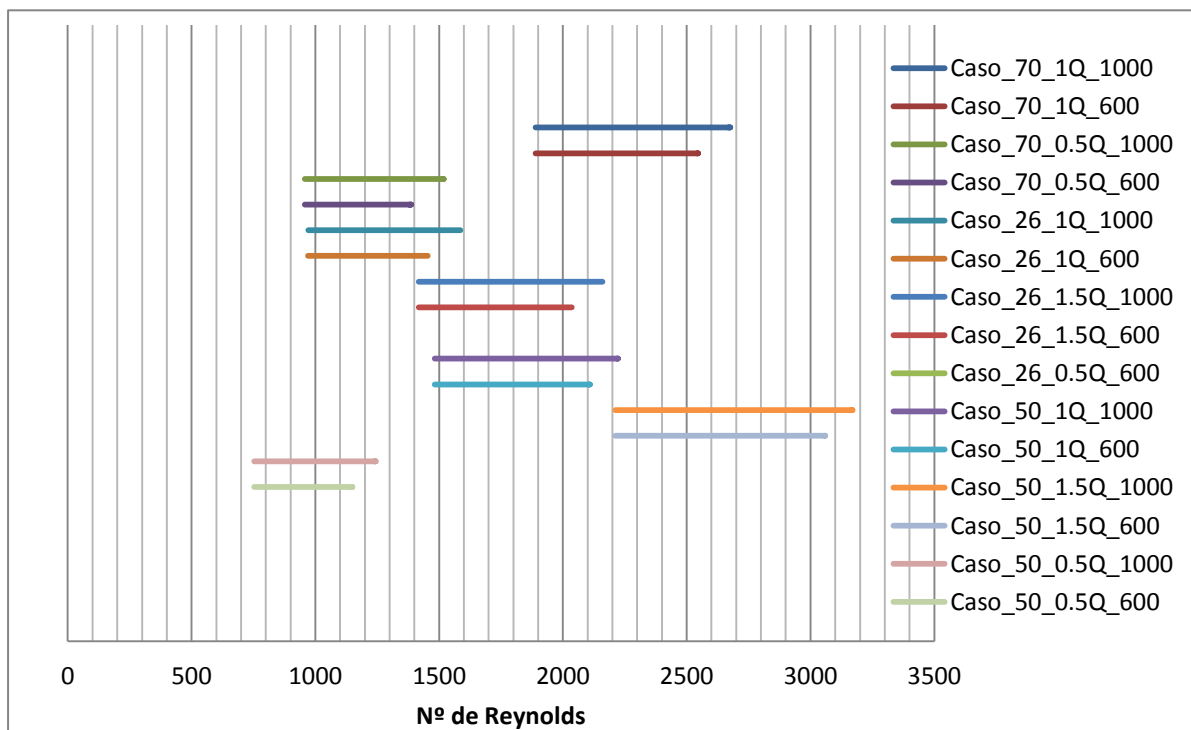


Figura 3.12: Reynolds para los casos simulados para tubo liso horizontal con flujo de calor constante

En cada simulación la temperatura va variando a lo largo del conducto, esto hace que las propiedades del fluido cambien longitudinalmente y por tanto en cada superficie donde calculamos el número de Nusselt tenemos diferentes números de Reynolds. En la figura anterior se muestran la variación de este parámetro adimensional para cada caso simulado.

En las simulaciones se ha buscado determinar el número de Nusselt local promediado circunferencialmente para cada punto separado 1 cm a lo largo del tubo, \overline{Nu}_x , que además de depender de la posición en el conducto depende también de la convección natural, $\overline{Nu}_x = \overline{Nu}_x(x^*, Ra)$. Las propiedades físicas como ya se ha explicado, van variando además de longitudinalmente, radialmente, por lo que todos los números de Nusselt calculados se han corregido por el factor $\left(\frac{\mu_m}{\mu_p}\right)^{0.14}$ para obtener una correlación libre de la variación de las propiedades físicas en una sección transversal.

Los resultados se han comparado con las correlaciones de Petukhov y Polyakov [1988], que han estudiado la transmisión de calor en tubos lisos horizontales en convección mixta, dando como resultado:

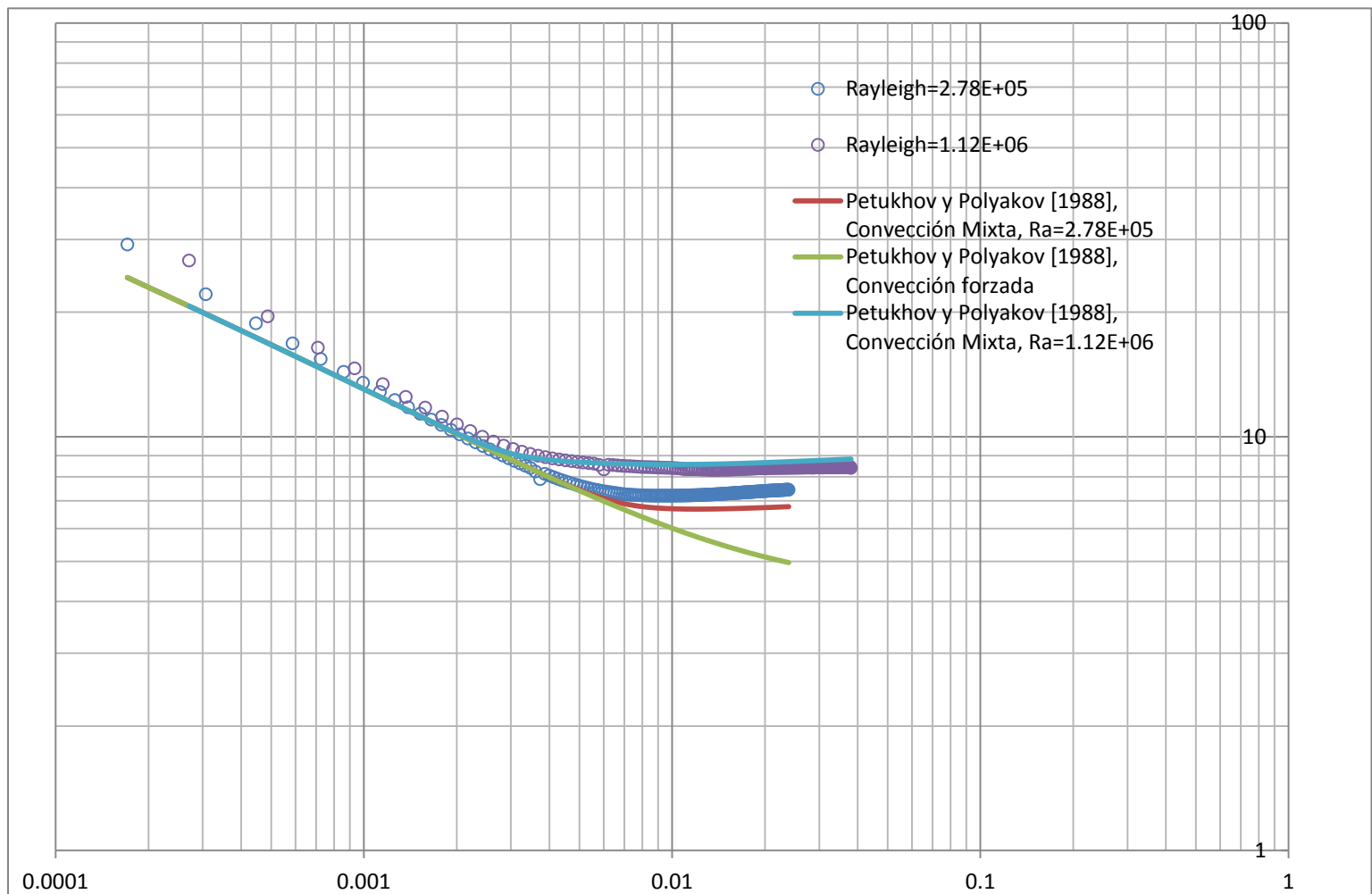


Figura 3. 13: Resultados para la convección mixta en tubo liso con flujo de calor constante. Número de Nusselt local, en función del Rayleigh y de la distancia adimensional x^* . Comparación con la correlación de Petukhov y Polyakov [1988].

Se puede ver en la Figura 3. 13 que los resultados obtenidos no se ajustan del todo bien en la región de entrada donde como sabemos se da un crecimiento simultaneo de la capa límite térmica e hidrodinámica. La explicación de este efecto es que el trabajo de Petukhov y Polyakov fue realizado para flujo con la capa límite hidrodinámica ya desarrollada. Además se puede observar como a medida que crece la distancia adimensional x^* , antes de alcanzar un flujo plenamente desarrollado los resultados numéricos se encuentran más cercanos a la correlación, esto se justifica en que la longitud de entrada hidrodinámica es menor que la térmica. Por tanto, en la región de entrada térmica, una vez desarrollada la capa límite hidrodinámica los resultados siguen la tendencia de la correlación, que se puede describir como $Nu_{c,f} \propto (x^*)^{-1/3}$.

Como era de esperar a medida que el número de Rayleigh se incrementa, los efectos de flotación se hacen mayores, y la longitud de entrada térmica se reduce. En ninguno de los casos analizados se llega a tener una convección forzada pura durante todo el tubo, pero a medida que el flujo de calor aportado aumenta, el número de Reynolds se incrementa y la temperatura de entrada se reduce, nos acercamos más a la situación de convección forzada, por lo que el número de Nusselt disminuye y como se verá, la componente de la velocidad en dirección radial (recirculaciones) se va atenuando conforme la diferencia de temperaturas en la pared del tubo se reduzca.

En la zona de flujo plenamente desarrollado los resultados se ajustan con un error del entorno al 1.5% (Figura 3.15), hay que decir que en aquellos casos donde el número de Reynolds está por encima de los 2700, como era de esperar, los resultados no coinciden con la correlación, porque se está superando el límite de régimen laminar. En la siguiente figura podemos apreciar esto último:

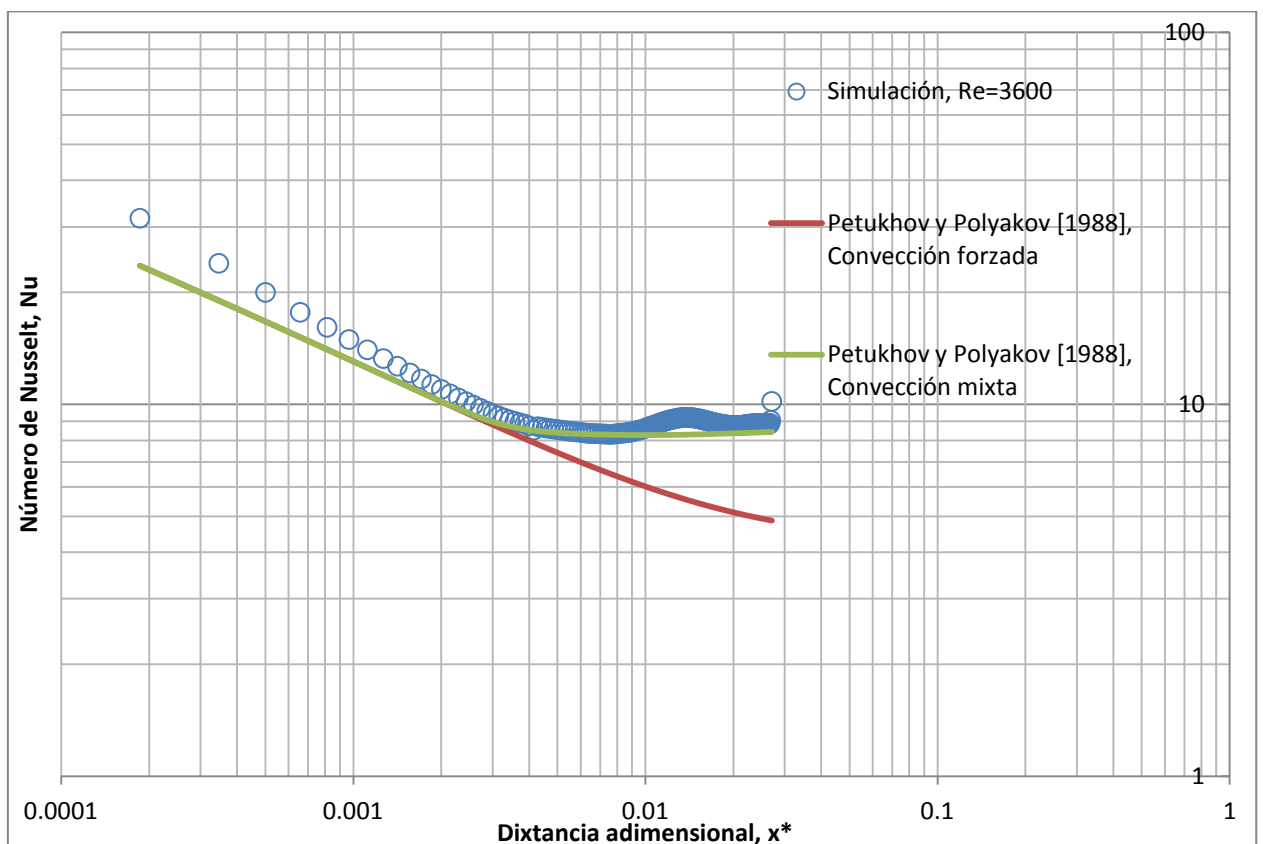


Figura 3.14: Comparación Nusselt en tubo horizontal con flujo de calor uniforme para alto número de Reynolds.

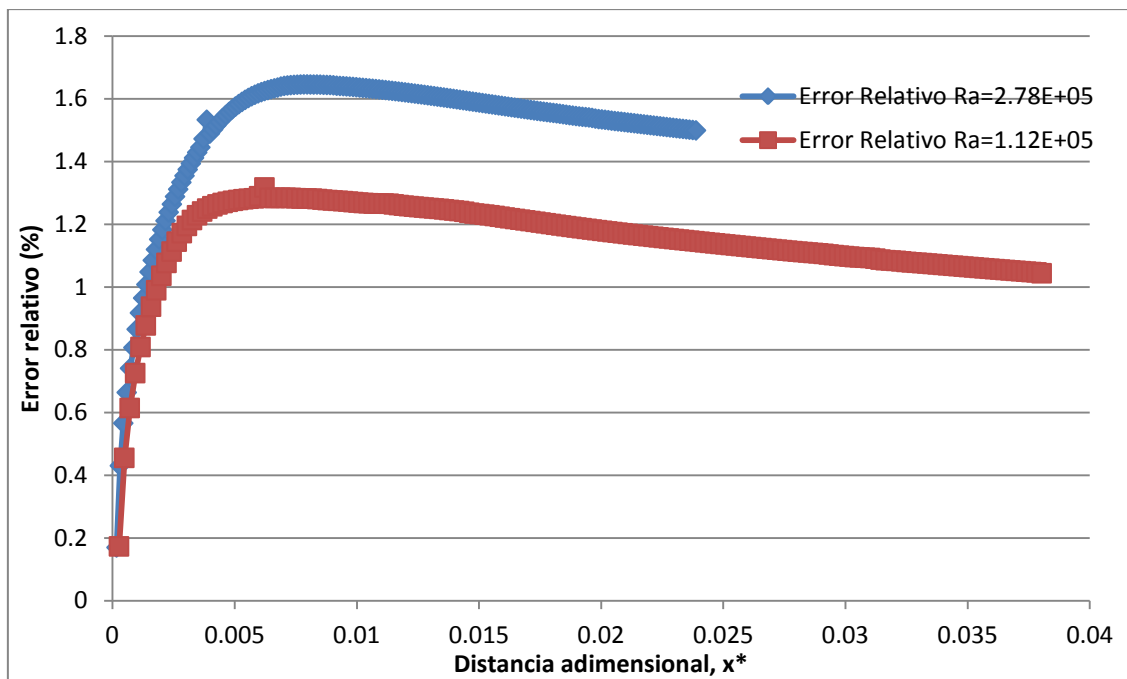


Figura 3.15: Error relativo para el número de Nusselt en tubo simple.

Además de comparar el Nusselt con la distancia adimensional, es importante resaltar que en convección mixta, como el flujo plenamente desarrollado ocupa prácticamente la totalidad del conducto, no está demás realizar una comparación de el Nusselt plenamente desarrollado \overline{Nu}_∞ , frente al número de Rayleigh. Para calcular \overline{Nu}_∞ , se ha hecho el promedio de los valores Nusselt cuyo valor asociado de x^* se encuentra por encima de 0.01. Para esta comparación se han desechado aquellas simulaciones con $Re > 2500$.

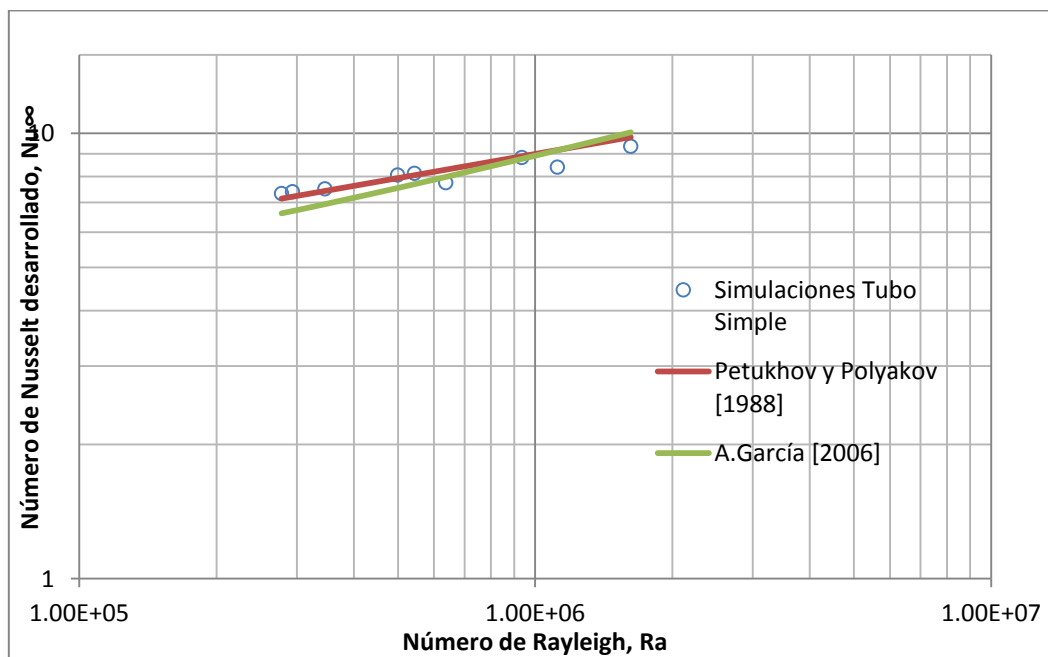


Figura 3.16: Número de Nusselt plenamente desarrollado, en función del número de Rayleigh Ra. Comparación con las correlaciones de Petukhov y Polyakov [1988] y A.García [2006]

Como vemos, los datos coinciden bastante bien, sobre todo con la correlación de Petukhov y Polyakov [1988]., sin embargo hay mayores discrepancias con el trabajo de A.García [2006], la causa es que el trabajo de de los primeros fue realizado con simulaciones para Prandtl del orden 2-7, muy similares a los de las simulaciones sin embargo los casos experimentados con A.García, fueron realizados para números de Prandtl mayores.

Por último, antes de presentar el siguiente modelo, vamos visualizar el flujo en el interior del conducto donde podremos comprobar los efectos de flotación. Para ellos vamos a tomar diferentes secciones a lo largo del tubo para diferentes casos.

Se va a mostrar el campo de temperaturas junto con los vectores de velocidad para el caso simulado con menor número de Rayleigh, $Ra=2.78 \times 10^5$, y por lo tanto el que tiene mayor longitud de entrada térmica:

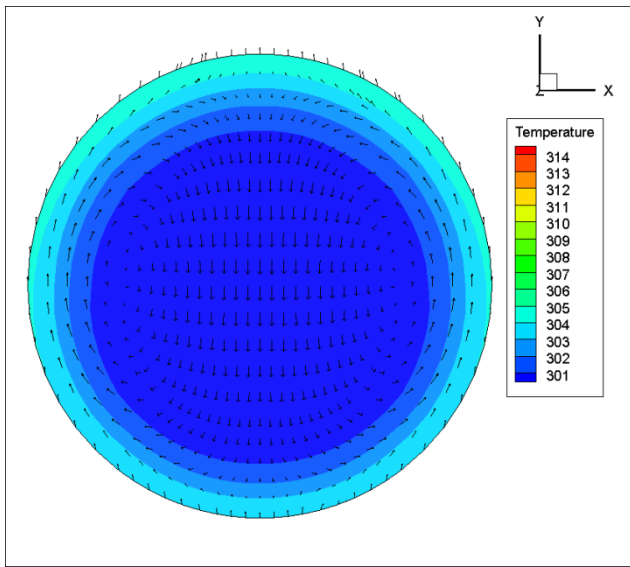


Figura 3.18: Conducto horizontal liso, con flujo de calor uniforme, $Ra=2.78E+05$, Sección $z=0.3$ m. Campo de temperaturas (K) y vectores de velocidad.

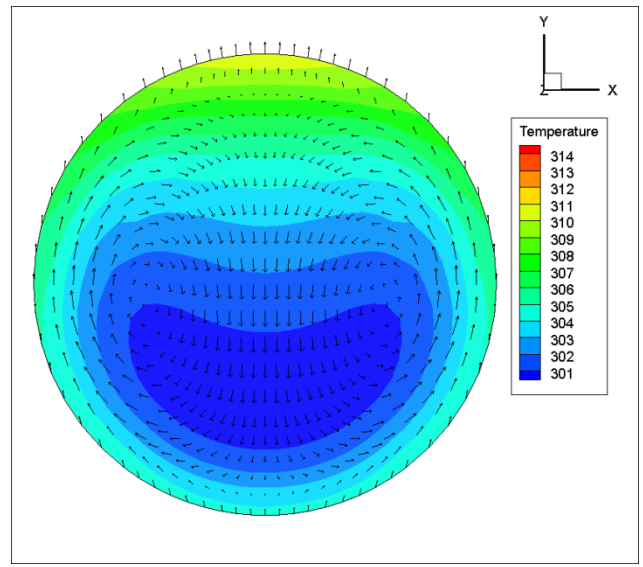


Figura 3.17: Conducto horizontal liso, con flujo de calor uniforme, $Ra=2.48E+05$, Sección $z=0.9$ m. Campo de temperaturas (K) y vectores de velocidad.

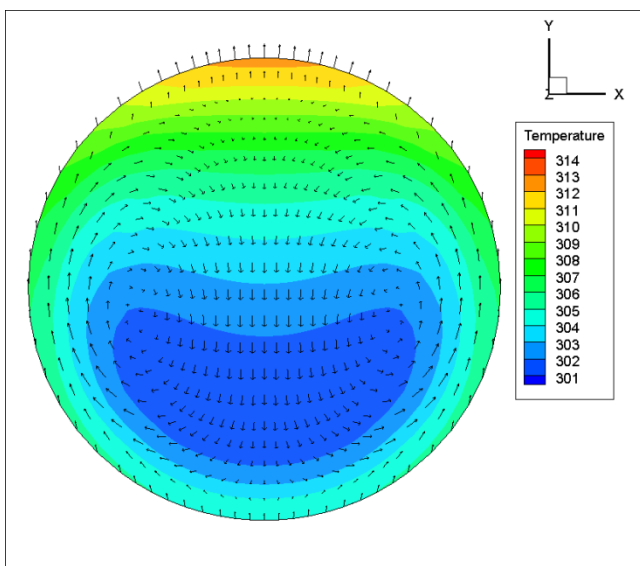


Figura 3.20: Conducto horizontal liso, con flujo de calor uniforme, $Ra=2.48E+05$, Sección $z=1.30$ m. Campo de temperaturas (K) y vectores de velocidad.

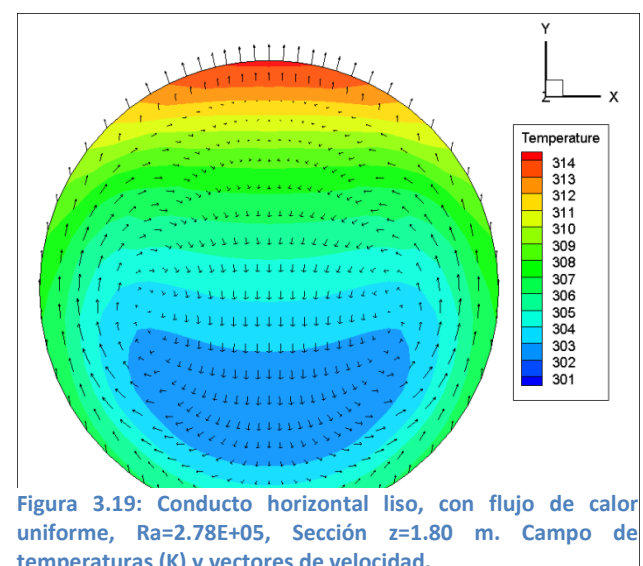


Figura 3.19: Conducto horizontal liso, con flujo de calor uniforme, $Ra=2.78E+05$, Sección $z=1.80$ m. Campo de temperaturas (K) y vectores de velocidad.

Se puede apreciar como a lo largo del tubo el agua se va calentando, y debido a los efectos de la flotación se dan dos recirculaciones en dirección del eje haciendo que el flujo caliente ascienda por la parte exterior y descienda un flujo más frío por la parte central. Como se ve en la sección cercana a la entrada, el gradiente de temperaturas en la pared es muy uniforme lo que hace tengamos un número de Nusselt propio de la convección forzada como se ve en la Figura 3. 13. A medida que avanzamos el gradiente se incrementa y vemos como a pesar de que el flujo de calor es uniforme las temperaturas más altas se dan en la parte superior, por la convección mixta.

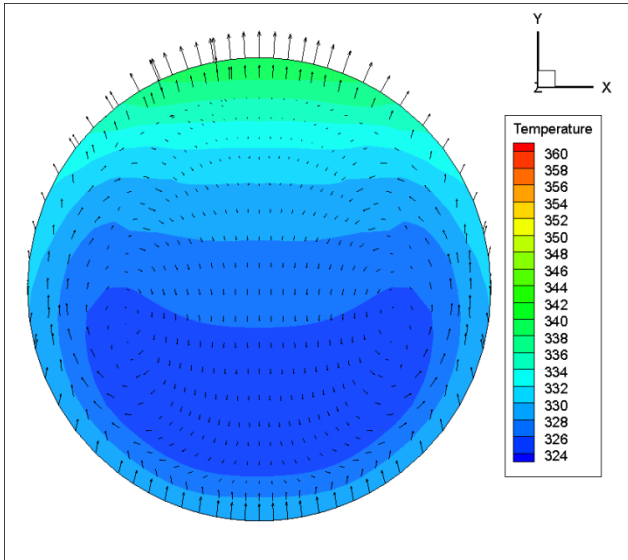


Figura 3.24: Conducto horizontal liso, con flujo de calor uniforme, $Ra=1.27E+06$, Sección $z=0.3$ m. Campo de temperaturas (K) y vectores de velocidad

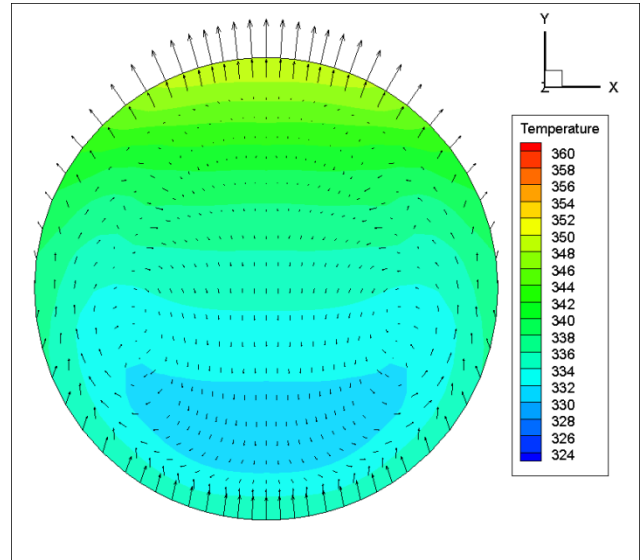


Figura 3.21: Conducto horizontal liso, con flujo de calor uniforme, $Ra=1.27E+06$, Sección $z=0.9$ m. Campo de temperaturas (K) y vectores de velocidad.

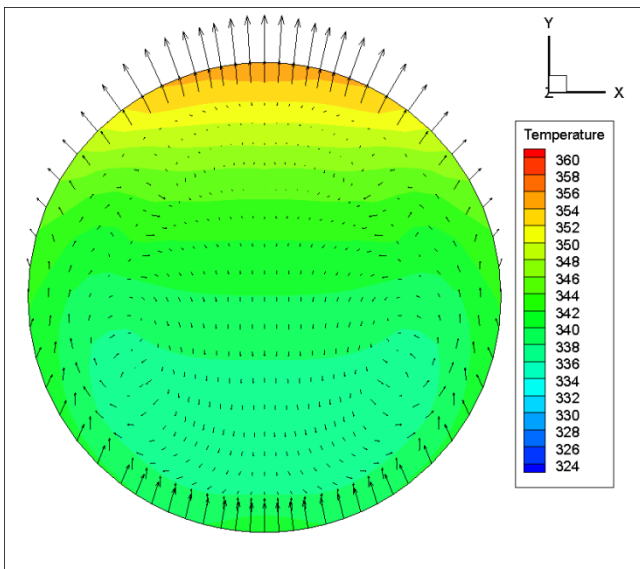


Figura 3.22: Conducto horizontal liso, con flujo de calor uniforme, $Ra=1.27E+06$, Sección $z=1.30$ m. Campo de temperaturas (K) y vectores de velocidad.

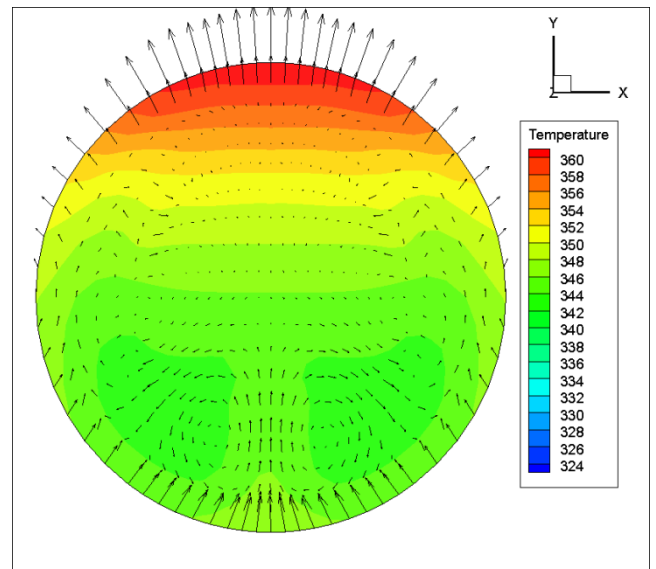


Figura 3.23: Conducto horizontal liso, con flujo de calor uniforme, $Ra=1.27E+06$, Sección $z=1.80$ m. Campo de temperaturas (K) y vectores de velocidad.

Si comparamos las cuatro figuras anteriores con las del caso de $Ra=2.78E+05$, podemos comprobar que en este caso ya en la sección de entrada $z=0.3$ metros tenemos un perfil de temperaturas muy parecido al que tenemos en el caso anterior para un sección más avanzada. Lo anterior justifica que para un Rayleigh mayor la zona de flujo plenamente desarrollado se alcance antes como veíamos en la Figura 3.13.

También se puede ver como los componentes de velocidad en el caso de $Ra=1.27E+06$ son menores, si los comparamos con la simulación a $Ra=2.78E+05$. La causa radica en el número de Reynolds ya que en el primero se encontraba en un rango de 1400-2000, mientras que en el segundo, 700-1200. Esta diferencia hace que la distribución de recirculaciones en el conducto difiera entre los casos, aunque en la parte inicial el patrón es el mismo en la Figura 3.23, se puede ver como se dan otras dos recirculaciones en la parte inferior del tubo haciendo que en la zona central el fluido tienda a ascender algo que no ocurría en el caso anterior.

Se puede concluir esta apartado diciendo que, por una lado queda validado el procesamiento de número Nusselt por la buena afinidad con los trabajos experimentales de Petukhov y Polyakov. Como era de esperar para aquellos casos en los que Reynolds está muy por encima de 2500 el número de Nusselt ya no se ajusta bien. Y además, se ha comprobado el patrón de flujo dentro del conducto y su dependencia con el número de Rayleigh.

2. Modelo de tubo con absorbedor

Lo que se pretende hacer al crear este modelo es poder comparar los resultados con los de tubo simple. Este modelo a diferencia del que se hacía referencia en el apartado anterior además del volumen fluido, consta del tubo, la soldadura y el absorbedor.

Estas simulaciones todavía distan mucho del modelo completo, pero nos sirven para poder distinguir las diferencias en cuanto a la transmisión de calor hacia el fluido calo-portador, ya que en el caso anterior el flujo de calor se mantenía uniforme a lo largo de la pared del conducto mientras que en este caso el flujo se impone a través de una condición de contorno sobre el absorbedor, y por lo tanto llega hasta el conducto a través de la soldadura. Por lo tanto el parámetro más importante a estudiar en este caso es el Nusselt en la pared del tubo.

Además de esto, otro de los objetivos ha sido el de comparar la utilización de la condición de flujo de calor constante o imponer en el absorbedor un término de generación interna de calor. El objetivo de lo anterior es comprobar que efectivamente es indiferente la utilización de una u otra condición, ya que posteriormente en el modelo que implementa la cavidad de aire superior es necesario, para no desacoplar el problema utilizar la generación interna.

Antes de describir la malla, hay que resaltar, que a excepción de la pared superior del absorbedor el resto de superficies que delimitan el dominio computacional se encuentran aisladas por lo que las pérdidas son nulas, al igual que ocurría con el modelo de tubo simple.

2.1. Definición de la geometría y mallado en GAMBIT

La geometría es la siguiente:

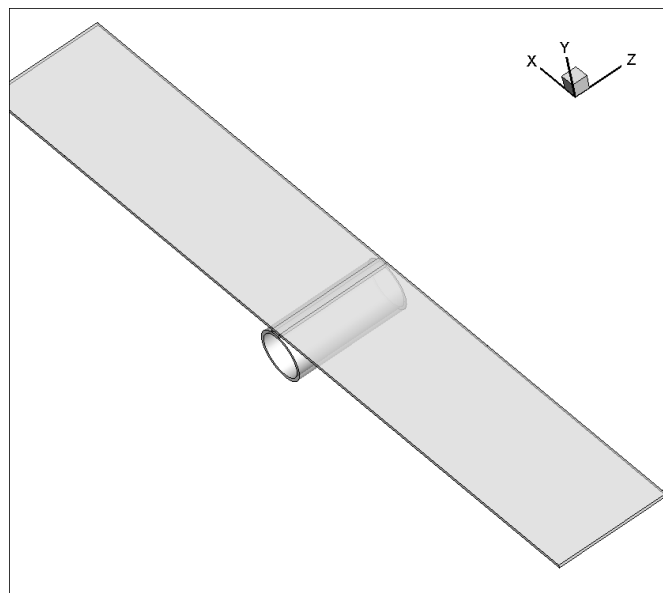


Figura 3.25: Geometría modelo para 1 tubo simplificado

Las dimensiones que definen la geometría son:

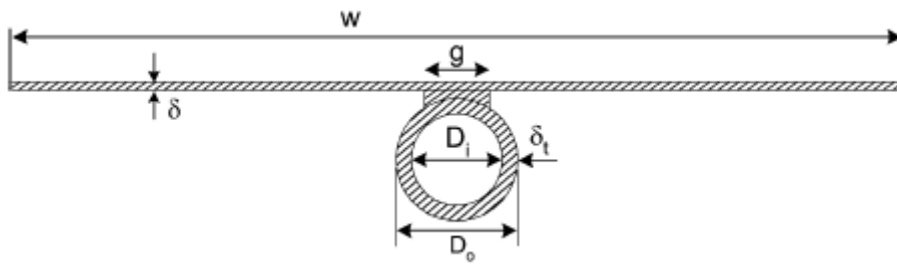


Figura 3.26: Características geométricas del tubo y aleta del absorbedor

Las dimensiones que tenemos que tener en cuenta son:

- Diámetro interior del conducto (D_i): 7mm
- Diámetro exterior del conducto (D_e): 8mm
- Espesor de la soldadura: (punto más estrecho) 0.5 mm
- Ancho de la soldadura (g): 1.5 mm
- Espesor del absorbedor (δ_{abs}): 0.5 mm
- Ancho del absorbedor (w): 123mm (se estudia un solo tubo)
- Longitud de los tubos del colector: 1830 mm

- Construcción de la malla

Se partió de la malla que se tenía del fluido junto con el conducto:

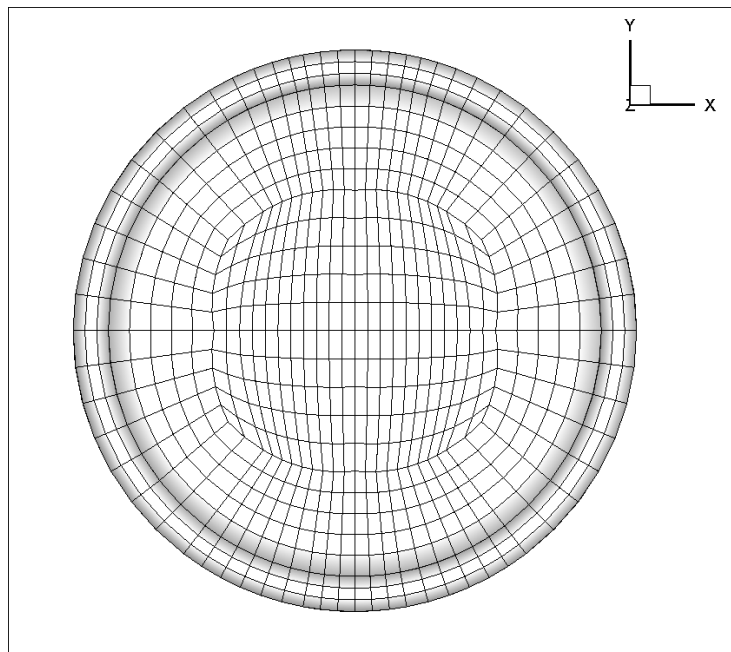


Figura 3.27: Sección del plano XY, malla para fluido y conducto.

Al igual que ocurría para el caso del tubo simple, se optó por generar una malla en el plano XY, para después crear el volumen extruyendo geometría y malla a la vez. Por ello a la imagen de la Figura 3.27, se le añadió la parte de la soldadura junto con el absorbedor:

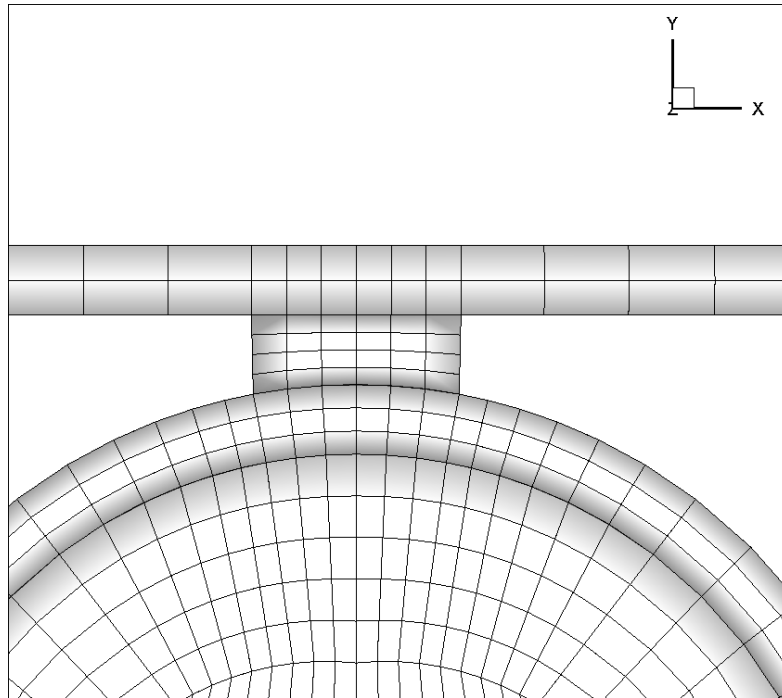


Figura 3.28: Detalle mallado de la soldadura.

