

Trabajo Fin de Máster

Máster Universitario en Ingeniería Industrial

Protocolo de Cálculo del Coeficiente de Transferencia Convectivo mediante el Método Blocking

Autor: Antonio Cabrera Romero

Tutor: Servando Álvarez Domínguez

Co-Tutora: M^a Carmen Guerrero Delgado

Dpto. Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019



Trabajo Fin de Máster
Máster Universitario en Ingeniería Industrial

Protocolo de Cálculo del Coeficiente de Transferencia Convectivo mediante el Método Blocking

Autor:

Antonio Cabrera Romero

Tutor:

Servando Álvarez Domínguez

Catedrático de Universidad

Co-Tutora:

María del Carmen Guerrero Delgado

Doctorando

Dpto. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019

Trabajo Fin de Máster: Protocolo de Cálculo del Coeficiente de Transferencia Convectivo mediante el Método
Blocking

Autor: Antonio Cabrera Romero

Tutor: Servando Álvarez Domínguez

Co-Tutora: M^a Carmen Guerrero Delgado

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2019

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis maestros

Agradecimientos

Por la dedicación en mi educación tanto en casa como en el ámbito académico, quiero agradecerles a mis padres, en especial a mi madre, todo su esfuerzo. A mi novia Irene, por su paciencia, apoyo y ánimo aun estando lejos el uno del otro. A Jie Zheng, amigo y compañero, por su conocimiento del que tanto he aprendido. A mis amigos, los antiguos que siempre han estado ahí y los nuevos que siguen apareciendo.

Al tutor de este Trabajo Fin de Máster, Servando Álvarez. A M^a Carmen Guerrero, co-tutora. Y a José Sánchez por su dedicación y apoyo en este arduo camino.

Antonio Cabrera Romero

Sevilla, 2019

En la actualidad el mayor consumo de electricidad en Europa, se destina a los edificios. Estos producen hasta el 37% del consumo final, siendo en España del 63%. Entre otras de las medidas para alcanzar la sostenibilidad ambiental, se encuentra el denominado *night cooling*. Mediante este se pretende reducir el consumo energético de los edificios, aprovechando el aire ambiental y la inercia térmica de los materiales.

Para ello, se estudia mediante herramientas de CFD una serie de cubiertas que permitan la mejora de la eficiencia energética de los edificios destinados a viviendas. Con este fin, se lleva a cabo un Protocolo de Cálculo mediante la técnica *Blocking* que sirva de base para la validación del análisis.

Abstract

Currently, the highest electricity consumption in Europe is allocated to buildings. These produce up to 37% of the final consumption, reaching in Spain up to 63%. One of the measures which aim to environmental sustainability is *night cooling* technic. *Night cooling* pretends to reduce the energy consumption in buildings by using ambient air and the thermal inertia of materials.

For this purpose, a study is performed with CFD tools on different roofs to achieve an improvement in the energy efficiency of the buildings destined for housing. A calculation protocol by the *Blocking* methodology is carried out to serve as basis of the validation of the analysis.

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice	xv
Índice de Tablas	xvii
Índice de Figuras	xix
1 Introducción	1
1.1 <i>Contexto Histórico</i>	1
1.2 <i>Night Cooling</i>	2
1.2.1 Estudio de la Residencia de Yair Etzion	3
1.2.2 Edificio Meletitiki en Psychiko, Grecia	4
1.3 <i>Marco Teórico</i>	5
1.3.1 Capa Límite	5
1.3.2 Convección en Flujo Interno	5
1.3.3 Ecuaciones Fundamentales en Convección	5
1.3.4 Perfil de Velocidades Laminar	7
1.3.5 Flujo Turbulento	8
1.3.6 Coeficiente de Transferencia de Calor Convectivo	9
1.3.7 Número de Nusselt	11
1.3.8 Correlaciones Convectivas	11
1.4 <i>Modelos de Cálculo CFD</i>	12
1.4.1 Introducción	12
1.4.2 Modelos RANS	13
1.4.3 Modelo $k-\varepsilon$ <i>standard</i>	14
1.4.4 Modelo $k-\varepsilon$ RNG	14
1.4.5 Modelo $k-\varepsilon$ <i>Realizable</i>	14
1.4.6 Modelo $k-\omega$	14
1.4.7 Modelo $k-\omega$ SST	14
1.4.8 Modelo LES	14
1.5 <i>Metodología Blocking</i>	15
2 Validación del Protocolo	17
2.1 <i>Precisión CFD</i>	17
2.2 <i>Cálculo de Coeficientes de Transferencia Convectiva</i>	19
2.2.1 Geometría	19
2.2.2 Casos Objeto de Estudio	20
2.2.3 Mallado	22
2.2.4 Región de Entrada Hidrodinámica y Térmica	23
2.2.5 Validación del Número de Nusselt para $Re = 315$	27
2.2.6 Validación del Número de Nusselt para $Re = 947$	29
2.2.7 Validación del Número de Nusselt para $Re = 62.933$	31
2.2.8 Validación del Número de Nusselt ($Re = 94.400$)	33

2.2.9	Validación del Número de Nusselt ($Re = 10.000$)	35
2.2.10	Conclusión	38
3	Aplicación Real	39
3.1	<i>Geometría</i>	39
3.2	<i>Casos Objeto de Estudio</i>	41
3.3	<i>Caso 1 – Cubierta Plana 1 sin Canales</i>	41
3.4	<i>Caso 2 – Greca 40</i>	46
3.5	<i>Caso 3 – Greca 67</i>	49
3.6	<i>Caso 4 – Cubierta Plana 1 con Canales 0,6 m</i>	51
3.7	<i>Caso 5 – Cubierta Plana 1 con Canales 0,3 m</i>	54
3.8	<i>Caso 6 – Cubierta Plana 2 con Canales 4,26 m</i>	56
3.8.1	Caso 1.2 – Auxiliar	56
3.8.2	Caso 6 – Aplicación	59
3.9	<i>Caso 7 – Cubierta Plana 2 con Canales 0,6 m</i>	61
3.10	<i>Caso 8 – Cubierta Plana 2 con Canales 0,3 m</i>	63
3.11	<i>Conclusiones</i>	65
3.12	<i>Pérdida de carga y coeficiente de transferencia convectivo</i>	65
4	Conclusiones	69
4.1	<i>Casos Desarrollados</i>	69
4.2	<i>Metodología Blocking</i>	70
4.3	<i>Líneas futuras</i>	70
	Referencias	71

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1.- Características del conducto.	20
Tabla 2-2.- Tipología de casos	21
Tabla 2-3.- Caracterización del fluido	21
Tabla 2-4.- Correlaciones	21
Tabla 2-5.- Tipología de Mallado	23
Tabla 2-6.- Longitudes de entrada y del modelo geométrico.	25
Tabla 2-7.- Valores de Cálculo del Modelo M-I	27
Tabla 2-8.- Valores de Nusselt M-I	27
Tabla 2-9.- Valores de Cálculo del Modelo M-II	28
Tabla 2-10.- Valores de Nusselt M-II	28
Tabla 2-11.- Valores de Cálculo del Modelo M-III	28
Tabla 2-12.- Valores de Nusselt M-III	28
Tabla 2-13.- Valores de Cálculo M-III (Re = 947)	29
Tabla 2-14.- Valores del Número de Nusselt M-III (Re = 947)	29
Tabla 2-15.- Valores de Cálculo M-III (Re = 62.933)	31
Tabla 2-16.- Error $Nu_{a,avg}$ (Re = 62.933)	33
Tabla 2-17.- Error $Nu_{a,avg}$ (Re = 94.400)	34
Tabla 2-18.- Error $Nu_{a,avg}$ (Re = 10.000)	37
Tabla 3-1.- Batería de casos	41
Tabla 3-2.- Caso Auxiliar	41
Tabla 3-3.- Pre-malla I	42
Tabla 3-4.- Pre-mallas II, III y IV	43
Tabla 3-5.- Pre-mallas V y VI	44
Tabla 3-6.- Malla II	45
Tabla 3-7.- Soluciones Cubierta Plana sin Canales	45
Tabla 3-8.- Mallado Cubierta con Greca 40	47
Tabla 3-9.- Resultados Cubierta con Greca 40	48
Tabla 3-10.- Mallado Cubierta con Greca 67.	50
Tabla 3-11.- Resultados Cubierta con Greca 67	50
Tabla 3-12.- Geometría de los Canales	51
Tabla 3-13.- Mallado Cubierta Plana 1 con Canales 0,6 m	52
Tabla 3-14.- Resultados Cubierta Plana 1 con Canales 0,6 m	52
Tabla 3-15.- Mallado para Cubierta Plana 1 con Canales 0,3 m	54
Tabla 3-16.- Resultados Cubierta Plana 1 con Canales 0,3 m	55

Tabla 3-17.- Resumen Caso 6	56
Tabla 3-18.- Configuración Caso 1.2	57
Tabla 3-19.- Malla I	57
Tabla 3-20.- Malla II	58
Tabla 3-21.-Resultados Caso 1.2	58
Tabla 3-22.- Resultados Cubierta Plana 2 con Canales 4,26 m	59
Tabla 3-23.- Resultados para Cubierta Plana 2 con Canales 0,6 m	61
Tabla 3-24.- Resumen de Resultados para la batería de casos	65
Tabla 3-25.- Subcasos	65
Tabla 3-26.- Resultados Subcasos.	66
Tabla 4-1.- Sumatorio de Casos Realizados	69

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1. Consumo de Electricidad en España. Fuente: Eurostat.	2
Figura 1-2. Perfil de temperaturas del aire exterior y en el interior de la casa.	3
Figura 1-3. Perfil de temperatura del aire exterior e interior de la oficina.	4
Figura 1-4.- Capas límite [13]	5
Figura 1-5.- Volumen de Control Diferencial [13]	6
Figura 1-6.- Tensiones viscosas en Volumen Diferencial [13]	6
Figura 1-7.- Flujo de Cantidad de Movimiento del fluido en volumen de control diferencial [13]	7
Figura 1-8.- Desarrollo del Perfil de Velocidades Laminar [14]	8
Figura 1-9.- Transición de Flujo Laminar a Turbulento [14]	9
Figura 1-10.- Desarrollo de Flujo Turbulento [14]	9
Figura 1-11.- Distribución Cualitativa del Perfil de Temperatura en Flujo Interno [14]	10
Figura 1-12.- Creación del bloque inicial en Cubierta con Greca 67.	15
Figura 1-13.- Resultado de la edición del bloque inicial.	16
Figura 1-14.- Resultado de la edición del bloque inicial.	16
Figura 2-1.- Gráfica 45°, Re=60.000, CFD vs Sol. Analítica, Malla II [32].	17
Figura 2-2.- Gráfica 45° con cuatro soluciones con diferente ΔT [32].	18
Figura 2-3.- Gráfica 45°, Re=60.000, CFD vs Sol. Analítica, Malla II [32].	19
Figura 2-4.- Modelo geométrico	20
Figura 2-5.- Blocking de la geometría.	22
Figura 2-6.- Variación de la densidad de nodos en el primer tramo.	22
Figura 2-7.- Variación de la densidad de nodos en la superficie <i>Outlet</i> .	23
Figura 2-8.- Desarrollo de la capa hidrodinámica en un conducto con régimen laminar [13]	24
Figura 2-9.- Desarrollo de la capa térmica en un conducto [13]	24
Figura 2-10.- Perfil de velocidades	25
Figura 2-11.- Perfil de temperatura para $T_{ad}(r)$	26
Figura 2-12.- Perfil de temperatura para $T_{ad}(r)$ para distintos pares de temperatura	27
Figura 2-13.- Valores de Nusselt en x (Re = 315)	29
Figura 2-14.- Valores de Nusselt en x (Re = 947)	30
Figura 2-15.- Valores de Nusselt en x (Re = 315 y 947)	30
Figura 2-16.- Valores de y^+ (M-III)	31
Figura 2-17.- Valores de Nusselt en x (Re = 62.933) (M-III)	32
Figura 2-18.- Valores de y^+ (M-IV)	32
Figura 2-19.- Valores de Nusselt en x (Re = 62.933) (M-IV)	33
Figura 2-20.- Valores de y^+ (M-IV – Re = 94.440)	34