Se puede ver en la figura anterior como la densidad de nodos en la parte de la soldadura es mayor comparado con la parte central del conducto, la idea es que en esa zona los gradientes de temperatura van a ser muy importantes si tenemos en cuenta que todo el flujo de calor hasta llegar al conducto terminará discurriendo por un paso muy estrecho.

Además del flujo de calor que pasa a través de la soldadura, hay que tener en cuenta que toda ella estará rodeada de aire, con lo que el salto térmico en la frontera lateral de la misma va a ser considerable.

Como se aprecia en la Figura 3.28, el que la soldadura tenga mayor número de celdas hace que, si queremos obtener una malla lo más estructurada posible los nodos del absorbedor y del conducto que unen ambas zonas deben estar más juntos, por lo que incrementar la densidad de malla en la soldadura trae consigo aumentar el coste computacional del modelo ya que es el punto central de toda la geometría.

Una vez mallada la parte de la soldadura realizamos el mallado del absorbedor, teniendo presente en todo momento intentar crear unas celdas lo más regulares posibles, es decir, evitando que sean muy oblicuas, o que tengan ángulos muy estrechos. Para ello, y para que el error numérico fuese menor, en el absorbedor los nodos que se encuentran cercanos a la soldadura están más próximos unos de otros dado que el gradiente de temperaturas va a ser mayor que hacia el extremo del modelo (Figura 3.29)

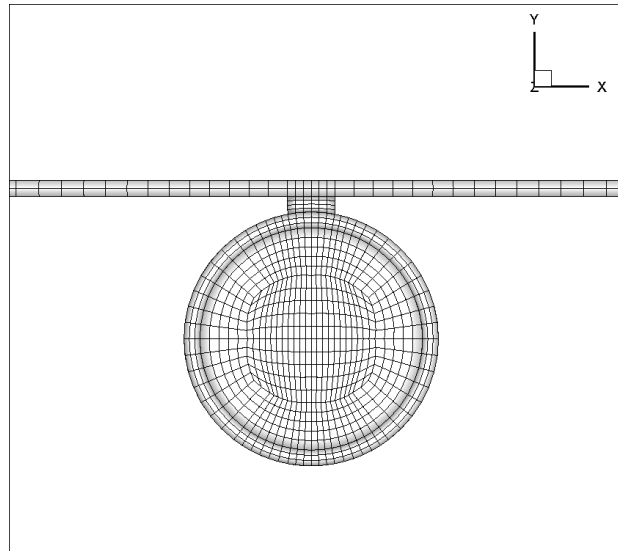


Figura 3.29: Mallado del absorbedor.

A modo de resumen se exponen el tamaño de malla utilizado, así como el tipo de condiciones de contorno utilizadas:

Grid Size					
Level	Cells	Faces	Nodes	Partitions	
0	185196	599788	229300	12	
Memory Usage					
	Cells	Faces	nodes	objps	edges
Number Used	185196	599788	229300	29	0
Mbytes Used	49	60	12	0	0
Number Allocated	185196	599788	229300	1024	0
Mbytes Allocated	49	60	12	0	0

Tabla 3.4: Características malla de tubo con absorbedor

2.2. Hipótesis de simulación y condiciones de contorno

2.2.1. Hipótesis de simulación

- Solver: Pressure Based Segregated (SIMPLE)
- Esquema de discretización: Primer Orden
- Simulaciones estacionarias
- Modelo Viscoso: Laminar
- Ecuación de la energía: resuelta
- Gravedad: (0,-9.81,0) (m/s²)
- **Condiciones de operación:**

Pressure	Gravity
Operating Pressure [pascal] <input type="text" value="101325"/>	<input checked="" type="checkbox"/> Gravity
Reference Pressure Location	Gravitational Acceleration
X [m] <input type="text" value="0"/>	X [m/s ²] <input type="text" value="0"/>
Y [m] <input type="text" value="0"/>	Y [m/s ²] <input type="text" value="-9.81"/>
Z [m] <input type="text" value="0"/>	Z [m/s ²] <input type="text" value="0"/>
	Boussinesq Parameters
	Operating Temperature [k] <input type="text" value="300"/>
	Variable-Density Parameters
	<input checked="" type="checkbox"/> Specified Operating Density
	Operating Density [kg/m³] <input type="text" value="998"/>

Figura 3.30: Condiciones de operación para el modelo completo para 1 solo tubo con absorbedor.

2.2.2. Condiciones de contorno

Como se ha indicado en la introducción los objetivos de este modelo son dos: por un lado analizar la transmisión de calor en condiciones de flujo no uniforme en la pared del tubo, y por otro lado comprobar se puede poner una condición de generación de energía interna o flujo de calor constante y los resultados son similares.

Ya que cuando se modeló el captador completo sin carga solar en un primer lugar se pensó en utilizar una condición de flujo de calor constante sobre el absorbedor. El hecho de probar con generación interna de calor o con flujo de calor es debido a las dificultades de acoplamiento de los problemas de convección natural y radiación que se dan entre la superficie del absorbedor y la cubierta de vidrio del colector solar (correspondiente a un volumen de aire); y el problema de conducción y convección mixta que se dan desde el absorbedor, pasando por la soldadura hasta llegar al fluido caloportador que recoge ese flujo calorífico.

Las dificultades surgieron por la forma de modelar la radiación, ya que FLUENT no es capaz de asociar a zonas sólidas la absorción de calor debida a la propia radiación. Por ello se hace necesario utilizar una condición de flujo de calor sobre el absorbedor, cuyo módulo se podrá calcular como el producto escalar del vector normal a la superficie del absorbedor por el vector de radiación solar incidente, a su vez este valor se multiplicará por el valor intensidad de radiación. En capítulos posteriores se explicará con más detalle el modelo de radiación.

La conclusión al párrafo anterior es que el absorbedor estará sometido en su parte superior a fenómeno de convección libre y a su vez absorberá radiación, como se ha dicho, a través de una condición de contorno de flujo de calor constante.

Esto no es posible por la forma en que Fluent trata a la interfase entre zonas de distinto material, o lo que llama "two-sided-walls". Es decir, cuando lee una malla y se da esta característica automáticamente crea una "shadow", o sea, asigna a cada zona, para nuestro caso, absorbedor y aire, una condición de contorno diferente. Por que cabe la posibilidad de especificar diferentes condiciones térmicas en cada zona o mantener acopladas dichas zonas.

- Si las dos zonas son acopladas (Coupled), no se requerirá ninguna condición de frontera térmica adicional, ya que el "solver" calculará el flujo de calor directamente de la solución en las celdas

adyacentes. Esta opción por tanto no es viable, dado que no es posible introducir el flujo de calor debido a la radiación y también tener acoplado la cara superior del absorbedor al proceso de convección natural que se da en el aire que la rodea.

- Por otra parte se pueden desacoplar las dos caras de la condición de contorno y elegir diferentes condiciones térmicas en cada una. Como se ha dicho antes, cada una de ellas estará asignada al aire y el absorbedor, respectivamente. Si se elige esta opción, la condición de contorno y su “shadow” asociada, están totalmente aisladas. Como se puede ver en la figura, las condiciones de contorno especificadas se asignan sobre la cara de dentro de las paredes:

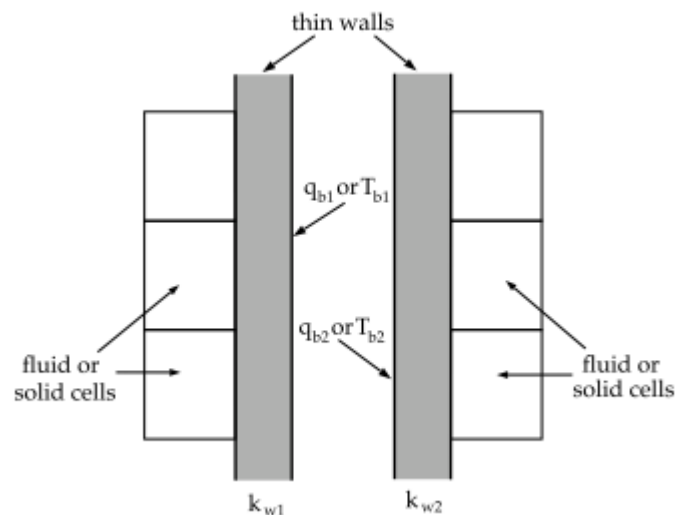


Figura 3.31: Condiciones térmicas sobre condiciones de contorno desacopladas (Original y Shadow)

Por lo que se llega a la siguiente conclusión: utilizar la opción Coupled sobre las condiciones de contorno (Original y Shadow) introduciendo una Generación interna de calor en la placa que actúa de absorbedor cuyo valor fuera el mismo que la condición de flujo de calor, es decir, transformar los W/m^2 , a W/m^3 , sabiendo el espesor del absorbedor. Esta es la condición que usaremos para el modelo completo sin modelo de carga solar.

Resumiendo, las condiciones de contorno del modelo para un tubo con absorbedor son:

Frontera	Condición de contorno
Absorbedor_cara_inferior	Wall (adiabática)
Absorbedor_cara_inferior:001	Wall (coupled)
Absorbedor_cara_inferior:001_shadow	Wall (coupled)
Absorbedor_cara_superior	Wall (adiabática/flujo de calor cte)
Absorbedor_frontal	Wall (adiabática)
Absorbedor_lado_I	Wall (adiabática)
Absorbedor_lado_II	Wall (adiabática)
Absorbedor_trasera	Wall (adiabática)
Cara_exterior_tubo	Wall (adiabática)
Cara_exterior_tubo:022	Wall (coupled)
Cara_exterior_tubo:022-shadow	Wall (coupled)
Cara_interior_tubo	Wall (coupled)
Cara_interior_tubo-shadow	Wall (coupled)
Entrada_de_fluido	Velocity-inlet
Entrada_de_tubería	Wall (adiabática)
Salida_de_fluido	Pressure-outlet
Salida_tubería	Wall (adiabática)
Soldadura_frontal	Wall (adiabática)

Soldadura_lado_I	Wall (adiabática)
Soldadura_lado_II	Wall (adiabática)
Soldadura_trasera	Wall (adiabática)

Tabla 3.5: Condiciones de contorno para el modelo de tubo con absorbedor

2.3. Resultados obtenidos

2.3.1. Comparación de Nusselt para tubo simple y tubo con absorbedor

A continuación se muestra una comparación entre casos de tubo simple y tubo con absorbedor con la misma temperatura de entrada, mismo flujo de calor y mismo caudal.

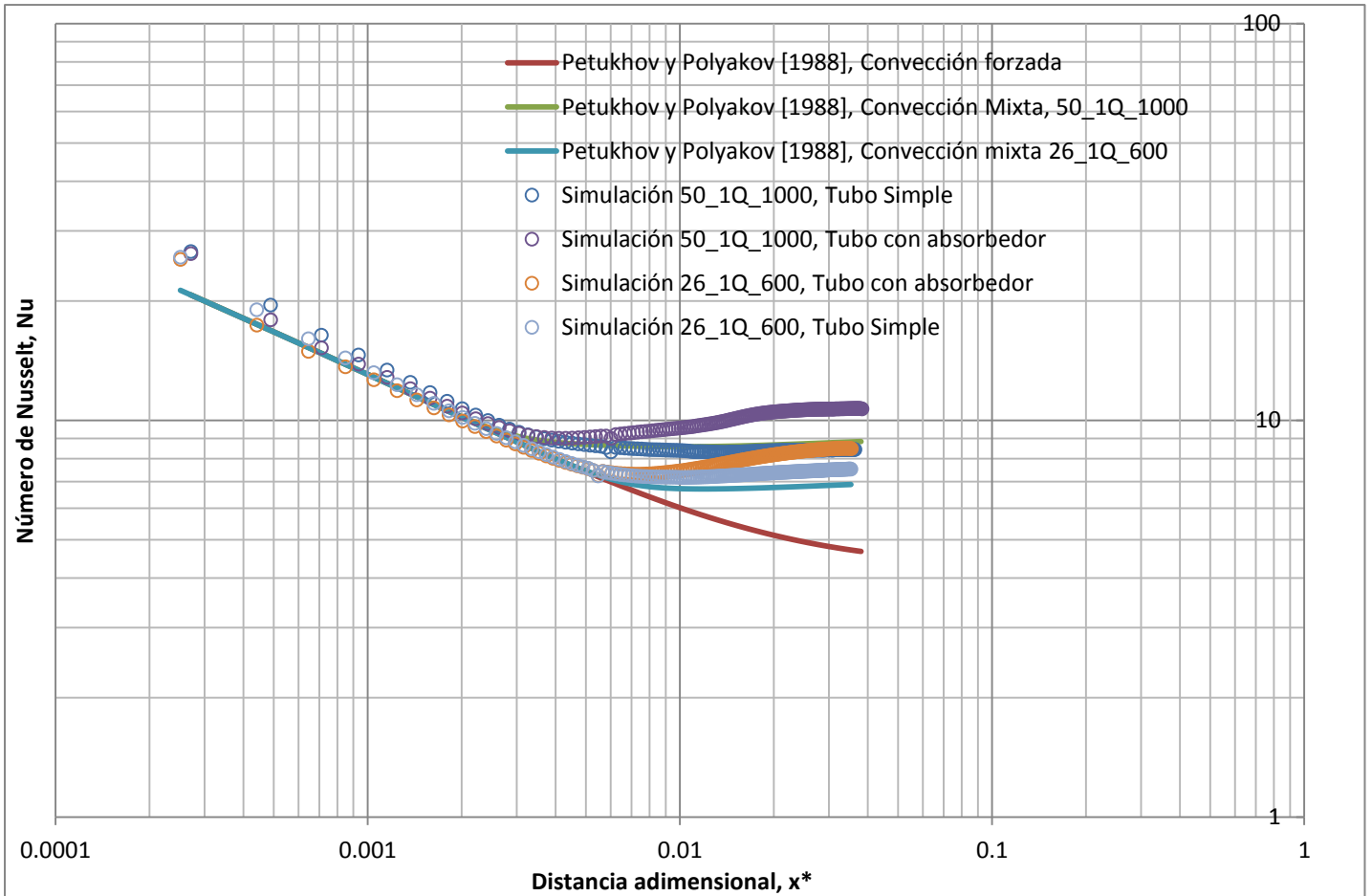


Figura 3.32: Comparación del número de Nusselt de tubo simple y tubo con absorbedor.

La principal diferencia entre el modelo de tubo simple y el que tiene absorbedor es la distribución del flujo de calor, que a su vez influye en el perfil de temperaturas de la sección del conducto. Sin embargo y a la vista de los resultados que se ven en la Figura 3.32, hace que aunque de manera circunferencial en la pared del tubo las diferencias en el flujo de calor sean importantes, las recirculaciones provocadas por los efectos de flotación en convección mixta hacen que prácticamente el número de Nusselt sea ligeramente superior al que se tenía con tubo liso, principalmente para flujo desarrollado.

El incremento es debido a la aparición de zonas en la parte inferior del conducto que ven favorecido el intercambio de calor gracias a elevados gradientes de temperatura debido a mayores fuerzas de flotación. Este aumento en la intensidad de las recirculaciones viene dado también por el efecto provocado por la soldadura que hace que las temperaturas alcanzadas en la parte superior del conducto sean mayores.

Para demostrar lo anterior se muestran a continuación una representación gráfica de las componentes de velocidad en dirección X y las componentes en dirección Y, para una sección a 1.7 metros de la entrada (donde el número de Nusselt ya es diferente para cada caso) para el caso 50_1Q_1000 que se mostrado en la Figura 3.32.

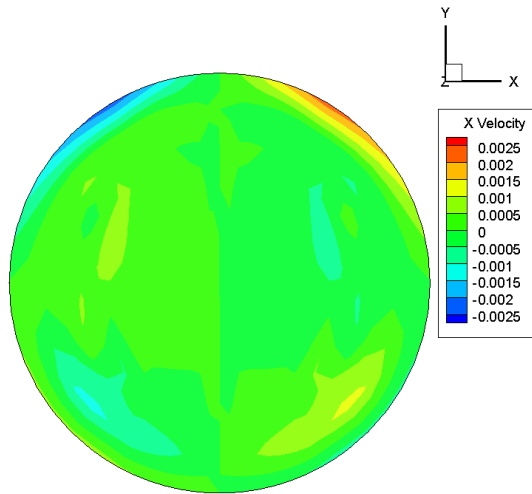


Figura 3. 36: Componente de la velocidad en X. Tubo simple. Sección 1.7m.

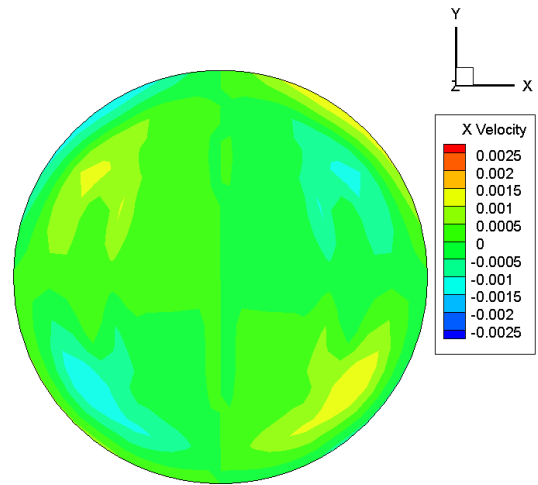


Figura 3. 35: Componente de la velocidad en X. Tubo con absorbedor. Sección 1.7m.

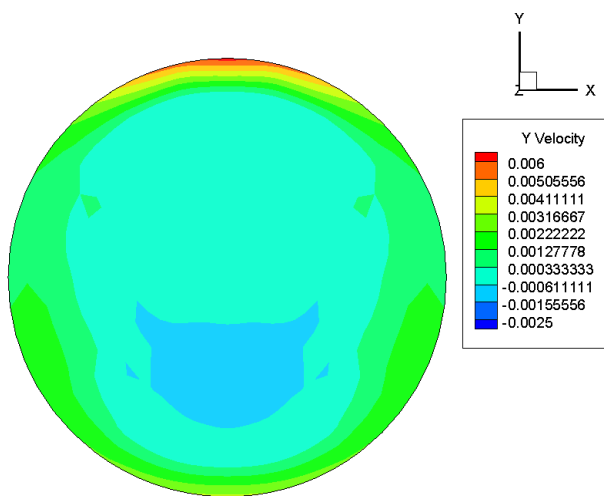


Figura 3.34: Componente de la velocidad en Y. Tubo simple. Sección 1.7m.

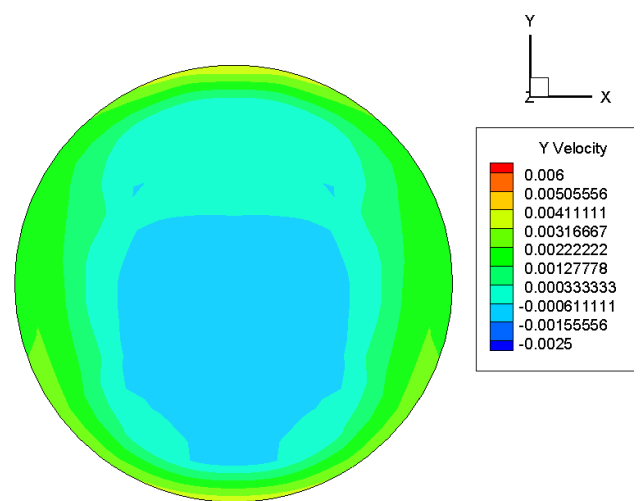


Figura 3. 33: Componente de la velocidad en Y. Tubo con absorbedor. Sección 1.7m.

En el tubo simple es cierto que se alcanza una velocidad tanto en dirección X como en dirección Y, mayor a la que se alcanza en el tubo con absorbedor, aunque, es muy localizada, dándose en la zona superior del conducto. Sin embargo, en el tubo con absorbedor a pesar de alcanzarse una velocidad máxima inferior a la que se tiene en la zona superior en el tubo simple, (tanto en dirección X como en Y), se logran velocidades mayores y más uniformes en el resto de la sección.

Esto justifica lo que ya se había adelantado, y es que en el tubo simple se tiene números de Nusselt muy uniforme a lo largo de toda la sección, pero, cuando añadimos la soldadura y el absorbedor, el número de Nusselt alcanzada en las cercanías de la soldadura es menor que la se tenía en el tubo simple, aunque en el resto de pared se tienen velocidades mayores y por lo tanto mejor transmisión de calor, esto hace que de manera promediada, el número de Nusselt se incremente.

2.3.2. Número de Nusselt desarrollado

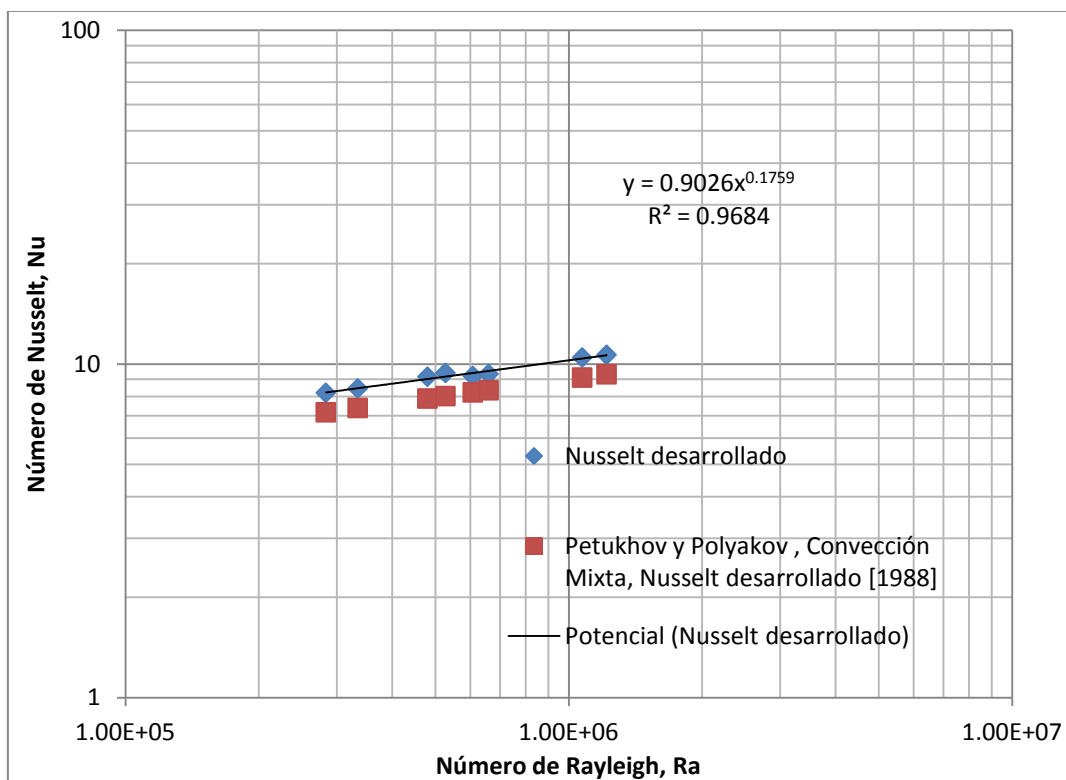


Figura 3.37: Número de Nusselt desarrollado para el tubo con absorbedor. Comparación con la correlación de Petukhov y Polyakov.

En la figura anterior se ha representado el número de Nusselt para flujo plenamente desarrollado. Para ello se ha hecho el promedio de este parámetro adimensional en cada sección para aquellos valores que tuviesen relacionado un valor de distancia adimensional por encima de 0.01. De esta manera nos aseguramos de que todos los valores que promediamos están en la parte de flujo desarrollado.

Como era de esperar observando el gráfico de número de Nusselt local frente a x^* , los valores quedan por encima de lo que predecían los resultados experimentales. Así mismo se ha obtenido una correlación para los resultados numéricos que nos permita comparar con las simulaciones del captador completo. Esta es:

$$Nu_{\infty} = 0.9026 \cdot Ra^{0.1759} \quad (3.22)$$

2.3.3. Comparación de la condición de contorno flujo de calor frente a generación interna

Ya se ha comentado que para utilizar el modelo con la cavidad de aire entre absorbedor y cubierta de vidrio sin implementar el modelo de carga solar no es posible utilizar la condición de flujo de calor constante para no desacoplar el problema, por ello se define la otra opción de generación interna de energía. Los resultados que se obtienen al comparar una y otra condición son:

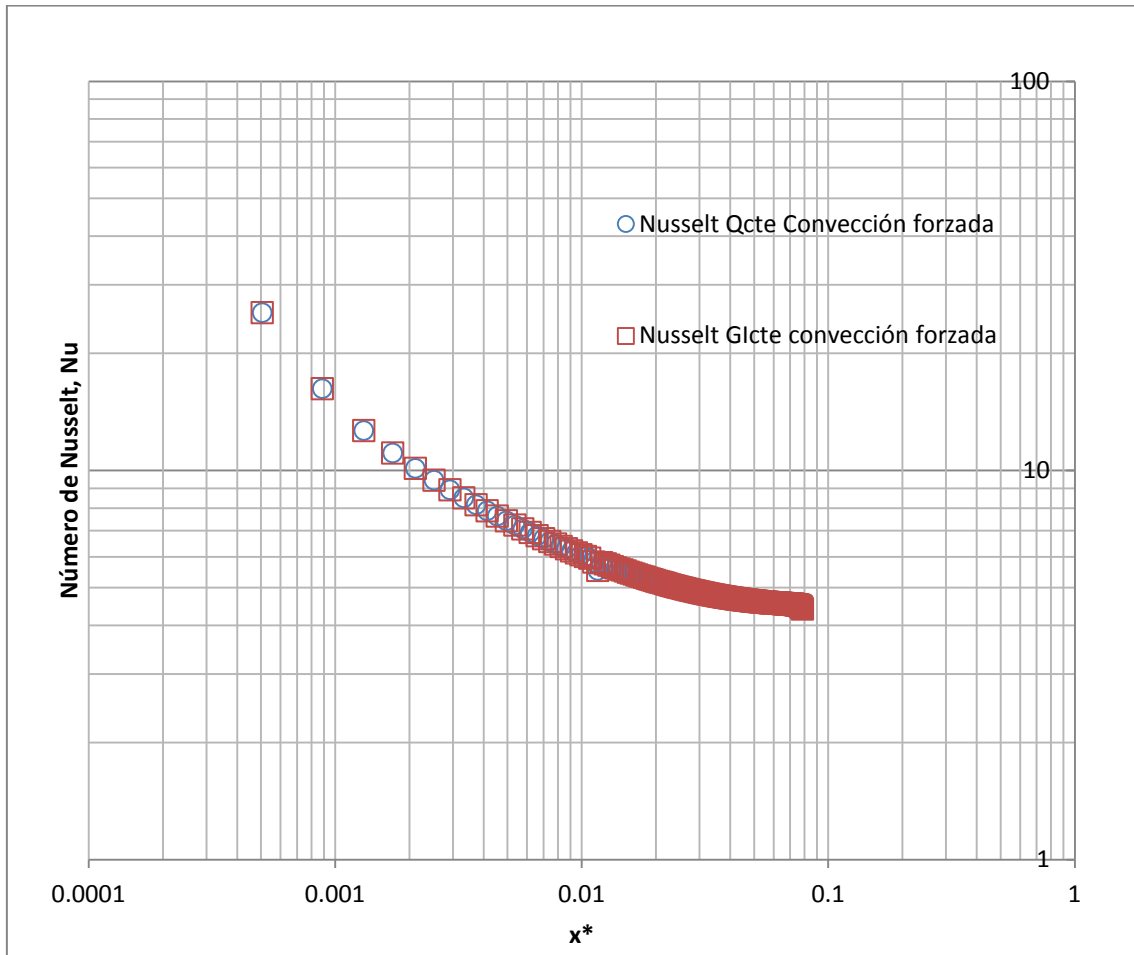


Figura 3.38: Comparativa para el número de Nusselt con una condición de contorno de flujo de calor uniforme y una condición de generación interna de calor en el absorbedor, en convección forzada. Reynolds 470-900

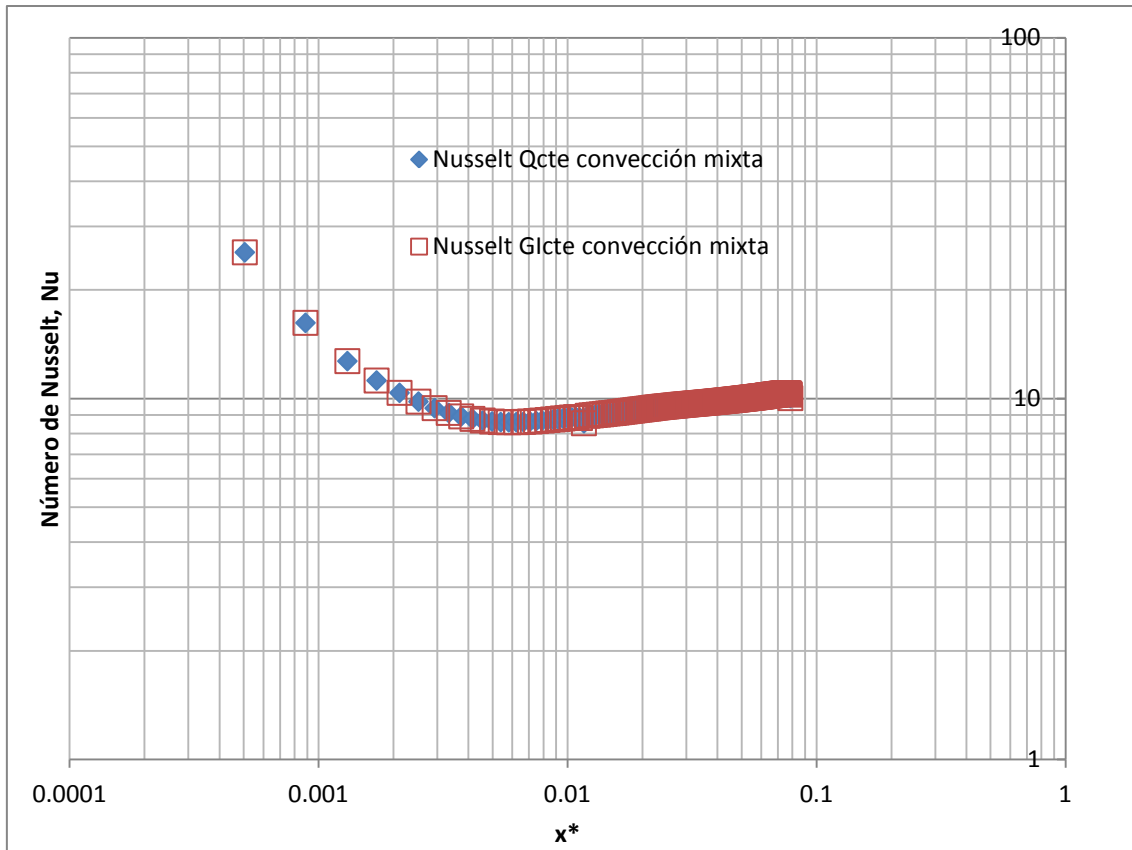


Figura 3. 39: Comparativa para el número de Nusselt con una condición de contorno de flujo de calor uniforme y una condición de generación interna de calor en el absorbedor, en convección mixta. Reynolds 470-900.

Los resultados para con ambas condiciones de contorno prácticamente son coincidentes, por lo que para las sucesivas simulaciones donde se modele el colector completo se podrá utilizar la Generación interna, y así evitar desacoplar el problema, de radiación y convección. La gráfica anterior está realizada para Re 400-900.

2.3.4. Conclusiones

Queda probado que si el flujo de calor se añade sobre la pared del absorbedor en vez de hacerlo en vez de imponer una condición de flujo de calor uniforme en la superficie del conducto se incrementa ligeramente la capacidad de transmisión de calor al flujo, se está hablando del orden de 0.2°C de incremento en la temperatura de salida del fluido. Y por otra parte se ha justificado que se puede utilizar generación interna de calor y flujo de calor constante obteniéndose resultados muy similares, y de esta forma poder crear un modelo completo sin problemas de desacoplamiento entre las diferentes zonas que lo forman.

3. Cavidad natural en la cavidad de aire entre absorbedor y cubierta de vidrio

Una vez que hemos elegido como simular una carga solar de manera simplificada, vamos a centrarnos sobre el proceso de convección natural en el aire que rodea al absorbedor y al conducto. En el capítulo anterior se ha introducido este fenómeno de manera teórica, exponiendo las ecuaciones que gobiernan el flujo y los parámetros adimensionales relacionados.

Ahora se va a explicar cómo configurar FLUENT para poder simular este efecto de manera satisfactoria. FLUENT permite analizar casos con convección natural dentro de un dominio cerrado, donde la solución dependerá de la masa dentro del dominio. Pero esta masa no será conocida hasta que no se conozca la densidad, por lo que se ofrecen dos posibilidades para modelar este fenómeno:

- A través de un cálculo transitorio. De esta forma, la densidad inicial será computada teniendo en cuenta la presión inicial y la temperatura, por lo que la masa inicial es conocida. Conforme la solución progresa en el tiempo, la masa se conservará. No se ha elegido esta forma de modelar, ya que por un lado en nuestro proyecto únicamente nos hemos dedicado a calcular en estado estacionario, y por otra parte este enfoque funciona bien cuando existen grandes diferencias de temperaturas, y en el modelo del colector no se dan tales circunstancias.
- La forma elegida es la aproximación de Boussinesq. Desde este punto de vista, lo que se especifica una densidad constante, por lo que la masa está claramente especificada. Este enfoque es únicamente válido si las diferencias de temperaturas son pequeñas.

Esta elección está fundamentada en que para muchos problemas de convección natural se puede conseguir una convergencia más rápida con esta aproximación que introduciendo la densidad como función de la temperatura. Este modelo trata la densidad como una constante en todas las ecuaciones excepto en la ecuación de cantidad de movimiento:

$$(\rho - \rho_0)g \approx \rho_0\beta(T - T_0)g \quad (3.23)$$

donde ρ_0 es una densidad constante, T_0 es la temperatura de operación, y β es el coeficiente de expansión térmica. Esta aproximación se dice que tiene validez cuando los cambios de densidad son pequeños y se cumple que: $\beta(T - T_0) \ll 1$.

3.1. Simulaciones en 2-dimensiones

Para conocer si la densidad de malla era la adecuada a la simulación, y justificar la decisión de usar la aproximación de Boussinesq, se hicieron una serie de pruebas con una malla 2D, con las dimensiones del recinto superior de aire (el que queda entre absorbedor y cubierta de vidrio). En este caso se fijaron unas temperaturas superior e inferior de modo que se obtuviese un número de Rayleigh similar al que se obtiene en los casos simulados en el modelo completo para un tubo.

3.1.1. Geometría y mallas utilizadas

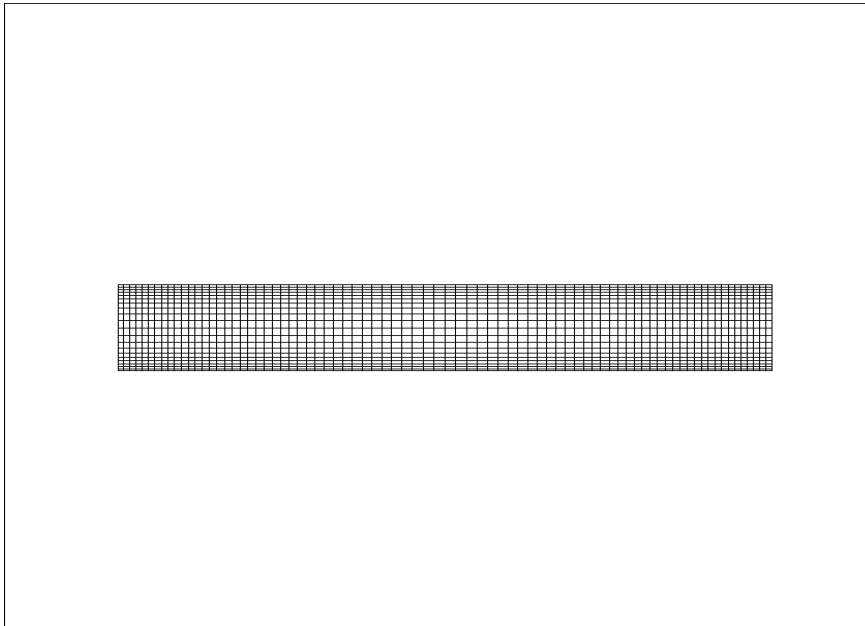


Figura 3.40: Malla 2D espacio de aire superior. Pruebas para la convección natural. Malla 1.

Las dimensiones como vemos en la geometría anterior para todas las mallas probadas fue de 123 x 20 mm, es decir, el mismo espacio que hay entre absorbedor y cubierta.

En cuanto a la construcción de la malla fue muy simple, se fijaron los nodos en cada uno de los segmentos que forman el espacio, dejando un espacio menor en las cercanías de las paredes donde se fijo una condición de temperatura constante ya que el gradiente de temperaturas sería mayor en esos puntos (Figura 3.41).

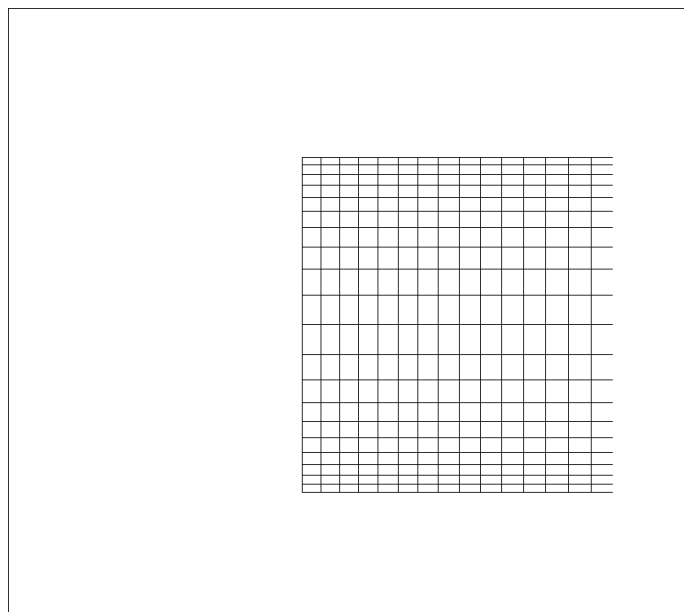


Figura 3.41: Detalle de la malla junto a las paredes. Pruebas para la convección natural.

Finalmente se construyeron tres mallas con la misma distribución de nodos que hemos visto en la Figura 3.40, pero decrecientes en densidad, de forma que:

Malla	Nº de Nodos
Malla 1	1701
Malla 2	451
Malla 3	396

Tabla 3.6: Nº de nodos para mallas 2D en cavidad de aire.

3.1.2. Hipótesis de simulación y condiciones de contorno

- Solver: Pressure Based Segregated (SIMPLE)
- Esquema de discretización: Primer Orden
- Simulaciones estacionarias
- Modelo Viscoso: Laminar
- Ecuación de la energía: resuelta
- Gravedad: (0,-9.81,0) (m/s²)
- Fluido de trabajo: aire

Una vez establecido la dirección y módulo de la gravedad, para imponer la aproximación de Boussinesq tenemos que realizar las siguientes acciones:

- Seleccionar dentro del campo de características del aire, en el apartado de densidad, el modelo de Boussinesq, e introducir un valor constante. Para este caso como se trabaja entre 300 y 315 K, se ha introducido la densidad para un valor intermedio, 1.1614 kg/m³.
- Especificar la temperatura de operación T_0 . $T_0 = 310$ K.
- Y, también en el panel de materiales, para el aire, definir el coeficiente de expansión térmica, que si tratamos al aire como gas ideal este es aproximadamente, $\beta = 1/T$.

En este caso no se da, pero para el modelo completo, se puede especificar que materiales y cuáles no son los que participan de la aproximación.

The image shows a software interface with two main panels: 'Pressure' and 'Gravity'.
Pressure Panel:
 - Operating Pressure [pascal]: 101325
 - Reference Pressure Location:
 X (m): 0
 Y (m): 0
Gravity Panel:
 - Gravity
 - Gravitational Acceleration:
 X [m/s²]: 0
 Y [m/s²]: -9.81
 - Boussinesq Parameters:
 Operating Temperature [k]: 310
 - Variable-Density Parameters:
 Specified Operating Density

Figura 3.42: Selección de la temperatura de operación y de la gravedad.

3.1.3. Condiciones de contorno

Para las paredes laterales se ha impuesto la condición de adiabáticas, tal y como ocurre en el modelo completo. Para las paredes superior e inferior se ha impuesto una condición de temperatura constante, 315 K para la pared inferior y 300 K para la superior. Se impone esta diferencia de temperaturas para obtener un número de Rayleigh similar al obtenido en el modelo completo. Por supuesto, al poner la temperatura mayor en el lado inferior supone la aparición de efecto de convección natural, por el gradiente de densidad junto con la fuerza gravitatoria.

El número de Rayleigh definido para este tipo de problema, está basado en la altura de la cavidad, L:

$$Ra_L = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu\alpha} \quad (3.24)$$

donde α , es la difusividad térmica del aire (m^2/s) y ν es la viscosidad (Pa.s).

Para la diferencia de temperaturas anterior y evaluando las propiedades del fluido a la temperatura media, el número de Rayleigh para las simulaciones realizadas es:

$$Ra_L \approx 11000 \quad (3.25)$$

3.1.4. Resultados obtenidos

Para evaluar los resultados obtenidos se ha calculado el número de Nusselt, y se ha comparado con la correlación presentada en el capítulo anterior sobre convección libre en cavidades inclinadas (K.G.T. Hollands, 1976).

$$Nu(Ra, \theta) = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \theta} \right]^* \left[1 - \left(\frac{1708 (\sin 1.8\theta)^{1.6}}{Ra \cos \theta} \right)^1 \right] + \left[\left(\frac{Ra \cos \theta}{5803} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^* \quad (3.26)$$

Para el número de Rayleigh simulado, $Nu(Ra, \theta) = 2.6$.

El procedimiento de cálculo del número de Nusselt es:

$$Nu = \frac{q_h'' \cdot L}{\Delta T \cdot k} \quad (3.27)$$

donde q_h'' , es el flujo de calor por unidad de área evaluado en la pared más caliente, L es la longitud característica, en este caso, la altura de la cavidad (L=20 mm), ΔT , es la diferencia de temperatura entre las paredes superior e inferior y k , es la conductividad térmica a la temperatura media del aire.

Los resultados para cada malla son:

Malla	Nusselt simulación	Nusselt Correlación	Error (%)
Malla 1	2.594	2.6	0.23
Malla 2	2.53	2.6	2.76
Malla 3	2.463	2.6	5.56

Tabla 3.7: Error cometido en cada malla para simulaciones 2D en cavidad de aire

Como vemos en la tabla anterior las simulaciones parecen acercarse de forma muy notable a los trabajos realizados experimentalmente, siendo para la malla más fina para la cual se tiene un menor error. Además se ha conseguido una convergencia muy rápida, haciendo falta unas 1000 iteraciones para llegar a valores residuales de 1×10^{-10} en la ecuación de energía y 1×10^{-5} para la ecuación de continuidad.

Además de evaluar el Nusselt, también se ha visualizado el campo de temperaturas y las componentes del campo de velocidades, observándose la generación de recirculaciones en forma de celda, con una altura entorno a la dimensión característica, L como predecían los trabajos de Hollands (celdas de Bernard).

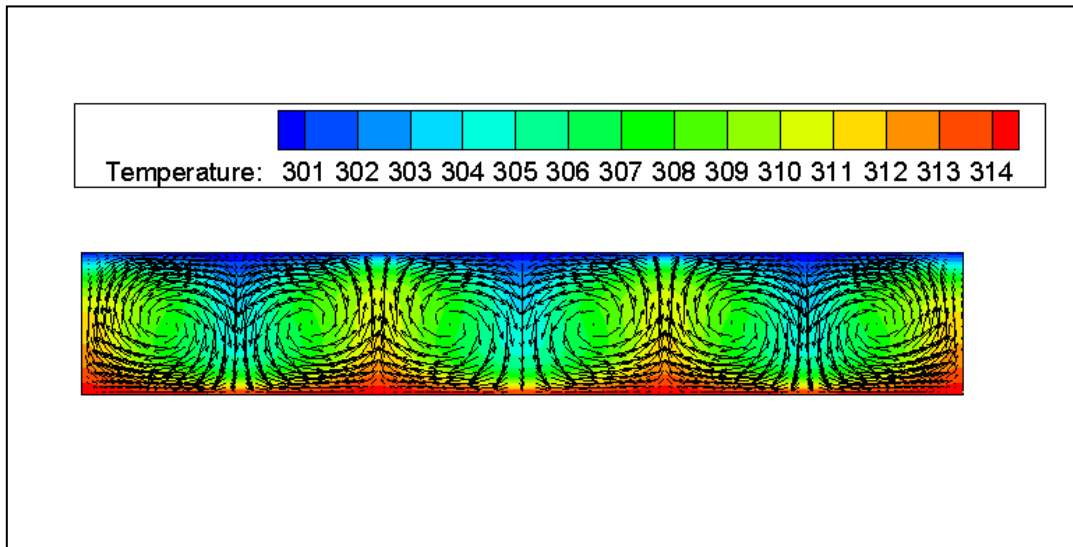


Figura 3.43: Campo de temperaturas y velocidades. Malla 1. Convección natural. Ra=11000

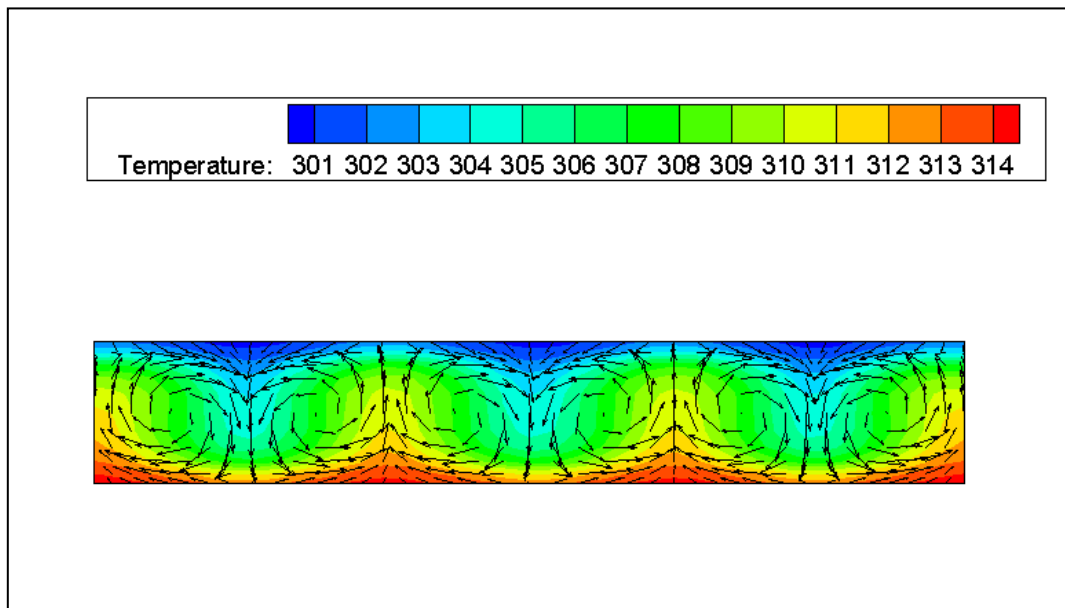


Figura 3.44: Campo de temperaturas y velocidades. Malla 2. Convección natural. Ra=11000.

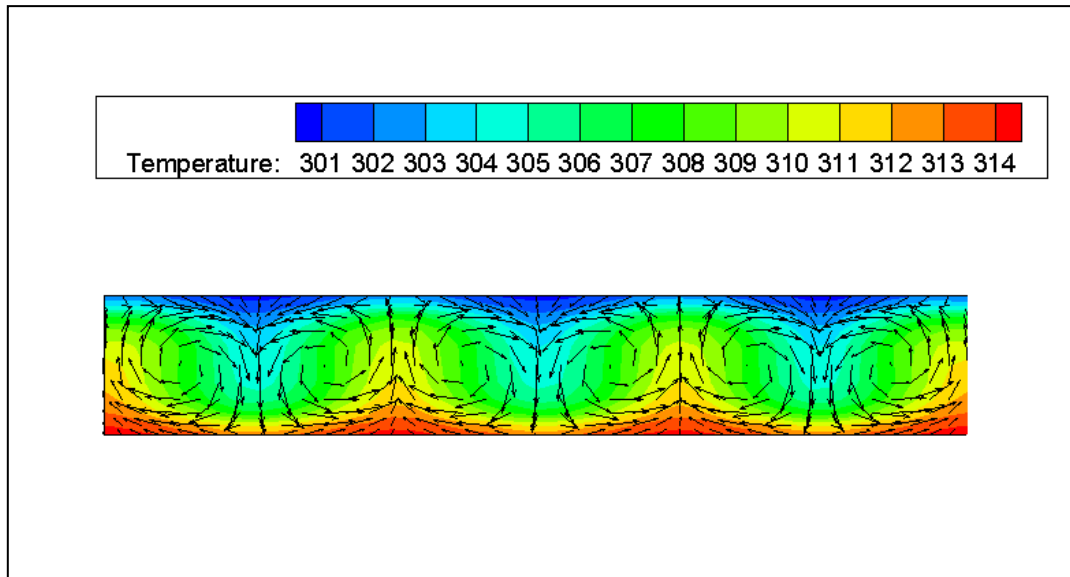


Figura 3.45: Campo de temperaturas y velocidades. Malla 3. Convección natural. $Ra=11000$.

Como podemos observar, sobre todo en la Figura 3.43, las celdas formadas son 6, esto coincide con los resultados experimentales que afirman, que se desarrollan recirculaciones con una dimensión características de L ($L=20$ mm), por lo que si se hace un cálculo rápido dividiendo el ancho de la cavidad 123 mm por L , efectivamente se obtiene aproximadamente un valor de 6.

3.1.5. Conclusiones

En primer lugar se ha comprobado que se puede utilizar la aproximación de Boussinesq en nuestro problema para resolver este fenómeno obteniendo una convergencia rápida. Utilizar una malla de entorno a los 1000 nodos de forma transversal al modelo puede ser suficiente. Y por último decir que como en el modelo completo se tendrán unas condiciones de temperatura uniformes en el absorbedor, y muy probablemente las celdas de recirculación que se obtengan no sigan una distribución tan uniforme como en este caso.

4. Modelo completo sin radiación para un sólo conducto

Este modelo consta de todas las partes por las que está formado el colector solar, es decir, tanto de la cubierta de cristal, el aire sobre el absorbedor y debajo del mismo, y por supuesto del absorbedor, la soldadura y el conducto. Pero se ha simplificado y únicamente se modela la parte correspondiente a sólo tubo.

En este caso no se ha implementado un modelo de radiación, sin embargo, para tener en cuenta la energía que procede del Sol se ha introducido una condición de generación interna de calor en el absorbedor, para simular la carga solar. Esto nos permite analizar la transmisión de calor a través del absorbedor por la soldadura, así como, la convección natural que se da en el recinto limitado por el absorbedor y la cubierta de vidrio. Además, para tener en cuenta las pérdidas por efecto convectivo sobre la cubierta se ha impuesto una condición de contorno convectiva.

El objetivo del modelo fue poder obtener resultados sobre la transmisión de calor a través de la soldadura sin necesidad de implementar un modelo de carga solar, elegir la mejor opción para simular el comportamiento del aire en el interior del colector y observar el campo de temperaturas en el absorbedor. Se trata por tanto de un paso intermedio en el proceso de modelado hasta llegar a la solución definitiva.

4.1. Definición de la geometría y mallado en GAMBIT

La geometría que forma el modelo viene descrita en la figura siguiente:

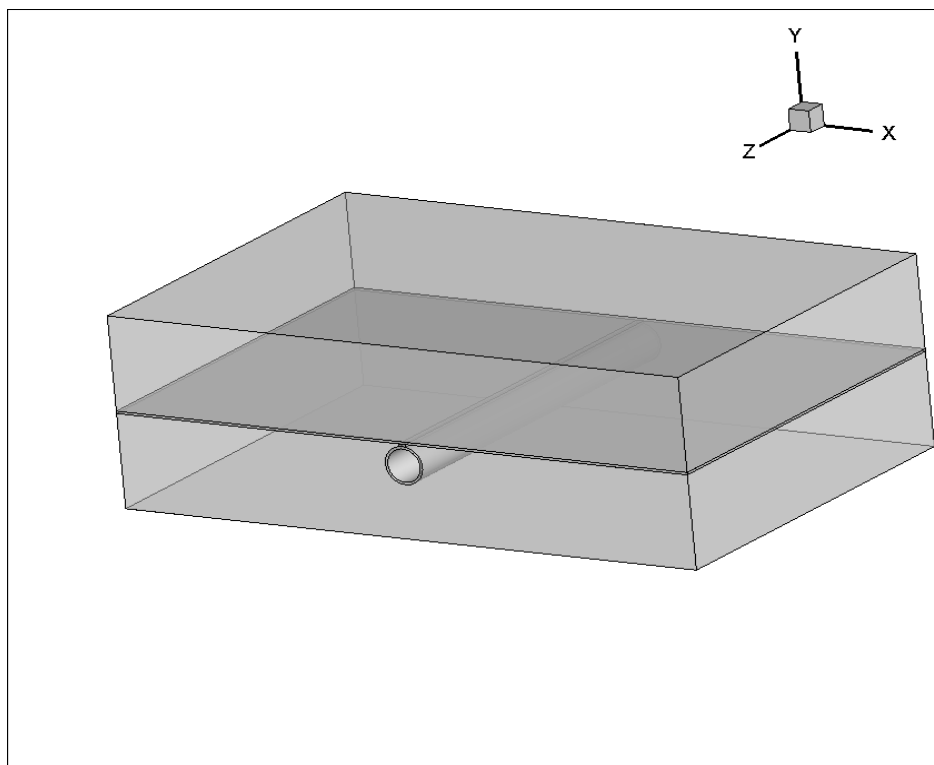


Figura 3.46: Geometría del modelo completo para un tubo.

Además, rodeando la geometría anterior, como se ve en la Figura 3.46, se ha definido una capa de aire tal y como existe en un colector real. En cuanto a sus dimensiones son, en la parte superior 20 mm por encima del absorbedor, y en la parte inferior la capa tiene un espesor de 15.5 mm contando desde el centro del conducto (origen de coordenadas).

- Zonas que forman el modelo:

Zona	Sólido/Fluido
Absorbedor	Aluminio
Aire_superior	Aire
Aire_inferior	Aire
Cristal	Vidrio
Fluido	Agua
Soldadura	Cobre
Tubo	Cobre

Tabla 3.8: Volúmenes incluidos en el modelo completo

Partiendo de la malla que se construyen en apartado 2, seguimos con la construcción de la misma de la siguiente forma:

Por último falta por mallar la zona del aire, tanto del que se encuentra en la parte inferior del tubo como el que se encuentra en la parte superior del absorbedor. Hay que destacar que la zona inferior del modelo y las paredes laterales son adiabáticas, es decir, se ha supuesto que el aislamiento es perfecto. Esto hace que verdaderamente el aire de la parte inferior no tenga demasiada importancia desde el punto de vista energético.

Sin embargo, la zona superior del aire, va a estar sometida a una diferencia de temperaturas entre la frontera superior perteneciente al vidrio y la frontera inferior donde se encuentra el absorbedor, estando este último más caliente que el vidrio. Esto, junto con la gravedad hace que el aire más caliente junto al absorbedor tienda a ascender por tener una menor densidad mientras que el aire en la parte superior, más frío, descienda, es decir, se crea un flujo de convección natural que va a tener bastante importancia en la eficiencia del captador. Por esto, la malla que se genere en esta zona debe ser adecuada para describir los fenómenos convectivos con suficiente precisión.

Para poder conocer cuál podría ser el número adecuado de elementos que conformaran la malla se optó por realizar unas simulaciones con un modelo más simple en 2 dimensiones cuyos resultados se exponen en el punto siguiente.

Finalmente, con los resultados que se obtuvieron se realizó una malla de esa zona que consta de 1806 nodos con la siguiente distribución:

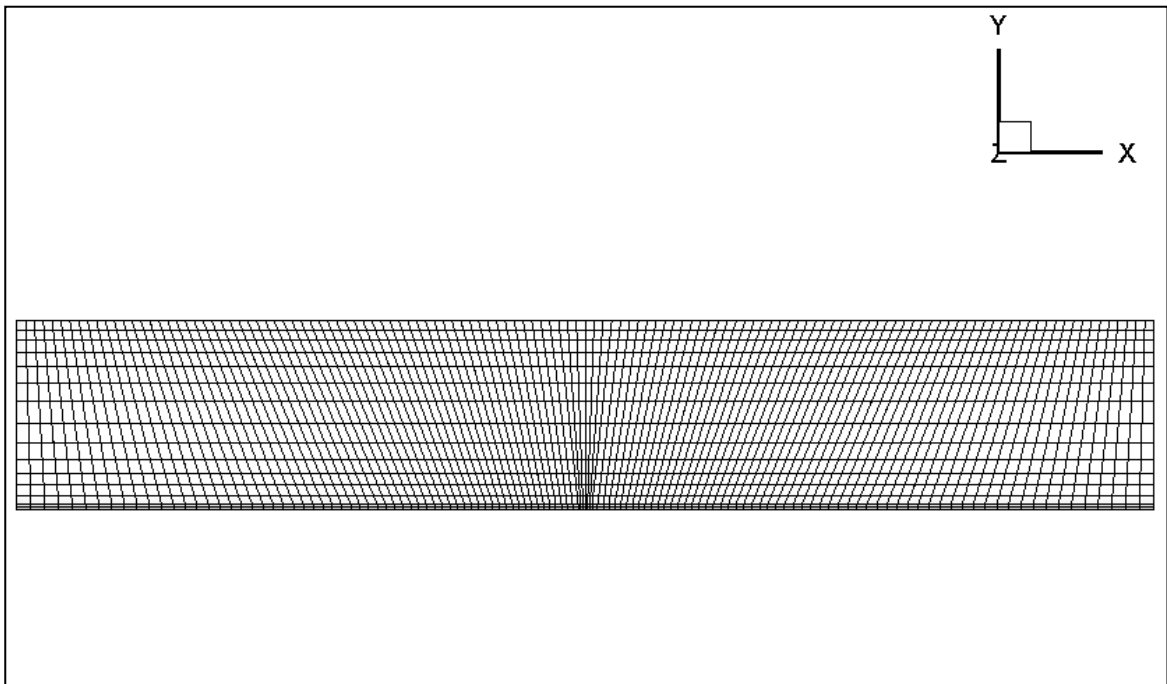


Figura 3.47: Malla para el aire entre absorbedor y cubierta de vidrio. Modelo completo 1 solo tubo (sin radiación)

Se puede apreciar en la figura anterior como tanto en las cercanías del absorbedor como en el vidrio se ha intentado que los nodos estuviesen más cercanos unos de otros, ya que el gradiente de temperatura en esa zona será considerablemente superior que el de la zona central.

El punto de partida eran los nodos que ya estaban sobre el segmento superior del absorbedor lo que suponía crear una malla demasiado fina si se optaba porque en el vidrio estuviesen igualmente distribuidos, es decir, habría una zona central con muchos elementos. Sin embargo, si en la cubierta se colocan pocos nodos entonces las celdas sería muy oblicuas y los ángulos muy cerrados, o sea, una malla muy irregular. Por lo tanto se tomó una solución de compromiso de manera que se tuviera una malla lo suficientemente regular pero que al mismo tiempo no fuese demasiado fina, ya que hay que recordar que cada una las secciones como la que se ha mostrado se repiten a largo del conducto 183 veces, es decir, cada centímetro.

Por último falta por mallar la zona inferior del aire, teniendo en cuenta que debe conectar con todos los nodos situados en la pared exterior del tubo y la cara inferior el absorbedor, lo que supone una cantidad enorme de elementos si se malla de forma regular. Por ello, y dado que esta parte no afectará, como ya se ha comentado, en exceso a la configuración del problema, se ha optado por una malla irregular intentando que el coste computacional no se disparase.

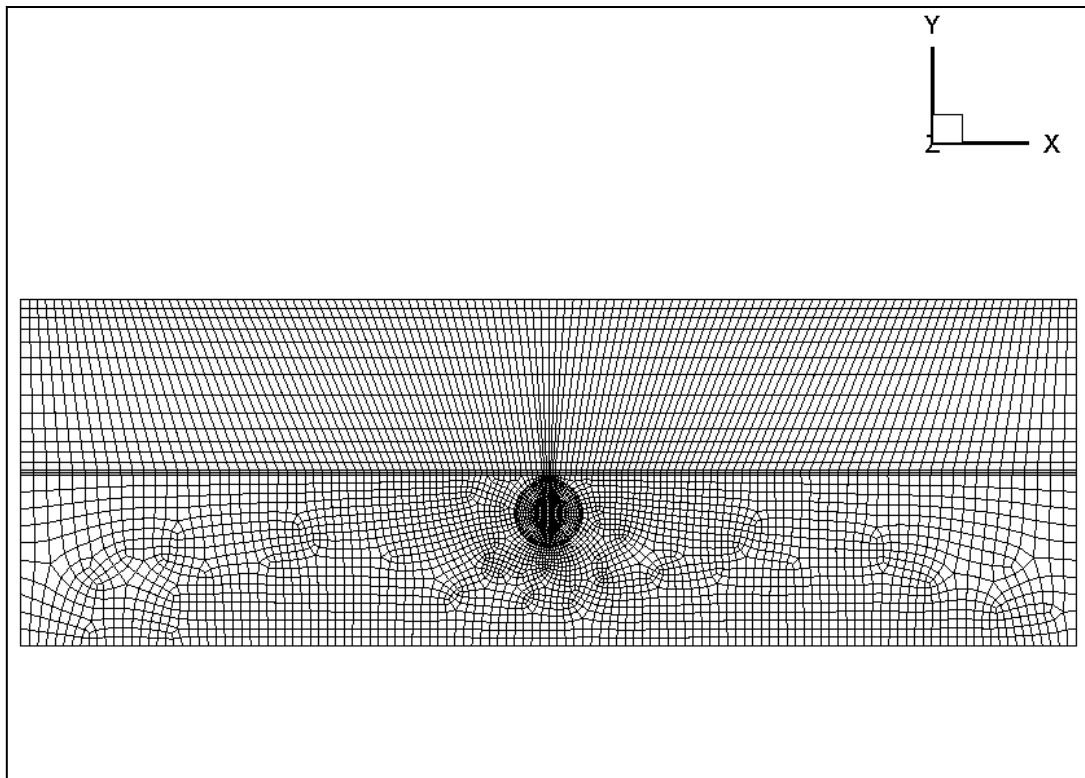


Figura 3.48: Malla modelo completo 1 solo tubo (sin radiación). Sección transversal.

Una vez creada la sección transversal de la geometría y realizada la malla, solo queda extruirla para conseguir crear el modelo completo. Para ello se especificó la dirección del vector normal hacia donde se quería expandir, la magnitud de dicho vector normal y se confirmó la opción de arrastrar la malla al crear el volumen final a través de la opción "Sweep faces" que da GAMBIT:

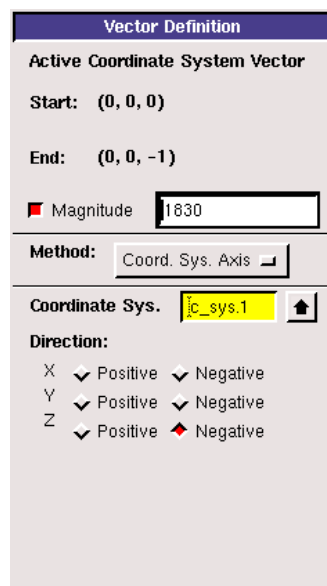


Figura 3.49: Vector y magnitud para definir el volumen completo.

Finalmente se obtiene el modelo completo, repitiendo la malla transversal cada centímetro, es decir, cada elemento tiene un centímetro según el eje Z.

Grid Size				
Level	Cells	Faces	Nodes	Partitions
0	990030	3074869	1093296	8

Memory Usage					
	Cells	Faces	nodes	objps	edges
Number Used	990030	3074869	1093296	48	0
Mbytes Used	323	325	58	0	0
Number Allocated	990030	3074869	1093296	1024	0
Mbytes Allocated	323	325	58	0	0

4.2. Hipótesis de simulación

- Solver: Pressure Based Segregated (SIMPLE)
- Esquema de discretización: Primer Orden
- Simulaciones estacionarias
- Modelo Viscoso: Laminar
- Ecuación de la energía: resuelta
- Gravedad: (0,-9.81,0) (m/s²)

- **Condiciones de operación:**

Figura 3.50: Condiciones de operación para el modelo completo para 1 solo tubo (sin radiación).

Tal y como se ha justificado en el punto anterior se ha utilizado la aproximación de Boussinesq para simular la convección natural en el aire, sin especificar la densidad de este último en función de la temperatura, por ello es necesario definir la temperatura de operación T_0 en este panel.

Como ocurría en el caso del tubo simple, las propiedades del agua van en función de la temperatura, es decir, para simular la convección mixta en el interior del tubo no se utiliza la aproximación de

Boussinesq debido a que tenemos diferencias de temperatura entre tubo y fluido elevadas además de números de Rayleigh del orden de 1×10^6 , que hacen que esta aproximación no converja de manera satisfactoria. De lo anterior se deduce que efectivamente FLUENT permite utilizar la aproximación para unos materiales y para otros no.

Para el agua, además de definir sus propiedades en función de la temperatura, es posible especificar otro parámetro llamado, “densidad de operación” ρ_0 . Por defecto, FLUENT calcula este parámetro como promediado en todas las celdas del fluido en cuestión, pero al especificarlo se puede mejorar la convergencia.

4.2.1. Materiales

Material	Tipo	Propiedades
Agua	Fluido	Función de la temperatura (Ver 1.2.4) (Anexo I)
Aire	Fluido	Constantes excepto densidad (Boussinesq)
Cobre	Sólido	Constantes (Anexo I)
Aluminio	Sólido	Constantes (Anexo I)
Vidrio	Sólido	Constantes (Anexo I)

Tabla 3.9: Materiales en el modelo completo

Solo remarcar que para el caso del aire es necesario especificar el coeficiente de expansión térmica β . Todas las propiedades se encuentran definidas en el Anexo I.

4.2.2. Condiciones de contorno

- Entrada_de_fluido

Al igual que en el caso del tubo simple, esta condición es de tipo, velocity-intlet, y en ella especificamos la velocidad de entrada y la temperatura del agua en el interior del dominio.

Las simulaciones realizadas para este modelo realizan un barrido de temperaturas de entrada desde los 20 hasta los 70°C, para tres irradiancias diferentes (600,800 y 1000 W/m²). Todos estos casos, al igual, que en el tubo simple se han ensayado para un gasto másico por unidad de área de absorbedor, esto es, 0.02 kg/s m².

Por lo tanto según la temperatura de entrada calculamos la densidad, y en función de la misma el caudal para obtener finalmente la velocidad conociendo el diámetro del conducto.

- Salida_de_fluido

Aquí se da la misma situación que en el caso con tubo simple. Es una condición del tipo “pressure-outlet”. Ver 1.2.3

- Fronteras externas del modelo

Todas aquellas superficies del modelo que son la frontera del dominio son superficies de tipo “wall”, todas ellas se han considerado adiabáticas, es decir, tanto la superficie inferior como los laterales (que en la realidad formarían parte del tubo siguiente) excepto la superficie superior, la que compondría la cubierta de vidrio.

Zone Name
cristal

Adjacent Cell Zone
aire_superior

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS

Thermal Conditions

Heat Flux
 Temperature
 Convection
 Radiation
 Mixed

Heat Transfer Coefficient [w/m2-k] 28.778 constant

Free Stream Temperature [k] 298 constant

Wall Thickness [m] 0.002

Heat Generation Rate [w/m3] 0 constant

Material Name
glass Edit... Shell Conduction

Figura 3.51: Frontera superior del modelo. Condición de contorno de tipo convectiva.

La frontera superior del captador se definió como de tipo “convectiva”, imponiéndose una temperatura en el exterior del dominio y un coeficiente convectivo. Por supuesto que hubiese sido más realista crear un modelo mayor donde el colector permaneciera rodeado de aire pudiendo variar la velocidad del viento, pero sin duda el coste computacional se habría disparado.

Se optó por utilizar una correlación más ampliamente utilizada para el coeficiente convectivo en captadores solares en función de la velocidad del viento. La que se eligió fue:

$$h_{ext} = [10.03 + 4.687 \cdot U] \left(\frac{W}{m^2 K} \right) \quad (3.28)$$

En todos los casos se supuso una temperatura exterior de 25 °C y una velocidad del viento de 4 m/s. Una vez que introducimos los datos, FLUENT calcula el flujo de calor a través de la pared como:

$$q = h_{ext}(T_{ext} - T_w) \quad (3.29)$$

Donde h_{ext} y T_{ext} son los valores que nosotros especificamos y T_w es la temperatura de pared de la cubierta.

Además de estos parámetros térmicos en la Figura 3.51, también se definen el grosor y material que forman el vidrio, ya que aunque por defecto una frontera no tiene espesor, es posible crear una fina capa de material, de manera que FLUENT resuelve una ecuación de conducción en una dimensión para establecer cuál es la resistencia térmica ofrecida por la pared.

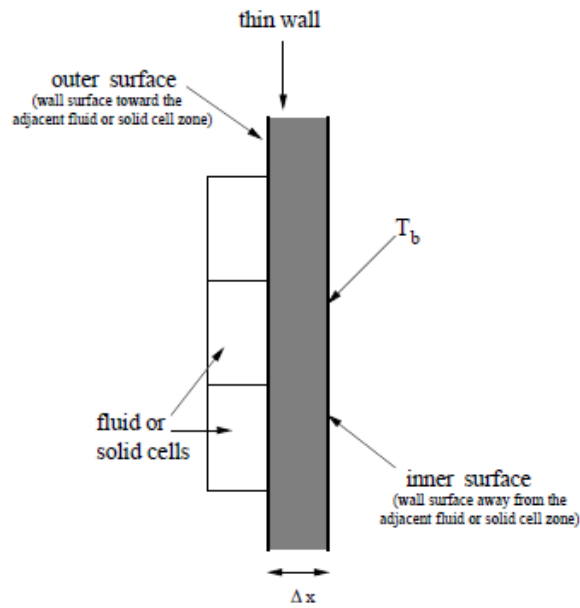


Figura 3.52: Fina capa de material creada sobre la misma condición de contorno.

La resistencia térmica en la pared es $\Delta x/k$, donde k es la conductividad de la pared y Δx es el espesor de la misma. La condición de contorno que se ha definido se especifica sobre la superficie fuera del dominio fluido, es decir, sobre la “inner surface”.

- Fronteras internas en el modelo

Todas las superficies son de tipo “wall”, de manera que como son fronteras que se encuentran entre dos regiones bien sólido/sólido o fluido/sólido, FLUENT de forma automática a leer la el archivo .msh, creará una superficie “shadow”, es decir, habrá una condición de contorno para una región y su correspondiente “shadow” para la otra región con quien comparte la interfase.

La relación entre una frontera y su correspondiente “shadow”, se puede hacer de dos formas, como ya se ha comentado en el apartado **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, finalmente se decidió que las superficies permaneciesen acopladas (“coupled”), de manera que se calcule el flujo de calor de forma directa a partir de la solución de las celdas adyacentes.

Por lo tanto para tener en cuenta la irradiancia que finalmente absorbe el absorbedor, no se impone una condición de flujo de calor constante, sino que se define un término de generación interna de calor en la zona “absorbedor” de la siguiente forma:

Si por ejemplo el flujo de calor que finalmente absorbe la lámina de aluminio es de \dot{Q}_{abs} W/m^2 , entonces el término de generación interna de calor (W/m^3) se calcula como:

$$Q \left(\frac{W}{m^3} \right) = \frac{(\dot{Q}_{abs} \cdot S_{abs})}{S_{abs} \cdot \delta_{abs}} \quad (3.30)$$

donde S_{abs} es la superficie de captación correspondiente a un tubo, es decir, $0.123m \times 1.83m$, y δ_{abs} es el espesor del absorbedor (0.5 mm).

Por lo tanto de manera aproximada es posible calcular el flujo de calor absorbido por el captador realizando el producto escalar del vector normal de la superficie absorbedora por el vector que indica la orientación del haz de radiación directa (“sun direction vector”), este vector se puede obtener utilizando la herramienta “Solar Calculator” (que explicaremos en el modelo con radiación) . El resultado de dicho producto lo multiplicamos por la radiación directa normal y le sumamos el valor de la radiación difusa. A este valor lo multiplicamos por el producto absorptancia-transmitancia y tendremos un valor aproximado de la potencia por unidad de superficie que finalmente absorbe el colector solar.

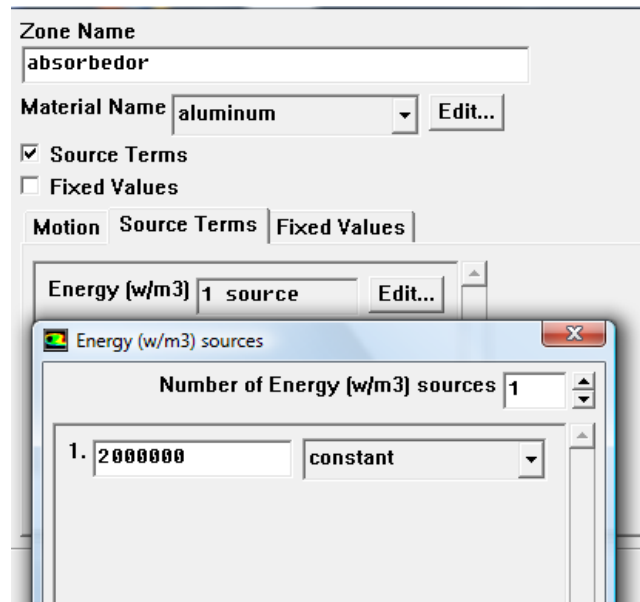


Figura 3.53: Fuente de generación interna de calor para un flujo de 1000 W/m².

A continuación se presenta una tabla resumen con las condiciones de contorno establecidas para las fronteras del modelo:

Frontera	Condición de contorno
Absorbedor_cara_inferior	Wall (acoplada)
Absorbedor_cara_inferior-shadow	Wall (acoplada)
Absorbedor_cara_inferior:001	Wall (acoplada)
Absorbedor_cara_inferior:001_shadow	Wall (acoplada)
Absorbedor_cara_superior	Wall (acoplada)
Absorbedor_cara_superior-shadow	Wall (acoplada)
Absorbedor_frontal	Wall (adiabática)
Absorbedor_lado_I	Wall (adiabática)
Absorbedor_lado_II	Wall (adiabática)
Absorbedor_trasera	Wall (adiabática)
Air_inf_front	Wall (adiabática)
Air_inf_ladol	Wall (adiabática)
Air_inf_ladoll	Wall (adiabática)
Air_inf_tras	Wall (adiabática)
Air_sup_front	Wall (adiabática)
Air_sup_ladol	Wall (adiabática)
Air_sup_ladoll	Wall (adiabática)
Air_sup_tras	Wall (adiabática)

Cara_exterior_tubo	Wall (acoplada)
Cara_exterior_tubo-shadow	Wall (acoplada)
Cara_exterior_tubo:34	Wall (acoplada)
Cara_exterior_tubo:034-shadow	Wall (acoplada)
Cara_interior_tubo	Wall (acoplada)
Cara_interior_tubo-shadow	Wall (acoplada)
Cristal	Wall(convección)
Entrada_de_fluido	Velocity-inlet
Entrada_de_tubería	Wall (adiabática)
Salida_de_fluido	Pressure-outlet
Salida_tubería	Wall (adiabática)
Soldadura_frontal	Wall (adiabática)
Soldadura_lado_I	Wall (acoplada)
Soldadura_lado_I-shadow	Wall (acoplada)
Soldadura_lado_II	Wall (acoplada)
Soldadura_lado_II-shadow	Wall (acoplada)
Soldadura_trasera	Wall (adiabática)
Suelo	Wall (adiabática)

Tabla 3.10: Condiciones de contorno para el modelo completo con un solo tubo

4.2.3. Simulaciones realizadas

Las simulaciones se han realizado para diferentes temperaturas de entrada, tres flujos de calor diferentes que absorbe el captador ($600, 800$ y 1000 W/m^2), y manteniendo constante el gasto másico por unidad de área de captación en 0.02 kg/s , así como la velocidad del viento de 4 m/s .

Caso	Temperatura de entrada (°C)	Generación interna (W/m^3)	Velocidad de entrada (m/s)
600_Te_20	20	1,200,000.0	0.117204696
600_Te_30	30	1,200,000.0	0.117497862
600_Te_40	40	1,200,000.0	0.117891623
600_Te_50	50	1,200,000.0	0.118380874
600_Te_60	60	1,200,000.0	0.118960782
600_Te_70	70	1,200,000.0	0.119626691
800_Te_20	20	1,600,000.0	0.117204696
800_Te_30	30	1,600,000.0	0.117497862
800_Te_40	40	1,600,000.0	0.117891623
800_Te_50	50	1,600,000.0	0.118380874
800_Te_60	60	1,600,000.0	0.118960782
800_Te_70	70	1,600,000.0	0.119626691
1000_Te_20	20	2,000,000.0	0.117204696
1000_Te_30	30	2,000,000.0	0.117497862
1000_Te_40	40	2,000,000.0	0.117891623
1000_Te_50	50	2,000,000.0	0.118380874
1000_Te_60	60	2,000,000.0	0.118960782
1000_Te_70	70	2,000,000.0	0.119626691

Tabla 3.11: Simulaciones realizadas para el modelo completo con un solo tubo

4.3. Análisis de resultados

4.3.1. Análisis de la transmisión de calor

Para el modelo que estamos estudiando se va a analizar el proceso de convección mixta que se da en el interior del tubo, teniendo en cuenta que las condiciones bajo las cuales se están realizando las simulaciones distan mucho de las que se tenían cuando se estudiaba la transmisión de calor en tubo simple horizontal con flujo de calor constante. Hay que resaltar que ahora, el flujo de calor se aplica en el absorbedor y se transmite por conducción por las paredes del conducto a través de la soldadura, con lo que se pierde la uniformidad, concentrándose, como se verá a continuación, sobre la parte más cercana a este punto, acentuándose además por los efectos de flotación que hacen que el fluido caliente tienda a ascender. Además del estudio del número de Nusselt, también se va a analizar otro parámetro adimensional muy influyente dentro de los fenómenos de convección natural, el número de Rayleigh, y su relación con la longitud de desarrollo de la capa límite térmica.

El procesamiento de resultados será el que se utilizó en el caso del tubo simple y el tubo con absorbedor, dados los buenos resultados que se obtuvieron al comparar los resultados numéricos obtenidos con el trabajo experimental de Petukhov y Polyakov [1988]. También compararemos con la correlación que se obtuvo para el Nusselt desarrollado en el tubo con absorbedor.

Además de comprobar la transmisión de calor en el flujo por el interior del conducto, también se visualizará la distribución del campo de temperaturas sobre el absorbedor y se analizará la convección natural en la cavidad superior del captador.

4.3.1.1. Número de Nusselt en el flujo interno

Como se ha comentado, en este modelo, el flujo de calor ya no es constante en la pared del conducto, según la configuración del colector, el flujo debe pasar a través de la soldadura, y posteriormente se distribuye por la pared del tubo. Si tenemos en cuenta que el interior del conducto el fluido más caliente por los efectos de la flotación tiende a situarse en la parte más cercana a la soldadura, la máxima diferencia de temperatura se dará en la parte inferior del conducto, y por lo tanto el flujo de calor será mayor en esa zona (Figura 3.54: Flujo de calor sobre la superficie interior del conducto. Radiación absorbida 600 W/m². Figura 3.54).