Figura 2-21- Valores de Nusselt en x ($Re = 94.400$) (M-IV)	34
Figura 2-22- Valores de y^+ (M-IV – $Re = 10.000$)	35
Figura 2-23.- Valores de Nusselt en x ($Re = 10.000$) (M-IV)	35
Figura 2-24- Valores de y^+ (M-V – $Re = 10.000$)	36
Figura 2-25.- Valores de Nusselt en x ($Re = 10.000$) (M-V)	36
Figura 3-1.- Cubierta Colegio Mediterráneo (Córdoba). Fuente :Google Maps	39
Figura 3-2.- Cubierta Plana sin Canales	40
Figura 3-3.- Cubierta Plana con Canales	40
Figura 3-4.- Cubierta con Greca	40
Figura 3-5.- <i>Blocking</i> resultante	42
Figura 3-6.- Valor de y^+ en la cubierta (Pre-malla I)	42
Figura 3-7.- Valor de y^+ en la cubierta (Pre-malla IV)	43
Figura 3-8.- Valor de y^+ en la cubierta (Pre-malla VI)	44
Figura 3-9.- Líneas de flujo de velocidad (Malla II)	45
Figura 3-10.- Perfil de Cubierta con Greca 40	46
Figura 3-11.- <i>Blocking</i> Cubierta con Greca 40	46
Figura 3-12.- Perfil <i>Blocking</i> Cubierta con Greca 40	47
Figura 3-13.- Sección transversal Malla II	48
Figura 3-14.- Valor y^+ Greca 40 - Malla II	48
Figura 3-15.- Líneas de velocidad del flujo en sección transversal (M-II)	49
Figura 3-16.- Perfil de Cubierta con Greca 67	49
Figura 3-17.- Valor y^+ (Malla I)	50
Figura 3-18.- Líneas de velocidad del flujo en sección transversal (M-II)	51
Figura 3-19.- Cubierta Plana 1 con Canales 0,6 m	51
Figura 3-20.- Valor y^+ para Cubierta Plana 1 con Canales 0,6 m	52
Figura 3-21.- Líneas de Velocidad del flujo	53
Figura 3-22.- Velocidad en el interior de los Canales	53
Figura 3-23.- Cubierta Plana 1 con Canales 0,3 m	54
Figura 3-24.- Valor de y^+ para Cubierta Plana 1 con Canales 0,3 m	55
Figura 3-25.- Velocidad en el interior de los Canales	55
Figura 3-26.- Líneas de Velocidad del flujo	56
Figura 3-27.- Valor de y^+ para Caso 1.2	57
Figura 3-28.- Líneas de Velocidad del flujo para Caso 1.2	58
Figura 3-29.- Cubierta Plana 2 con Canales 4,26 m	59
Figura 3-30.- Valor de y^+ para Cubierta Plana 2 con Canales 4,26 m	59
Figura 3-31.- Velocidad en el interior de los Canales	60
Figura 3-32.- Líneas de Velocidad en el interior de la cubierta	60
Figura 3-33.- Cubierta Plana 2 con Canales 0,6 m	61
Figura 3-34.- Valores de y^+ para Cubierta Plana 2 con Canales 0,6 m	61

Figura 3-35.- Líneas de Velocidad del flujo	62
Figura 3-36.- Velocidad en el interior de los Canales	62
Figura 3-37.- Cubierta Plana 2 con Canales 0,3 m	63
Figura 3-38.- Valor de y^+ para Cubierta Plana 2 con Canales 0,3 m	63
Figura 3-39.- Líneas de Velocidad del flujo	64
Figura 3-40.- Velocidad en el interior de los Canales	64
Figura 3-41.- Pérdida de carga en Cubierta Caso 4.	66
Figura 3-42.- Coef. de Transferencia Conv. en Cubierta Caso 4.	67

1 INTRODUCCIÓN

En la actualidad, la sociedad se dispone a alcanzar la meta de la sostenibilidad ambiental. El principal factor, que ha contribuido a la concienciación del ser humano para lograr esta meta, se debe al calentamiento global que está sufriendo el planeta a causa de las emisiones de CO₂ y que está produciendo efectos climáticos, tales como la descongelación de los polos de la Tierra.

1.1 Contexto Histórico

Desde la Primera Revolución Industrial, a finales del S. XVIII, el carbón es el principal combustible en las máquinas de vapor y en la metalurgia. Se produce una transición energética desde los combustibles de origen orgánicos a aquellos de origen mineral [1]. No sólo trae consigo el uso del carbón como fuente de energía industrial, sino también en el uso doméstico. La ciudad de Londres se ve envuelta en humo y hollín, debido a las chimeneas de las fábricas y de los hogares. El uso de esta fuente de energía, viene acompañado de un desconocimiento de los efectos que puede causar, tanto a nivel medioambiental como de seguridad y salud.

Es en la Segunda Revolución Industrial, finales del S. XIX, cuando se comienza a hacer uso del petróleo como nueva fuente de energía. Alcanza su apogeo con la aparición de los motores de combustión interna [2]. Es ya en la Tercera Revolución Industrial, donde se empieza a tomar conciencia y a investigar en la línea de las energías renovables, para combatir los efectos de los combustibles fósiles en el medioambiente. Sobre todo, como se afirma en [3], debido a la Crisis del Petróleo (1973/1974), que desemboca en nuevas técnicas de conversión de energía renovable gracias al proceso de desarrollo tecnológico.

Sin embargo, en la actualidad, el mayor consumo de energía lo están generando las edificaciones. Teniendo en cuenta los datos publicados en [4]. En 2004, el consumo final de energía en Europa destinado a edificios fue del 37%. Por delante de la industria (28%) y el transporte (32%). En la actualidad, desde el punto de vista eléctrico, el consumo de electricidad en España destinado a edificaciones y servicios es del 64% (Figura 1-1). El tratamiento de estos datos condujo a la Unión Europea a establecer un marco normativo por el que regular la eficiencia energética en los edificios [5].

En el año 2018, se tramita la modificación de este marco normativo europeo. Entre las distintas consideraciones previas a las modificaciones como tal, destaca la siguiente [6]:

“(15) Es importante garantizar que las medidas para mejorar la eficiencia energética de los edificios no se centren únicamente en la envolvente del edificio, sino que incluyan todos los elementos pertinentes y los sistemas técnicos de un edificio, como los elementos pasivos que forman parte de las técnicas pasivas orientadas a reducir las necesidades energéticas para calefacción o refrigeración, el uso de energía para iluminación y ventilación y, por tanto, mejoran el confort térmica y visual.”



Figura 1-1. Consumo de Electricidad en España. Fuente: Eurostat.

Actualmente la normativa española, contemplada en el *Código Técnico de la Edificación*, contiene un Documento Básico de Ahorro de Energía. En este se describen las medidas mínimas de diseño que deben poseer las nuevas edificaciones y las modificaciones de edificios existentes, en materia de eficiencia energética. De forma más específica, el *Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificaciones*, contempla en sus artículos que las instalaciones térmicas deben reducir el consumo de energía de origen convencional y limitar lo máximo posible las emisiones de gases como el CO₂ y otros gases contaminantes. Entre otras medidas propone: la recuperación de energía térmica de los fluidos que van a expulsarse al exterior y, el uso de energías renovables que puedan absorber un porcentaje del consumo total de energía del edificio [7].

1.2 Night Cooling

Una de las alternativas que aparece para frenar el alto consumo de energía en los edificios, es el *passive cooling*. El término *passive* (*pasivo*) hace referencia al uso de fuentes de refrigeración naturales, no excluye el uso de ventiladores o bombas, con el fin de potenciar la refrigeración [8]. Atendiendo a las distintas formas de evacuar el calor como se indica en [9], podemos clasificar las técnicas de refrigeración en:

- el aire del propio ambiente (refrigeración convectiva),
- el vapor de agua del medio (refrigeración evaporativa),
- la atmósfera superior (refrigeración radiante),
- la superficie terrestre (refrigeración directa e indirecta).

Este proyecto se centra en el uso de la refrigeración nocturna convectiva, que consiste en la refrigeración del edificio haciendo circular una corriente de aire natural o forzada. Esta técnica, aprovecha la inercia térmica de los materiales y se centra en la absorción del calor que se acumula en estos. Gracias a este proceso, el edificio se mantiene a una temperatura de confort hasta que el material vuelva a absorber la energía que durante el día incide sobre este. La ventilación nocturna, como se explica en [10], puede afectar a las condiciones internas del edificio de cuatro formas distintas:

- reduciendo los picos de temperatura del aire,
- reducir la temperatura durante el día,
- reducir las temperaturas de la losa de los edificios, y

- crear un tiempo de retardo entre la temperatura máxima externa e interna.

Esto resulta de especial interés en edificios que no están habitados durante la noche como: oficinas, colegios, universidades.

1.2.1 Estudio de la Residencia de Yair Etzion

Como se describe en [11], para que el incremento de temperatura del aire, en el interior del edificio, sea lo mínimo posible durante el periodo solar debe aislarse y permanecer cerrado. De este modo, la entrada de aire exterior al edificio no produce un calentamiento del que se encuentra en el interior. Como resultado, la temperatura máxima interior en el edificio puede ser apreciablemente menor que la temperatura exterior o que la temperatura interior de otro edificio que no esté ventilado durante la noche. En este mismo, se aclara que, como se puede suponer, la efectividad de la refrigeración nocturna depende del cambio de temperatura durante el día y la noche. Esta técnica se puede emplear en zonas donde los intervalos de temperatura oscilen en más de 8 °C.

En este mismo, se evalúa la capacidad de refrigeración monitorizando la residencia de Yair Etzion, en la región de Negev al Sureste de Israel. Desde el punto de vista climatológico, la temperatura máxima media en verano es de 32 °C con cambios de hasta 15 °C durante la noche.