Si representamos la temperatura de fluido junto con la temperatura de la pared podemos justificar lo que se ha descrito en el párrafo anterior (Figura 3.55). Vemos como efectivamente es en la parte inferior donde el gradiente de temperaturas es mayor. Por lo tanto los efectos de la convección mixta actúan como barrera a la transmisión de calor cerca de la soldadura, pero al mismo tiempo permite que en el resto del conducto se mantenga un elevado gradiente.

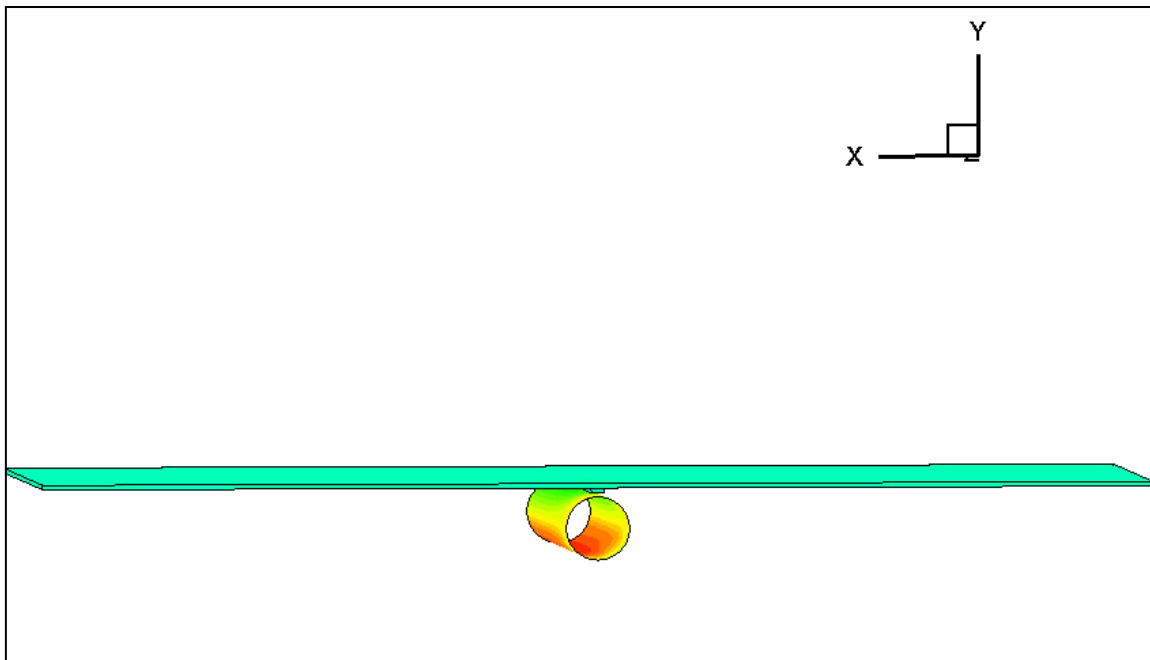


Figura 3.54: Flujo de calor sobre la superficie interior del conducto. Radiación absorbida 600 W/m².

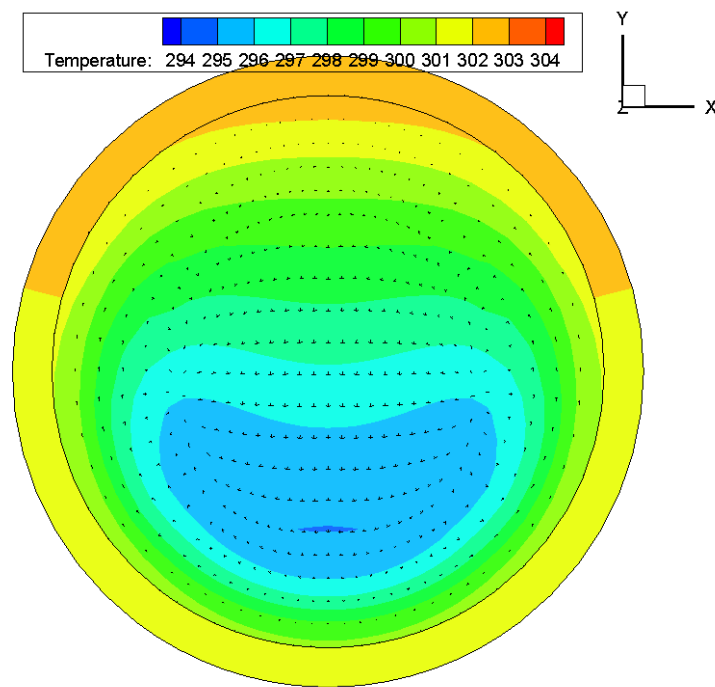


Figura 3.55: Campo de temperaturas en fluido y tubería. Sección 1.1 metros.

Además de la variación circunferencial del flujo de calor, también cambia a lo largo del eje Z. Si representamos esta variable para algunas secciones a lo largo del conducto podemos observar que a medida que nos vamos alejando de la sección de entrada, la variación es significativa para pequeñas variaciones de la coordenada Z, sin embargo, conforme se va desarrollando la capa límite térmica esta variación se atenúa.

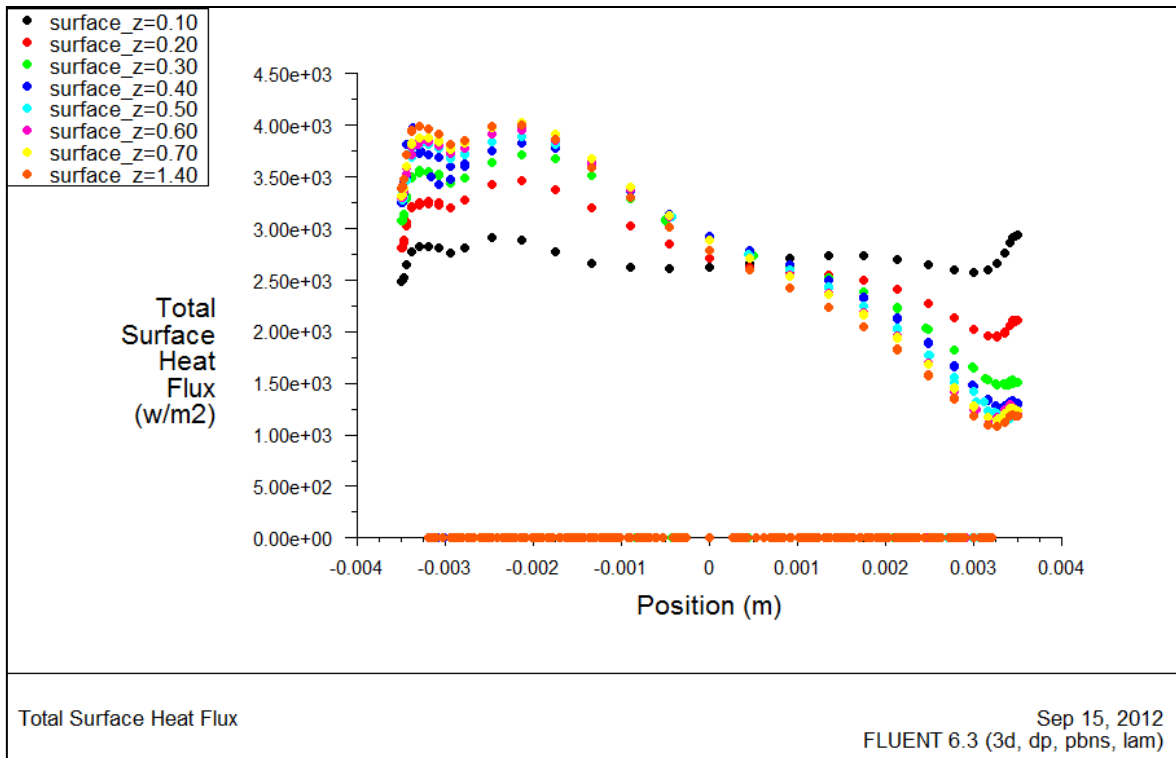


Figura 3.56: Variación del flujo de calor en la coordenada Y. Caso 600_Te_50

En la Figura 3.56, se comprueba que a 10 cm de la entrada el flujo de calor es prácticamente uniforme a lo largo de la sección, todavía no se ha desarrollado un perfil definido de temperaturas y velocidades, y la capa límite es muy incipiente, por lo que el gradiente de temperaturas es uniforme a lo largo de toda la sección. En la sección a 20 cm la variación es importante, se puede ver como la diferencia entre la sección anterior y ésta es significativa, sin embargo las siguientes que se han representado mantienen valores muy próximos aunque la variación vaya creciendo de manera muy progresiva.

Por lo tanto si representamos el promedio de flujo de calor en dirección longitudinal se observa como al principio se tiene un pico, (no hay capa límite y la transmisión de calor es muy buena) pero cuando tenemos flujo plenamente desarrollado, prácticamente se mantiene constante en cada sección XY. Tal y como hacemos el procesamiento de Nusselt, donde se realiza un promediado del valor de flujo de calor que se obtiene en cada nodo de la pared interna del conducto en cada sección, aunque realmente el flujo no sea uniforme a efectos de comparar con correlaciones experimentales con flujo de calor uniforme, sí que lo es. Ver Figura 3.57.

Por lo tanto al igual, que se hacía con el tubo simple y el tubo con absorbedor, vamos a obtener el número de Nusselt en función de la distancia adimensional para cada caso simulado (Figura 3.58). Los resultados obtenidos son muy similares a los que se obtenían en las simulaciones con tubo simple, existiendo una región de entrada, donde se superan los valores que predicen los resultados experimentales (zona de desarrollo simultáneo de la capa límite térmica e hidrodinámica), una segunda parte con transmisión de calor por convección forzada donde se obtienen valores muy próximos a la correlación (en esta zona ya se ha desarrollado la capa límite hidrodinámica) y por última en la zona de flujo plenamente desarrollado (convección mixta) donde para todo Rayleigh siempre los resultados numéricos superan a los de la correlación.

Esto es debido a que el flujo de calor aplicado ahora al fluido es asimétrico acimutalmente y esto se traduce en mayores recirculaciones y por tanto un incremento en el número de Nusselt frente a cuando se aplica un flujo de calor constante en la pared del tubo directamente.

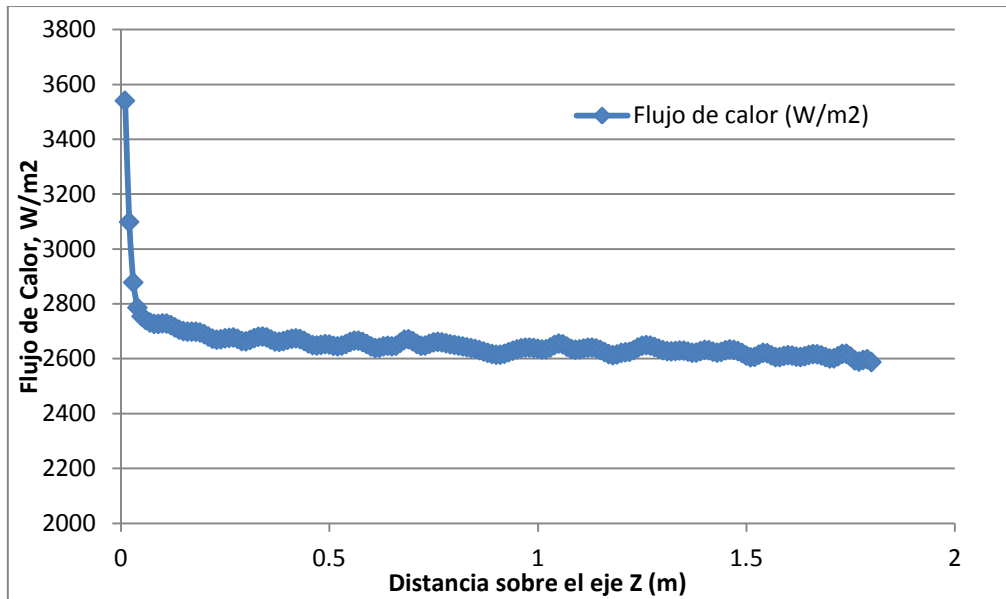


Figura 3.57: Variación del flujo de calor en función de la coordenada Z. Caso 600_Te_50.

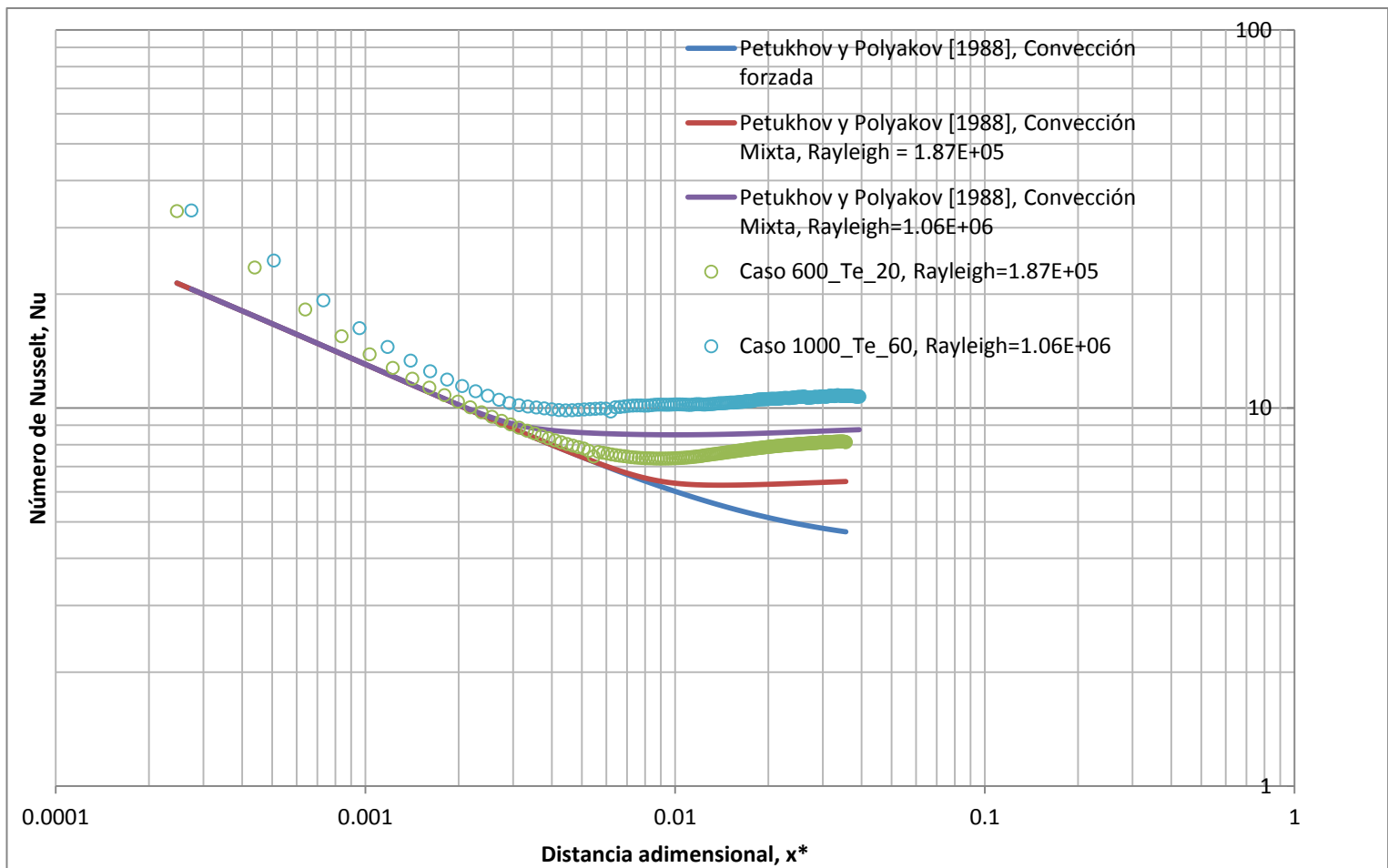


Figura 3.58: Número de Nusselt frente a la distancia adimensional. Simulaciones para modelo completo con 1 tubo.

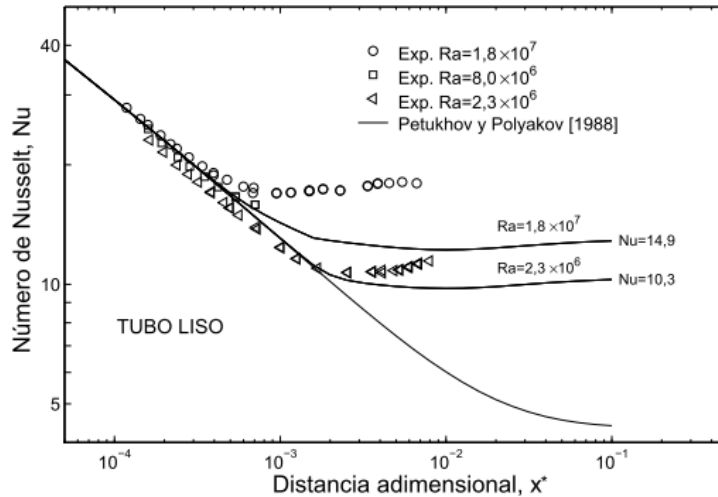


Figura 3.59: Resultados experimentales de transmisión de calor en convección forzada y mixta en tubo liso de la Tesis de A.García [2006].

Los resultados experimentales sobre tubo liso que obtiene A. García [2006] para convección mixta también se encuentran por encima, como se ve en la figura anterior, de lo que dice la correlación de Petukhov y Polyakov [1988]. Se ha obtenido numéricamente unos resultados muy parecidos a los obtenidos experimentalmente, especialmente en cuanto a tendencias (aunque en estos casos experimentales el flujo de calor también se aplica directamente en la pared del tubo)

Para concluir el estudio de la trasmisión de calor al flujo interno, vamos a comparar con los resultados que han obtenido para el caso de tubo con absorbedor y los de estas simulaciones:

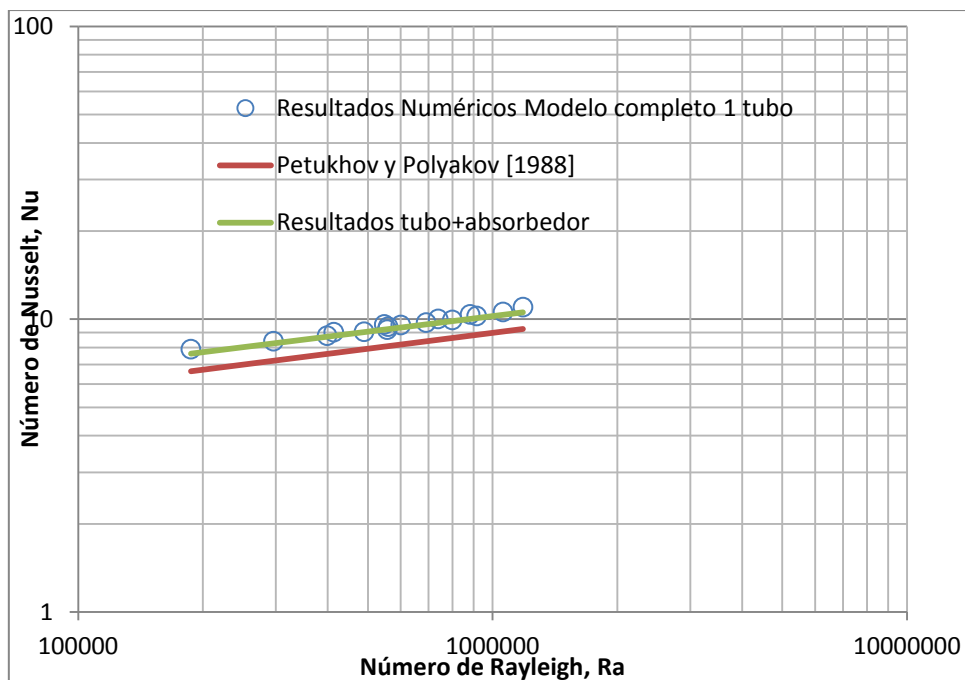


Figura 3. 60: Resultados numéricos de transmisión de calor en convección mixta. Número de Nusselt desarrollado en convección mixta para modelo completo. Comparación con los resultados numéricos en tubo+absorbedor

Se comprueba como resultados para el modelo completo y el tubo con absorbedor son prácticamente coincidentes, lo que significa que los procesos de convección natural y las pérdidas que se producen a través de la cubierta de vidrio no tienen influencia en los efectos de convección mixta en el interior del conducto. Además, se sigue observando como al modelar el absorbedor, que básicamente actúa como una aleta, la transmisión de calor mejora.

4.3.1.2. Convección natural en el aire entre absorbedor y cubierta.

Al estar el absorbedor a más temperatura que la cubierta de vidrio, se crea un gradiente de densidades haciendo que el flujo más caliente tienda a ascender por convección natural. Anteriormente se expuso un pequeño modelo en 2D para explicar este fenómeno, en él las condiciones de la temperatura superior e inferior eran constantes, sin embargo, en un colector real, la temperatura del absorbedor deja de ser uniforme por lo que los resultados que se van obtener van a ser muy diferentes. En cambio, aunque la distribución de temperaturas y velocidades sea distinta sigue siendo vigente la aproximación de Boussinesq para tener en cuenta este fenómeno.

En los casos que analizábamos en el punto 3.3.5, se observaba como se formaban pequeñas celdas de recirculaciones de aire, con una dimensión del orden de la distancia entre las paredes isotérmicas. Dichas celdas son comunes cuando el número de Ra está por encima del crítico, que para este tipo de geometría que se sitúa en torno a $Ra_c = 1708$, aunque si el número de Rayleigh aumenta mucho el patrón de flujo es más complejo e incluso puede convertirse en transitorio. En los casos que se analizan con el presente modelo, el número de Rayleigh se encuentra entre $Ra=5000-19000$, por lo que podemos considerar que el flujo es estacionario. El número de Rayleigh se ha evaluado para la temperatura media de la cubierta y el absorbedor, es decir:

$$Ra = \frac{g\beta(\bar{T}_{abs} - \bar{T}_{cub})L^3}{\nu\alpha} \quad (3.31)$$

donde \bar{T}_{abs} y \bar{T}_{cub} , son la temperatura media obtenida mediante el "area weighted average" para la superficie superior del absorbedor y la cubierta de vidrio, respectivamente. L, es la distancia entre las paredes anteriores ($L=20$ mm) y ν y α son la viscosidad y difusividad térmica del aire evaluadas a la temperatura media $T_m = (\bar{T}_{abs} + \bar{T}_{cub})/2$.

Aunque nos encontramos dentro de un intervalo de número de Rayleigh moderado, como la temperatura del absorbedor no es uniforme, en cada sección el campo de temperaturas de la cavidad entre absorbedor y vidrio va variando al igual que lo hace la distribución de recirculaciones que ya no sigue el patrón establecido del modelo 2D (Figura 3.61).

En la Figura 3.62, se representa el campo de temperaturas para una simulación con una irradiancia absorbida de 600 W/m^2 , se distingue claramente como a medida que nos desplazamos hacia la salida del conducto cada vez la temperatura del aire aumenta, aunque el patrón de flujo es muy similar. Sin embargo, cuando se aumenta la temperatura de entrada del agua (Figura 3.63), el patrón varía de forma muy acusada de sección a sección, lo que indica que para número de Rayleigh más elevados el flujo es más complejo, y posiblemente se necesite realizar simulaciones transitorias.

Para comprobar, al menos, si los criterios de convergencia han sido los adecuados, se ha comparado con la correlación presentada en el capítulo anterior. La correlación es válida para cavidades donde la dimensión L (altura) es mucho menor que las otras dos dimensiones y la temperatura inferior superior e inferior son uniformes. La primera condición sí que se cumple en nuestro modelo, sin embargo, la segunda no, por lo que es previsible que las diferencias sean evidentes.

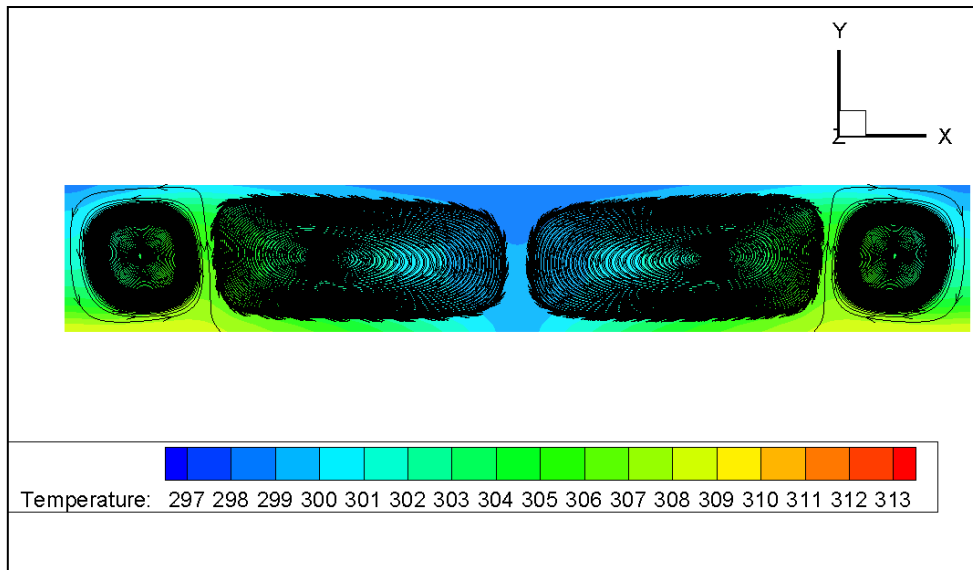


Figura 3.61: Streamlines en la cavidad de aire.

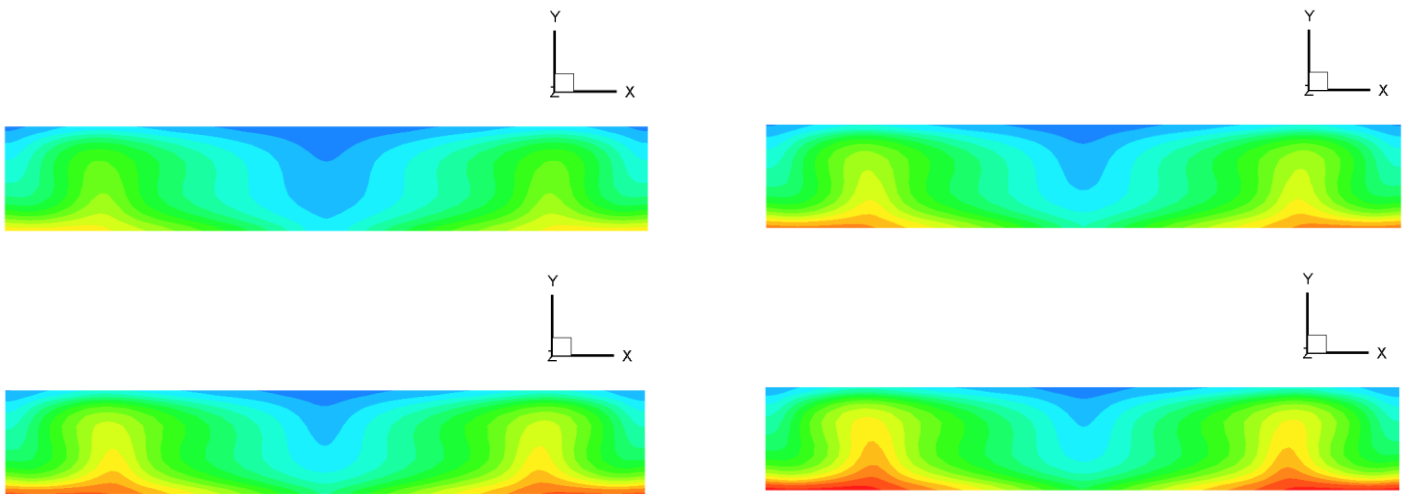
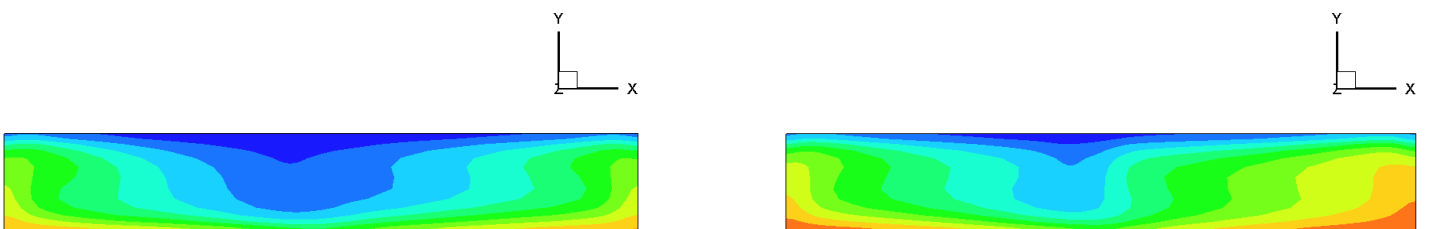


Figura 3.62: Campo de temperaturas para las sección 0.2 ,0.9, 1.2 y 1.6 m. Caso 600_Te_20.



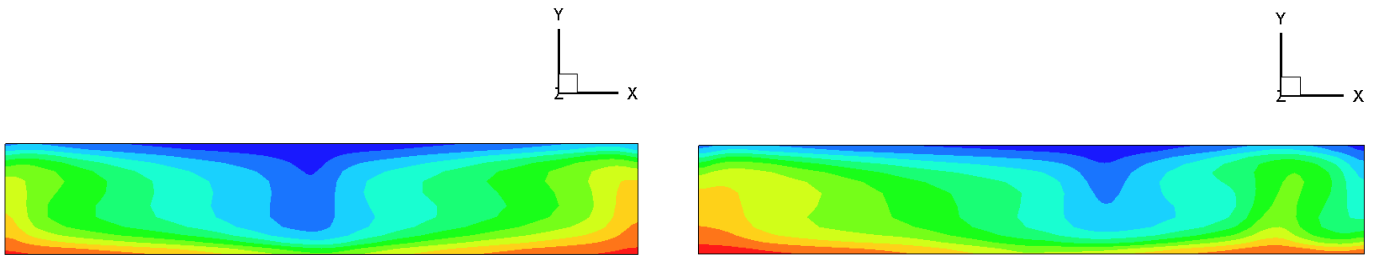


Figura 3. 63: Campo de temperaturas para las sección 0.2 ,0.9, 1.2 y 1.6 m. Caso 1000_Te_50.

El número de Nusselt lo obtenemos como:

$$Nu = \frac{q_f'' L}{k(\bar{T}_{abs} - \bar{T}_{cub})} \quad (3.32)$$

donde q_f'' es el flujo por unidad de área desde la pared a alta temperatura.

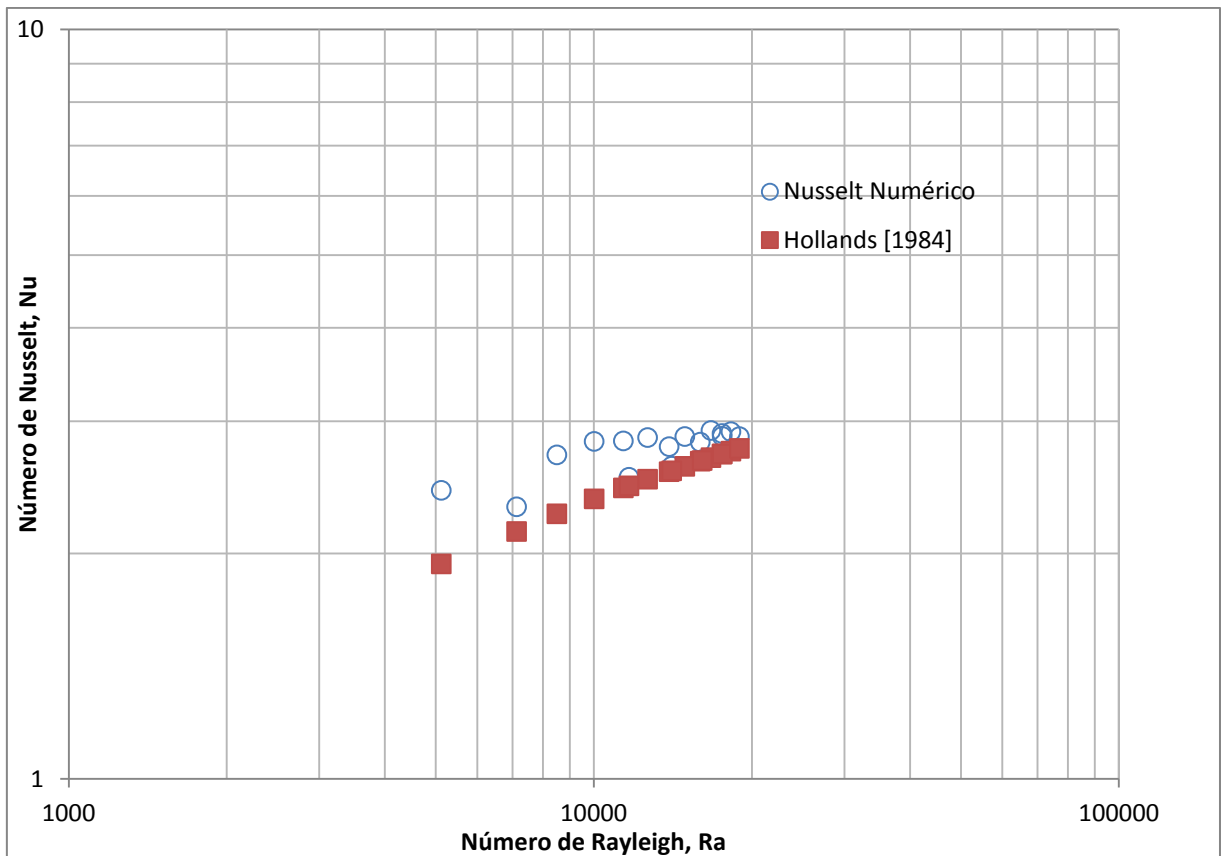


Figura 3.64: Número de Nusselt frente al número de Rayleigh para la convección natural en la cavidad superior de aire. Comparación con las predicciones de Hollands [1984].

A pesar de que las condiciones con las que estamos comparando la correlación no son las mismas con las que se efectuaron los experimentos, podemos ver en la figura anterior, como el error no es demasiado elevado, incluso, para aquellas simulaciones donde el gradiente de temperaturas en el absorbedor es menor, los resultados se acercan mucho más a las predicciones experimentales. Además comparando con el modelo validado de colector solar presentado por Selmi et al [2007], se pueden establecer algunas similitudes, aunque al geometría del modelo sea diferente (en nuestro caso el tubo está debajo del absorbedor).

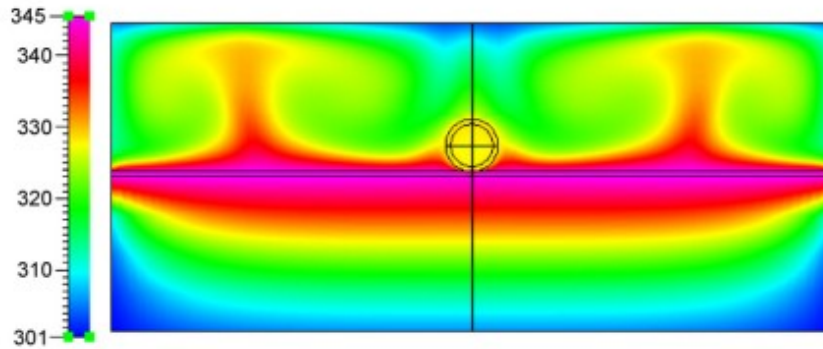
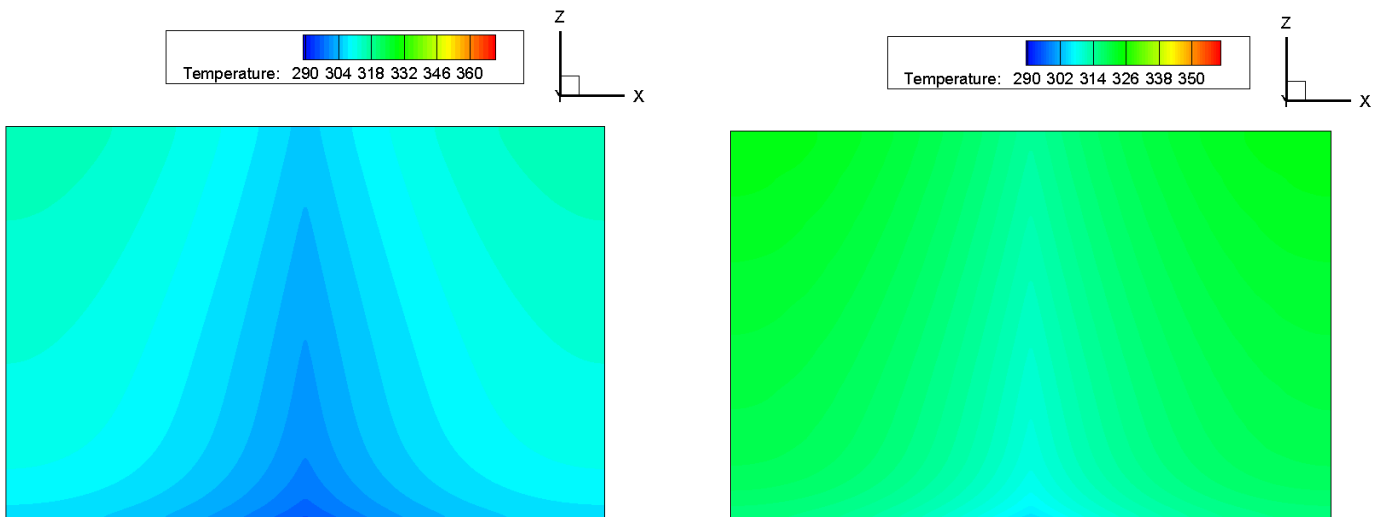


Figura 3.65: Distribución de temperaturas en la sección de salida del colector para un flujo de 1.36 g/s. Validation of CFD simulation for flat plate solar energy collector, Selmi et al [2007].

4.3.1.3. Campo de temperaturas en el absorbedor

A continuación se va a representar el campo de temperaturas en la pared superior del absorbedor. Compararemos los resultados obtenidos para el caso de 600 W/m^2 , para las diferentes temperaturas de entrada, con el objeto de que posteriormente comparar con el modelo de captador completo:



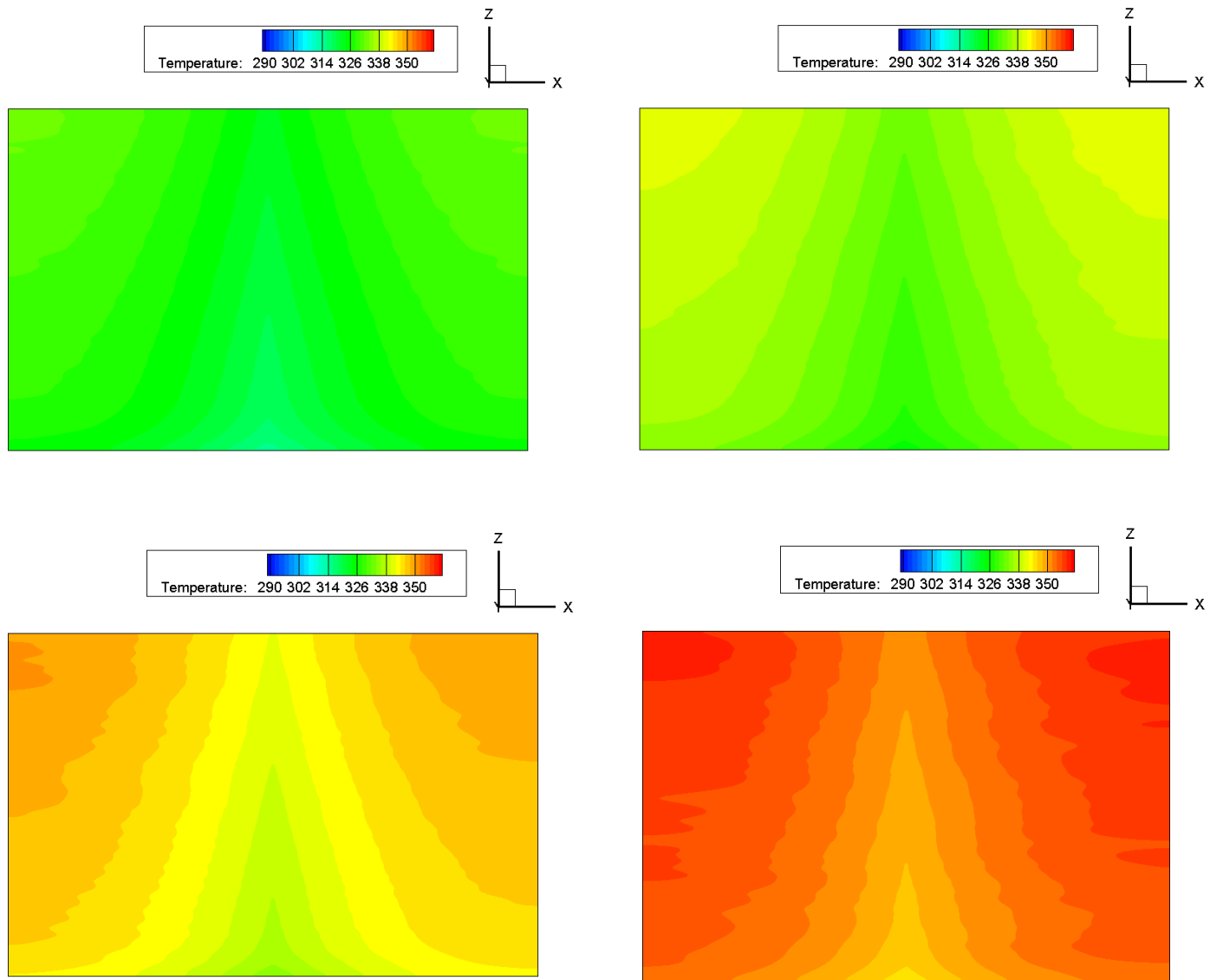


Figura 3.66: Campo de temperaturas para una generación interna de 600 W/m^2 . Casos para temperatura de entrada a 20 , 30, 40, 50, 60 y 70°C

Como se aprecia en la figura anterior a medida que aumentamos la temperatura de entrada, lógicamente se incrementa la temperatura del absorbedor. En cuanto al gradiente transversal, como era de esperar, en la parte central del absorbedor, debido a la transmisión de calor hacia el fluido, se tiene una menor temperatura, a medida que nos desplazamos hacia los extremos la temperatura va aumentando. En el gradiente longitudinal se aprecia un aumento de la temperatura, es decir, al principio el flujo de calor es mayor, sin embargo, conforme el fluido se va calentado, la diferencia de temperaturas es cada vez menor. Si comparamos los diferentes casos mostrados, vemos que la diferencia está en el rango pero no en la distribución de temperaturas, obteniéndose un gradiente muy parecido en todos ellos.

4.3.2. Eficiencia del captador

A continuación se presenta la curva de eficiencia del colector, que aunque para un solo tubo, permitirá saber al comparar con los resultados para el captador completo si se puede reproducir la curva de eficiencia un coste computacional mucho menor. La eficiencia térmica de información global acerca de la energía que es capaz de aprovechar del total de energía que recibe del Sol. Se define como:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{A_A G} \quad (3.33)$$

donde $\dot{Q}_{\text{útil}}$ viene dado por la expresión: $\dot{Q}_{\text{útil}} = Q_v \rho(t) c_p(t) (t_{\text{sal}} - t_{\text{en}})$, y $\rho(t)$ y $c_p(t)$ son la densidad y el calor específico respectivamente y se evalúan a la temperatura media del fluido $t_m = t_{\text{en}} + \Delta t/2$. G es la irradiancia global interceptada y A_A es el área del absorbedor.

Calcular el $\dot{Q}_{\text{útil}}$, no supone ningún problema pues conocemos perfectamente cuál es el gasto másico y la temperatura de entrada y salida. Sin embargo, en este modelo no conocemos G , ya que directamente se está introduciendo un valor de generación interna sobre el absorbedor, es decir, lo que estamos imponiendo es la energía que absorbe directamente el absorbedor, y no la que recibe del Sol.

Si recordamos el modelo analítico presentado en el capítulo anterior, la potencia absorbida se defina como:

$$S = G (\tau_g \alpha_{\text{abs}}) \left(\frac{W}{m^2} \right) \quad (3.34)$$

Por lo que para poder comparar la solución, se han tomado la transmisividad y la absorptividad del banco de ensayos de Alfonso XII, 0.93 y 0.95 respectivamente. Por lo que dividiendo el flujo de calor al que equivale la generación de interna de calor por este producto absorptancia-transmitancia podemos obtener un valor más o menos comparable.

Aunque está claro que en este modelo se cuentan con numerosas simplificaciones (se define la potencia absorbida, no hay pérdidas por conducción, solo existe 1 tubo ...) vamos a comparar con los resultados que se obtuvieron en el PFC de María José Martínez sobre curvas de eficiencia. La curva para un colector para un gasto de 144 kg/h (el mismo que las simulaciones) en tubo liso es:

$$\eta = 0.7711 - 5.7456 \cdot T^* \quad (3.35)$$

donde T^* es la temperatura reducida:

$$T^* = \frac{t_m - t_a}{G} \quad (3.36)$$

donde t_a es la temperatura ambiente, que se ha fijado en todas las simulaciones en 25°C, t_m es la temperatura media del fluido $t_m = t_{\text{en}} + \Delta t/2$.

Además de comparar con los resultados en un colector real, para asegurarnos de que los valores de eficiencia pueden ser aceptables si tenemos en cuenta las simplificaciones realizadas, se ha comparado con un modelo analítico algo rudimentario, (aunque con la ecuaciones que se definieron en el capítulo anterior) que se ha modificado para adaptarlo a las condiciones de la simulación.

Estas modificaciones han consistido en eliminar las pérdidas por conducción a través de los laterales y la parte inferior, y únicamente calcular el coeficiente de transmisión para la parte superior. Además, se ha introducido directamente la potencia absorbida S , en vez de dejar que calcule G . Por otra parte, en vez utilizar la correlación de Churchill y Ozoë para el cálculo del Nusselt, se ha introducido en el algoritmo de cálculo la correlación que se ha obtenido para las condiciones experimentales.

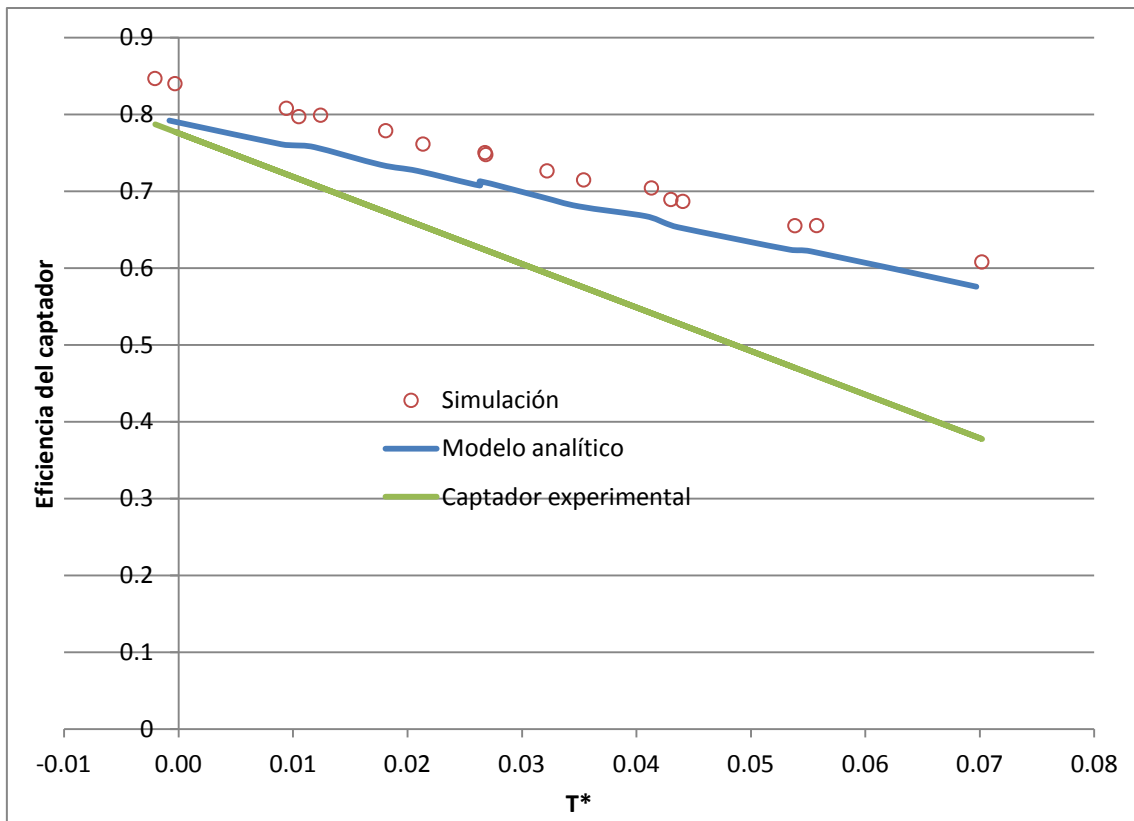


Figura 3.67: Eficiencia del captador para modelo completo de 1 tubo sin radiación. Comparación con banco de ensayos y modelo analítico adaptado.

Las diferencias con los resultados experimentales son muy grandes como ya se preveía, debido a que no se han tenido en cuenta por ejemplo las pérdidas por convección por los laterales y por la parte inferior, sin embargo, se obtiene una buena correspondencia con el modelo analítico adaptado. Podemos concluir que aunque nos encontremos todavía en una situación muy ideal, se puede decir que seguimos la tendencia de los estudios analíticos con unas simulaciones muy simplificadas.

5. Modelo completo con carga solar para un solo conducto

En las simulaciones que se describen en este apartado se utiliza la misma malla que se usaba con el modelo completo sin radiación pero en este caso sí que se ha implementado un modelo de carga solar. Al simular con un modelo de carga solar, ya no hace falta aplicar la condición de generación interna sobre el absorbedor, sino que será la propia radiación exterior la que actuando sobre el modelo haga que el fluido calo portador llegue a calentarse.

En este apartado nos centraremos en describir sobre todo, como se ha implementado el modelo de carga solar “Solar Ray Tracing”, así como de la descripción teórica de los modelos de radiación disponible en FLUENT. También se expondrá como se ha utilizado la herramienta “Solar Calculator” para obtener los parámetros de radiación necesarios en la simulación. El objetivo final es comprender como funciona el modelo de carga solar y validarla para un en un modelo simplificado de menor coste computacional.

Las características geométricas y el mallado son iguales a los modelos descritos en el apartado anterior, por lo que nos centraremos directamente en el problema de radiación

5.1. Introducción a los modelos de radiación solar

5.1.1. Modelos de Radiación Implementados

El software de CFD Fluent tiene implementados 5 modelos diferentes de radiación, que permiten incluir esté fenómeno de transmisión de calor con o sin un medio participante (en el que se incluya un término en la ecuación de la energía). Dichos modelos son:

- Discrete Transfer Radiation Model (DTRM)
- P-1 Radiation Model
- Rosseland Radiation Model
- Surface-to Surface (S2S) Radiation Model
- Discrete Ordinates (DO) Radiation Model

Además de estos modelos de radiación Fluent incluye un modelo de carga solar, que va a ser uno de los puntos importantes dentro de nuestras simulaciones.

5.1.2. Modelo DO

Después de la revisión de todos ellos, básicamente quedaron 2 opciones modelo DO o modelo S2S complementados con un modelo de carga solar. En primer lugar se empezó por el primero de ellos, la discusión sobre la su utilización y los problemas que se tuvieron con él se avanzaron en el trabajo anterior a este PFC y se resumen a continuación.

Como se ha comentado el primero que se comenzó a aplicar fue el modelo DO. Este modelo se extiende a problemas de cualquier espesor óptico, (αL) y permite resolver tanto problemas de radiación de superficie contra superficie como problemas de combustión donde participa la radiación.

Este modelo hace posible contemplar la radiación que es absorbida a través de un medio que participa de la misma. Por ejemplo, el aire encerrado en la parte superior del absorbedor. Es decir, no solo tiene en cuenta la radiación absorbida o transmitida a través de una pared, sino, que además, al definir un coeficiente de absorción para cada banda del espectro del medio que rodea dichas paredes, se puede modelar la energía que se dispersa.

Esto se puede ver más claramente en la siguiente figura:

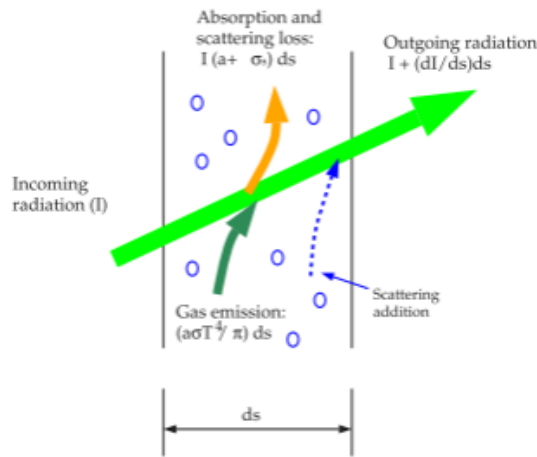


Figura 3. 68: Flujo de calor por radiación

Y la ecuación de transmisión de calor por radiación para un medio que absorbe, emite y dispersa:

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega'$$

- where
- \vec{r} = position vector
 - \vec{s} = direction vector
 - \vec{s}' = scattering direction vector
 - s = path length
 - a = absorption coefficient
 - n = refractive index
 - σ_s = scattering coefficient
 - σ = Stefan-Boltzmann constant ($5.672 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{-K}^4$)
 - I = radiation intensity, which depends on position (\vec{r}) and direction (\vec{s})
 - T = local temperature
 - Φ = phase function
 - Ω' = solid angle

Figura 2.38: Ecuación de transferencia de radiación. Términos.

Donde se tiene que $(a+\sigma_s)$ son el espesor óptico o la opacidad del medio.

5.1.2.1. Descripción del modelo D0

Resuelve la ecuación de transferencia radiante, para un número finito de ángulos discretos sólidos, cada uno asociado a un vector en la dirección \mathbf{s} , para un sistema de coordenadas cartesianas. Si se modela radiación no gris, la ecuación de transferencia de radiación se puede escribir como:

$$\nabla \cdot (I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a_\lambda + \sigma_s)I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = a_\lambda n^2 I_{b\lambda} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega'$$

Donde λ es la longitud de onda, a_λ es el coeficiente de absorción, y $I_{b\lambda}$ es la intensidad de cuerpo negro que viene dada por la función de Planck. Tanto los coeficientes de dispersión, como el índice de refracción se consideran independientes de la longitud de onda.

Se puede implementar la radiación no-gris en el modelo DO, dividiendo el espectro en N longitudes de banda. Los intervalos para longitudes de banda pueden ser configurados por el usuario, y se corresponden con valores en el vacío. El comportamiento de cada banda se asume gris.

Acoplamiento entre la ecuación de la energía y el Modelo DO

El acoplamiento entre intensidades de energía y radiación en una celda acelera la convergencia para un esquema de volúmenes finitos para transferencia de calor por radiación. Mejora la convergencia para aplicaciones con espesor óptico (logaritmo neperiano entre flujo de luminoso antes de atravesar la capa y después de atravesarla), mayor que 10. Esto es beneficioso cuando la dispersión es significativa. En nuestro caso esta opción podría desactivarse.

Condiciones de contorno en paredes opacas.

El modelo DO, permite la especificación de paredes opacas en el interior del dominio (con flujo adyacente o zonas sólidas en ambos lados de la pared), o externo al dominio (con un fluido adyacente o una zona sólida, sólo). Las paredes opacas se tratan como cuerpo gris, si se computa radiación gris, o no-gris si el modelo no-gris está siendo usado.

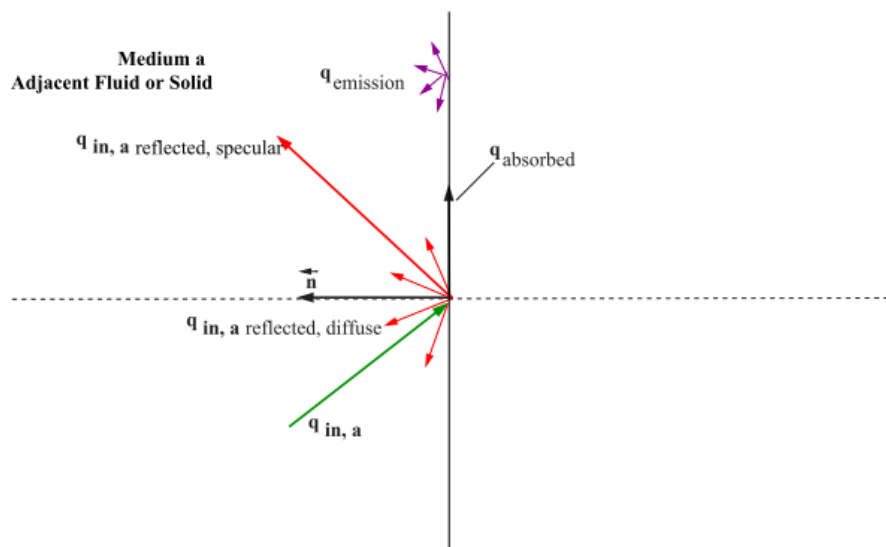


Figura 3. 69: Condiciones de contorno en Paredes Opacas en el Modelo DO

Como se observa en la Figura 3. 69 hay una radiación incidente $q_{in,a}$ en el lado a de la pared opaca. Parte de esa energía radiante es reflejada difusamente y directamente, dependiendo del factor de difusión f_d para el lado a de la pared que se especifica como una condición de contorno. Parte de la energía radiante incidente es absorbida en la superficie de la pared y otra parte de la energía incidente es emitida desde la pared. La cantidad de energía incidente absorbida por la superficie de la pared y la cantidad emitida posteriormente dependen de la emisividad de la superficie y de la fracción difusa. Para un modelo NON-GRAY, se deberá especificar una emisividad interna para cada longitud de onda. Es obvio que la radiación no es transmitida a través de la pared opaca.

La energía radiante incidente que impacta sobre la pared opaca su puede reflejar de nuevo al medio que la rodea y absorbida por la pared. La energía que es reflejada puede ser: reflejada de manera difusa o/y directa, dependiendo de la fracción difusa f_d . Si la q_{in} es la cantidad de energía radiante incidente en la pared opaca, entonces las siguientes cantidades son computadas por FLUENT como:

-Emisión desde la superficie de la pared $= n^2 \varepsilon_\omega \sigma T_\omega^4$

-Energía difusa reflejada $= f_d(1-\varepsilon_\omega) q_{in}$,

-Energía especular reflejada $= (1-f_d) q_{in}$,

-Absorción en la superficie de la pared $= f_d \varepsilon_\omega q_{in}$,

Donde f_d es la fracción difusión, n es el índice de refracción del medio adyacente, ε_ω es la emisividad, σ es la constante de Boltzman y T_ω es la temperatura de la superficie de la pared

La absorción en la pared asume que tanto la absortividad como la emisividad son iguales. Para una pared puramente difusa, f_d es igual a 1 y no hay energía radiante directa. De forma similar, para una pared puramente especular, f_d es igual a 0 y no hay energía difusa reflejada.

Condiciones de contorno en paredes semi-transparentes

FLUENT permite la especificación de paredes semi-transparentes interiores y exteriores para el modelo DO. En el caso de paredes interiores semi-transparentes, la radiación incidente puede pasar a través de la pared y ser transmitida hacia el medio adyacente (y posiblemente refractada), esta puede ser reflejada de nuevo en el medio circundante, y absorbida a través de espesor de la pared. La transmisión y la reflexión pueden ser difusas o directa. Pudiéndose especificar la f_d para toda la radiación transmitida y reflejada; el resto se trata como directa. Para paredes semi-transparentes exteriores, hay dos posibles fuentes de radiación en el contorno de la pared: un haz de irradiación desde fuera del dominio computacional y una radiación incidente desde celdas adyacente a fluidos o zona sólidas.

Para radiación no gris, las condiciones de contorno en paredes semi-transparentes son aplicadas en una banda base. La energía radiante dentro de una banda es transmitida, reflejada y refractada como gris; no hay transmisión, reflexión o refracción de energía radiante de una banda a otra.

Por defecto la ecuaciones DO son resueltas en todas las zonas fluidas, pero en ninguna zona solida. Por lo que en nuestro modelo se tiene que especificar las zonas solidas como participantes de la radiación en el panel SOLID como parte de las condiciones de contorno.

Paredes interiores semi-transparentes

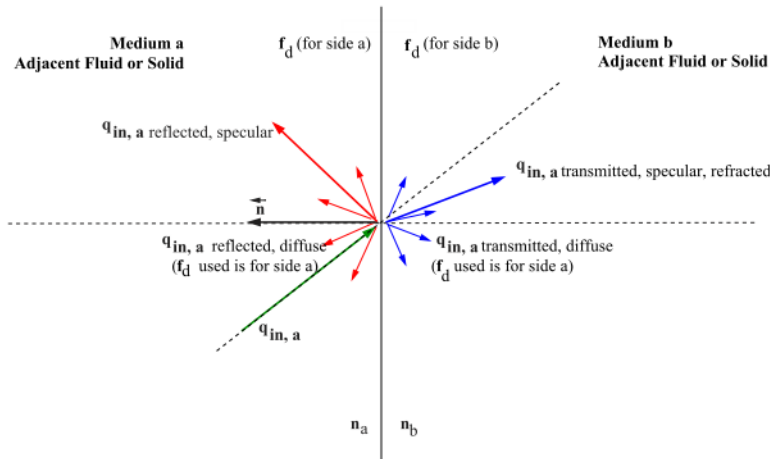


Figura 3. 70: Condiciones de contorno en paredes semi-transparentes del Modelo DO

La pared se trata como si no tuviera espesor. La energía incidente $q_{in,a}$ puede pasar a través de la pared semi-transparente si y solo si el fluido contiguo o la celdas solidas participan en la radiación, así permitiendo a la radiación estar acoplada. El acoplamiento de la radiación se establece cuando la pared se especifica como semi-transparente. Habrá que explícitamente especificar el acoplamiento de la radiación en la pared interior cambiando el tipo condición de contorno a semi-transparente en el panel WALL.

La energía incidente que es transmitida a través de la pared puede ser transmitida especularmente o difusivamente. La radiación también puede ser reflejada hacia el interior de nuevo al medio que lo rodea si el índice de refracción n_a para la zona fluida que representa el medio a es diferente del índice de refracción n_b para el medio b. La energía reflejada al mismo tiempo puede ser reflejada directamente o difusamente.

Si la pared semi-transparente posee espesor, entonces el espesor y el coeficiente de absorción determinan la absortividad de la pared delgada. Si tanto el espesor como el coeficiente de absortividad se establecen como 0, entonces la pared no tiene absortividad.

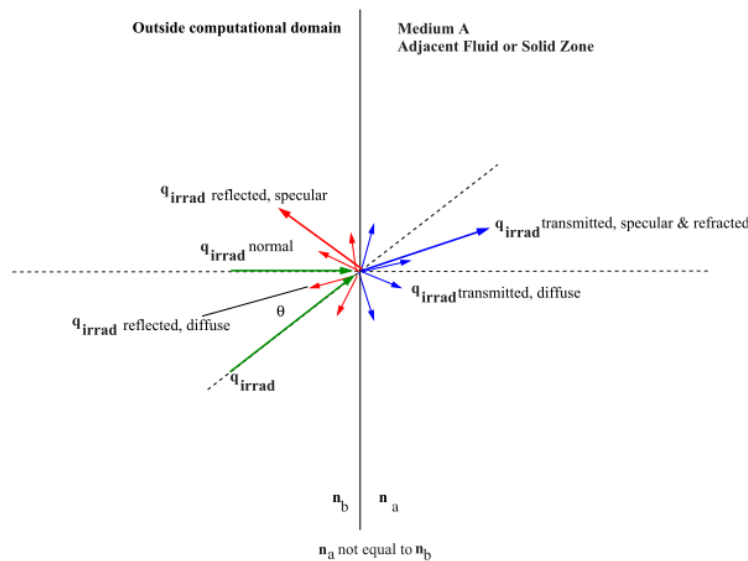


Figura 3. 71: Condiciones de contorno en pared-semitransparente exterior en el Modelo DO

La figura muestra un caso general en el que una irradiación q_{irrad} se aplica al exterior de una pared semi-transparente con espesor nulo y un coeficiente de absorción no nulo como propiedad del material. Por esto la energía que absorbe es 0.

El flujo irradiado pasa a través de la pared semi-transparente desde el exterior del dominio computacional hacia el fluido adyacente o el medio sólido a. La energía transmitida se puede refractar y dispersar especularmente o difusamente, dependiendo del índice de refracción y de la fracción difusa que proporciona como condición de contorno.

Hay un flujo adicional más allá de q_{irrad} que se aplica cuando se seleccionan las condiciones de contorno en la barra Thermal. Este flujo externo a la pared semi-transparente se computa con Fluent como:

$$Q_{ext} = \varepsilon_{external} \sigma T_{rad}^4 \quad (2.37)$$

El haz de irradiación se define por su magnitud, su dirección y el ancho que se especifique. La magnitud se especifica en términos de flujo de calor radiante. El ancho del haz como el ángulo sólido donde se distribuye la radiación.

A este modelo se le añadió la carga solar a través del algoritmo DO Irradiation, calculando los parámetros de iluminación con la herramienta "Solar- Calculator". Todo esto se hizo igualmente en el modelo siguiente donde se explicará más detenidamente.

El modelo anterior no dio buenos resultados por los siguientes motivos:

- En primer lugar el modelo DO va más encaminado hacia problemas donde existen un volumen de fluido encerrado que participa (absorbe, emite y atenúa la radiación). En el colector este fenómeno no tiene apenas importancia, ya que principalmente el aire entre el vidrio y el absorbedor se calentará por que se calientan las paredes que lo contienen y por el efecto invernadero que se produce en el mismo al no dejar escapar la radiación reflejada en las paredes del absorbedor.
- Por otra parte, en este modelo no se permite la caracterización de las superficies mediante se transmisividad o absorptividad, valores ampliamente conocidos.
- En este modelo se aplicaba la radiación solar en la superficie semitransparente, con la intención de que dicha radiación transmitida llegara al absorbedor, pero dicha radiación no llegaba al absorbedor, aunque paradójicamente si era transmitida.
- Otra particularidad del modelo, es que únicamente permite designar los volúmenes que participan en la radiación, y no las superficies. De tal manera que por ejemplo al designar que el volumen absorbedor participa de la radiación, se incluye tanto su parte superior como su parte inferior, cuando nosotros únicamente queremos observar los efectos de la radiación solar incidente en la cara de arriba del mismo.

5.1.3. Nuevo modelo de carga solar

A la vista de los resultados que se obtuvieron utilizando el modelo DO, se buscaron otras posibles soluciones al problema de radiación. Se analizaron trabajos que estuviesen utilizando los modelos de radiación con FLUENT en condiciones similares a las que tenemos en el captador solar y se encontró una Tesis que utilizaba un modelo de carga solar con el mismo software CFD aplicado a la cabina de un coche (Jonsson, 2007).

En este trabajo se analizaba la distribución de temperaturas en el interior de un vehículo cuando estaba sometido a la exposición solar. El problema es bastante similar al que se trata en este PFC: la radiación solar llega al dominio computacional a través de una superficie semi-transparente (cubierta de vidrio) y posteriormente se va distribuyendo a lo largo de las superficies interiores, absorbiéndose y reflejándose, haciendo que estas paredes se calienten y a su vez calentando el aire en el interior del habitáculo.

El aire que se encuentra por encima de la superficie del absorbedor en las simulaciones realizadas vendría a ser el aire en la cabina, y las paredes internas de la misma serían la superficie superior del absorbedor.

El modelo que se implementa en esta tesis trata al aire como un fluido que no participa de la radiación, es decir, no se produce dispersión de radiación en su interior, y toda la energía radiante que se transmite a través de la cubierta de vidrio llega a las superficies internas. Esta suposición es bastante acertada si consideramos al aire como un medio con escasa opacidad, de ahí que se utilice el modelo de radiación S2S (Surface to surface) que describiremos más adelante junto con un modelo de carga solar (Solar Ray Tracing).

5.1.3.1. Descripción del nuevo modelo

Para ir más allá del modelo simplificado, donde se introducía el efecto de la radiación a través de una condición de generación interna de calor, es necesario implementar un modelo con el que se consiga tener en cuenta: las propiedades ópticas del captador, (que a su vez son función de la dirección y longitud de onda de la radiación incidente), los efectos de la reflexión, transmisión y absorción de la cubierta de vidrio, la disposición geométrica (efecto de sombra) y además permita calcular la radiación incidente en función del lugar y la fecha en donde se encuentre el captador. Para esto se ha hecho uso de una herramienta de FLUENT, el "Solar Ray Tracing Algorithm", que se describirá posteriormente.

Hay que resaltar que la herramienta anterior no se ocupa de la emisión desde las superficies del dominio, y la componente reflejada de la carga solar incidente original se distribuye uniformemente a través de las superficies. Por esto para completar el modelo de carga solar, sería necesario emplear un modelo de radiación. El que más se ajusta a esta aplicación, es el modelo S2S o "surface to surface", cuyo principal inconveniente es el cálculo de los llamados factores de forma, ya que suponen una gran demanda de recursos. Por ello en el presente PFC no se ha implementado, pero sería interesante en trabajos posteriores tenerlo presente, y verificar si las diferencias con este estudio simplificado son importantes.

Solar Ray Tracing Algorithm

Esta herramienta se puede utilizar para predecir la fuente de energía que resulta de la radiación solar incidente. Para ello utiliza el haz, que ha sido modelado usando la posición del Sol y los parámetros de iluminación, y lo aplica a toda aquella pared o condición de contorno de entrada o salida que se especifique, llevando a cabo un análisis de las posibles sombras y calculando finalmente el flujo de calor que resulta de la radiación incidente.

Este flujo de calor se acopla como un nuevo término a la ecuación de la energía. La fuente de calor se añade directamente a las celdas que rodean la superficie, asignándose en el siguiente orden: shell conduction, celdas sólidas y celdas fluidas. En principio el vector de posición del Sol y la intensidad solar se pueden introducir directamente, o bien a través del "Solar Calculator", que explicaremos después.

Esta herramienta permite incluir los efectos tanto de la radiación directa como de la difusa, definiendo dos bandas espectrales para la radiación directa (el infrarrojo y el visible) para especificar propiedades del material diferentes en cada una de ellas, y una única para la radiación difusa. En el caso de materiales opacos es necesario definir la absorptividad en las dos bandas, y para semi-transparentes se requiere tanto la absorptividad como la transmisividad. Estos valores se especifican para el caso en el que

los rayos inciden de forma normal a la superficie, y el FLUENT, que interpola para obtener su valor según el ángulo de incidencia.

El algoritmo tiene en cuenta la carga difusa transmitida a través de la cubierta de vidrio y también la radiación que se dispersa en el interior del dominio. Una fracción de ese flujo de calor radiante, que el software llama "internal scattered energy" se aplica a todas las superficies participantes en función de su área. Este valor de este parámetro depende de "scattering fraction", que es la relación de radiación directa que ha sido reflejada por las superficies opacas (después de entrar a través de una superficie semi-transparente) y que se puede considerar que permanece en el interior y se puede distribuir uniformemente entre las superficies que participan dentro del modelo de radiación. A partir del valor de "internally scattered energy", se puede obtener el parámetro de "ambient flux", que es el primero entre la superficie total que participa de la radiación.

Como se puede ver las principales desventajas de este modelo son:

- No tiene en cuenta la emisión desde las superficies participantes.
- La radiación reflejada es distribuida uniformemente entre las superficies que forman el modelo.

Materiales semi-transparentes

Para modelar las propiedades ópticas, como ya se ha dicho, es necesario definir la transmisividad y la reflectividad del material. Hay que tener en cuenta, que dichas propiedades son dependientes, además de la longitud de onda de la radiación y del ángulo de incidencia con variaciones significativas para ángulos mayores de 40°. Fundamentalmente al incrementarse el ángulo de incidencia desde cero, la transmisividad se reduce, la reflectividad se incrementa y la absorptividad inicialmente se incrementa debido a la trayectoria óptica alargada y después se reduce conforme más radiación incidente es reflejada. Aunque no se puede asumir que todas las superficies transparentes tengan la misma dependencia con respecto al ángulo.

Para vidrio con recubrimiento selectivo, la transmisividad y reflectividad espectral para cualquier ángulo incidente se pueden aproximar en el modelo con respecto al ángulo normal de incidencia como [Finlayson and Arasteh, 1993]:

Para la transmisividad:

$$T(\theta, \lambda) = T(0, \lambda)T_{ref}(\theta) \quad (3.38)$$

donde,

$$T_{ref}(\theta) = a_0 + a_1 \cos(\theta) + a_2 \cos(\theta^2) + a_3 \cos(\theta^3) + a_4 \cos(\theta^4) \quad (3.39)$$

Y la reflectividad:

$$R(\theta, \lambda) = R(0, \lambda)[1 - R_{ref}(\theta)] + R_{ref}(\theta) \quad (3.40)$$

$$R_{ref}(\theta) = b_0 + b_1 \cos(\theta) + b_2 \cos(\theta^2) + b_3 \cos(\theta^3) + b_4 \cos(\theta^4) - T_{ref}(\theta) \quad (3.41)$$

Las constantes usadas en las ecuaciones anteriores son para vidrio con recubrimiento selectivo y la fuente utilizada ha sido Finlayson, E.U., Arasteh, D.K., Huizenga, C., Rubin, M.D., Reilly, M.S. 1993.

Datos de entrada

Los parámetros que hay que definir son:

- Vector director solar (Solar Calculator)
- Irradiación solar directa (Solar Calculator)
- Irradiación solar difusa (Solar Calculator)
- Fracción espectral: es la fracción de radiación solar incidente

$$\frac{V}{V + IR} \quad (3.42)$$

- Absortividad (IR y visible), en paredes opacas
- Absortividad (IR y visible) y transmisividad (IR y visible), en paredes semi-transparentes
- Absortividad y transmisividad (difusa), en paredes semi-transparentes
- “Scattering fraction”, se ha dejado el valor por defecto: 1
- Reflectividad en el suelo, se ha dejado el valor por defecto: 0.2

Solar Calculator

Esta utilidad de FLUENT es capaz de calcular la dirección del haz de radiación solar y la irradiación para una determinada hora, fecha y posición. Estos valores se pueden utilizar como entradas “inputs”, para introducirlo en el “Solar Ray Tracing Algorithm”. Los valores que debemos definir son:

- *Posición Global* (Latitud, Longitud y Zona Horaria). En nuestro caso se ha introducido la posición por el captador que se encuentra colocado en la azotea del Aulario General I en el campus del Paseo Alfonso XII.
- *Fecha y hora* de comienzo de la simulación. En este caso solo no se han realizado simulaciones transitorias por lo que, la fecha y hora indicada se corresponden con las condiciones estacionarias de la simulación.
- *Orientación de la malla*, para esto es necesario especificar la dirección Norte y Este del vector de la malla. En el caso de que se hagan simulaciones donde el captador tenga cierto ángulo con respecto a la horizontal, será sumamente importante especificar correctamente la dirección del vector de la malla.
- *Método de cálculo de la irradiación solar*. El programa de CFD da dos posibilidades “Fair Weather Conditions” y “Theoretical Maximun method”, que se describirán a continuación.
- Y por último, un “*factor solar*”, que simplemente es una reducción lineal para la carga incidente calculada.

Una vez que se introducen esos datos, se devuelven los siguientes parámetros:

- Vector director solar
- Irradiación solar directa en la superficie terrestre
- Irradiación solar difusa, para una superficie vertical y horizontal
- Irradiación difusa reflejada en el suelo, para una superficie vertical

Métodos para el cálculo de la irradiación

Como se ha indicado existen dos métodos para calcular la irradiación solar: “Fair Weather Conditions” y “Theoretical Maximun method”. Aunque son similares hay una diferencia clave, el primero de ellos impone una atenuación en la carga solar representativa de condiciones atmosféricas claras pero no

totalmente despejadas, mientras que el segundo simplemente aplica a la radiación extraterrestre un factor de atenuación.

Fair Weather Conditions

Según el ASHRAE Handbook, la componente irradiancia E_t es la suma de la radiación directa E_D , la difusa E_d , y la difusa reflejada en el suelo E_r . La componente directa de la radiación es el producto de la irradiación directa normal por el coseno del ángulo de incidencia entre los rayos solares incidentes y el vector normal de la superficie:

$$E_t = E_{DN} \cos \theta_v + E_d + E_r \quad (3.43)$$

La componente directa normal a la superficie terrestre E_{DN} , se calcula como:

$$E_{DN} = \frac{A}{\exp\left(\frac{B}{\sin \beta}\right)} \quad (3.44)$$

Donde, A es la irradiación solar aparente con una masa de air $m=0$ y B es un coeficiente de extinción atmosférica, que se muestran en la tabla siguiente:

	I_o Btu/(h·ft ²)	Equation of Time, min.	Declination δ , degrees	A Btu (h·ft ²)	B (Dimensionless Ratios)	C
Jan	448.8	-11.2	-20.0	390	0.142	0.058
Feb	444.2	-13.9	-10.8	385	0.144	0.060
Mar	437.7	-7.5	0.0	376	0.156	0.071
Apr	429.9	1.1	11.6	360	0.180	0.097
May	423.6	3.3	20.0	350	0.196	0.121
June	420.2	-1.4	23.45	345	0.205	0.134
July	420.3	-6.2	20.6	344	0.207	0.136
Aug	424.1	-2.4	12.3	351	0.201	0.122
Sep	430.7	7.5	0.0	365	0.177	0.092
Oct	437.3	15.4	-10.5	378	0.160	0.073
Nov	445.3	13.8	-19.8	387	0.149	0.063
Dec	449.1	1.6	-23.45	391	0.142	0.057

Note: Data are for 21st day of each month during the base year of 1964.

Tabla 3.12: Irradiación solar extraterrestre

Para calcular la carga difusa sobre una superficie vertical se puede hacer mediante la siguiente fórmula:

$$E_d = CYE_{DN} \quad (3.45)$$

Donde C es una constante cuyo valor se muestra en la tabla anterior, Y es el ratio de radiación difusa en una superficie vertical con respecto a una superficie horizontal.

La ecuación para la irradiación difusa para superficies que no sean horizontales se calcula con:

$$E_d = CE_{DN} \frac{(1 + \cos \epsilon)}{2} \quad (3.46)$$

Donde ϵ es el ángulo de la superficie con respecto al plano horizontal.

La ecuación para la irradiación solar reflejada en el suelo en una superficie viene dada por:

$$E_r = (C + \sin \beta) E_{DN} \rho_g \frac{(1 + \cos \epsilon)}{2} \quad (3.47)$$

Donde ρ_g es la reflectividad del suelo. La carga difusa total en una superficie vendrá dada por la suma de E_d y E_r en el caso de que la radiación difusa se introduzca a través del "Solar Calculator".

Determinación del ángulo de incidencia

La posición del Sol en el cielo viene expresada en función de la "altitud solar" β por encima de la horizontal y por el azimut solar ϕ medido desde el Sur (Figura 3. 72). Estos ángulo a su vez dependen de la latitud L ; de la "declinación" solar δ , y del "tiempo solar aparente", expresado como el ángulo horario H , donde $H=0.25$ (número de minutos desde el medio día local) en grados.