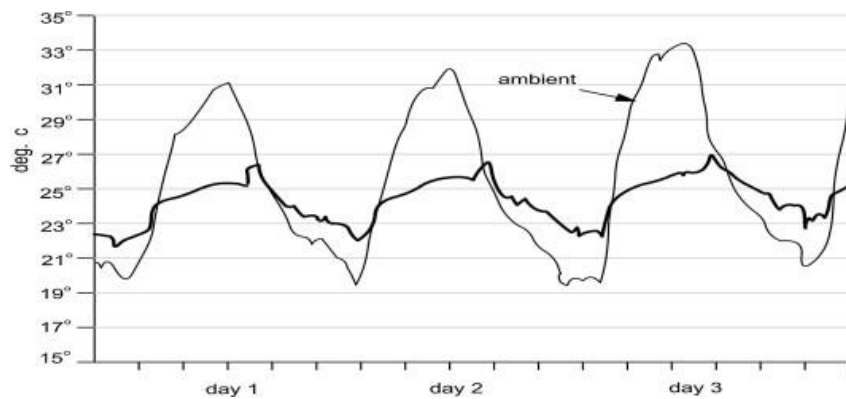


Figura 1-2. Perfil de temperaturas del aire exterior y en el interior de la casa.

Como se puede observar en la Figura 1-2, la temperatura máxima exterior alcanzó los 33 °C. Mientras que, en el interior de la vivienda, esta permaneció estable en torno a los 25,3 – 26 °C. Los picos que se alcanzan dentro del interior de la vivienda son debidos a la apertura de las ventanas cuando el aire exterior poseía una temperatura todavía elevada.

1.2.2 Edificio Meletitiki en Psychiko, Grecia

Descrito en [11], este estudio se centra en el estudio de una oficina de dos plantas con jardín. La monitorización de este edificio se lleva a cabo dentro del Proyecto de Investigación Europeo denominado PASCOOL (1993-1995), proyecto del que formó parte el tutor de este Trabajo Fin de Máster, durante un periodo de 8 días.

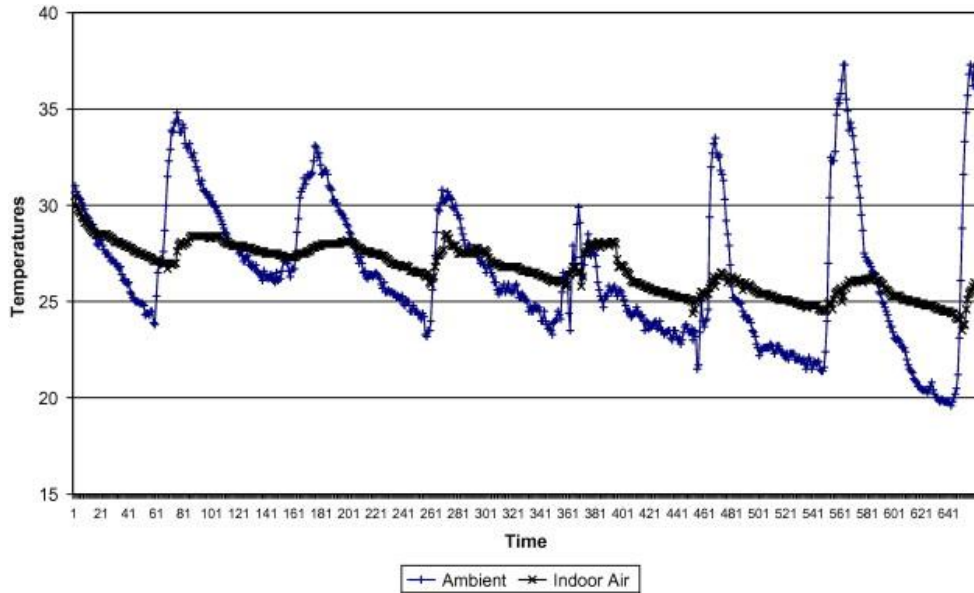


Figura 1-3. Perfil de temperatura del aire exterior e interior de la oficina.

Como se puede observar en la figura anterior, aunque la temperatura del aire exterior máxima durante las horas de Sol alcanza los 37 °C, la temperatura en el interior de la oficina no sobrepasa los 26 °C. Todo ello, gracias a a la ventilación del edificio durante la noche.

1.3 Marco Teórico

Se define la transferencia de calor por convección, o simplemente convección, como la transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido. Aunque la transferencia de calor por convección, no es más que una variante de la conducción. Nusselt postula en 1915, lo siguiente:

“En la literatura a menudo se afirma que el calor emitido por un cuerpo posee tres causas: radiación, conducción térmica y convección.”

La separación de la emisión térmica en conducción y convección sugiere que sean dos procesos independientes. Por tanto, se podría concluir con que el calor puede transferirse por convección en ausencia de conducción. Pero esto no es correcto.”

Adquiere esta denominación debido al distinto método de cálculo [12].

La problemática de la transferencia de calor por convección radica en que son diversos los factores que intervienen como el tipo de geometría, condiciones del fluido y sus propiedades.

1.3.1 Capa Límite

Cuando un fluido entra en contacto con una superficie, la velocidad que adquieren las partículas es aquella a la que se encuentra la superficie. Este fenómeno se va esparciendo a capas cada vez más alejadas del fluido hasta que el fluido no se ve afectado por los fenómenos viscosos. La altura de la capa a la cual estos fenómenos dejan de producirse es: $y = \delta$. Por ello, recibe el nombre de capa límite.

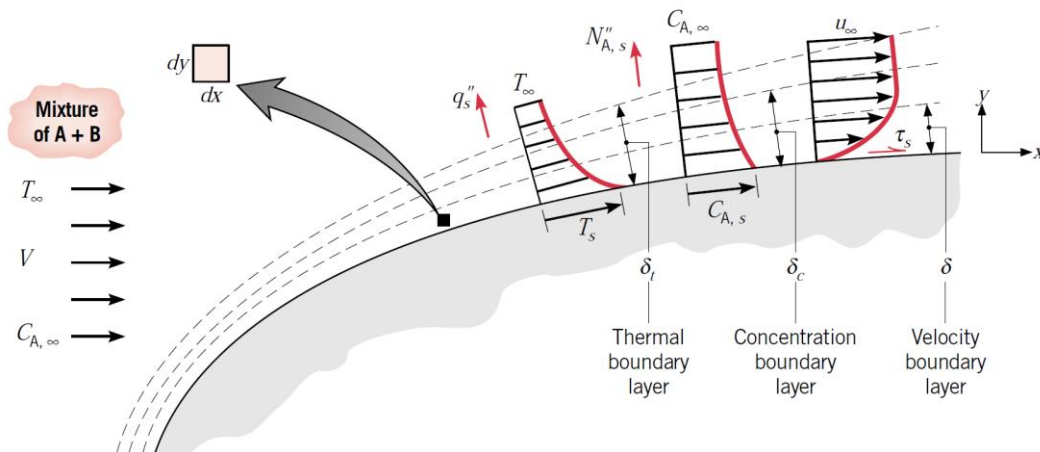


Figura 1-4.- Capas límite [13]

La analogía anterior corresponde con el desarrollo de la capa límite hidrodinámica. Sin embargo, puede extenderse para la definición de la capa límite térmica y de la capa límite de concentraciones.

1.3.2 Convección en Flujo Interno

La convección en flujo interno, se establece al circular un fluido por el interior de una superficie continua. Una de los principales factores que afectan a la transferencia de calor en flujo interno es la región de entrada, concepto que se desarrolla en posteriores apartados, que es función del número de Reynolds del fluido.

Cuando la región de entrada finaliza, el flujo alcanza tales condiciones que adquiere la denominación de *flujo completamente desarrollado*, en la cual la capa límite se encuentra totalmente desplegada.

1.3.3 Ecuaciones Fundamentales en Convección

Si se considera un fluido viscoso en el cual existe transferencia de masa y de calor. A partir de la Segunda Ley de Newton y de las Leyes de Conservación de Masa y Energía, para un volumen de control diferencial ($dx \cdot dy \cdot l$):

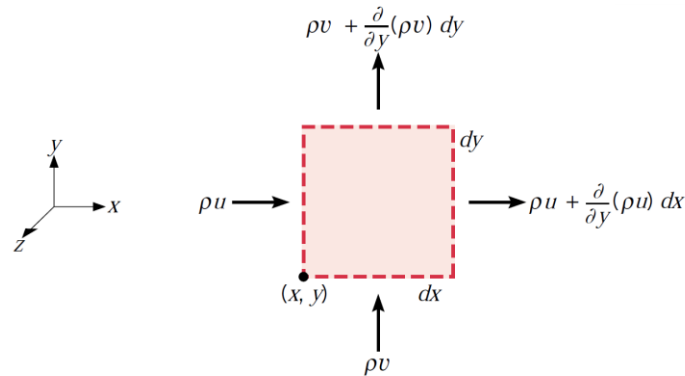


Figura 1-5.- Volumen de Control Diferencial [13]

Aplicando la Ley de Conservación de Masa:

$$(\rho u)dy + (\rho v)dx - \left[\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx \right] dy - \left[\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} dy \right] dx = 0 \quad (1.1)$$

De donde se obtiene la **Ecuación de Continuidad**:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1.2)$$

que debe satisfacerse en todos los puntos del fluido. Para fluidos incompresibles, la ecuación se simplifica eliminando del numerador el término de la densidad al ser ésta constante.

A partir de la Segunda Ley de Newton, para un fluido viscoso existen dos tipos de fuerza que pueden actuar sobre el fluido: las fuerzas de volumen, que son proporcionales al volumen, y las fuerzas de superficie que son proporcionales al área. Estas últimas se deben a la presión estática del fluido y las tensiones viscosas. Además, deben tenerse en cuenta el flujo de cantidad de movimiento del fluido. Para un mejor entendimiento de la demostración matemática, se recomienda al lector acudir a [13].

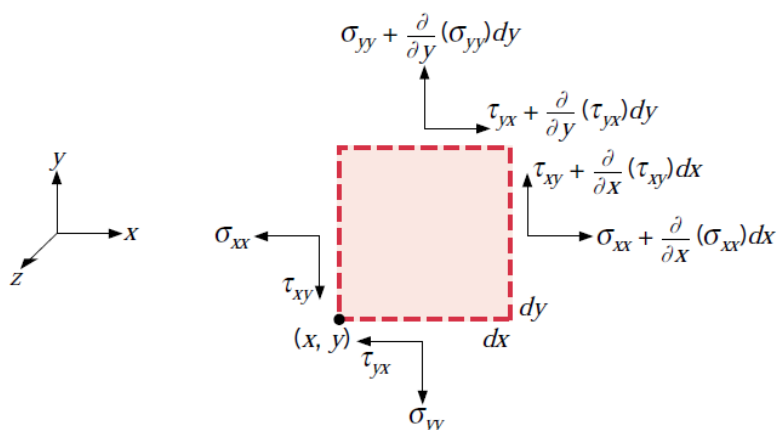


Figura 1-6.- Tensiones viscosas en Volumen Diferencial [13]

El flujo de cantidad de movimiento del fluido, para el volumen de control diferencial, que intervienen en el análisis, se representa en la Figura 1-7:

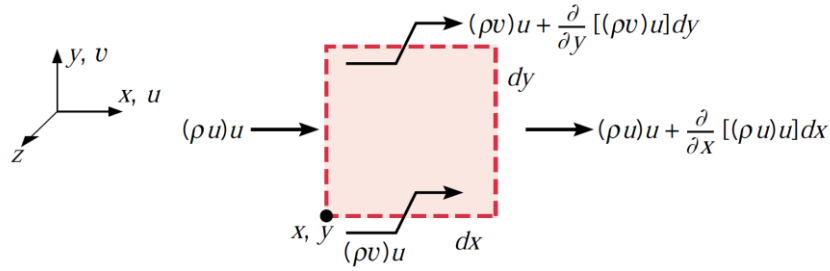


Figura 1-7.- Flujo de Cantidad de Movimiento del fluido en volumen de control diferencial [13]

Para un fluido incompresible y cuya viscosidad es constante, se tiene que la **Ecuación de Cantidad de Movimiento** del fluido, para el eje X, es:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + X \quad (1.3)$$

Para el eje Y:

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + Y \quad (1.4)$$

donde X e Y , representan las componentes en cada eje de fuerzas gravitatorias, electromagnéticas, centrífugas y/o campos eléctricos que pueden afectar al fluido.

Finalmente, atendiendo a la Ley de Conservación de la Energía, intervienen la energía interna y cinética que se ven sometidos al movimiento del núcleo del fluido (*advección*) a través de las superficies de control. Desde otro punto de vista, la energía transferida por conducción entre moléculas y difusión de especies (sólo en flujos reactivos) afectan a las condiciones térmicas. Y, por último, la energía también puede transferirse al y desde el fluido en el volumen de control debido al trabajo que desarrollan las fuerzas de volumen y superficie. Acudir a [13], para una mejor comprensión del desarrollo matemático.

Teniendo en consideración los tipos de energía que intervienen y considerando el comportamiento del fluido como ideal, se llega a la **Ecuación de Energía**:

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \left(u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \mu \Phi + \dot{q} \quad (1.5)$$

La generalización, en términos de dependencia temporal, de las ecuaciones anteriores constituyen las **Ecuaciones de Navier – Stokes**.

1.3.4 Perfil de Velocidades Laminar

El perfil de velocidades se puede determinar para un flujo laminar en un fluido incompresible, con propiedades constantes y en la región totalmente desarrollada de un conducto circular. Esto se debe a que, en la región completamente desarrollada, la componente radial de la velocidad y el gradiente de la velocidad axial en x son cero en toda la sección:

$$v = 0 \quad \text{and} \quad \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) = 0 \quad (1.6)$$

La dependencia radial se obtiene resolviendo convenientemente la ecuación de cantidad de movimiento en x .

Para las condiciones anteriores se tiene que el flujo neto de cantidad de movimiento es cero en toda la región desarrollada y la conservación de la cantidad de movimiento se reduce a un simple balance entre las fuerzas de corte y presión en el flujo. Teniendo en cuenta distintas consideraciones y manipulaciones matemáticas [13], se alcanza la definición del perfil de velocidades:

$$\frac{u(r)}{u_m} = 2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (1.7)$$

Donde:

- u_m : es la velocidad media en el núcleo del fluido, equivalente a la velocidad libre en flujo externo.
- r_0 : es el radio del conducto.

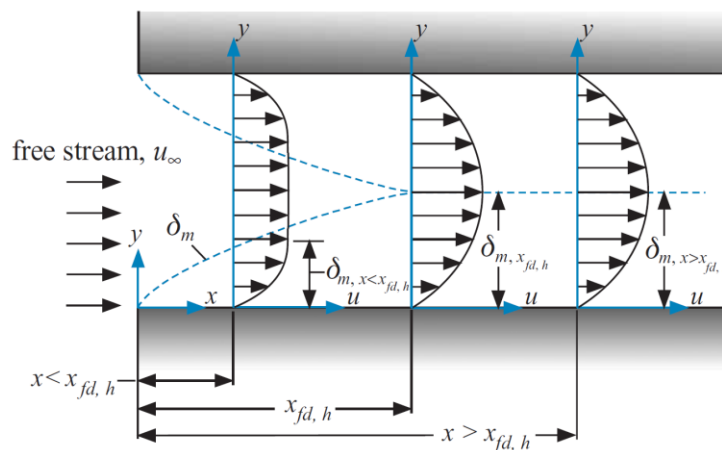


Figura 1-8.- Desarrollo del Perfil de Velocidades Laminar [14]

El factor de fricción en régimen laminar totalmente desarrollado, parámetro adimensional de interés, es de la forma:

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (1.8)$$

Existen diversas correlaciones que aproximan una superficie lisa para régimen laminar. Sin embargo, la correlación de Petukhov [15] permite calcular el factor de fricción para regímenes laminares y turbulentos:

$$f = (0.790 \cdot \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad (1.9)$$

1.3.5 Flujo Turbulento

En la práctica, todos los flujos de interés ingenieril son flujos turbulentos. El flujo a través de vehículos, cohetes, aviones, barcos; es siempre turbulento. El flujo turbulento predomina en aplicaciones geofísicas como son las corrientes de los ríos, el movimiento de las nubes. Incluso es importante en aplicaciones donde el flujo es laminar. Por ejemplo, la circulación sanguínea en las arterias. Sin embargo, la presencia de un flujo turbulento indica un problema de salud, como el estado deficiente de una válvula cardíaca [16].

Dado un fluido con flujo laminar en el interior de un conducto, este se mantiene laminar siempre y cuando las fuerzas viscosas sean mayores que las fuerzas de inercia, es decir, a números bajos de Reynolds. El flujo laminar es un flujo ordenado. En cierto punto, el flujo pasa de condición laminar a turbulenta. Este punto se define para un número de Reynolds crítico.

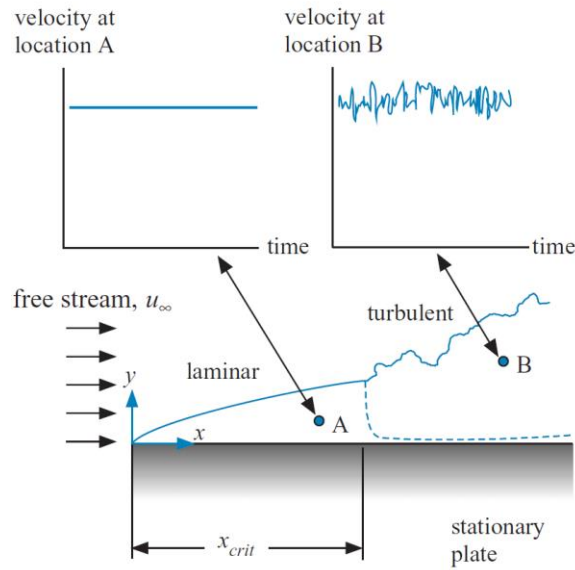


Figura 1-9.- Transición de Flujo Laminar a Turbulento [14]

No existe un régimen determinado para el cual el fluido pase de laminar a turbulento. Como describe [14], el flujo no evoluciona de un flujo completamente laminar a turbulento completamente desarrollado. Sin embargo, existe una región que se caracteriza por turbulencias intermitentes hasta que finalmente se desarrolle completamente la capa límite turbulenta.

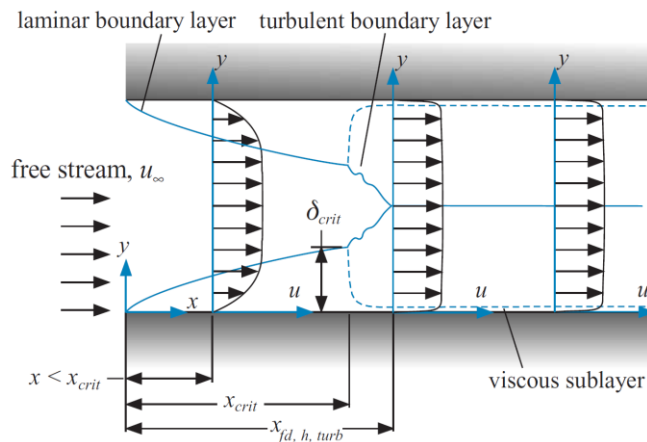


Figura 1-10.- Desarrollo de Flujo Turbulento [14]

Al igual que en régimen laminar, el transporte de la cantidad de movimiento y energía del fluido se deben los procesos a micro-escala de difusión que son responsables de las tensiones viscosas y la transferencia de calor conductiva. Sin embargo, el movimiento lateral, desde el punto de vista de macro-escala, bajo condiciones turbulentas proporciona un mecanismo adicional y más eficiente para el transporte de cantidad de movimiento y energía del fluido. Esto se debe a que estas turbulentas existen en toda la región del fluido salvo en la subcapa viscosa (Figura 1-10), donde el fluido mantiene un comportamiento laminar. Para ampliar conocimientos y profundizar en este tema, se recomienda al lector acudir a [14].

1.3.6 Coeficiente de Transferencia de Calor Convectivo

A partir de la definición matemática de calor, se puede definir el flujo de calor como:

$$q = \dot{m} c_p (T_{salida} - T_{entrada}) \tag{1.10}$$

Dada la expresión anterior, se asume que la temperatura en la sección es constante a la entrada y salida. Sin embargo, y como se demuestra en apartados anteriores, en la convección se produce un gradiente en la sección. Para ello, se define la temperatura media de masa, T_m , de tal modo que el flujo de calor sea la ratio real integrado en la sección. De tal modo:

$$\dot{m} c_p T_m = \int_{A_c} \rho u c_p T dA_c \quad (1.11)$$

Que para un conducto circular con ρ y c_p constantes, se define como:

$$T_m = \frac{2}{u_m r_0^2} \int_0^{r_0} u T r dr \quad (1.12)$$

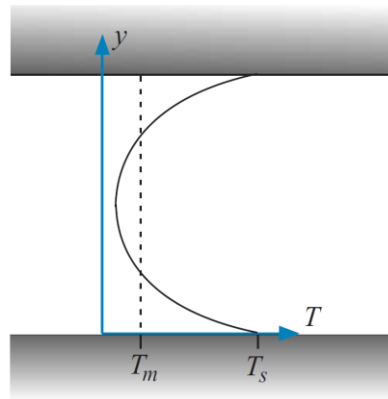


Figura 1-11.- Distribución Cualitativa del Perfil de Temperatura en Flujo Interno [14]

A partir de la definición anterior de la temperatura media, en lugar de la temperatura de flujo libre, se define la Ley de Enfriamiento de Newton de la forma:

$$q_s'' = h(T_s - T_m) \quad (1.13)$$

donde h es el coeficiente de transferencia de calor convectivo y T_m , a diferencia de T_∞ , no es constante en el eje axial.