Las siguientes ecuaciones relacionan β y ϕ con los parámetros que se han mencionado:

$$\sin\beta = \cos L \cos\delta \cos H + \sin L \sin\delta \quad (3.48)$$

$$\cos\phi = \frac{\sin\beta \sin L - \sin\delta}{\cos\beta \cos L} \quad (3.49)$$

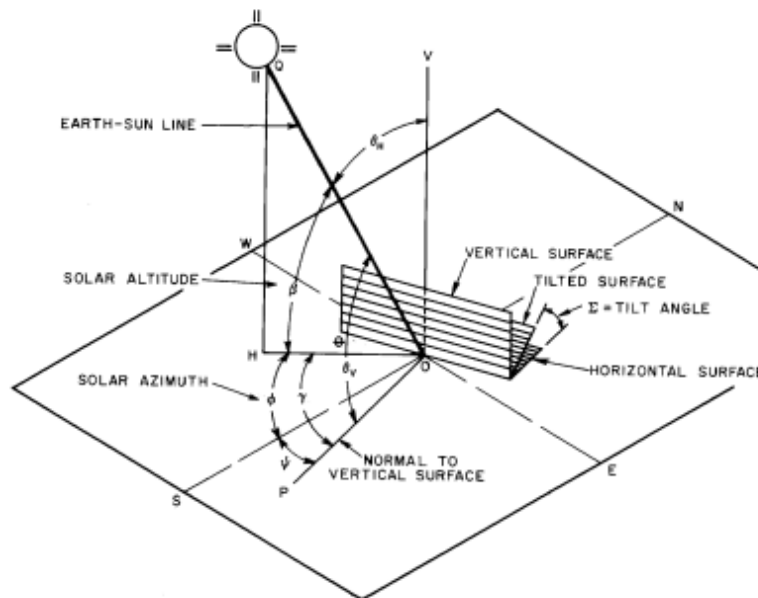


Figura 3. 72: Ángulos solares para una superficie vertical y horizontal.

La figura anterior muestra los ángulos de posición del Sol y los ángulos de incidencia para una superficie vertical y horizontal. La línea OQ conduce hasta el Sol, la NOS es la que va de Norte a Sur, y la EOW cruza de Este a Oeste. La recta OV es perpendicular al plano horizontal en donde se encuentran el azimut solar HOS y el azimut de la superficie, POS, (ψ). El ángulo HOP se definiría como "surface solar azimuth", es decir:

$$\gamma = \phi - \psi \quad (3.50)$$

El ángulo de incidencia Θ para cualquier superficie se define como el ángulo entre los rayos solares incidentes y un vector normal a la superficie. Para una superficie horizontal como se ve en la Figura 3. 72, el ángulo de incidencia θ_H es QOV, y para una superficie vertical, θ_V , es QOP.

Para cualquier superficie, el ángulo de incidencia Θ está relacionado con β , γ y con el ángulo de inclinación de la superficie Σ :

$$\cos\theta = \cos\beta\cos\gamma\sin\Sigma + \sin\beta\cos\Sigma \quad (3.51)$$

Cuando se tenga una superficie horizontal, $\Sigma = 0^\circ$, entonces

$$\cos\theta_H = \sin\beta \quad (3.52)$$

Y para una superficie vertical, $\Sigma = 90^\circ$:

$$\cos\theta_v = \cos\beta\cos\gamma \quad (3.53)$$

Theoretical Maximum Method

Este otro método, para calcular la irradiación directa normal, utiliza una ecuación obtenida de un código desarrollado por Laboratorio Nacional de Energía Renovable (NREL) de EEUU, llamado "Solar Position and Intensity Code (Solpos)".

$$E_{DN} = S_{etrn}S_{unprime} \quad (3.54)$$

Donde S_{etrn} es la irradiación directa normal extraterrestre y $S_{unprime}$ es un factor de corrección para tener en cuenta el efecto de absorción y dispersión en la atmósfera.

Modelo de radiación S2S

Hay que comenzar indicando que finalmente no se ha implementado este modelo junto con el Solar Ray Tracing, es decir, en los resultados obtenidos en el PFC no se ha tenido en cuenta la radiación emitida desde las superficies que forman el propio colector. No se ha utilizado debido al gran consumo de recursos y a la gran cantidad de tiempo necesaria para obtener soluciones que converjan, sin embargo se va a realizar una breve descripción del mismo. También es cierto que los materiales que forman el absorbedor suelen tener emisividades muy bajas, del orden de 0.05, por lo que la radiación total emitida por la superficie tampoco será excesiva. Únicamente los laterales del captador en el espacio entre e absorbedor y la cubierta de vidrio van recubiertos de un material de alta emisividad.

El modelo de radiación de superficie contra superficie (S2S) en combinación con el algoritmo de trazado de rayos solares son los que completan el modelo de carga solar. El modelo de radiación se usa para incluir la energía reflejada internamente procedente del Sol.

El modelo tiene en cuenta el intercambio de radiación en un recinto de superficies grises. El parámetro clave que afecta a este intercambio es la distancia de separación entre superficies, el tamaño de cada una de ellas y la orientación de las mismas. Estas variables son las que se tienen en cuenta para el cálculo de los factores de forma. Lo que ocurre es que el cálculo de los "view-factors", demanda una gran cantidad de recursos, por lo tanto las superficies que se incluyen en la radiación deben ser las mínimas para que el tiempo de computación no se dispare.

El modelo S2S usa la suposición de que las caras son superficies grises y difusas, es decir, que las propiedades de las superficies son independientes de la longitud de onda, y que según la ley de Kirchhoff, la emisividad y la absorptividad para cada banda son iguales. Otra de las suposiciones del modelo de radiación es que el medio que separa las superficies no tiene influencia en la energía irradiada G ; la energía incidente dentro de cada superficie será una parte reflejada (ρG), o absorbida (αG) y otra fracción puede ser transmitida (τG). Como la mayoría de las superficies (excepto el vidrio que

cubre el colector) son tratadas como opacos la transmisividad puede ser eliminada y entonces se cumple:

$$\alpha + \rho = 1 \quad (3.55)$$

Y, como hemos dicho, α es igual a la emisividad, por lo que se tiene:

$$\rho = 1 - \varepsilon \quad (3.56)$$

La ecuación de la energía usada en el modelo S2S está compuesta de la energía directamente emitida y reflejada. La energía reflejada por cada superficie es independiente de la energía incidente en la superficie por lo que puede ser expresada como una función del flujo de energía que deja todas las superficies radiantes. El flujo de energía que deja la superficie K se describe como:

$$q_{out,k} = \varepsilon_K \sigma T_k^4 + \rho_k q_{in,k} \quad (3.57)$$

donde $q_{out,k}$ representa el flujo de energía que deja la superficie, $q_{in,k}$ el flujo de energía incidente sobre la superficie, ρ_k es la reflectividad de la superficie, ε_K es la emisividad y σ es la constante de Boltzman y T es la temperatura.

La cantidad de energía incidente desde una superficie a otra superficie será directamente proporcional a los factores de forma. Los factores de forma F_{jk} es la fracción de energía incidente que deja la superficie k e incide sobre la superficie j. Por lo que el flujo incidente de energía $q_{in,k}$ puede ser expresado en términos de la energía que deja todas las otras superficies:

$$A_k q_{in,k} = \sum_{j=1}^N A_k q_{out,j} F_{jk} \quad (3.58)$$

Donde A_k es el area de la superficie k y F_{jk} es el factor de forma entre la superficie k y la superficie j. Para N superficie usando la denominada relación de reciprocidad, dada por :

$$A_j F_{jk} = A_k F_{kj} \quad \text{para } j = 1, 2, 3, \dots, N \quad (3.59)$$

Por lo que:

$$q_{in,k} = \sum_{j=1}^N q_{out,j} F_{kj} \quad (3.60)$$

Entonces la ecuación del flujo de energía saliente de una superficie se puede expresar como:

$$q_{out,k} = \varepsilon_K \sigma T_k^4 + \rho_k \sum_{j=1}^N q_{out,j} F_{kj} \quad (3.61)$$

5.1.3.2. Conclusiones y modelo utilizado

El modelo más completo como ya se ha anticipado es el que tiene en cuenta por un lado la carga incidente, estamos hablando de radiación de longitud de onda corta junto con la radiación de onda corta que se emite en el absorbedor y se va reflejando por las superficies que forman el modelo.

Finalmente, debido al gran consumo de recursos computacionales que supone el cálculo de los factores de forma para mallas grandes, solo se ha implementado la herramienta el modelo implementado ha sido el del Solar Ray Tracing sobre el modelo, de manera que no tenemos en cuenta la radiación emitida por el absorbedor y la radiación que es reflejada junto con la radiación difusa que entra a través de la cubierta de vidrio, se distribuye en función del área de cada pared.

5.2. Modelo de carga solar

El modelo "Solar Ray Tracing Algorithm", no tiene elevados costes computacionales y básicamente aplica términos de generación de calor dentro de la ecuación de la energía en los elementos son adyacentes a la condición de contorno donde se implementa este modelo.

A la hora de aplicar el término de generación de energía sobre las celdas existe un orden preestablecido, primero se aplica sobre celdas pertenecientes a zonas sólidas, y después sobre aquellas que forman parte de zonas fluidas, pero únicamente a una de las dos. Por ejemplo, para el caso de la superficie superior del absorbedor, el término de generación interna se aplica sobre las celdas que son parte del sólido absorbedor, y no en las celdas que forman parte del volumen superior de aire.

El término que introduce en la ecuación de la energía depende de los parámetros de radiación directa, difusa, el vector de posición del Sol, y también la fracción del espectro de radiación incidente que pertenece al visible y cual al infrarrojo. Estos parámetros se pueden introducir de diversas formas, como a continuación veremos.

Para calcular finalmente que término de calor se aplica al elemento adyacente a una condición de contorno dada, además de tener en cuenta los parámetros que hemos definido en el párrafo anterior, FLUENT cuenta con un algoritmo para tener en cuenta las sombras que se generan entre las superficies que forman el modelo. Este algoritmo funciona de la siguiente forma: para la superficie que queramos estudiar (llamémosla superficie 1), se traza desde su centroide un rayo en dirección a la posición del Sol, si este rayo corta a otra superficie (superficie 2) y además esta superficie 2 está enfrente de la superficie 1, entonces se dice que si la superficie 2 es opaca "tapa" completamente la superficie 1. Si fuera semitransparente, entonces atenúa la radiación incidente.

5.2.1. Implementación del modelo de carga solar

Parámetros de la irradiación Solar

En primer lugar dentro del menú de modelos, en el apartado de radiación, existe un subapartado llamado “Solar Load”, donde seleccionamos “Solar Ray Tracing”.

Este modelo de carga solar se puede utilizar simultáneamente con un modelo de radiación (Rosseland, P1, S2S...) o bien, como en el caso que nos ocupa, de manera independiente. Ya se comentó en el capítulo anterior que se podría mejorar el modelo utilizando el modelo S2S para tener en cuenta la energía emitida por las propias superficies que forman la simulación.

Una vez seleccionado el modelo de carga solar, se deben introducir los parámetros de radiación:

Figura 3.73: Introducción de los parámetros de radiación

- En primer lugar tenemos que elegir la posición del Sol, este parámetro se puede introducir de forma manual o usar la herramienta “Solar Calculator” que ya introducimos en el capítulo anterior.
- En segundo lugar se especifican los parámetros de iluminación:
 - Irradiación solar directa, que tiene en cuenta la cantidad energía por unidad de área en W/m^2 debida a la radiación solar. Este parámetro se puede introducir utilizando el “Solar Calculator”, o bien especificar un valor constante.
 - Irradiación solar difusa, tiene en cuenta la cantidad de energía en W/m^2 debida a la radiación solar difusa. Al igual que el caso anterior se puede definir un valor constante o bien utilizar el “Solar Calculator”.
 - Y por último, se define “Spectral Fraction”, que es la proporción de radiación incidente que pertenece al espectro de radiación visible. Se toma como valor por defecto 0.5.

Para las simulaciones realizadas, no se especificaron valores constantes para los parámetros anteriores sino que se usó la herramienta “Solar Calculator” que hemos descrito en el apartado anterior. En la figura siguiente se muestran los datos de entrada.

The screenshot shows the Solar Calculator interface with the following settings:

- Global Position:** Longitude (deg) 37.686, Latitude (deg) 8.97854, Timezone (+-GMT) 1.
- Grid Orientation:** North X 0, East X 1, Y 0, Z -1.
- Date and Time:** Day of Year (Day 1, Month 7), Time of Day (Hour 11, Minute 0).
- Solar Irradiation Method:** Theoretical Maximum (unselected), Fair Weather Conditions (selected).
- Options:** Sunshine Factor 1.

Buttons at the bottom: Apply, Close, Help.

Figura 3. 74: Lugar, fecha, hora y orientación de la malla para las simulaciones. Solar Calculator.

Como el objetivo de estas simulaciones era el de comprobar el funcionamiento del modelo de carga solar únicamente se han desarrollado casos estacionarios para una hora y fecha concretas, buscándose que la orientación del Sol fuese lo más perpendicular posible, y en una época del año con alta irradiancia.

En cuanto a la posición, se refiere a la Latitud y Longitud del banco de ensayos de captadores solares situado en el Campus Alfonso XIII de la universidad.

La orientación de la malla es un punto crítico para el cálculo del vector de posición del Sol y los parámetros de iluminación. Para definirlo tenemos que tener en cuenta donde se sitúa el origen de coordenadas de nuestra malla y como hemos definido los ejes en el espacio, para entonces establecer la posición relativa de la misma con respecto a los puntos cardinales. Se puede comprobar en la Figura 3. 74, que en las simulaciones la malla está en posición horizontal. Si en sucesivos trabajos se quiere cambiar al ángulo del captador con respecto a la horizontal será necesario, además de girar la malla en sí, determinar cuál es su orientación.

Para terminar definir parámetros hemos de elegir el método para el cálculo de la irradiación. Se ha elegido el “Fair Weather Method”, por ello puede ser que en las simulaciones a pesar de hacerlas para el mes de Julio, la radiación puede parecer baja.

Condiciones de contorno

Una vez que se han definido los parámetros del modelo de carga solar, se tienen que establecer cuáles son las condiciones de contorno que participan de él. Teniendo en cuenta la geometría del captador y las características de los materiales por los que está compuesto, se pueden extraer diversas conclusiones.

En primer lugar, la zona inferior del tubo se encuentra aislada, los materiales aislantes además de baja conductividad, son opacos y normalmente con absorptividades bastante bajas por lo que podemos considerar que dichas zonas no van a participar del intercambio de energía radiante. Además en las simulaciones que estamos realizando la malla está en posición horizontal, por lo que se supone que nunca le llegaría radiación solar.

Si la frontera inferior del modelo no se tiene en cuenta la radiación incidente, todas aquellas superficies que se encuentran por debajo del absorbedor, lógicamente tampoco recibirán ningún tipo de radiación.

A sí mismo, la zona de entrada y salida de fluido, tampoco se ha incluido dentro de la carga solar puesto que, en condiciones normales, existirá un colector de entrada y salida que cubrirán dichas secciones. En la Figura 3.75, se puede ver en color azul las fronteras que no forman parte de la carga solar.

Por tanto las únicas superficies sobre las que incide la carga solar, son las que forman la cavidad superior en el colector, es decir, la cubierta de vidrio, que se trata como superficie semi-transparente, las paredes verticales y la superficie superior del absorbedor, que son opacas. Posteriormente cuando se calcule el término de generación sobre cada una de ellas se tendrá en cuenta como ya se ha dicho su posición relativa, y también generación de sombras entre ellas.

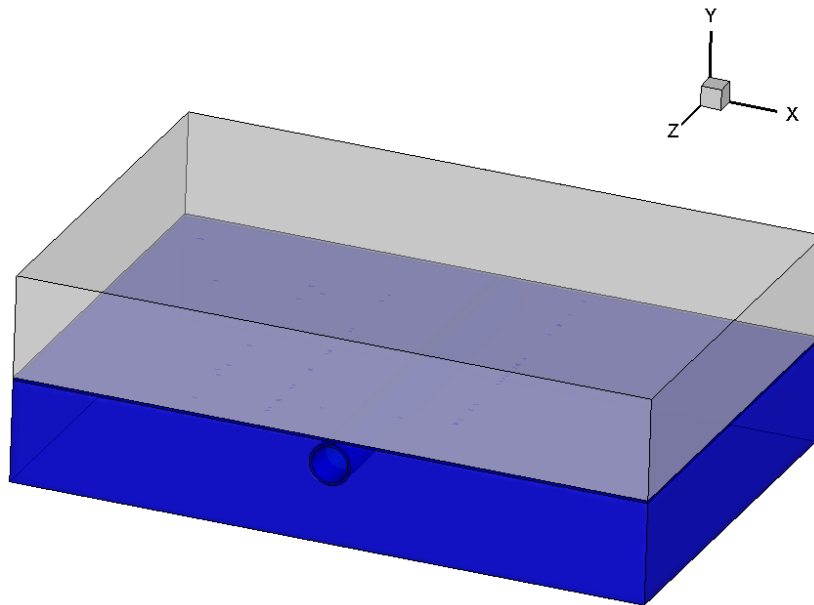


Figura 3.75: Superficies no irradiadas

En cada una de las superficies que forman el modelo de carga solar tenemos que definir la absorptividad para el espectro de radiación infrarroja y para el espectro visible. Esto se tiene que hacer para fronteras opacas (Figura 3.76). En el caso de fronteras semitransparentes, también es necesario definir la transmisividad para la radiación directa ,en el visible y en el infrarrojo, y además se debe proporcionar otro parámetro, lo que llama FLUENT “diffuse hemispherical”, que es la proporción de radiación difusa que se transmite y se absorbe por parte de la cubierta de vidrio (Figura 3. 77).

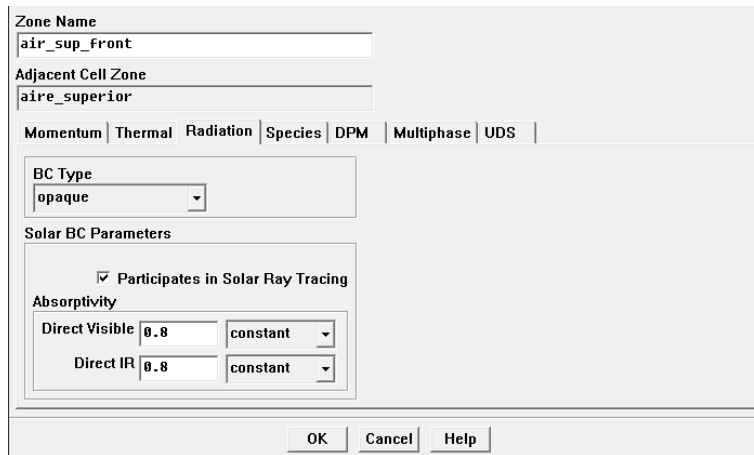


Figura 3.76: Carga Solar para paredes opacas. Definición de la absorptividad

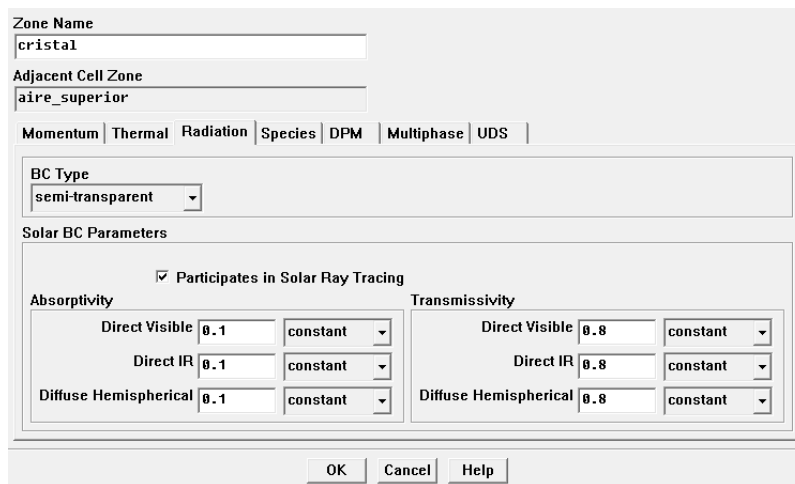


Figura 3.77: Absorptividad y transmisividad para una superficie semitransparente

Para calcular la reflectividad en cada superficie simplemente:

$$reflectividad = 1 - (absorptividad + transmisividad) \quad (3.62)$$

Si observamos las diferencias en la definición de absorptividad entre una superficie opaca y una transparente podemos ver cómo a pesar de que la superficie opaca absorbe radiación difusa no podemos especificar el parámetro de “diffuse hemispherical”. Esto es por lo que se explicaba en el apartado anterior, y es que la radiación que se refleja en las superficies junto con la radiación difusa que se transmite a través del vidrio forman la llamada “internal scattered energy” que se aplica a las superficies que participan de este modelo según el área de cada una de ellas.

5.3. Hipótesis de simulación

- Solver: Pressure Based Segregated (SIMPLE)
- Esquema de discretización: Primer Orden
- Simulaciones estacionarias
- Modelo Viscoso: Laminar
- Modelo de radiación:
 - Sin modelo de radiación
 - Carga Solar: Solar Ray Tracing

- Ecuación de la energía: resuelta
- Gravedad: (0,-9.81,0) (m/s²)

5.3.1. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno para el modelo con radiación son las mismas que las que se impusieron para el modelo sin radiación, con la diferencia de que en este caso no se incluye el término de generación interna de calor en el absorbedor. A cambio de esto se han de especificar los parámetros de absorptividad y transmisividad para las condiciones de contorno que participan del modelo de carga solar.

En las dos figuras anteriores se pueden comprobar estos parámetros tanto para las superficies que son opacas como para la cubierta de vidrio (semitransparente). Estos valores se han tomado más o menos en concordancia con los valores normales, para posteriores simulaciones, se podrán ajustar los parámetros para coincidir plenamente con los datos del banco de ensayos experimental.

Frontera	Condición de contorno térmica	Solar Ray Tracing	Absortividad		Transmisividad		
			IR	Visible	IR	Vis	HD
Absorbedor_cara_inferior	Wall (acoplada)	NO					
Absorbedor_cara_inferior-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Absorbedor_cara_inferior:001	Wall (acoplada)	NO					
Absorbedor_cara_inferior:001_shadow	Wall (acoplada)	NO					
Absorbedor_cara_superior	Wall (acoplada)	SI	0.8	0.8	-	-	-
Absorbedor_cara_superior-shadow	Wall (acoplada)	SI	0.8	0.8	-	-	-
Absorbedor_frontal	Wall (adiabática)	NO					
Absorbedor_lado_I	Wall (adiabática)	NO					
Absorbedor_lado_II	Wall (adiabática)	NO					
Absorbedor_trasera	Wall (adiabática)	NO					
Air_inf_front	Wall (adiabática)	NO					
Air_inf_ladol	Wall (adiabática)	NO					
Air_inf_ladoll	Wall (adiabática)	NO					
Air_inf_tras	Wall (adiabática)	NO					
Air_sup_front	Wall (adiabática)	SI	0.8	0.8	-	-	-
Air_sup_ladol	Wall (adiabática)	SI	0.8	0.8	-	-	-
Air_sup_ladoll	Wall (adiabática)	SI	0.8	0.8	-	-	-
Air_sup_tras	Wall (adiabática)	SI	0.8	0.8	-	-	-
Cara_exterior_tubo	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo:34	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo:034-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cara_interior_tubo	Wall (acoplada)	NO					
Cara_interior_tubo-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cristal	Wall(convección)	SI	0.1	0.1	0.8	0.8	0.8
Entrada_de_fluido	Velocity-inlet	NO					
Entrada_de_tubería	Wall (adiabática)	NO					
Salida_de_fluido	Pressure-outlet	NO					
Salida_tubería	Wall (adiabática)	NO					
Soldadura_frontal	Wall (adiabática)	NO					
Soldadura_lado_I	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_I-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_II	Wall (acoplada)	NO					

Soldadura_lado_Il-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_trasera	Wall (adiabática)	NO					
Suelo	Wall (adiabática)	NO					

Tabla 3.13: Condiciones de contorno para el modelo completo con un solo tubo con carga solar

5.3.2. Materiales

Material	Tipo	Propiedades
Agua	Fluido	Función de la temperatura (Ver 1.2.4) (Anexo I)
Aire	Fluido	Constantes excepto densidad (Boussinesq)
Cobre	Sólido	Constantes (Anexo I)
Aluminio	Sólido	Constantes (Anexo I)
Vidrio	Sólido	Constantes (Anexo I)

Tabla 3. 14: Materiales en el modelo completo de un solo tubo con carga solar

5.3.3. Parámetros de iluminación y vector de posición del Sol

En las simulaciones con este modelo se han hecho para el día 1 de Julio, a las 11:00 horas, para una Latitud de: 37.606° y Longitud 0.97854°. Introduciendo estos valores en el Solar Calculator e indicando el método para el cálculo de los parámetros, se devuelve la siguiente información:

Fair Weather Conditions:

- Sun Direction Vector: X: -0.106432, Y: 0.920328, Z: -0.376389
- Sunshine Fraction: 1
- Direct Normal Solar Irradiation (at Earth's surface) [W/m²]: 867.887
- Diffuse Solar Irradiation - vertical surface: [W/m²]: 142.976
- Diffuse Solar Irradiation - horizontal surface [W/m²]: 117.454
- Ground Reflected Solar Irradiation - vertical surface [W/m²]: 91.6194

Estos datos son los inputs para el Solar Ray Tracing, en función de éstos, de las condiciones de contorno que se han impuesto y de la posición relativa de las superficies con respecto a vector solar, calcula los términos de generación de calor que se aplican sobre cada una de las fronteras. Al inicializar el caso se muestra la siguiente información:

Internally Scattered Energy [W]: 49.4996, Ambient Flux [W/m²]: 93.6961
Boundary ID: 10, Integral Energy Source [W]: 3.429276e+000
Boundary ID: 11, Integral Energy Source [W]: 5.572716e+000
Boundary ID: 13, Integral Energy Source [W]: 4.259801e+001
Boundary ID: 15, Integral Energy Source [W]: 2.304923e-001
Boundary ID: 17, Integral Energy Source [W]: 7.367880e-001
Boundary ID: 47, Integral Energy Source [W]: 1.318381e+002
Total Integral Energy Source [W]: 1.844054e+002
Compute Time: 4 sec

El primer parámetro que calcula es la “Internally Scattered Energy”, que es la suma de la radiación difusa que se introduce en el interior del modelo a través de la cubierta de vidrio y la radiación reflejada por todas las superficies. Y el otro parámetro “Ambient Flux” se calcula simplemente dividiendo el parámetro anterior por la suma de las superficies que participan de la carga solar, es decir, las superficies laterales (0.123*0.02*2+1.83*0.02*2), la superficie del vidrio (1.83*0.123) y la superficie del absorbedor (1.83*0.123), la suma total es de: 0.5283 m². Dividiendo está 49.996 W, entre el valor anterior se obtiene los 93.6961 W /m².

A continuación se establece el término de fuente de generación de energía en cada una de las superficies que se han seleccionado para formar parte del "Solar Ray Tracing". La que mayor valor tiene es la ID:47, porque es la cara superior del absorbedor, y como era de esperar es la que más energía va a absorber. La cubierta de vidrio, ID:13, tiene un término bastante inferior al del absorbedor, a pesar de que es la superficie con mayor radiación incidente, esto se debe a que es semitransparente y solo una pequeña parte es absorbida, con lo que se comprueba que efectivamente la herramienta para determinar las sombras funciona. El resto de superficies son las paredes laterales del colector, y por la posición del Sol (prácticamente perpendicular a la superficie el absorbedor) el término de energía es muy pequeño.

Si tenemos en cuenta cómo funciona el modelo de carga solar, en todas las superficies independientemente de que no les llegue radiación solar directa siempre estarán afectadas por el "Ambient Flux", por ejemplo la ID:15, que es la superficie vertical sobre la entrada de fluido, su área es $0.02 \times 0.123 = 2.46 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, y multiplicada por el "Ambient Flux", se obtiene precisamente el término de generación de energía: 0.2305 W. Por lo tanto es una superficie donde no llega radiación directa.

5.3.4. Simulaciones realizadas

El objetivo del modelo era la verificación del modelo de carga solar, por lo que únicamente se han hecho simulaciones estacionarias para la fecha indicada antes, con el gasto nominal de 0.02 kg/s.m^2 , variando la temperatura de entrada del fluido y también la velocidad del viento. La distribución de casos es la siguiente:

Caso	Temperatura de entrada (°C)	Velocidad del Viento (m/s)	Velocidad de entrada (m/s)
Julio_Te_20	20	4	0.117204696
Julio_Te_30	30	4	0.117497862
Julio_Te_40	40	4	0.117891623
Julio_Te_50	50	4	0.118380874
Julio_Te_60	60	4	0.118960782
Julio_Te_70	70	4	0.119626691
Julio_Te_20_v8	20	8	0.117204696
Julio_Te_30_v8	30	8	0.117497862
Julio_Te_40_v8	40	8	0.117891623
Julio_Te_50_v8	50	8	0.118380874
Julio_Te_60_v8	60	8	0.118960782
Julio_Te_70_v8	70	8	0.119626691

Tabla 3.15: Simulaciones realizadas en modelo completo con un solo tubo

5.4. Análisis de resultados

El objetivo del modelo, como ya se ha comentado, es el de comprender como se implementaba el modelo de carga solar sobre el mismo, verificar como se distribuye la radiación solar en el dominio computacional, y tratar de comparar los resultados tanto de la convección mixta para el flujo interno en el conducto como los que se tienen sobre la convección natural en el aire.

Por último, también se va a calcular la eficiencia del captador, teniendo en cuenta que ahora si tenemos los parámetros de iluminación, es decir, contamos con la energía incidente G, y no como ocurría en el modelo anterior donde trabajábamos con la potencia absorbida S.

5.4.1. Análisis de la transmisión de calor

5.4.1.1. Número de Nusselt en el flujo interno

Al igual que se ha hecho para los casos anteriores vamos a representar el número de Nusselt frente a la distancia adimensional (Figura 3.78: Número de Nusselt para las simulaciones con colector completo 1 tubo con radiación. Comparación con las correlaciones de Petukhov y Polyakov [1988] de convección mixta y forzada. Figura 3.78). La tendencia es la misma de la se obtenía en los casos donde no implementábamos el modelo de radiación.

Si representamos ahora el Nusselt para flujo desarrollado junto con la correlación que se obtuvo en las simulaciones de tubo con absorbedor, se obtienen resultados que se ajustan muy bien a los resultados de modelos anteriores por lo que se puede concluir que, las simulaciones aunque tenga implementado un modelo de carga solar, siguen obteniendo buenas soluciones para el flujo interno.

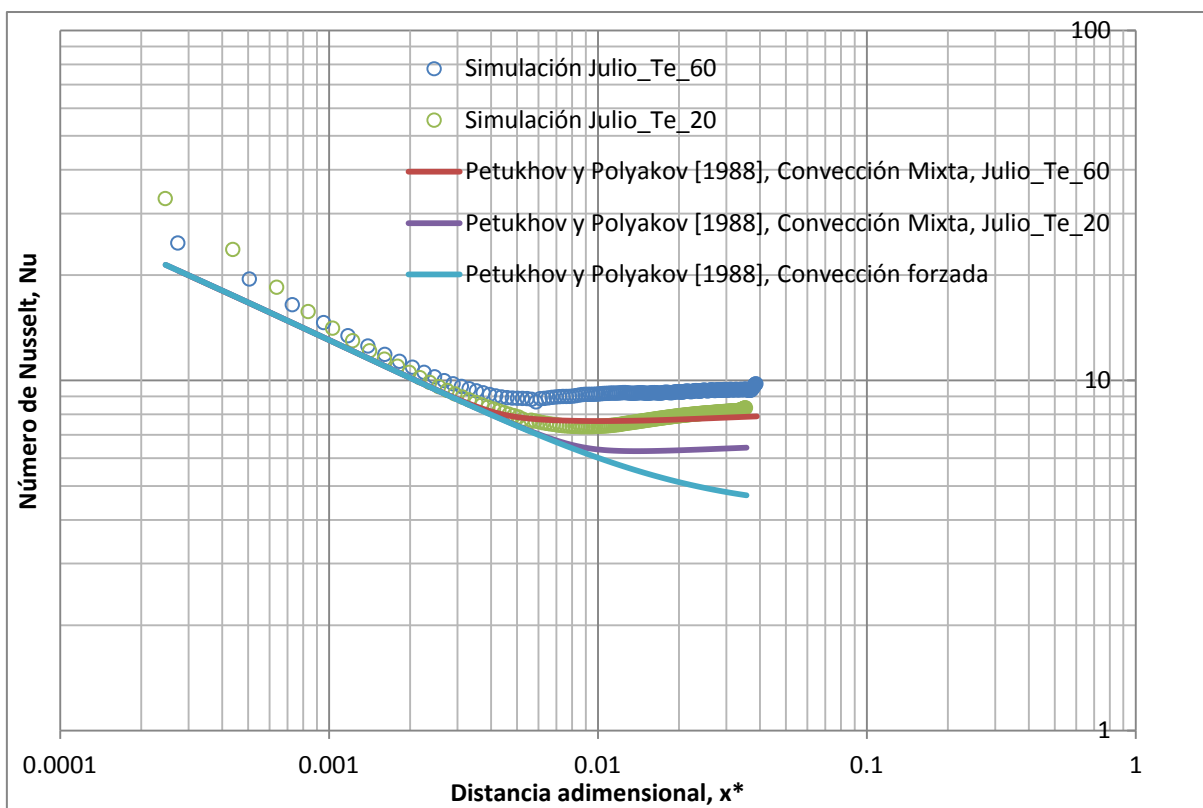


Figura 3.78: Número de Nusselt para las simulaciones con colector completo 1 tubo con radiación. Comparación con las correlaciones de Petukhov y Polyakov [1988] de convección mixta y forzada.

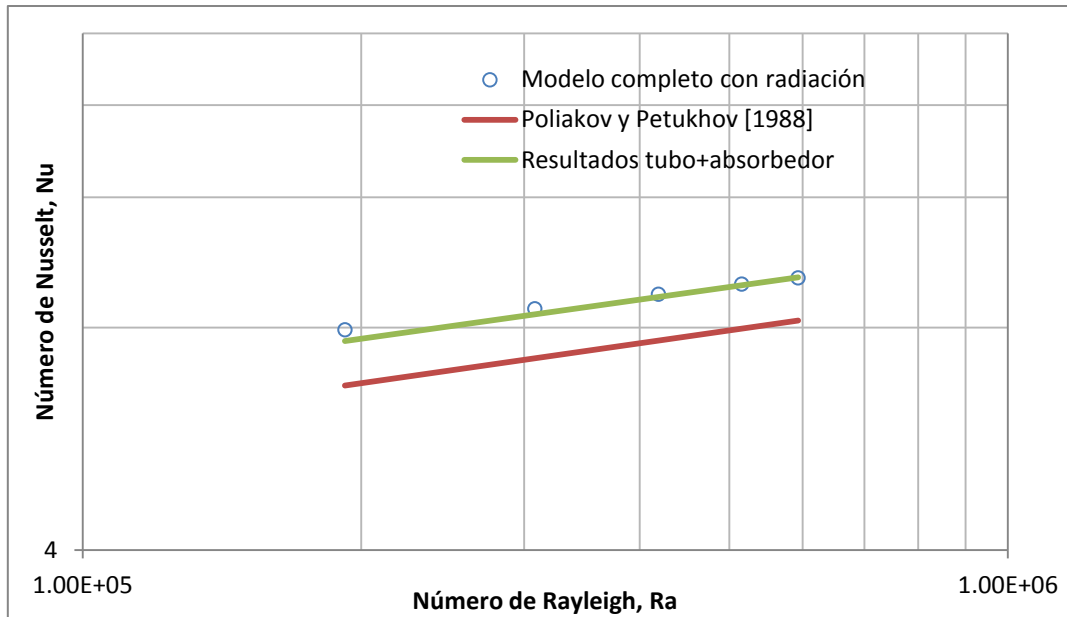


Figura 3. 79: Número de Nusselt desarrollado para modelo de 1 tubo con radiación. Comparación con los resultados numéricos para el tubo con absorbedor.

Los resultados son coherentes con lo obtenido anteriormente con otros modelos sin radiación por lo que se puede concluir que el modelo de carga solar ha sido adecuadamente implementado y proporciona resultados coherentes.

5.4.1.2. Convección natural en el aire

Las condiciones de contorno que dominan este fenómeno ahora han cambiado. Las paredes verticales que delimitan la cavidad entre la cubierta de vidrio y absorbedor siguen estando aisladas, sin embargo, al estar incluidas dentro del modelo de carga solar, se les añade un término de generación de energía a los elementos adyacentes que forman parte de la cavidad de aire. Esto hace que la temperatura en los extremos se incremente de manera notable ya que el único camino de fuga del flujo de calor es precisamente a través del aire.

En cuanto a la pared que forma la cubierta de vidrio, la condición de contorno sigue siendo convectiva, pero como en el caso de las paredes verticales, dado que se ha definido un valor de absorptividad de 0.1, parte de la radiación incidente es absorbida por la misma. Por lo que también hay un término de generación en las celdas de aire adyacentes a esta pared.

Como consecuencia de ello, el patrón que se obtiene cambia totalmente, ya que las temperaturas elevadas de los extremos del absorbedor favorecen el flujo ascendente, por esto en todos los casos analizados, siempre se dan dos celdas de recirculación.

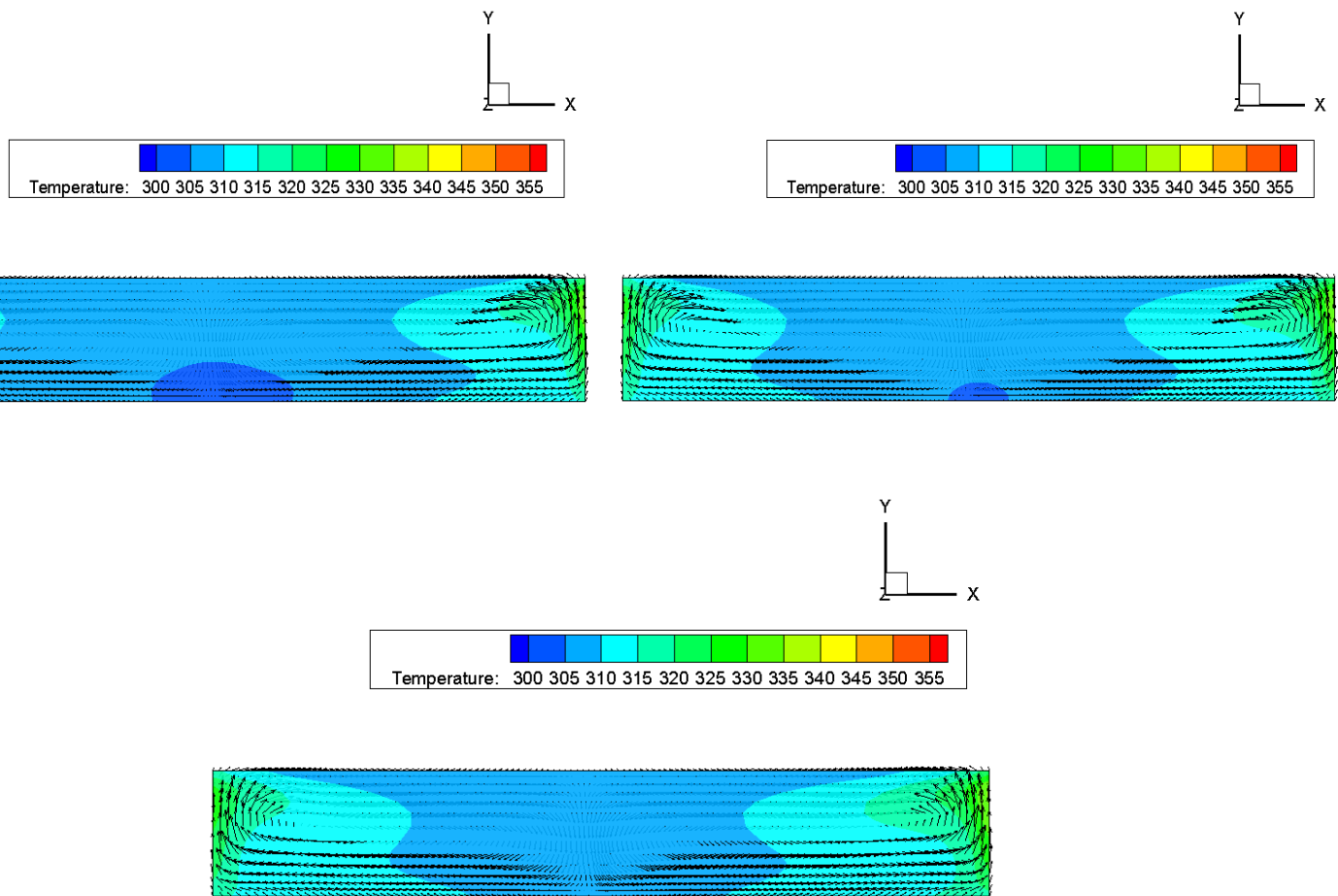


Figura 3. 80: Campos de temperatura y vectores de velocidad para la cavidad de aire entre absorbedor y cubierta de vidrio. Caso completo 1 tubo con radiación.