Desde el punto de vista de la capa límite térmica, se realiza el análisis más simplificado con la definición de un parámetro adimensional, T_{ad} . Ya que, debido a que existe una continua transferencia de calor entre las paredes del fluido, ya sea por cualquier tipo de condición, el perfil de temperatura varía a lo largo de x . Cabe la posibilidad de que exista duda de si se llega al desarrollo total de la capa límite térmica si ésta varía tanto en x como en r . Sin embargo, introduciendo un factor adimensional de la forma:

$$\frac{T_s - T}{T_s - T_m} = T_{ad} \quad (1.14)$$

Donde:

- T_s es la temperatura superficial del conducto,
- T es la temperatura en r ,
- T_m es la temperatura media de masa en la sección del conducto.

Nótese la nomenclatura: T_{ad} , para diferenciar de la variable adimensional (T^*) en flujos externos cuyo rango de valores se encuentra entre 0 y 1, ambos inclusive.

Por tanto, la restricción para el perfil de temperatura es:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{T_s(x) - T(r, x)}{T_s(x) - T_m(x)} \right]_{fd,t} = 0 \quad (1.15)$$

Dado que la temperatura adimensional es independiente de x , su derivada también debe ser independiente de dicha variable. Sustituyendo $\partial T / \partial r$ de la Ley de Fourier y para q_s'' de la Ley de Enfriamiento de Newton, se llega a:

$$\frac{h}{k} = f(x) \quad (1.16)$$

Por lo que, en la región térmica totalmente desarrollada de un fluido con propiedades constantes, el coeficiente de transferencia convectivo es constante. Se llega a distintas simplificaciones según las condiciones de contorno impuestas: temperatura de pared constante o flujo de calor constante.

1.3.7 Número de Nusselt

El número de Nusselt es una de las principales variables en el problema de transferencia de calor convectivo y, por ende, en este protocolo. Esta variable caracteriza la transferencia de calor. Al igual que el número de Reynolds relaciona fuerzas inerciales y viscosas, el número de Nusselt relaciona la transferencia de calor por convección y conducción en la superficie. En flujo interno, se define matemáticamente dicha variable como el gradiente de la temperatura adimensional en la superficie

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (1.17)$$

donde:

- h : coeficiente de transferencia convectiva
- D : diámetro
- k : conductividad térmica

Como se describe en [14], la principal razón del uso del número de Nusselt radica en la disminución de variables independientes requeridas para definir la transferencia de calor mediante parámetros adimensionales. En mayor medida, es conveniente relacionar el número de Nusselt con el número de Reynolds y el de Prandtl, pues permite definir distintos problemas con diversas condiciones de operación y, a través de este, hallar el coeficiente de transferencia de calor convectivo.

1.3.8 Correlaciones Convectivas

Distintos tipos de aproximaciones, tanto teóricas como prácticas, se han desarrollado para describir la transferencia de calor convectiva. Diversas correlaciones empíricas fueron definidas para resolver el problema térmico según las condiciones hidrodinámicas (número de Reynolds) y propiedades del fluido (número de Prandtl).

Desde la perspectiva de flujo laminar y con condiciones en las que se impone la temperatura de superficie, se define la siguiente correlación:

$$\overline{Nu_D} = 3.66 + \frac{0.0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0.04[(D/L)Re_D Pr]^{2/3}} \quad (1.18)$$

sujeta a un conducto en el que se tenga región de entrada térmica o exista región de entrada térmica con $Pr \geq 5$. Esta expresión se presenta en [17], y se atribuye a Hausen [18], según [13].

En el caso de flujo turbulento, una de las correlaciones que se emplean para obtener el número de Nusselt local

es a través de la analogía de Chilton-Colburn. De esta, se desarrolla la ecuación de Dittus-Boelter [19] una variación de uso preferente en el ámbito que se define como:

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (1.19)$$

donde $n = 0.3$ si $T_s < T_m$ (enfriamiento del fluido) o $n = 0.4$ si $T_s > T_m$ (calentamiento del fluido). Esta ecuación se confirma experimentalmente para: $0.7 \leq Pr \leq 160$, $Re \geq 10^4$ y $L/D \geq 10$.

Una correlación con mayor exactitud y válida para un rango de Reynolds amplio, es la propuesta por Gnielinski [20]:

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (1.20)$$

donde el factor de fricción se puede obtener mediante el Diagrama de Moody o la ecuación (1.9).

1.4 Modelos de Cálculo CFD

1.4.1 Introducción

Para dar solución a los problemas de flujo turbulento, se han desarrollado con el paso de los años distintos modelos para describir el comportamiento de este tipo de flujos. Uno de los principales desafíos en aerodinámica es conseguir un modelo preciso para simulaciones de flujos turbulentos realmente complejos.

Una mejor comprensión de los modelos se consigue entendiendo cómo se clasifican estos. A continuación se enumera la clasificación descrita en [21], mediante la cual se establece una numeración de los modelos turbulentos. Para una mejor comprensión de la clasificación, modelos y conceptos, se recomienda al lector [16]. La primera clasificación consiste en distinguir según el modelo mediante el cual se calculan las tensiones turbulentas:

1. Modelo basado en las tensiones de Reynolds
2. Modelo de tensiones algebraico.
3. Modelo de corrientes viscosas.

Dentro de cada uno de ellos, se define el número de ecuaciones en derivadas parciales requerido para definir las escalas turbulentas. Una tercera ramificación consiste en el tipo general de fluido del modelo:

1. Modelo con fluido incompresible o compresible.
2. Modelo con fluido compresible.
3. Modelo con fluido incompresible.

Por último, se determina el tratamiento cercano al muro del fluido:

1. Integración a la pared.
2. *Wall Function*.
3. Algebraico con punto de coincidencia
4. Cambio a modelos de una ecuación en la zona cercana al muro.

Como se describe en [22], el principal problema en la computación numérica del problema turbulento es el rango de escalas a las que se debe resolver el modelo. La malla debe ser lo suficientemente fina para resolver las longitudes de escala dinámicas más pequeñas para obtener resultados precisos.

El modelo más preciso en flujo turbulento es el denominado Simulación Numérica Directa (*DNS*), en la que se resuelven por completo y de forma directa las ecuaciones de Navier-Stokes. Teniendo en cuenta que la malla debe ser muy refinada para capturar todo tipo de escalas, computacionalmente el DNS queda apartado de los

modelos de uso.

Cuando se tienen flujos estacionarios o se pueden modelar como tales, el costo computacional se ve reducido. Esto se debe a que no es necesario resolver el flujo de forma detallada para conocer valores instantáneos. Sino que se resuelven los valores medios y se modelan los efectos del flujo turbulento instantáneo según un modelo turbulento. Estos modelos se conocen como modelos RANS (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*), ya que aplican la descomposición Reynolds (1895) de las ecuaciones de Navier-Stokes. Han sido los más utilizados en la industria.

Una alternativa a los modelos RANS, que con el mayor desarrollo computacional van logrando mejores resultados, son los modelos LES (*Large Eddy Simulations*). Propuesto por Smagorinsky en 1963 [23], el modelo LES resuelve por completo las ecuaciones para grandes corrientes (*Large Eddy*) y modela las corrientes de pequeña escala. Aunque actualmente es el modelo con más futuro para simular flujos turbulentos realistas, no ha desbancado a los modelos RANS en su uso debido en gran medida al uso de flujos estacionarios en la mayoría de aplicaciones industriales.

En los siguientes apartados se describen los modelos RANS puesto que son los de principal uso de la industria

1.4.2 Modelos RANS

El flujo turbulento no es sino la fluctuación aleatoria de las distintas propiedades del flujo. Por tanto, se emplea una descripción estadística. Como se describe en [16], Reynolds (1895) introduce un procedimiento por el cual expresa las ecuaciones de Navier Stokes (como se menciona anteriormente las ecuaciones de Navier-Stokes son dependientes del tiempo), como la suma de términos medios y fluctuaciones.

En el campo de investigación del modelo turbulento, una de las tres formas de definir la promediación de Reynolds se basa en el promedio temporal. Este promedio es adecuado para flujos estacionarios, como flujos forzados internos con una presión inicial constante. Para un flujo de estas características, se define la velocidad instantánea como la suma de una velocidad media y una parte fluctuante, tal que:

$$u_i(x, t) = U_i(x) + u'_i(x, t) \quad (1.21)$$

Reformulando las ecuaciones fundamentales en base a la transformación anterior para un flujo incompresible y cuyas propiedades son constantes, se tiene en nomenclatura vectorial:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1.22)$$

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\mu S_{ji} - \rho \overline{u'_j u'_i}) \quad (1.23)$$

Donde:

$$\tau_{ij} = -\overline{u'_i u'_j} \quad (1.24)$$

se denomina **tensor de tensiones de Reynolds promediado**. Como se puede observar, al poner en función de variables promediadas aparecen nuevas incógnitas. Esto en el modelo turbulento se denomina problema de cierre. Para poder calcular todas las propiedades medias del flujo turbulento considerado, es necesario calcular τ_{ij} . La ecuación (1.23) se denomina **Ecuación de Navier-Stokes de Reynolds Promediadas (Reynolds-Averaged Navier-Stokes)**. Para profundizar más en el desarrollo anterior se recomienda al lector acudir a [16].

Los modelos RANS se clasifican según el número de ecuaciones y parámetros empleados para dar solución al problema de cierre del modelo turbulento.

1.4.3 Modelo $k-\varepsilon$ standard

El modelo $k-\varepsilon$, es el modelo basado en modelos de corrientes viscosas más conocido y usado. El desarrollo por Launder y Sharma en [24], es el modelo más usado. Este se denomina modelo $k-\varepsilon$ standard.

Como describe [21], este modelo emplea dos ecuaciones de cierre. La ecuación- k es un modelo de la ecuación de transporte para la energía cinética turbulenta, y la ecuación- ε es un modelo para la ratio de disipación de la energía cinética turbulenta.

Este modelo es relativamente bueno para flujos con pequeños gradientes de presión en flujos libres. Para flujos en paredes, el modelo da resultados razonables con las soluciones experimentales para gradientes de presiones nulos o pequeños. Las principales desventajas de este modelo es que requiere *Wall Functions* y el uso de mallas refinadas cerca de las paredes.

1.4.4 Modelo $k-\varepsilon$ RNG

Los modelos RNG, se obtienen del uso de la técnica estadística denominada *Renormalization Group Theory* [25]. Con un desarrollo similar al modelo *standard*, incluye un término adicional más en la ecuación de la tasa de disipación ε , el efecto de rotación en flujos turbulentos. Lo que supone un aumento en la precisión y confiabilidad para un variado tipo de flujos.

Este modelo proviene de la derivación instantánea de las ecuaciones de Navier-Stokes, usando las técnicas de renormalización.