La figura anterior muestra diferentes secciones para un caso con una temperatura de entrada de 20°C, se encuentran a 0.6, 1.2y 1.7 metros desde la entrada. Se ve como en este caso solamente existen dos recirculaciones alcanzándose las temperaturas más elevadas en los extremos. A pesar de que, lo que podría parecer es que si el absorbedor es donde el término de energía va a ser mayor, su superficie tendría que estar más caliente. Sin embargo, la acción el flujo en el conducto va removiendo el calor del mismo, mientras que en las paredes verticales adiabáticas, todo el flujo de calor va a parar al aire, que por consiguiente termina calentándose.

En cuanto a la simetría de las circulaciones se debe a que, prácticamente la potencia que aplica el modelo de carga solar es prácticamente el mismo en las paredes laterales. En el caso de que la posición del Sol cambiase, la potencia asignada entonces también podría cambiar, y por lo tanto variar el patrón de flujo.

5.4.2. Eficiencia del captador

Al igual que se hiciera con el modelo completo con generación interna de calor, vamos a analizar la eficiencia del captador utilizando las mismas expresiones que ya se han expuesto. La principal diferencia entre las simulaciones presentes y las anteriores es el modelo de carga solar.

Antes definíamos directamente cual era la potencia absorbida por el absorbedor, por lo que no podíamos tener en cuenta el efecto de los parámetros ópticos, la distribución de radiación sobre el absorbedor, el efecto de las sombras, o los parámetros de iluminación, tanto la radiación directa como la difusa. El modelo de carga solar además de lo anterior nos permite modelar el comportamiento de una superficie semitransparente, la atenuación que produce sobre la radiación incidente, así como la absorción de radiación de la propia superficie.

Para el cálculo de la eficiencia es necesario, por un lado obtener el calor útil, que se puede calcular con facilidad, pues se disponen tanto de las temperaturas como de los caudales. Pero también necesitamos conocer cuál es la radiación incidente en el plano de captación. Este dato no lo tenemos directamente, ya que como se explico en el punto 5.3.3, al inicializar el caso FLUENT calcula cual es la potencia (W) que asigna a cada superficie, pero esta cantidad de energía es la que realmente llega a absorber la pared en cuestión. Es decir, no nos sirve para obtener G, para ello tenemos que utilizar los “outputs” que devuelve el Solar Calculator cuando le especificamos cuál es la localización, la fecha y la orientación de la malla.

Como sabemos la radiación incidente será la suma de la radiación directa y de la difusa. Para obtener la radiación directa incidente debemos tener en cuenta que FLUENT proporciona el dato de: irradiación normal directa en la superficie terrestre (W/m^2) y el vector de posición del Sol. La radiación incidente será la proyección del vector normal a la superficie, en la dirección del vector solar. Por tanto hay que realizar el producto escalar de el vector de posición del Sol por el vector normal al plano de incidencia y a su vez multiplicar por la irradiación directa. Para el caso que nos ocupa, si el captador se mantiene horizontal, tenemos:

$$\begin{aligned} \text{Radiación directa incidente} &= \text{Vector Posición Solar} \cdot \text{Vector normal a la superficie} \cdot \text{Irradiación directa} \\ &= (-0.106432, 0.920328, -0.376389) \cdot (0, 1, 0) \cdot 867.88 = 798,73 \frac{W}{m^2} \quad (3.64) \end{aligned}$$

A la radiación directa, hay que sumarle la difusa, que al ser independiente de la dirección, simplemente tendremos que sumar al valor anterior, la irradiación difusa para una superficie horizontal, que es otro de los parámetros de iluminación que devuelve FLUENT.

De esta forma, la energía incidente para las simulaciones que se han realizado es:

$$G = 798.73 + 117.454 = 916.18 \frac{W}{m^2} \quad (3.65)$$

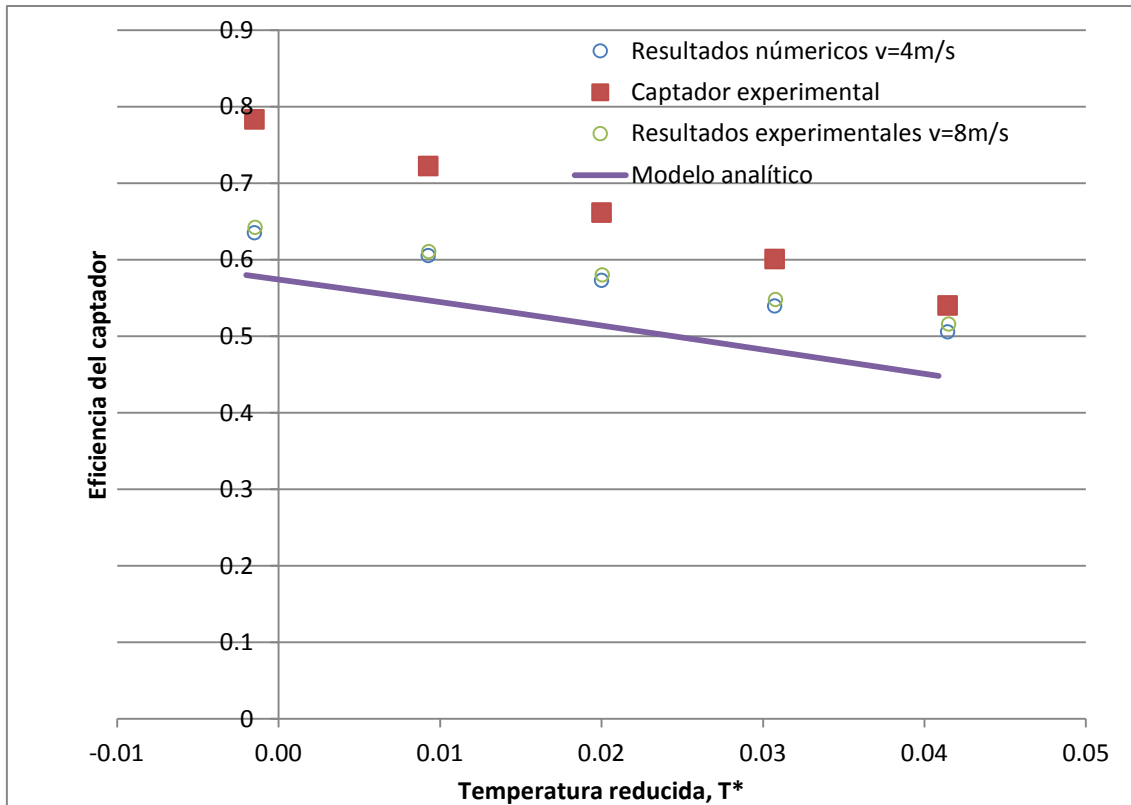


Figura 3.81: Eficiencia del captador para modelo completo de 1 tubo con radiación para velocidades de viento de 4 y 8 m/s. Comparación con banco de ensayos.

Como se aprecia las diferencias entre el captador experimental y las simulaciones realizadas son elevadas, pero hay que tener en cuenta que los parámetros ópticos son muy distintos. El producto transmitancia-absortancia para el captador experimental es igual a $0.93 \cdot 0.95 = 0.883$, mientras que en los resultados numéricos se definió una absorptividad en el absorbente de 0.8 y una transmitancia también de 0.8 por lo que $\tau\alpha = 0.8 \cdot 0.8 = 0.64$.

Si nos fijamos el valor de las curvas de eficiencia en el eje de ordenadas, se comprueba como efectivamente se encuentran con valores muy próximos al producto transmitancia-absortancia, lo que coincide con la fórmula de eficiencia que se da en el libro de Duffie y Beckman:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{A_A G} = F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{(t_m - t_a)}{G} \quad (3.66)$$

Teniendo en cuenta que normalmente el factor de remoción de calor se mueve dentro del intervalo 0.8-0.9.

Además se ha comparado con el modelo analítico, que ya se utilizó en el apartado 4, se observa como prácticamente la diferencia entre las curvas es muy parecida a la que se tenía para el modelo sin radiación. Por otra parte también se comprueba como la velocidad del viento tiene una muy baja influencia en los resultados que se obtenían, aunque lógicamente, se obtienen valores ligeramente superiores cuando la velocidad es menor.

Se puede concluir diciendo que la diferencia entre pendientes es igual que en el apartado anterior, es decir, en el experimental hay pérdidas por convección por los laterales y el fondo del captador que no se tienen en cuenta en el modelo numérico. Y por otra parte se tiene una buena referencia al comparar el valor de corte de la curva en eje de ordenadas con el producto $\tau\alpha$, son prácticamente iguales lo que coincide con las curvas en colectores comerciales. Y por otra parte se ha demostrado la poca incidencia de la velocidad del viento en el modelo.

6. Modelo completo 9 tubos con carga solar

Una vez que hemos analizado el funcionamiento del modelo de carga solar en una malla simplificada para un solo conducto, vamos a proceder a crear la geometría para el captador completo que consta de 9 tubos. Básicamente lo que se busca es disponer de un modelo lo más parecido posible al captador solar estándar estudiado experimentalmente y por otro lado crear una malla que pueda servir en posteriores trabajos para analizar el reparto de caudales entre los distintos tubos, y estudiar el captador desde el punto de vista de las pérdidas de presión que se producen en cada elemento, así como estudiar la posibilidad de incluir en los tubos algún tipo de dispositivo insertado para estudiar la mejora en la transferencia de calor que se produce.

El mayor inconveniente de crear un modelo completo es que el coste en los requisitos de memoria necesarios y el tiempo de simulación requerido hasta obtener una solución convergida. Para solventar el problema se optó por crear la mitad de la geometría e imponer un condición de simetría, y además, ajustar el tamaño del mallado utilizado en el modelo de un solo conducto. En los siguientes apartados se explicará el proceso seguido.

En cuanto a las condiciones de contorno y los parámetros de radiación son los mismos que los que se aplicaron para el modelo de un solo conducto con carga solar. Se han realizado también simulaciones siguiendo la misma planificación y se ha ampliado el estudio considerando el que caudal total circulante es del 50% y del 150% respecto del gasto másico nominal.

6.1. Definición de la geometría y mallado en GAMBIT

6.1.1. Definición de la geometría

En un primer momento se pensó en utilizar el mallado que se había utilizado para el modelo completo de 1 solo tubo (Figura 3.48), que tiene aproximadamente un millón de nodos, por lo que la geometría completa contaría con más de nueve, algo inasumible desde el punto de vista del coste computacional. Por lo que como solución alternativa, pensando en poder aprovechar la malla que ya se había utilizado y estaba suficientemente testada, y observado que los resultados prácticamente eran simétricos (con la excepción de la radiación incidente) en los casos anteriores se propuso eliminar la mitad de la geometría y aplicar una condición de simetría con respecto a un plano YZ que cortase al captador en dos partes iguales.

La construcción de la geometría partió de la que ya se tenía y los pasos fueron:

- 1) En primer lugar se debía cortar por la mitad malla anterior. Para esto en GAMBIT se creó una superficie que dividía en dos la geometría y utilizando la herramienta "split volume" , se creaban dos volúmenes diferenciados.

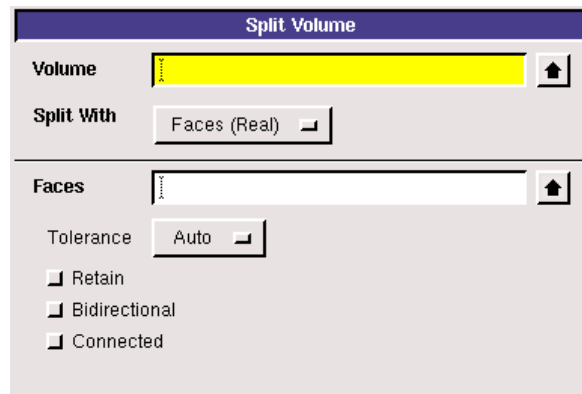


Figura 3.82: Opción "Split Volume". GAMBIT

Se puede ver en la figura anterior como para dividir un volumen es necesario especificar, el volumen que se quiere cortar y cuál es el tipo de topología con la que se usa para ello. En nuestro caso se va a seleccionar una cara real (la que se acababa de crear), de manera que como la superficie intercepta todo el volumen el resultado es otros dos volúmenes separados.

Cuando usamos este comando se pueden seleccionar otras subopciones, una es Retain, que hace que GAMBIT mantenga la superficie que se ha utilizado para cortar el volumen, para nuestro modelo no es necesario. Otra opción, "Connected" permite que los volúmenes creados estén conectados, pero como posteriormente se va a eliminar uno de los volúmenes creados tampoco se selecciona. Y por último, "Bidireccional", que hace que se pueda cortar la propia superficie que se utiliza como herramienta de corte (Figura 3. 83), para nuestra malla no hace falta tenerla en cuenta, ya que directamente no se mantiene la propia superficie.

La geometría resultante se puede ver en la

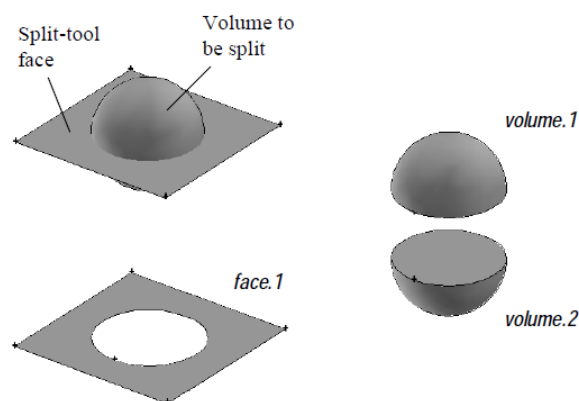


Figura 3. 83: Opción "Bidireccional" en la herramienta "Split". GAMBIT

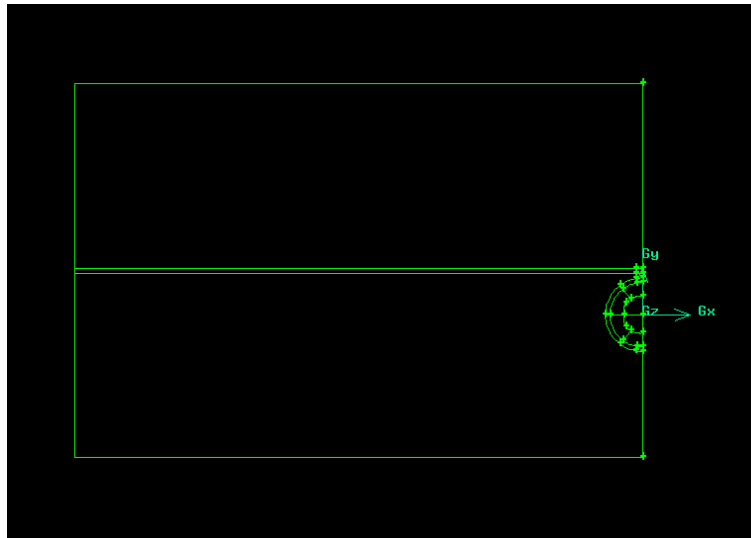


Figura 3. 84: Geometría resultante después de utilizar "Split Volume"

- 2) Una vez que tenemos la zona central de la malla simétrica, que consta de 4,5 tubos, solo tenemos que ir copiando la malla que ya teníamos tantas veces más según el sentido negativo del eje X.

Utilizando "Move/Copy Volumes", podemos copiar los cuatro módulos que faltan. Para ello es necesario seleccionar que operación queremos realizar, que es la de trasladar el volumen una distancia dada, en este caso, 0.123 metros, que es el ancho de cada módulo. A la hora de copiar la geometría, seleccionaremos la opción "copy mesh linked", de forma que GAMBIT copiará la cara y su malla asociada y enlazará malla copiada con la malla en la cara original.

Si procedemos de esta forma, finalmente obtenemos la siguiente geometría:

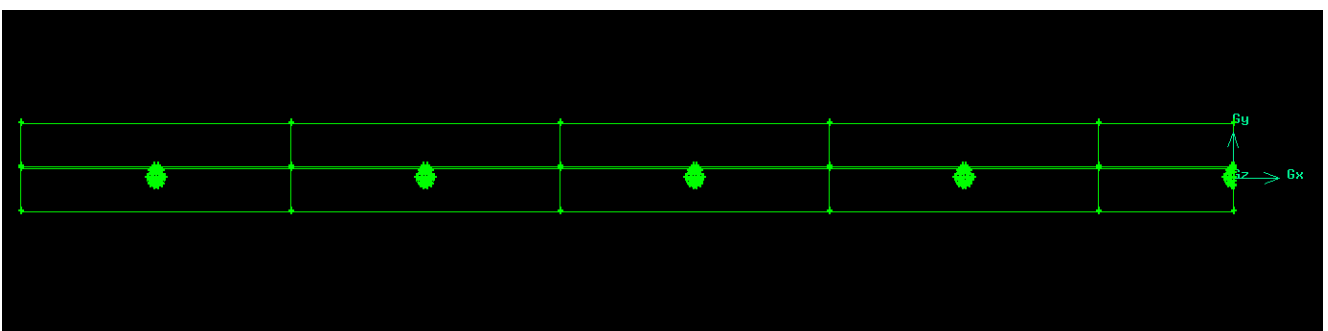


Figura 3. 85: Geometría completa

6.1.2. Proceso de mallado

Con la geometría anterior, sin modificar el mallado que ya existía en cada módulo obtenemos un malla con cerca de cinco millones de nodos. Por esto, a pesar de haber reducido el tamaño de la misma a la mitad imponiendo una condición de simetría, todavía sigue siendo una malla muy pesada. A la hora de

aligerar la misma se propusieron diversas soluciones, en función de los objetivos de las simulaciones y la precisión que se quería alcanzar.

Una de las soluciones que se implementó fue la de sustituir la malla estructurada de la cavidad de aire entre cubierta de vidrio y absorbedor por una no estructurada con elementos de mayor tamaño. El origen de esta propuesta es que, ya vimos en el apartado 3 de este capítulo que reducir la malla de cada sección transversal de esta cavidad a 300 nodos tiene un error del orden del 5%, que es bastante asumible si tenemos en cuenta que el principal objetivo de estas simulaciones es estudiar la eficiencia y no tanto los fenómenos de convección natural que se dan en esta zona. La malla final quedó como:

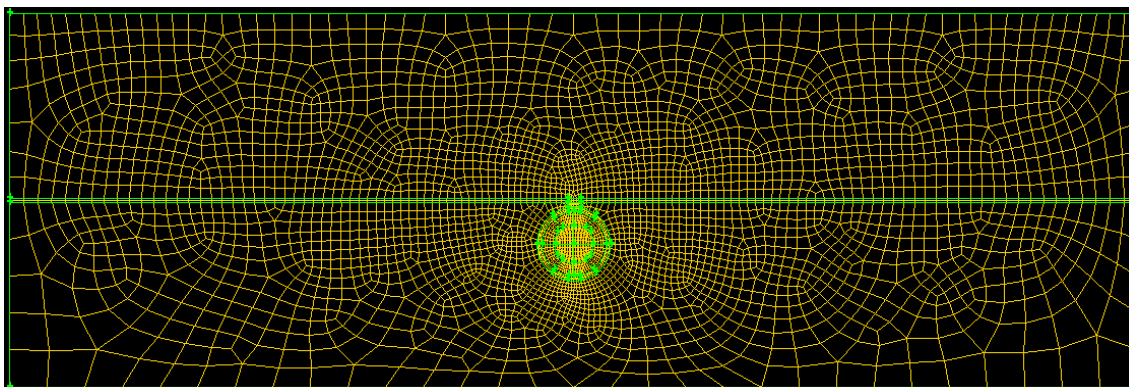


Figura 3. 86: Sección transversal de la malla para el captador completo.

Sin embargo, esta solución no suponía un ahorro suficiente ya que no se podía disminuir demasiado el número de nodos en el aire porque la malla del absorbedor que es más densa, hace que en las cercanías se tenga una elevada densidad lo impedía, pues éstas se encuentran conectadas y por el contrario en las paredes verticales los nodos se encuentran muy espaciados.

Finalmente si queríamos reducir la malla aún más, hasta llegar a valores razonables del orden de tres millones de nodos se podrían coger varios caminos. Uno de ellos era el de volver a mallar la sección transversal de la zona del fluido, el tubo, la soldadura y absorbedor, pero se desechó porque se tendría que volver a validar utilizando por ejemplo simulaciones en tubo simple.

Una solución mucho más cómoda era la de reducir el espaciado longitudinal de nodos en la malla. Actualmente se tiene un nodo cada centímetro, esto es, 183 nodos longitudinales, y se ha pasado a tener 150 nodos. De esta manera logramos reducir el número de nodos hasta los 3 millones. Se deja para estudios posteriores en análisis de sensibilidad de la malla.

A continuación se muestra un resumen de las características de la malla:

Grid Size					
Level	Cells	Faces	Nodes	Partitions	
0	2797050	8716997	3115524	32	
Memory Usage					
	Cells	Faces	nodes	objps	edges
Number Used	2797050	8716997	3115524	127	0
Mbytes Used	900	963	166	0	0
Number Allocated	2797050	8716997	3115524	1024	0
Mbytes Allocated	900	963	166	0	0

Tabla 3.16: Características de la malla en el modelo completo de nueve tubos

6.2. Hipótesis de simulación

- Solver: Pressure Based Segregated (SIMPLE)
- Esquema de discretización: Primer Orden³
- Simulaciones estacionarias
- Modelo Viscoso: Laminar
- Modera de radiación:
 - Sin modelo de radiación
 - Carga Solar: Solar Ray Tracing
- Ecuación de la energía: resuelta
- Gravedad: (0,-9.81,0) (m/s²)

6.2.1. Condiciones de contorno

Frontera	Condición de contorno térmica	Solar Ray Tracing	Abortividad		Transmisividad		
			IR	Visible	IR	Vis	HD
Absorbedor_cara_inferior	Wall (acoplada)	NO					
Absorbedor_cara_inferior-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Absorbedor_cara_inferior:086	Wall (acoplada)	NO					
Absorbedor_cara_inferior:086_shadow	Wall (acoplada)	NO					
Absorbedor_cara_inferior:087							
Absorbedor_cara_inferior:087_shadow							
Absorbedor_cara_superior	Wall (acoplada)	SI	0.9	0.9	-	-	-
Absorbedor_cara_superior-shadow	Wall (acoplada)	SI	0.9	0.9	-	-	-
Absorbedor_frontal	Wall (adiabática)	NO					
Absorbedor_lateral	Wall (acoplada)	NO					
Absorbedor_lateral-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Absorbedor_lateral:085	Wall (adiabática)						
Absorbedor_trasera	Wall (adiabática)	NO					
Air_inf_front	Wall (adiabática)	NO					
Air_inf_lateral	Wall (adiabática)	NO					
Air_inf_tras	Wall (adiabática)	NO					
Air_sup_front	Wall (adiabática)	SI	0.9	0.9	-	-	-
Air_sup_lateral	Wall (adiabática)	SI	0.9	0.9	-	-	-
Air_sup_tras	Wall (adiabática)	SI	0.9	0.9	-	-	-
Cara_exterior_tubo_i	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo_i-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo_i:088	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo_i:088-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cara_interior_tubo_ii	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo_ii-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo_ii:082	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo_ii:082-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cara_interior_tubo_iii	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo_iii-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo_iii:076	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo_iii:076-shadow	Wall (acoplada)	NO					

³ El esquema de discretización de primer orden se impuso para que el tiempo de computación no se disparase y poder mejorar la convergencia aunque se pierda precisión.

Cara_interior_tubo_iv	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo_iv-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo_iv:074	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo_iv:074-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cara_interior_tubo_v	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo_v-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo_v:001	Wall (acoplada)	NO					
Cara_exterior_tubo_v:001-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cara_interior_tubo_i	Wall (acoplada)	NO					
Cara_interior_tubo_i-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cara_interior_tubo_ii	Wall (acoplada)	NO					
Cara_interior_tubo_ii-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cara_interior_tubo_iii	Wall (acoplada)	NO					
Cara_interior_tubo_iii-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cara_interior_tubo_iv	Wall (acoplada)	NO					
Cara_interior_tubo_iv-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cara_interior_tubo_v	Wall (acoplada)	NO					
Cara_interior_tubo_v-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Cristal	Wall(convección)	SI	0.1	0.1	0.8	0.8	0.8
Entrada_de_fluido_i	Velocity-inlet	NO					
Entrada_de_fluido_ii	Velocity-inlet	NO					
Entrada_de_fluido_iii	Velocity-inlet	NO					
Entrada_de_fluido_iv	Velocity-inlet	NO					
Entrada_de_fluido_v	Velocity-inlet	NO					
Entrada_de_tubería_i	Wall (adiabática)	NO					
Entrada_de_tubería_ii	Wall (adiabática)	NO					
Entrada_de_tubería_iii	Wall (adiabática)	NO					
Entrada_de_tubería_iv	Wall (adiabática)	NO					
Entrada_de_tubería_v	Wall (adiabática)	NO					
plano_simétrico	Simetría						
plano_simétrico:077	Simetría						
plano_simétrico:078	Simetría						
plano_simétrico:079	Simetría						
plano_simétrico:080	Simetría						
plano_simétrico:081	Simetría						
Salida_de_fluido_i	Pressure-outlet	NO					
Salida_de_fluido_ii	Pressure-outlet	NO					
Salida_de_fluido_iii	Pressure-outlet	NO					
Salida_de_fluido_iv	Pressure-outlet	NO					
Salida_de_fluido_v	Pressure-outlet	NO					
Salida_tubería_i	Wall (adiabática)	NO					
Salida_tubería_ii	Wall (adiabática)	NO					
Salida_tubería_iii	Wall (adiabática)	NO					
Salida_tubería_iv	Wall (adiabática)	NO					
Salida_tubería_v	Wall (adiabática)	NO					
Soldadura_frontal_tubo_i	Wall (adiabática)	NO					
Soldadura_frontal_tubo_ii	Wall (adiabática)	NO					
Soldadura_frontal_tubo_iii	Wall (adiabática)	NO					
Soldadura_frontal_tubo_iv	Wall (adiabática)	NO					
Soldadura_frontal_tubo_v	Wall (adiabática)	NO					
Soldadura_lado_i_tubo_i	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_i_tubo_i-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_i_tubo_ii	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_i_tubo_ii-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_i_tubo_iii	Wall (acoplada)	NO					

Soldadura_lado_i_tubo_iii-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_i_tubo_iv	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_i_tubo_iv-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_i_tubo_v	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_i_tubo_v-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_ii_tubo_i	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_ii_tubo_i-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_ii_tubo_ii	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_ii_tubo_ii-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_ii_tubo_iii	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_ii_tubo_iii-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_ii_tubo_iv	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_ii_tubo_iv-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_ii_tubo_v	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_lado_ii_tubo_v-shadow	Wall (acoplada)	NO					
Soldadura_trasera_tubo_i	Wall (adiabática)	NO					
Soldadura_trasera_tubo_ii	Wall (adiabática)	NO					
Soldadura_trasera_tubo_iii	Wall (adiabática)	NO					
Soldadura_trasera_tubo_iv	Wall (adiabática)	NO					
Soldadura_trasera_tubo_v	Wall (adiabática)	NO					
Suelo	Wall (adiabática)	NO					

Tabla 3. 17: Condiciones de contorno para el modelo completo con nueve tubos

6.2.2. Parámetros de iluminación y vector de posición del Sol

En las simulaciones con este modelo se han hecho para el día 1 de Julio, a las 11:00 horas, para una Latitud de: 37.606° y Longitud 0.97854°. Introduciendo estos valores en el Solar Calculator e indicando el método para el cálculo de los parámetros, se devuelve la siguiente información:

Fair Weather Conditions:

- Sun Direction Vector: X: -0.106432, Y: 0.920328, Z: -0.376389
- Sunshine Fraction: 1
- Direct Normal Solar Irradiation (at Earth's surface) [W/m²]: 867.887
- Diffuse Solar Irradiation - vertical surface: [W/m²]: 142.976
- Diffuse Solar Irradiation - horizontal surface [W/m²]: 117.454
- Ground Reflected Solar Irradiation - vertical surface [W/m²]: 91.6194

Al igual que se hizo con el modelo de un solo tubo, a continuación se presenta el término de generación de calor que se implementa sobre aquellos elementos que pertenecen a superficies que forman parte del modelo de carga solar. Los valores mayores son la ID: 67, que es la superficie superior del absorbedor y la ID:54 es la cubierta de vidrio. Las otras paredes son las superficies verticales que forman la cavidad de aire entre vidrio y absorbedor.

Internally Scattered Energy [W]: 159.017, Ambient Flux [W/m²]: 69.0134

Boundary ID: 54, Integral Energy Source [W]: 1.666898e+002

Boundary ID: 56, Integral Energy Source [W]: 7.639784e-001

Boundary ID: 58, Integral Energy Source [W]: 3.041424e+000

Boundary ID: 67, Integral Energy Source [W]: 6.314762e+002

Boundary ID: 84, Integral Energy Source [W]: 2.525891e+000

Total Integral Energy Source [W]: 8.231533e+002

Compute Time: 15 sec

6.2.3. Simulaciones realizadas

A diferencia del modelo anterior aquí se pretendía obtener la caracterización completa del captador y por ello se han hecho simulaciones tanto para el gasto másico nominal como para otros dos más, variando la temperatura de entrada desde los 20 a los 70°C. Para esta malla solo se ha probado con una velocidad de viento de 4 m/s en vistas de la poca variación que se obtuvo en la eficiencia en el análisis de los casos anteriores.

Caso	Temperatura de entrada (°C)	Velocidad del Viento (m/s)	Velocidad de entrada (m/s)
Julio_Te_20_1Q	20	4	0.117204696
Julio_Te_30_1Q	30	4	0.117497862
Julio_Te_40_1Q	40	4	0.117891623
Julio_Te_50_1Q	50	4	0.118380874
Julio_Te_60_1Q	60	4	0.118960782
Julio_Te_20_0.5Q	20	4	0.058602348
Julio_Te_30_0.5Q	30	4	0.058748931
Julio_Te_40_0.5Q	40	4	0.058945811
Julio_Te_50_0.5Q	50	4	0.059190437
Julio_Te_60_0.5Q	60	4	0.059480391
Julio_Te_20_1.5Q	20	4	0.175807044
Julio_Te_30_1.5Q	30	4	0.176246793
Julio_Te_40_1.5Q	40	4	0.176837434
Julio_Te_50_1.5Q	50	4	0.177571312
Julio_Te_60_1.5Q	60	4	0.178441173

Tabla 3.18: Simulaciones realizadas con el modelo completo de nueve tubos

6.3. Análisis de resultados

6.3.1. Número de Nusselt en el flujo interno

Al igual que se ha hecho para los casos anteriores a continuación se va a presentar el valor del número de Nusselt local frente a la distancia adimensional y el número de Nusselt para flujo totalmente desarrollado. Sin embargo, a diferencia de las simulaciones anteriores, ahora tenemos diferentes conductos, por lo que en primer lugar antes de evaluar este parámetro adimensional tenemos que conocer si existen diferencias importantes entre los tubos.

Se debe tener en cuenta que las condiciones de entrada son las mismas para todos los conductos, y además, el modelo de radiación aporta un término de generación de energía que es común para todos los elementos que forman las paredes que son parte del modelo de carga solar. Si representamos la evolución del número de Nusselt para un caso dado, en el conducto central y en el conducto extremo se tiene:

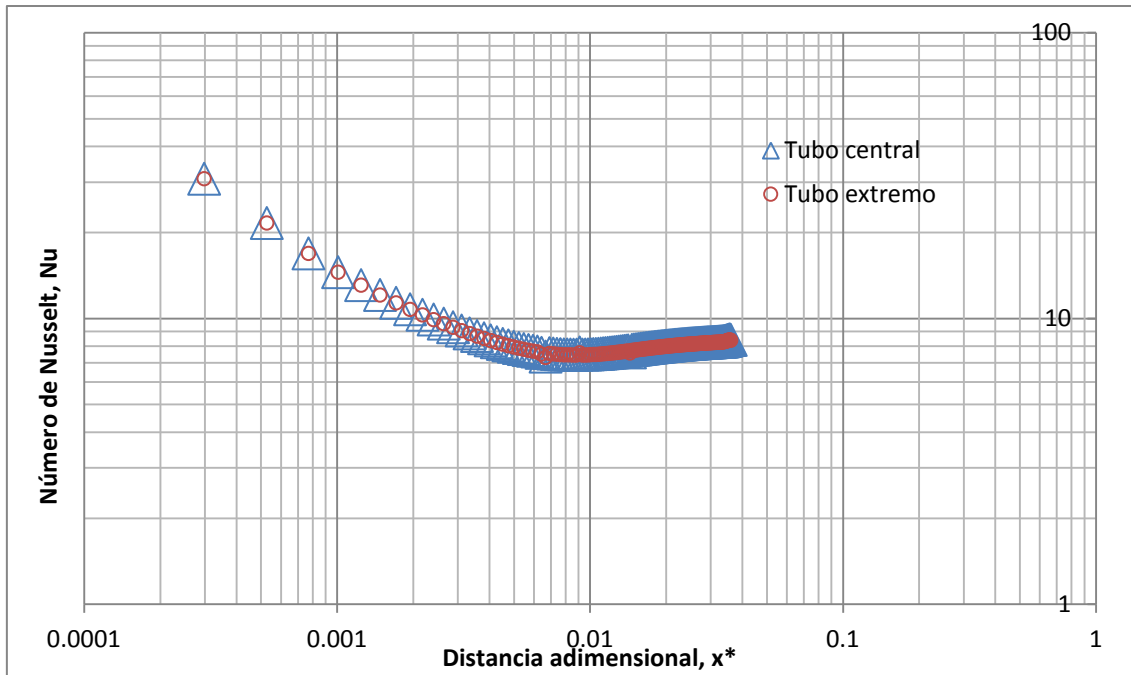


Figura 3.87: Comparación del número de Nusselt entre el conducto central y el conducto extremo para un caso con temperatura de entrada de 20°C, y gasto igual a 144 kg/h.

Efectivamente, al tener unas condiciones muy parecidas, las diferencias son mínimas. De aquí en adelante para obtener el número de Nusselt en cada caso, simplemente calcularemos el central, a la vista de que el error cometido será mínimo. Aun así, hay que remarcar que si la distribución de caudales fuera diferente en cada tubo, las diferencias claro está serían muy notables.

También se puede comparar la transmisión de calor entre diferentes casos, por ejemplo para el mismo gasto másico, (144 kg/h) se obtiene los resultados presentados en la Figura 3. 89. Al igual que ocurría en las simulaciones con modelos más simples cuando se introduce el absorbedor, en condiciones de flujo desarrollado se tiene un número de Nusselt más elevado.

También se observa como a temperaturas mayores, la transmisión de calor mejora, esto se puede justificar teniendo en cuenta que $Nu_x = Nu_x(x^*, Ra)$, por lo que cuanto mayor es el número de Rayleigh mayor número de Nusselt. Si recordamos la expresión para el Rayleigh, este es directamente proporcional al flujo de calor pero es inversamente proporcional al cuadrado de la viscosidad, por lo que aunque el flujo de calor disminuya con la temperatura, la viscosidad también lo hace, con lo que el número de Rayleigh aumenta.

Además también se ha calculado el número de Nusselt para flujo desarrollado, comparándose con la correlación que se obtuvo en las simulaciones de tubo con absorbedor (Figura 3.88). Se puede concluir lo que ya se anticipaba en las simulaciones con radiación con 1 tubo, y es que el modelo de radiación está bien implementado pues se obtienen resultados muy similares a los casos sin carga solar.

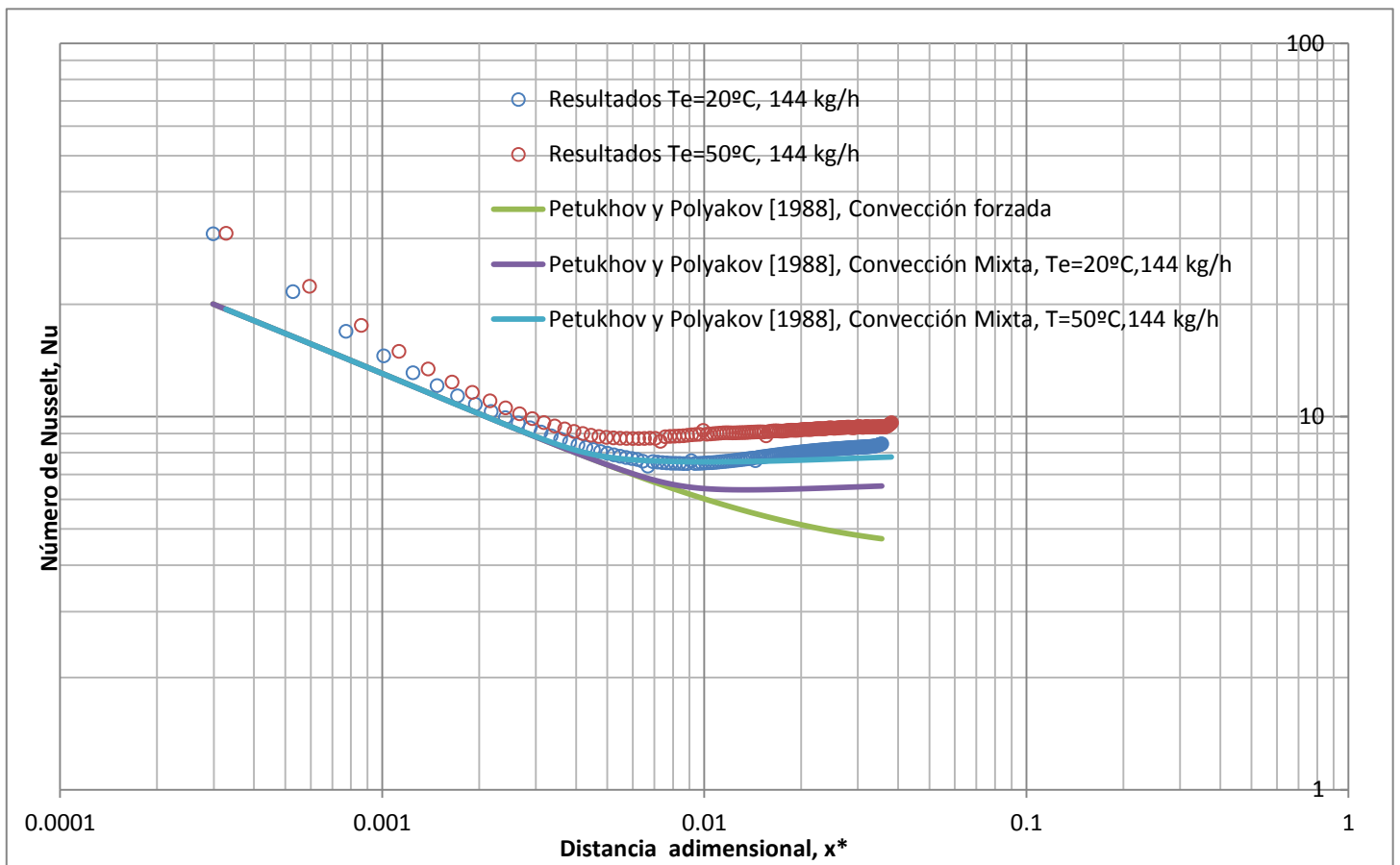


Figura 3. 89: Número de Nusselt local frente a la distancia adimensional. Comparación con las correlaciones de Petukhov y Polyakov [1988].

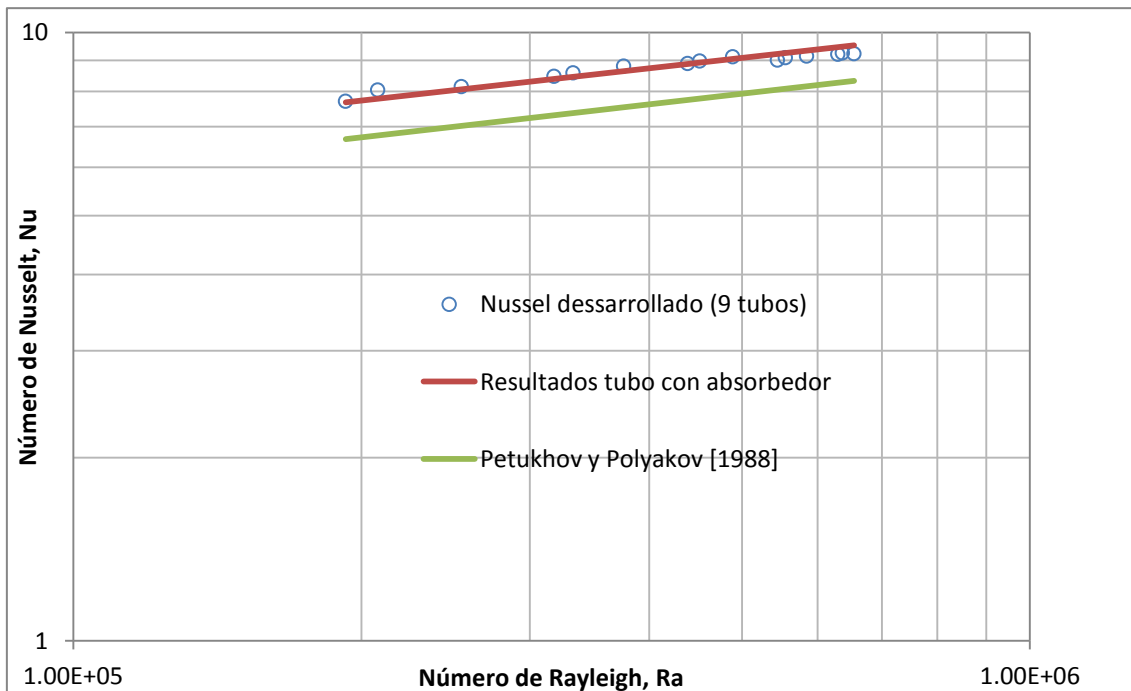


Figura 3.88: Número de Nusselt desarrollado frente al número de Rayleigh en modelo de 9 tubos.

6.3.2. Campo de temperaturas en el absorbedor

A continuación se va a representar el campo de temperaturas en la pared superior del absorbedor, y se va a comparar con los resultados que se obtuvieron en el PFC de María José Martínez Pujante. En este trabajo se diseñó un programa que calcula y representa mediante gráficos el campo de temperaturas de los captadores solares para un gasto másico y una temperatura reducida dados, a partir del filtrado de datos experimentales del captador solar instalado en el campus Alfonso XII.

En este banco de ensayos se utilizan sondas RTD para medir la temperatura de pared sobre el absorbedor, dichas sondas se colocan estratégicamente sobre los tubos y sobre las aletas del absorbedor, suponiendo simetría en el campo de temperaturas. La distribución de sondas se puede ver en la siguiente figura:

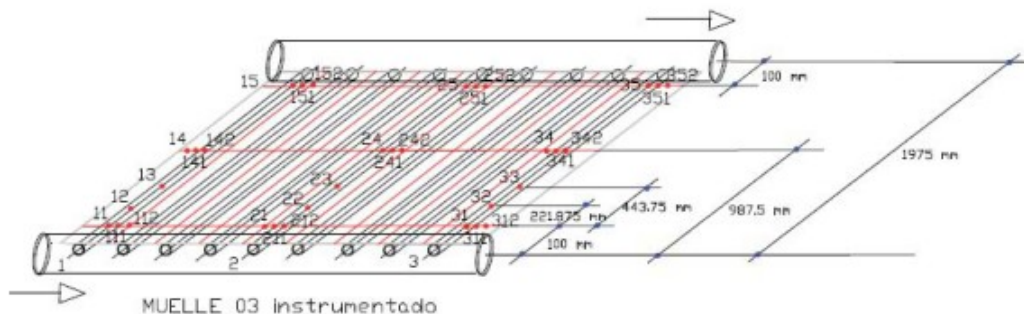
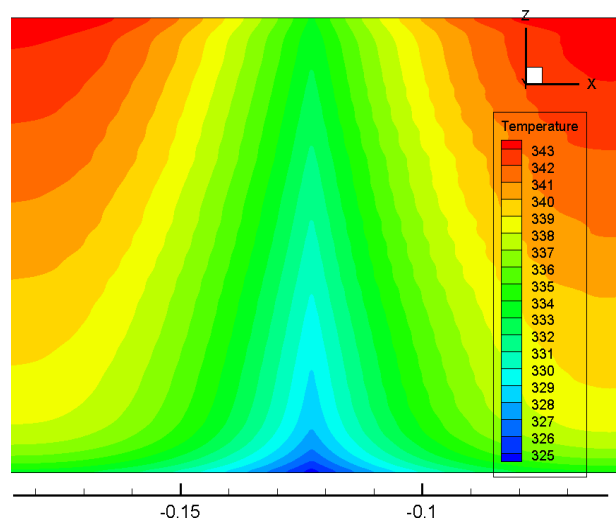
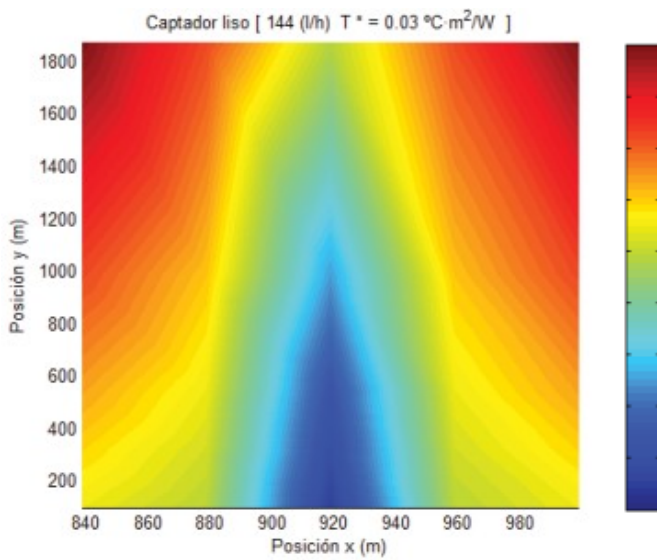
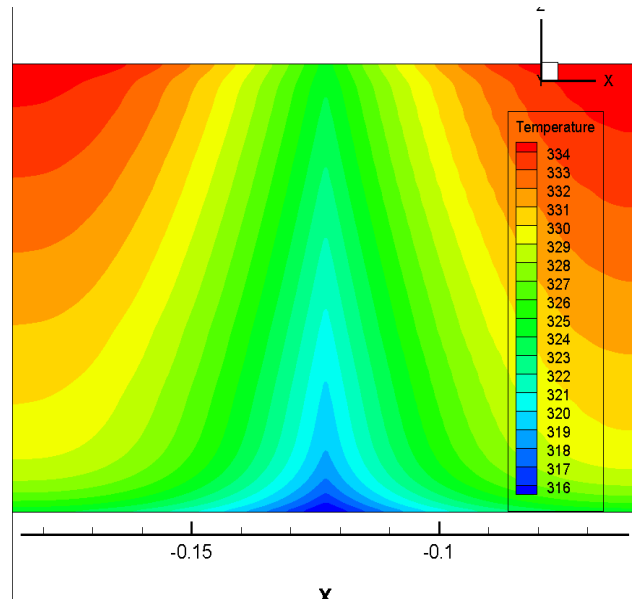
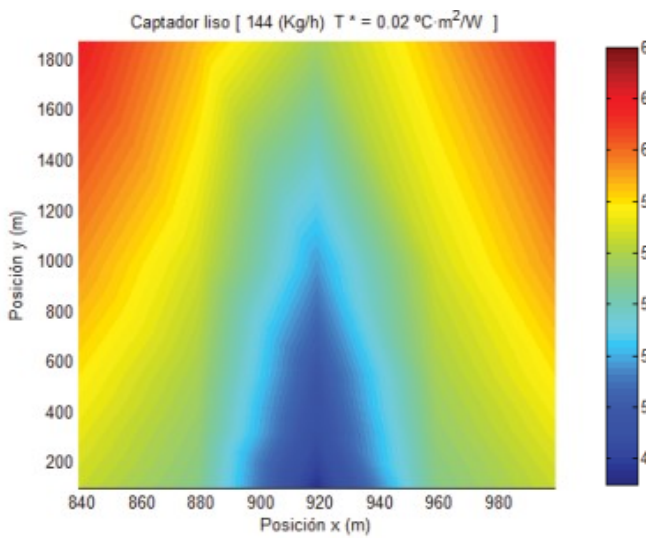
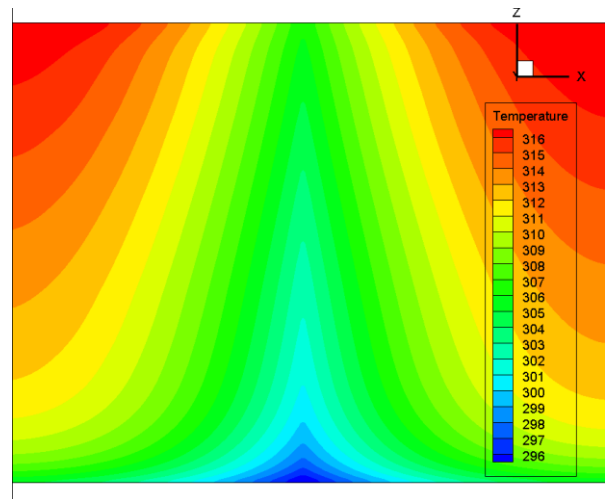
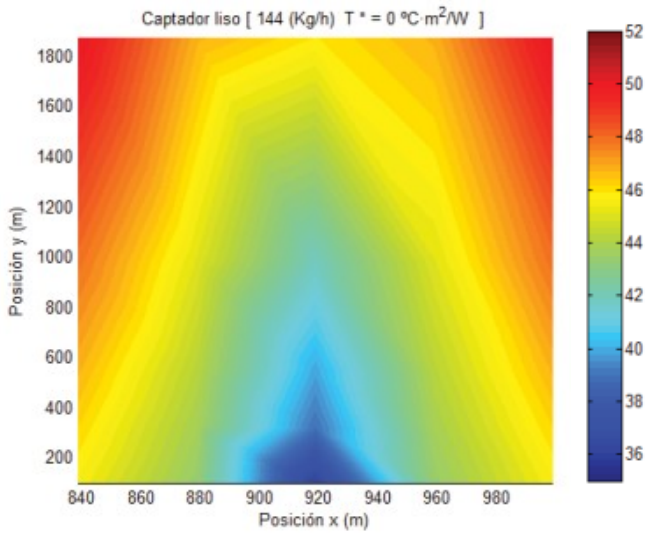


Figura 3.90: Distribución de sondas de temperatura en el captador.

Hay que destacar que en el PFC con el que vamos a comparar los resultados se tuvo que hacer frente a algunas deficiencias en el banco de ensayos (varias sondas se estropearon durante la ejecución de los experimentos y no se disponen de estos valores experimentales y existen valores de temperatura en algunas posiciones necesarios para calcular y representar el campo de temperaturas que no fueron tenidos en cuenta a la hora de elaborar el diseño del banco experimental), por lo que fue necesario redefinir las variables asignadas a estas posiciones mediante interpolaciones y extrapolaciones a partir de aquellos valores de temperatura correspondientes a sondas que midieron correctamente. Realizadas dichas interpolaciones el programa que desarrolló la autora del PFC realiza la representación del campo de temperaturas del tubo central con sus aletas.

Finalmente se ha comparado con las representaciones realizadas para un gasto de 144 kg/h (este coincide con el caudal que discurre por nuestra simulación) y para temperaturas reducidas desde 0 a 0.04.

Los campos de temperatura que se representan a continuación están delimitados por la zona de influencia del tubo central, no se representa el captador completo, solo esa parte.



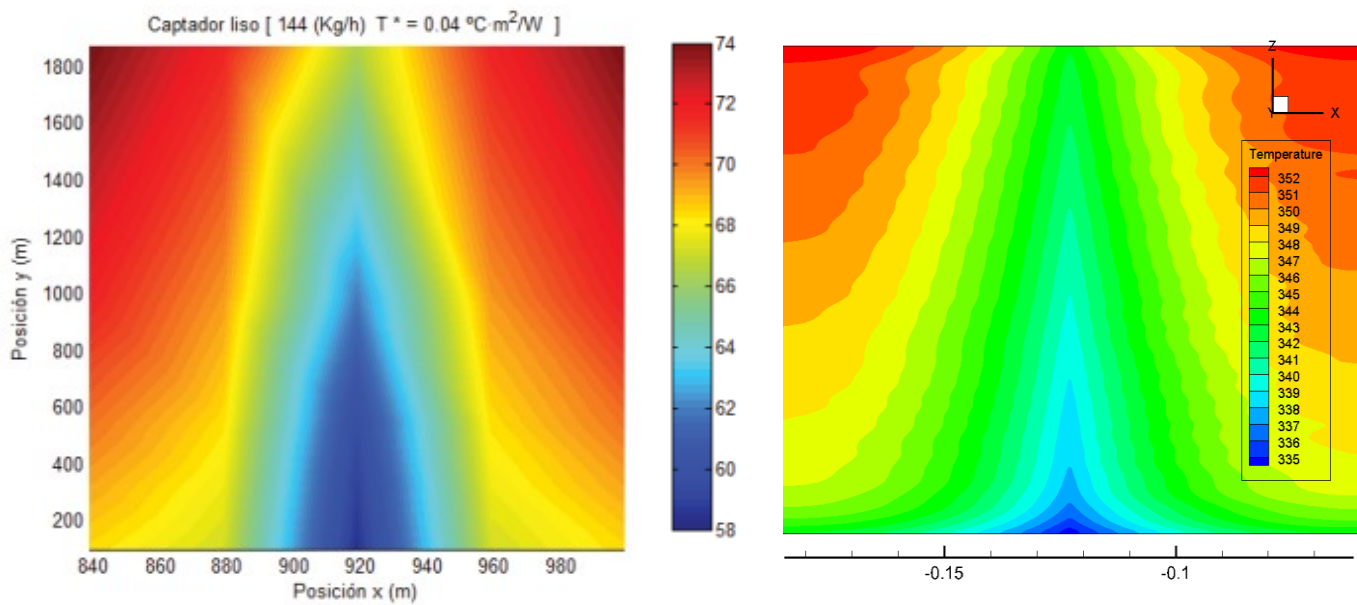


Figura 3.91: Comparación del campo de temperaturas del tubo central para $Q=144$ kg/h. Datos experimentales (derecha) y datos numéricos (izquierda).

Por una parte se observa que el rango de temperaturas máxima y mínima para cada temperatura reducida no difiere excesivamente entre los resultados numéricos y los experimentales. La máxima diferencia se encuentra en $T^*=0.0$ donde el rango de temperaturas numérico es de 23°C a 46 °C y el experimental es de 36 °C a 52°C, sin embargo para $T^*=0.03$, el rango numérico es 52°C a 70°C y el experimental 54 °C a 72 °C.

En cuanto a la distribución de temperaturas hay que resaltar que al no encontrar en la misma escalara de colores pude que a primera vista se observen diferencias mayores de las que realmente existen. Por ejemplo si nos fijamos en el caso de $T^*=0.03$, donde la tonalidad amarilla prácticamente coincide en el caso experimental y en el numérico, se puede comprobar, como la distribución es realmente parecida, a excepción de la zona de los extremos en las cercanías de la entrada de fluido, donde se puede comprobar cómo en el caso numérico las temperaturas son menores que las que se alcanzan en el captador experimental. Lo anterior se repite en todos los casos.

Se puede concluir que existe una elevada concordancia entre los datos de temperatura entre el captador experimental y los casos numéricos teniendo en cuenta que para el caso experimental se ha realizado interpolaciones para obtener todo el campo y que para el caso numérico las condiciones de contorno no son exactamente las mismas, sobre todo en lo que se refiere a la soldadura.

6.3.3. Eficiencia del captador

Las simulaciones que se han llevado a cabo han sido realizadas para 144 kg/h, 72 kg/h y 216 kg/h. A continuación se muestran las curvas de eficiencia obtenidas para cada uno de estos casos.

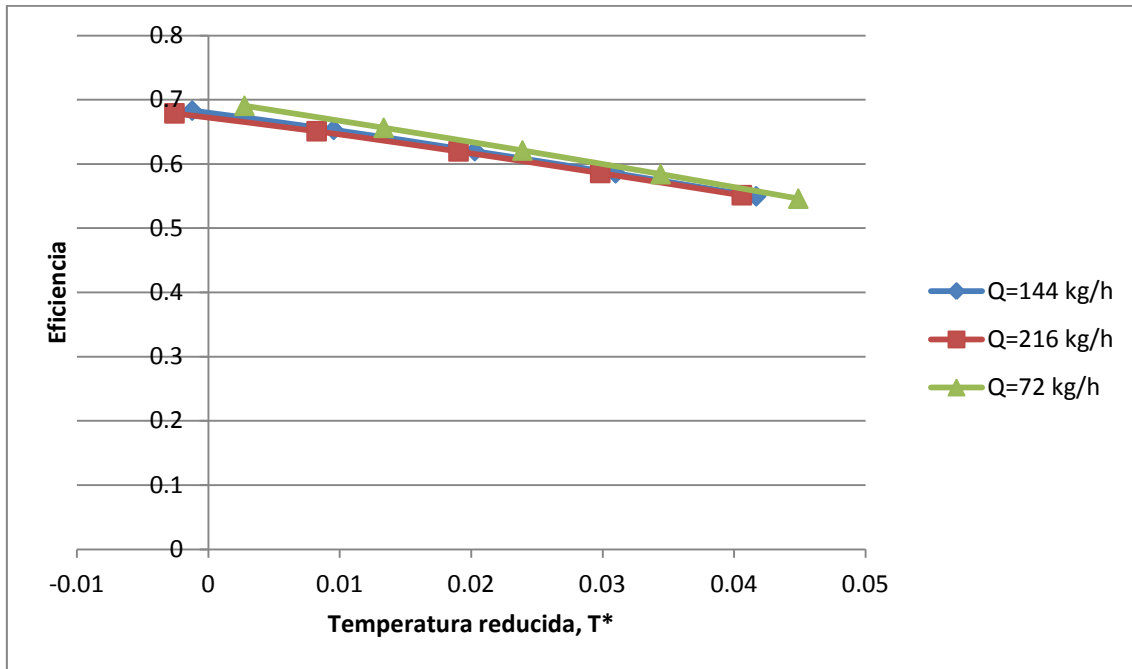


Figura 3.92: Curvas de eficiencia para 216 kg/h, 144 kg/h y 72 kg/h

Todas las simulaciones tienen los mismos parámetros ópticos, lo que se demuestra observando como todas confluyen en unos valores muy similares en el eje de ordenadas, es decir, queda demostrado que tienen el mismo factor óptico. La pendiente en todas es la misma, ya que las condiciones de contorno son iguales. Estos resultados coinciden bastante bien con los datos experimentales de los que se dispone, en los que se observa que para caudales por encima del nominal la curva de eficiencia se mantiene constante. Sin embargo a bajos caudales, como el simulado, experimentalmente si se observa un incremento de la pendiente de la curva, debido a que al reducirse el caudal, el incremento de temperaturas en el fluido es mayor, el absorbedor opera a mayor temperatura y por tanto las pérdidas térmicas al ambiente son mayores (hay que recordar que en el modelo simulado no se han considerado las pérdidas por convección de los laterales y la parte posterior del captador).

También se ha comparado con los resultados experimentales del banco de ensayos del que dispone el Grupo de Investigación de Mecánica de Fluidos e Ingeniería Térmica en la Universidad, para el caudal de 144 kg/h (Figura 3.93). La diferencia se debe a que el factor óptico no es el mismo ya que en el modelo experimental $\tau\alpha=0.883$, mientras que en las simulaciones $\tau\alpha=0.9*0.8=0.72$. Hay que tener en cuenta que el valor en ordenadas se puede relacionar con $F_R(\tau\alpha)$, por lo que es algo más bajo que el producto absorbancia-transmitancia.

Por otra parte la pendiente en las simulaciones es menos pronunciada, ya que si recordamos que la pendiente se relaciona con $a=F_R \cdot U_L$, queda claro que si en nuestro caso no tenemos en cuenta las pérdidas que se producen por convección en los laterales y la parte inferior la pendiente lógicamente tiene que ser menor.

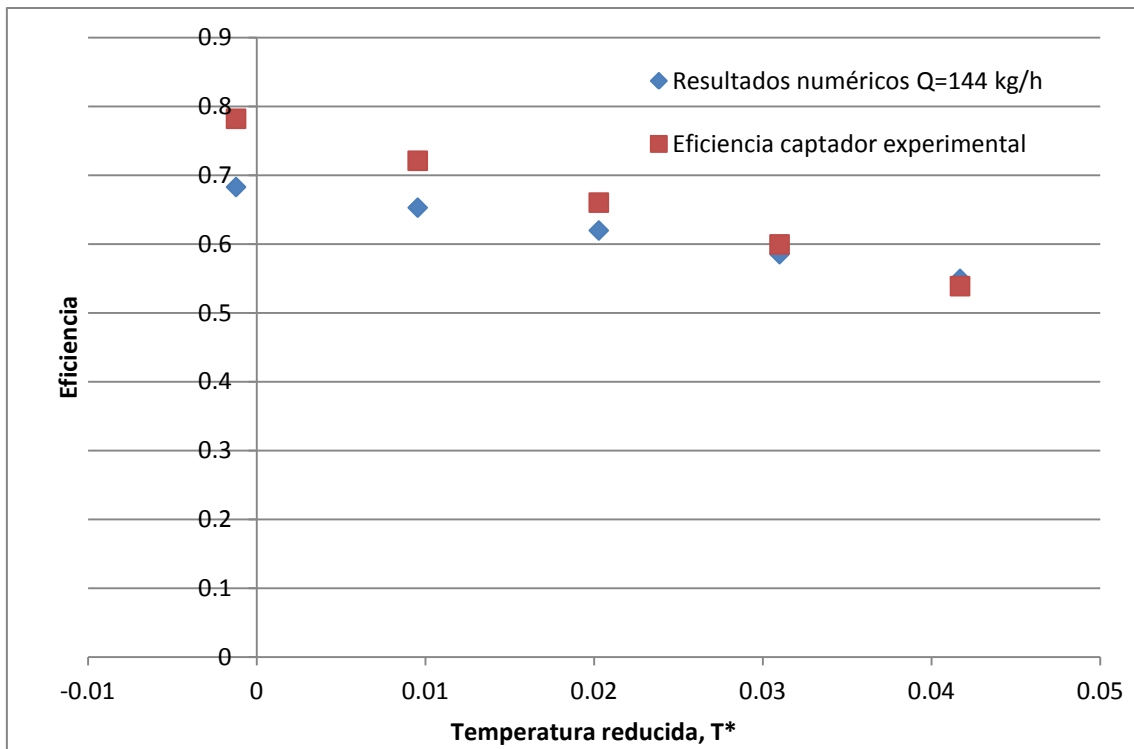


Figura 3.93: Comparación de los resultados numéricos para $Q=144$ kg/h, con los resultados experimentales.

Podemos concluir que la simulación alcanza un buen ajuste lineal, coherente con los parámetros ópticos definidos y las condiciones de contorno dadas, y que el modelo de carga solar realmente introduce una energía externa al modelo ajustada a las condiciones radiativas reales.

Por tanto ajustando los parámetros ópticos a los que tiene el banco de ensayos experimental y tratando de implementar alguna correlación para incluir las pérdidas que no se tienen en cuenta, se pudo llegar a obtener unos resultados numéricos muy parecidos a los experimentales.

CAPÍTULO 4: Conclusiones y trabajos futuros

1. Conclusiones del proyecto

- Se ha realizado una síntesis de los procesos de transmisión de calor que intervienen en el problema de captadores solares para producción de agua caliente sanitaria, como son la convección forzada y mixta en el interior del conducto, la convección natural en la cavidad interior del colector y incidencia de la radiación externa sobre el mismo.
- Se ha realizado una búsqueda bibliográfica para obtener correlaciones experimentales y analíticas acerca de los procesos de transferencia de calor que se dan en el problema estudiado y poder comparar y validar tanto la metodología del procesado de resultados como la exactitud de los resultados numéricos obtenidos. Al mismo tiempo también se ha investigado acerca de otros trabajos que también utilizan software CFD para la simulación de la radiación solar.
- Se ha desarrollado una metodología de simulación numérica con un software de propósito general que permite estudiar en profundidad diferentes aspectos del funcionamiento de los captadores solares térmicos.
- Se ha seguido un proceso consistente en generar diferentes modelos simples y evolucionarlos validando paso a paso los resultados hasta obtener un modelo completo similar a los captadores solares estándar.
- El modelo más simple creado ha sido un tubo horizontal sin pared al que se aplica un flujo de calor uniforme a lo largo de su superficie. Con este modelo se ha validado la malla utilizada en el volumen del fluido calo-portador y la metodología de procesado de resultados para obtener el número de Nusselt local y promedio para la zona de flujo desarrollado. Los resultados se correlacionan con la distancia adimensional y con el número de Reynolds, respectivamente, comparando los resultados numéricos con las correlaciones experimentales para convección mixta y forzada disponibles en la bibliografía consultada.
- Se ha corroborado por comparación con el patrón de flujo en el interior del conducto la aparición de las recirculaciones típicas de la convección mixta para el rango de números de Rayleigh para el que se han realizado las simulaciones.
- Se han comparado los resultados del modelo con tubo simple con los obtenidos para un modelo al que se le ha añadido la pared del conducto, la soldadura y el absorbedor para un tubo. Con ello se han podido verificar las diferencias existentes entre la aplicación de un flujo uniforme de calor en la pared del tubo y uno aplicado sobre la pared superior del absorbedor.
- Se ha obtenido una correlación para número de Nusselt correspondiente a la región de flujo desarrollado para el modelo de un solo tubo con absorbedor donde se comprueba un ligero aumento de éste parámetro con respecto al caso de tubo simple. Este hecho puede ser debido al aumento en la intensidad de las recirculaciones en el interior del conducto debido a la mayor asimetría acimutal que se obtiene para la temperatura de pared.
- Se ha estudiado la utilidad de un modelo completo para un solo tubo sin carga solar en el que se ha aplicado una condición de generación interna de calor sobre el absorbedor para predecir la curva de eficiencia completa del captador con un coste computacional muy reducido. En éste se han podido estudiar los procesos de convección natural en el aire entre el absorbedor y la cubierta de vidrio, la distribución de temperaturas sobre el absorbedor y las pérdidas por convección al ambiente a través de la cubierta de vidrio, sin necesidad de implementar un modelo de radiación.
- Se han comparado los resultados de la convección natural del modelo anterior con una correlación para el número de Nusselt en cavidades con paredes isoterma, obteniéndose

buenos resultados, al tiempo que también se ha comparado el número de Rayleigh crítico con el número de Rayleigh de las simulaciones verificándose que para valores en torno al crítico se obtiene un campo de temperaturas y unas recirculaciones estacionarias, sin embargo, para temperaturas de entrada de fluido elevadas (50-60°C) el comportamiento es transitorio.

- Se han estudiado en profundidad los diferentes modelos de radiación implementados en FLUENT y se han definidos las ventajas e inconvenientes de cada uno de estos modelos con objeto de aplicar el más adecuado al problema en estudio. Finalmente se ha escogido como modelo de carga solar el modelo "Solar Ray Tracing" por su facilidad de implementación y su bajo coste computacional.
- Se ha creado un modelo completo para un solo tubo con carga solar, obteniéndose valores para el número de Nusselt de flujo desarrollado muy similares a los del modelo sin radiación, lo que indica que el modelo de carga solar ha sido adecuadamente implementado y proporciona resultados coherentes.
- Para el modelo anterior se han calculado las curvas de eficiencia térmica del captador, concluyéndose que el factor óptico obtenido mediante simulación numérica es muy parecido al obtenido experimentalmente en banco de ensayos para un captador estándar. Sin embargo, el coeficiente de pérdidas, es decir, la pendiente de la curva es menor. Este hecho puede ser debido a que no se han tenido en cuenta las pérdidas de convección a través de los laterales y la parte posterior del captador.
- Por último se ha creado una malla simétrica para modelar el captador completo de nueve tubos estándar. Se han obtenido buenos resultados para el número de Nusselt de flujo desarrollado, con lo que se remarca lo que ya se había concluido en el modelo con carga solar para un solo tubo.
- También se han obtenido las curvas de eficiencia térmica con el modelo de 9 tubos para tres gastos máxicos diferentes, el nominal de 144kg/h, 72 kg/h y 216 kg/h que representan el 50% y el 150% respecto del gasto máxico nominal. Las curvas de eficiencia térmica obtenidas numéricamente para estos diferentes gastos máxicos son muy parecidas. Sin embargo, experimentalmente se observa que si bien el factor óptico es el mismo, el coeficiente de pérdidas es mayor para el caso de menor gasto máxico. Esto es debido a que a menor gasto máxico, mayor salto térmico del fluido calo-portador y mayor temperatura del absorbedor, por lo que las pérdidas por convección aumentan. Como en el estudio numérico no se han modelado las pérdidas por convección por los laterales y fondo del captador, este efecto no se aprecia.
- El modelo desarrollado permite estudiar en detalle el campo de temperaturas del absorbedor y analizar la influencia sobre el funcionamiento y la eficiencia térmica del captador la modificación de las características de operación y geométricas, pudiendo estudiarse la influencia de otros parámetros como el ángulo de inclinación, la influencia de fluidos calo-portadores formados por mezclas anticongelantes, la influencia de la geometría de la soldadura, la sección transversal de los tubos, etc.

2. Trabajos futuros

- Dados los resultados que se han obtenido sería muy conveniente introducir para el modelo completo de 9 tubos la absorptividad y la transmisividad del captador ensayado experimentalmente, así como, introducir correlaciones de pérdidas por convección para los laterales y la parte inferior.
- Realizar un estudio de sensibilidad de la malla para el modelo completo de 9 tubos para reducir el coste computacional sin perder exactitud en los resultados con objeto de que se puede completar la malla con nuevos elementos y modelos de radiación más completos.
- Implementar el modelo S2S con el objeto de verificar si existen diferencias notables al tener en cuenta la emisión desde las superficies internas del modelo.
- Estudiar la evolución del número de Nusselt y la curva de eficiencia térmica para diferentes ángulos de inclinación del captador.
- Insertar al modelo de nueve tubos los colectores de entrada y salida para estudiar la problemática de la distribución de caudales y obtener un modelo de pérdidas de presión en el captador.
- Estudiar la posibilidad de insertar elementos en el interior de los conductos como muelles o láminas en espiral para mejorar la transferencia de calor.
- Estudiar la influencia de diferentes parámetros de interés como:
 - Diseño y tamaño de la soldadura absorbedor-tubo
 - Posición del tubo sobre el absorbedor
 - Influencia de insertar elementos entre el absorbedor y la cubierta de vidrio para suprimir la convección natural.
 - Etc.

Bibliografía

Bibliografía básica

- [1] G.L. Morrison, M. Behnia, M. Cook, N.K. Groenhout, D.R Mills. Optimal Design of advanced solar water heaters. Proceedings of the Sixth Australasian Natural Convection workshop, Murdoch University, 1999.
- [2] M. Selmi, A. Marafi, M. Al-Khawaja. Performance prediction of a flat plate solar collector using CFD software. Proceedings of IMEC2004 International Mechanical Engineering Conference, Kuwait, December 5-8, 2004
- [3] M. Selmi, A. Marafi, M. Al-Khawaja. CFD Simulation of fluid flow and heat transfer in a flat plate solar collector. Proceedings of the 2004 World Renewable Energy Congress. Boulder, CO, August 28- September 3, 2004
- [4] D. Dovič. S. Švaič, A. Galovič. Estimating heat losses in solar collectors by IR thermography and numerical simulations. Proceedings of 9th International Conference on Quantitative InfraRed Thermography. July 2-5, Krakow-Poland 2008
- [5] M. Selmi, M. Al-Khawaja, A. Marafia. Validation of CFD simulation for flat plate solar energy collector. *Renewable Energy* 33 (2008) 383-387

Otras referencias:

- [1] Hobbi, A., Siddiqui K., Experimental study on the effect of heat transfer enhancement devices in flat-plate solar collectors, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, Issues 19-20, 2009, pp 4650-4658.
- [2] Prasad, B.N., and Saini J.S., Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater, *Solar Energy*, Vol. 41, Issue 6, 1988, pp 555-560.
- [3] Gupta, D., Solanki, S. C. and Saini J. S., Thermohydraulic performance of solar air heaters with roughened absorber plates, *Solar Energy*, Vol. 61, Issue 1, 1997, pp 33-42.
- [4] Bhagoria, J. L., Saini, J. S., and Solanki S. C., Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate, *Renewable Energy*, Vol. 25, Issue 3, 2002, pp 341-369.
- [5] Momin, A-M. E., Saini, J. S., and Solanki, S. C., Heat transfer and friction in solar air heater duct with V-shaped rib roughness on absorber plate, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, Issue 16, 2002, Pages 3383-3396
- [6] Sahu, M.M., and Bhagoria, J.L., Augmentation of heat transfer coefficient by using 90° broken transverse ribs on absorber plate of solar air heater, *Renewable Energy*, Vol. 30, Issue 13, 2005, pp 2057-2073.

- [7] Jaurker, A.R., Saini, J.S., and Gandhi, B.K., Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness, *Solar Energy*, Vol. 80, Issue 8, 2006, pp 895-907.
- [8] Mittal, M.K., Varun, Saini, R.P., Singal, S.K., Effective efficiency of solar air heaters having different types of roughness elements on the absorber plate, *Energy*, Vol. 32, Issue 5, May 2007, pp 739-745.
- [9] Varun, Saini, R.P., Singal, S.K., A review on roughness geometry used in solar air heaters, *Solar Energy*, Vol. 81, Issue 11, 2007, pp 1340-1350
- [10] Kumar, A., Bhagoria, J.L., R.M. Sarviya, Heat transfer and friction correlations for artificially roughened solar air heater duct with discrete W-shaped ribs *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, Issue 8, 2009, pp 2106-2117.
- [11] Cortés, A., Piacentini, R., Improvement of the efficiency of a bare solar collector by means of turbulence promoters, *Applied Energy*, Vol. 36, Issue 4, 1990, pp 253-261
- [12] Sparrow, E. M. & Tao, W. Q. Enhanced heat transfer in a flat rectangular duct with streamwise-periodic disturbances at one principal wall. *J. Heat Transfer*, 105,1983, p. 851.
- [13] Saini, R. P., Saini, J. S., Heat transfer and friction factor correlations for artificially roughened ducts with expanded metal mesh as roughness element, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, Issue 4, 1997, pp 973-986.
- [14] Kumar, A., Prasad, B. N., Investigation of twisted tape inserted solar water heaters-heat transfer, friction factor and thermal performance results, *Renewable Energy*, Vol. 19, Issue 3, 2000, pp 379-398.
- [15] Jaisankar, S., Radhakrishnan, T.K., Sheeba K.N., Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of forced circulation solar water heater system fitted with helical twisted tapes, *Solar Energy*, Vol. 83, Issue 11, 2009, pp 1943-1952.
- [16] Varun, S., Thermal performance optimization of a flat plate solar air heater using genetic algorithm, *Applied Energy*, In Press, Corrected Proof, Available online 20 November 2009.
- [17] Klein S.A., Calculation of flat plate loss coefficients, *Solar Energy* 17, 1975, pp. 17:79.
- [18] Hottel HC, Woetz BB. *Transaction of the American Society of Mechanical Engineering* 1942, Vol. 64, pp 91.
- [19] Duffie, J.A., Beckman, W.A., *Solar Engineering of thermal processes*, second ed. Wiley Interscience, 1991, New York, pp 268-272.
- [20] Lund, K.O., General Thermal analysis of serpentine-flow flat-plate solar collector absorbers. *Solar Energy* 42, 1989, 133-142.
- [21] Eisenmann W., Vajen K., Ackermann H.. On the correlations between collector efficiency factor and material content of parallel flow flat-plate solar collectors. *Solar Energy* 76, 2004, pp. 381-387.

[22] García, A. Tesis Doctoral: *Mejora de la transmisión de calor en tubos circulares lisos mediante la inserción de muelles en espiral*, 2007, UPCT.

[23] Tam L.M. and Ghejar A.J. Transitional heat transfer in plain horizontal tubes. *Heat Transfer Engineering*, 27, 2006, pp. 23-28.

Anexo I: Propiedades de los materiales

1. Propiedades del agua

Las propiedades del agua en función de la temperatura son:

T (°C)	T (K)	Densidad (kg/m ³)	Viscosidad Molecular (Pa.s)	Viscosidad Cinemática (m ² /s)	Calor esp. (J/kgK)	Prandtl	Cond. Térmica (W/mK)
0	273.15	1000	0.001788	0.000001788	4217	13.67	0.551572495
10	283.15	1000	0.001307	0.000001307	4192	9.47	0.578557973
20	293.15	998	0.001003	0.000001005	4182	7.01	0.598366049
30	303.15	996	0.000799	0.000000802	4178	5.43	0.614773849
40	313.15	992	0.000657	0.000000662	4178	4.34	0.632476037
50	323.15	988	0.000548	0.000000555	4180	3.56	0.643438202
60	333.15	983	0.000467	0.000000475	4184	2.99	0.653487625
70	343.15	978	0.000405	0.000000414	4189	2.56	0.662712891
80	353.15	972	0.000355	0.000000365	4196	2.23	0.667973094
90	363.15	965	0.000316	0.000000327	4205	1.96	0.67794898
100	373.15	958	0.000283	0.000000295	4216	1.75	0.681787429
120	393.15	943	0.00023	0.000000249	4248	1.45	0.67382069

2. Propiedades del aire

Las propiedades del agua en función de la temperatura son:

T (°C)	T (K)	Densidad (kg/m ³)	Viscosidad Molecular (Pa.s)	Difusividad térmica (m ² /s)	Calor esp. (J/kgK)	Prandtl	Cond. Térmica (W/mK)
0	273.15	1.292	1.72E-05	1.86E-05	1006	0.72	0.0242
20	293.15	1.204	1.81E-05	2.12E-05	1006	0.71	0.0257
40	313.15	1.127	1.90E-05	2.40E-05	1007	0.7	0.0272
60	333.15	1.059	1.99E-05	2.69E-05	1008	0.7	0.0287
80	353.15	0.999	2.09E-05	3.00E-05	1010	0.7	0.0302
100	373.15	0.946	2.18E-05	3.32E-05	1012	0.69	0.0318
120	393.15	0.898	2.27E-05	3.66E-05	1014	0.69	0.0333
140	413.15	0.854	2.34E-05	3.98E-05	1016	0.69	0.0345
160	433.15	0.815	2.42E-05	4.32E-05	1019	0.69	0.0359
180	453.15	0.779	2.50E-05	4.67E-05	1022	0.69	0.0372
200	473.15	0.746	2.57E-05	5.05E-05	1025	0.68	0.0386
220	493.15	0.715	2.64E-05	5.43E-05	1028	0.68	0.0399
240	513.15	0.688	2.72E-05	5.80E-05	1032	0.68	0.0412
260	533.15	0.662	2.79E-05	6.20E-05	1036	0.68	0.0425
280	553.15	0.638	2.86E-05	6.59E-05	1040	0.68	0.0437
300	573.15	0.616	2.93E-05	6.99E-05	1045	0.68	0.045

3. Propiedades de materiales sólidos

En todas las simulaciones las propiedades de los materiales sólidos son constantes e iguales a:

	Densidad (kg/m ³)	Calor esp. (J/kgK)	Conductividad Térmica (W/mK)
Aluminio	2719	871	202.4
Cobre	8978	381	387.6
Vidrio	2700	840	0.78