1.4.5 Modelo $k-\varepsilon$ Realizable

Esta variante del modelo $k-\varepsilon$, descrito en [26], presenta una nueva formulación para la ecuación de la tasa de disipación (ε).

Los resultados experimentales de este modelo muestran un mejor comportamiento respecto al modelo *standard*. Esto se debe, en primer lugar, a la formulación de la viscosidad turbulenta y, en segundo lugar, la modificación de la ecuación de transporte para la tasa de disipación.

De acuerdo con [27], las variantes RNG y *Realizable* muestran mejoras sustanciales frente al modelo *standard*. Sin embargo, al ser relativamente nuevo, el modelo RNG es el más usado en la industria.

1.4.6 Modelo $k-\omega$

El modelo $k-\omega$ se basa en el modelo que describe [16], el cual incorpora modificaciones con los efectos a bajos números de Reynolds, compresibilidad, etc. Es un modelo empírico basado en las ecuaciones de transporte de la energía cinética turbulenta (k) y la ratio de disipación específico, ω .

Es la base por el cual se obtienen los modelos descritos en los próximos apartados, que mejoran su precisión.

1.4.7 Modelo $k-\omega$ SST

El modelo SST (*Shear Stress Transport*), desarrollado en [28], tiene en cuenta la tensión cortante turbulenta en la definición de la viscosidad turbulenta. Esta característica, confiere al modelo SST una gran precisión y aplicabilidad a un amplio número de tipos de flujo.

Una de las principales ventajas del modelo es que alterna indistintamente entre Funciones de Pared y la resolución completa de la subcapa viscosa, dependiendo del tipo de malla que se tenga. Es decir, si esta es lo suficientemente refinada, el modelo resuelve la subcapa viscosa. De lo contrario, se aplica una Función de Pared para estimar el comportamiento cercano al muro [27].

1.4.8 Modelo LES

Siendo el modelo perteneciente al grupo SRS (*Scale-Resolving Simulation*) más conocido y, como se describe anteriormente, este modelo se caracteriza por resolver las escalas de mayor tamaño en toda la región del fluido.

Desde el punto de vista de su uso, es ampliamente conocido en el mundo académico. Sin embargo, el gran

coste computacional que se alcanza al necesitar mallas extremadamente refinadas para la capa límite próxima a la superficie. Además, al contrario de lo que sucede en los modelos RANS, no es posible simplemente refinar la malla en el sentido perpendicular a la superficie, sino que debe refinarse en el sentido paralelo a esta [27].

1.5 Metodología *Blocking*

En 1992, se desarrolla un sistema generador de mallado que permite la creación de mallas en geometrías complejas. Denominado ICEM CFD, esta herramienta permite la generación de mallas mediante CAD usando potentes algoritmos para proyectar la malla en las superficies de la geometría, evaluación de la calidad de la malla en el volumen mallado, designación de las condiciones de contorno. Mediante dicha herramienta, se permite la generación del mallado de una forma más cercana al usuario y una mayor flexibilidad a la hora de realizar modificaciones sobre la malla [29]

Tres años más tarde se implementan en ICEM nuevas características como ICEM-HEXA, el empleado en el proceso de creación del mallado en este proyecto. En [30], se describe ICEM-HEXA como un método de generación semiautomático de un mallado hexaédrico para un volumen dado con el fin de crear mallados estructurados de múltiples bloques o mallados hexaédricos no estructurados. La malla se proyecta sobre las superficies del modelo CAD.

El principal valor añadido de esta metodología es que, al refinar y perfeccionar la malla de acuerdo a nuestra geometría, ésta se puede ajustar mediante la manipulación de ejes individuales. Estas características, permite refinar la malla en los sectores que resulten de interés en la geometría. Por ejemplo, para el estudio del coeficiente de transferencia de calor por convección, resulta apropiado tener una densidad de nodos mayor cuanto menor sea la distancia a la superficie transmisora.

Otras de las características que presenta ICEM CFD en ANSYS, es la definición de condiciones de contorno periódicas. Siempre y cuando el movimiento del flujo sea tal que permita su aplicación. De este modo, se puede modelar una fracción representativa de la geometría y aplicar estas condiciones de contorno periódicas. Permitiendo reducir la dificultad en la generación del mallado y el gasto computacional durante el proceso de cálculo.

Unos de los aspectos más importantes de la metodología *blocking* es la posibilidad de generar mallas hexaédricas. Esta característica permite realizar mallas con un alto grado de calidad. Como consecuencia, los problemas de convergencia o exactitud en la solución son mucho menores en mallas hexaédricas.

De acuerdo a [31], la base para generar una malla hexaédrica es la siguiente, sin importar la geometría:

1. Creación de un bloque inicial.

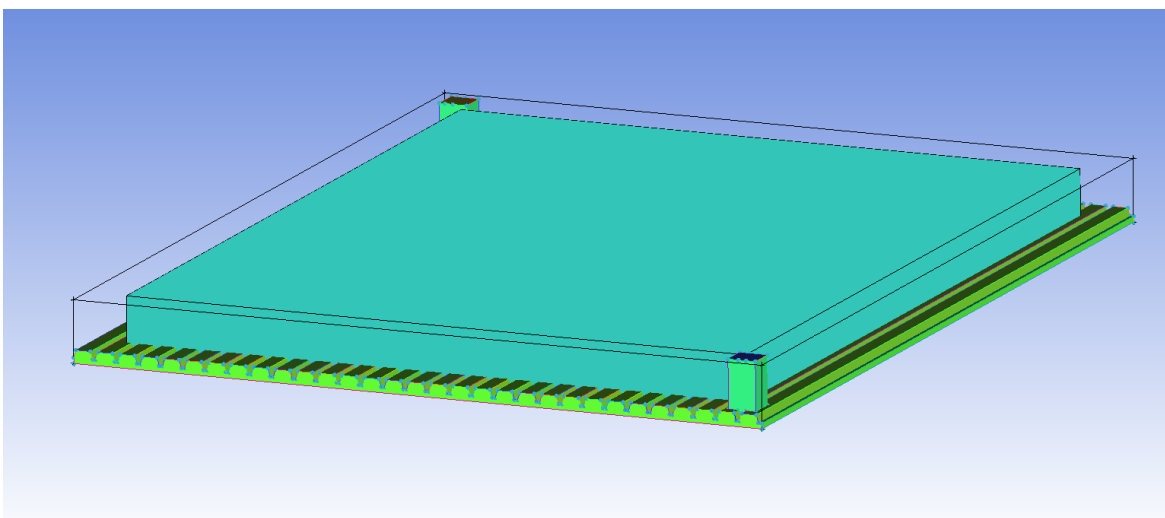


Figura 1-12.-.Creación del bloque inicial en Cubierta con Greca 67.

2. Editar la topología del bloque: dividiéndolo, uniéndolo y dando una forma tal, que los bloques representen la geometría objeto de estudio.

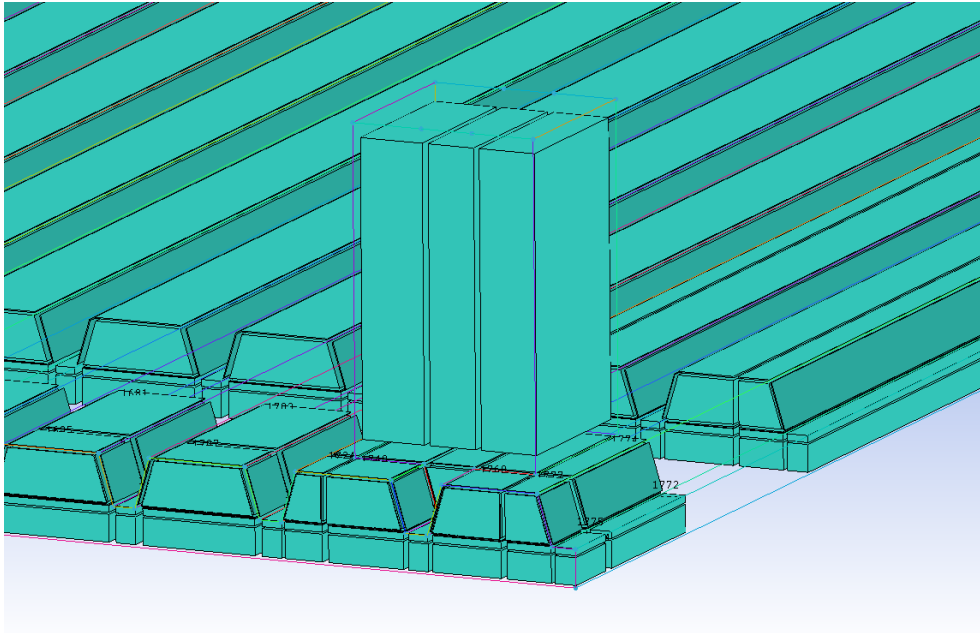


Figura 1-13.- Resultado de la edición del bloque inicial.

3. Manipulación de la malla hasta conseguir un adecuado grado de calidad en el pre-mallado.

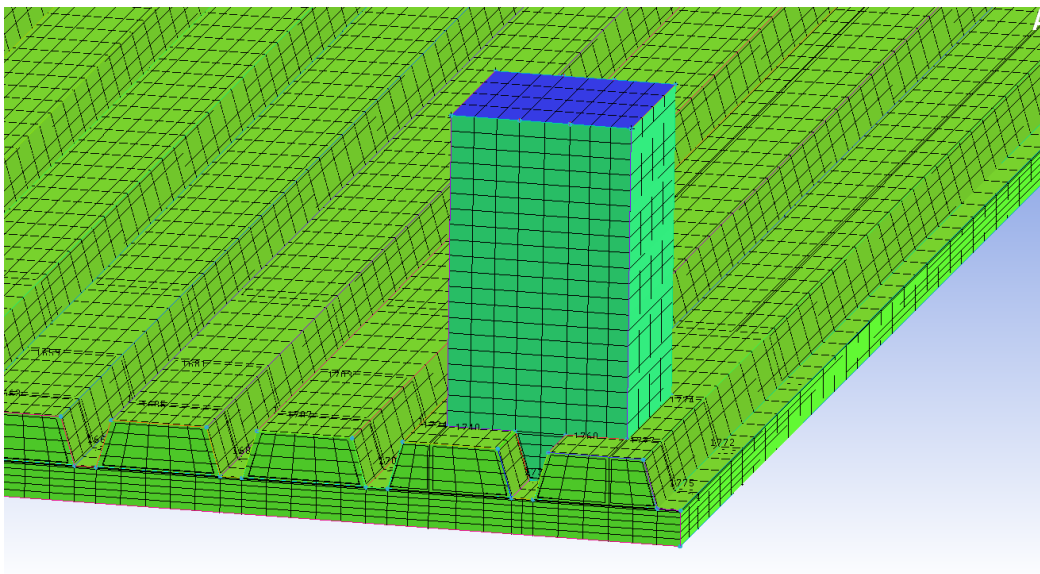


Figura 1-14.- Resultado de la edición del bloque inicial.

Existen dos tipos de estrategia para la generación de la malla: *Top Down* y *Bottom Up*. La primera consiste en la manipulación de los bloques tal y como se explica en el proceso base. Mientras que la segunda consiste en la realización de los bloques en las superficies (2D), para luego extenderla en el resto de geometría (3D).

2 VALIDACIÓN DEL PROTOCOLO

En este capítulo se realiza el estudio en cuanto a rigurosidad y fiabilidad del protocolo que se presenta en este documento. Con ello, se pretende estimar el error que ofrece el modelado en CFD. Se realiza una revisión de los trabajos y simulaciones, ya validados en la literatura, aplicadas al cálculo de coeficientes de transferencia convectivo.

En primer lugar, se comienza por establecer la idoneidad del CFD para el cálculo de coeficientes de transferencia convectivos. Se parte de la comparación de soluciones analíticas frente a la solución que aporta el CFD. Este proceso arrojará luz acerca del error que introduce el CFD que, a su vez, posee errores que dependen de la pericia en el mallado, modelo de cálculo y condiciones aplicadas.

En segunda instancia, se establece una comparación cuantitativa en el cálculo del Número de Nusselt, con el que se caracteriza la transferencia de calor por convección, con modelos de estudio ya afianzados y con correlaciones empíricas existentes.

Bajo este esquema, se alcanzan diversas conclusiones que permiten caracterizar el protocolo confeccionado.

Finalmente, cabe indicar que el protocolo queda limitado por la potencia del hardware con el que se realizan los cálculos.

2.1 Precisión CFD

Para llegar a la conclusión de la acerca de la fiabilidad del protocolo que se presenta, primero debe confirmarse la efectividad del programa ANSYS Fluent para este tipo de cálculos y estimaciones.

En la literatura se puede hallar diversos estudios que tratan esta temática. En [32], se realiza un estudio en profundidad mediante la comparación de la solución analítica, solución de Blasius [33], y la solución obtenida mediante CFD. Dicho análisis caracteriza el perfil de velocidades y temperatura en una placa plana con un flujo laminar.

El modelo desarrollado [32] en CFD se realiza en 2D y plantea dos casos de estudio según el número de Reynolds: 6.000 y 60.000. Se plantean varios modelos de mallado con el fin de establecer la máxima precisión frente a la solución analítica.

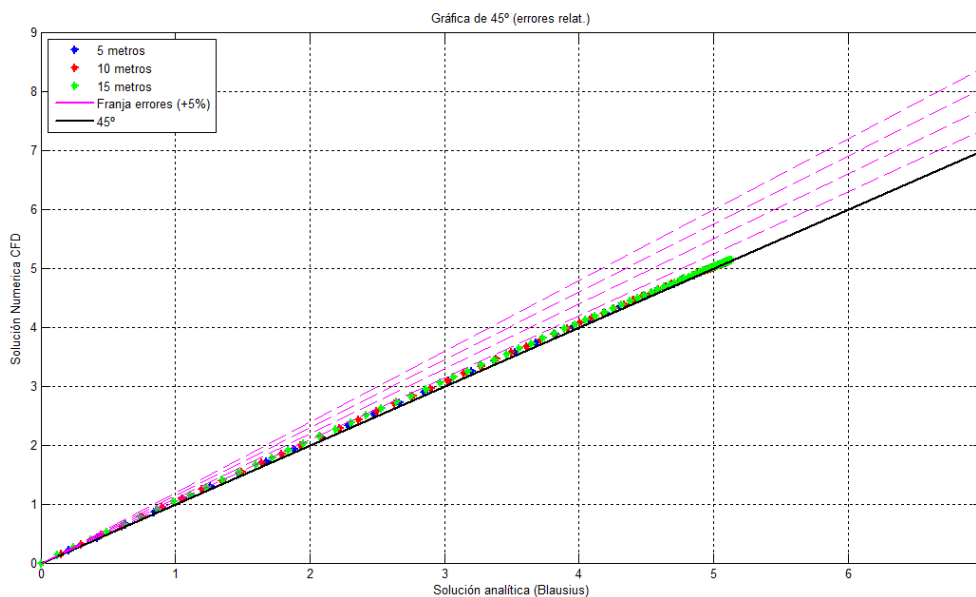


Figura 2-1.- Gráfica 45°, Re=60.000, CFD vs Sol. Analítica, Malla II [32].

La Figura 2-1 muestra la convergencia entre la solución analítica y aquella que se obtiene mediante CFD para la capa hidrodinámica. Como se puede observar, el error está en torno a un 2% con un máximo del 5%.

Desde el punto de vista de la variable temperatura, en primer lugar, se comprueba que el gradiente de temperatura que se da en el interior de la capa límite es independiente de la temperatura que posea tanto el fluido como la superficie. Ya que, el gradiente se expresa en función de la *temperatura adimensional*. En la Figura 2-2, se observa el perfil de temperatura en la capa límite para cuatro incrementos de temperatura distintos.

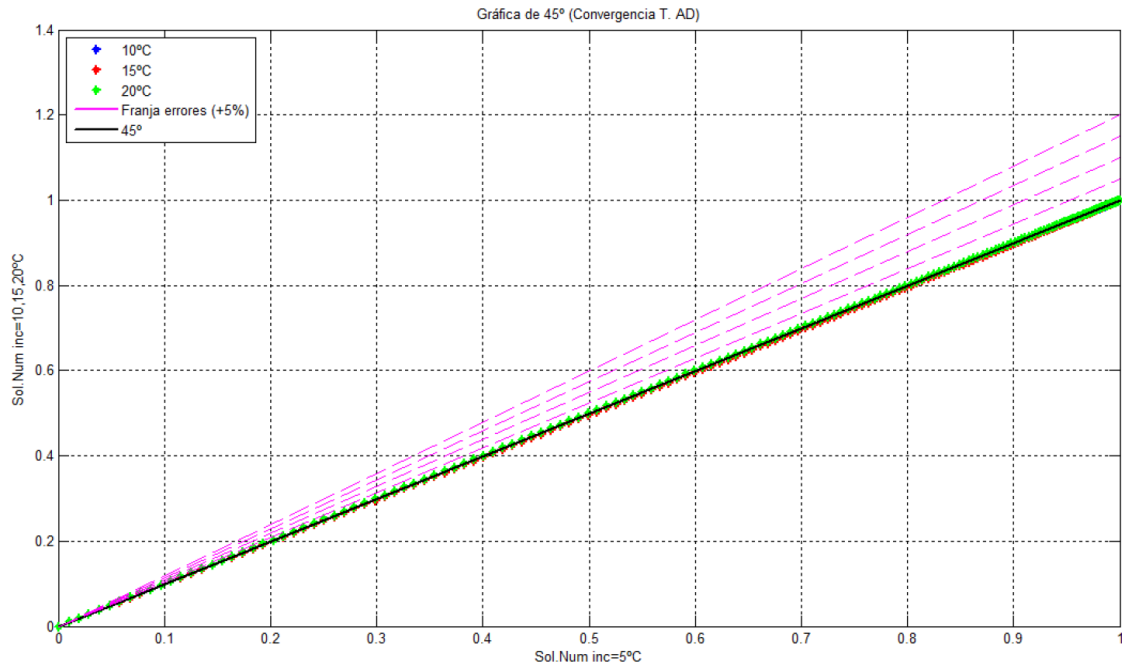


Figura 2-2.- Gráfica 45° con cuatro soluciones con diferente ΔT [32].

En cuanto a la convergencia de la capa límite térmica, se obtiene una gráfica semejante a la obtenida para el estudio de la capa hidrodinámica para ambos números de Reynolds. El error relativo que se obtiene es inferior al 0,2%, como se puede observar en la Figura 2-3. Se puede concluir que el error cometido en la representación de la capa límite hidrodinámica es mayor que para la capa límite térmica.

Sin embargo, si se tiene en cuenta la definición matemática del coeficiente de transferencia de calor convectivo:

$$h = \frac{-k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}}{T_s - T_\infty}; \quad (2.1)$$

es evidente que el error más representativo que se comete al estimar el coeficiente de transferencia convectivo se debe a la capa límite térmica [32].

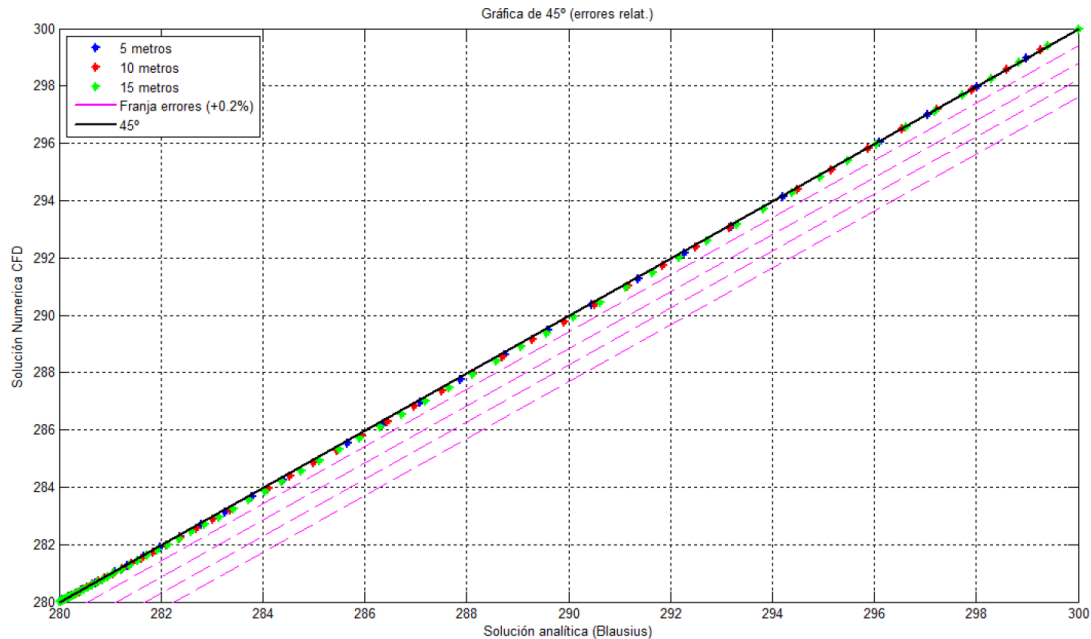


Figura 2-3.- Gráfica 45°, Re=60.000, CFD vs Sol. Analítica, Malla II [32].

Se determina, mediante todo el desarrollo anteriormente expuesto, que el valor cálculo del coeficiente de transferencia convectivo mediante CFD es de alta precisión, para una placa plana.

2.2 Cálculo de Coeficientes de Transferencia Convectiva

En este apartado se desarrolla el protocolo de cálculo del coeficiente de transferencia convectivo. Se desarrolla el estudio de una batería de casos correspondientes al flujo interno en una tubería, modelado en 3D. Mediante este análisis, se resuelven diversos puntos que determinan el protocolo final de cálculo.

- Definición del modelo geométrico: complejidad y posibles simplificaciones.
- Modelado del mallado mediante *Blocking*.
- Modelos de cálculo.
- Tratamiento de soluciones: variables representativas.
- Gasto computacional.

Para tal propósito, se calcula el número de Nusselt para cada caso. Según el valor que tome el número de Nusselt, la transferencia de calor que se da entre dos sistemas es distinto. Es decir, dicho valor proporciona una caracterización de la transferencia de calor. El valor de cálculo se compara con una serie de correlaciones empíricas que pueden hallarse en la literatura. Además, se compara la exactitud con las soluciones obtenidas en cálculos de CFD anteriores, modelados en 2D [34].

2.2.1 Geometría

El modelo geométrico objeto de estudio en [34], trata de un conducto de 300 metros de longitud con un diámetro de 480 mm. El conducto se divide en dos tramos de 150 m. La primera parte del conducto se encuentra aislada y, en esta, se estudia el desarrollo de la capa límite hidrodinámica. En cambio, en la segunda parte del conducto, existe transferencia de calor imponiendo la pared del conducto a una temperatura T_s .

Sin embargo, el modelo geométrico que se presenta en este Trabajo Fin de Máster se compone de una tubería circular con un diámetro (D) de 480 mm. La longitud (L) de la tubería es de 90 metros. Cabe mencionar que la singularidad de la geometría respecto a los modelos anteriores es la modelización en 3D, lo que supone un gasto computacional mucho mayor y por el cual se justifica la utilización de un modelo geométrico de menor

longitud, que se justifica en siguientes desarrollos.

Tabla 2-1.- Características del conducto.

Geometría		Temperatura	
D (m)	L (m)	Aire Entrada (K)	Wall (K)
0,48	60 + 30	293	303

Las secciones del conducto que se estudian en los distintos casos se da para: $x = 10,1$ m y $x = 19,1$ m; desde que se produce la transferencia de calor, es decir, en coordenadas locales.

La longitud de cada tramo de tubería en los siguientes apartados, durante el desarrollo del protocolo. En la Tabla 2-1, se resumen las características del conducto y las condiciones del fluido y la pared donde se produce transferencia de calor.

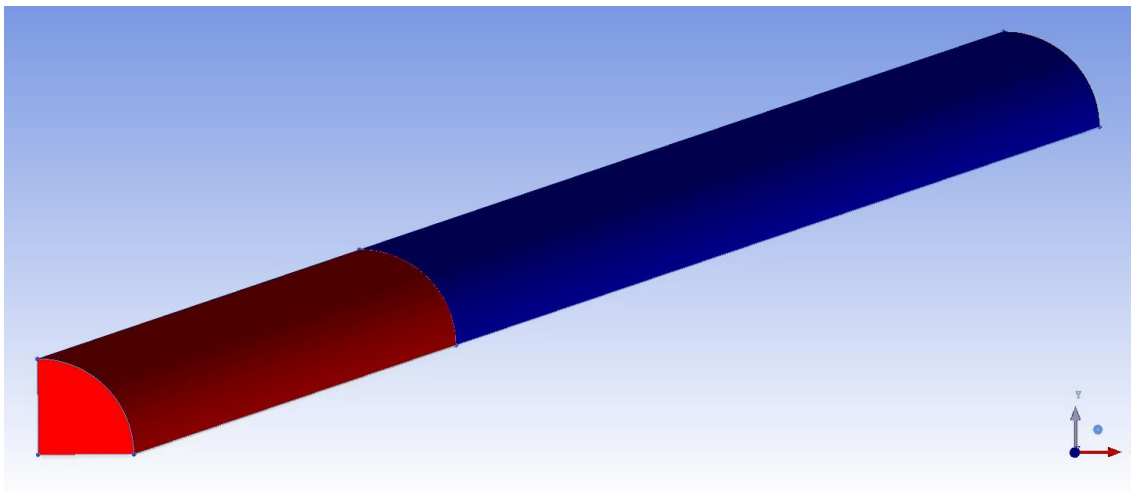


Figura 2-4.- Modelo geométrico

En la Figura 2-4, se representa el modelo en ANSYS. Mediante los colores dados se diferencia entre la zona que permanece aislada (azul) y aquella donde se lleva a cabo el proceso convectivo (rojo). Para disminuir el coste computacional se simplifica la sección del conducto a un cuarto de sector, al que se le aplica la condición de simetría angular.

2.2.2 Casos Objeto de Estudio

Las distintas tipologías que van a ser estudiadas se caracterizan por el número de Reynolds del fluido en el interior del conducto. El fluido que circula por el interior de la tubería es el aire. Los distintos tipos de casos, así como las propiedades que se tienen en cuenta del fluido se resumen en la Tabla 2-2 y Tabla 2-3:

Tabla 2-2.- Tipología de casos

Condiciones de Entrada del Fluido		
Régimen del Fluido	Reynolds	v (m/s)
Laminar	315	0,010
Laminar	947	0,030
Turbulento Completamente Desarrollado	62.933	2,028
Turbulento Completamente Desarrollado	94.400	3,042
Turbulento Completamente Desarrollado	10.0000	3,220

Tabla 2-3.- Caracterización del fluido

Propiedades del Fluido			
k_f (W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	ρ (kg/m ³)	μ (kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹)	Pr
0,02551	1,18	1,825·10 ⁻⁵	0,7296

Las soluciones de cálculo de CFD, se comparan con correlaciones empíricas. Atendiendo al régimen en que se encuentre el fluido, se emplea una correlación u otra. En el caso de régimen laminar, se utiliza la correlación de Hausen. Sin embargo, en algunos casos como en régimen turbulento, se utilizan dos correlaciones: Dittus-Boelter y Gnielinski.

Tabla 2-4.- Correlaciones

Nombre	Correlación	Condiciones de Aplicación	Tª Prop.
Petukhov	$f = (0.790 \cdot \ln(\text{Re}_D) - 1.64)^{-2}$	$3.000 \leq \text{Re}_D \leq 5 \cdot 10^6$, superficie no rugosa	
Hausen	$\overline{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668 \cdot (D/L) \cdot \text{Re}_D \cdot \text{Pr}}{1 + 0.04 \cdot [(D/L) \cdot \text{Re}_D \cdot \text{Pr}]^{2/3}}$	$\text{Re}_D \leq 2.300$, entrada térmica con perfil de velocidad completamente desarrollado, $T_s = C$, $\text{Pr} \gg 1$ o zona inicial sin transferencia de calor	T_{mm}
Dittus-Boelter	$\overline{Nu}_D = 0.023 \cdot \text{Re}_D^{4/5} \cdot \text{Pr}^n$	$\text{Re}_D > 10.000$, $0.6 \leq \text{Pr} \leq 160$, $(L/D) > 10$, $n = 0.4$ para $T_s > T_m$, $n = 0.3$ para $T_s < T_m$	T_{mm}
Gnielinski	$\overline{Nu}_D = \frac{(f/8) \cdot (\text{Re}_D - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12.7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)}$	$3.000 < \text{Re}_D < 5 \cdot 10^6$, $0.5 \leq \text{Pr} \leq 2.000$, $(L/D) > 10$,	T_{mm}

En la Tabla 2-4, se recogen las principales correlaciones que se usan. Recogidas principalmente de [35] y [13]. La correlación de Gnielinski se usa como segunda referencia para comparar el valor de cálculo que se obtiene. Esto se debe a que, como se apunta en [13], los errores que pueden llegar a darse en esta correlación están en torno al 25%. Mientras que con la correlación de Gnielinski se reduce a errores relativos de hasta un 10%.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia convectivo se emplea la expresión de [34]:

$$h = \frac{G \cdot (h_{mm,x} - h_{mm,0})}{A \cdot \frac{(T_{mm,x} - T_{pared}) - (T_{mm,0} - T_{pared})}{\ln \left(\frac{T_{mm,x} - T_{pared}}{T_{mm,0} - T_{pared}} \right)}} \tag{2.2}$$

2.2.3 Mallado

El modelado de la malla, singularidad de este protocolo, se ejecuta bajo la técnica de *Blocking* mediante ICEM CFD [30], como se describe en apartados anteriores. Se recomienda atender a los manuales de usuario del programa para una mejor comprensión. Esta técnica, en concreto, lleva a cabo una generación semiautomática del proceso de una malla hexaédrica (ICEM-HEXA). Del mismo modo, permite adaptar la malla a cualquier tipo de geometría.

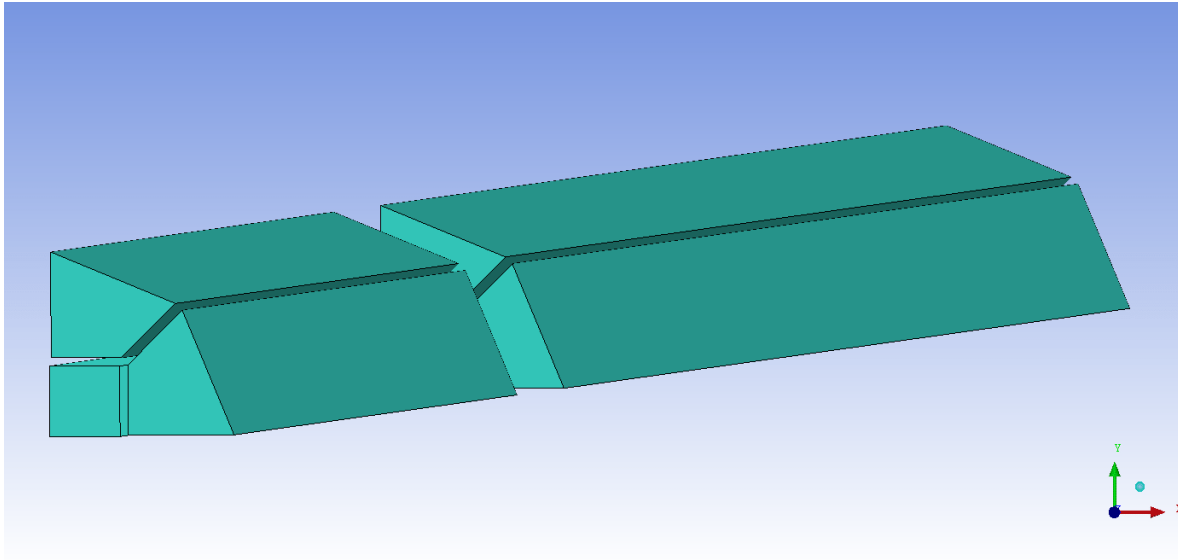


Figura 2-5.- Blocking de la geometría.

La Figura 2-5 muestra los bloques creados y ajustados a la geometría, mediante los cuales se lleva a cabo la creación de la malla. La principal ventaja de la técnica *Blocking* es la elección de la distribución de los nodos a lo largo de varios parámetros, en este caso los ejes de los bloques. Este permite ajustar la densidad de los nodos en las zonas que resultan de mayor interés.

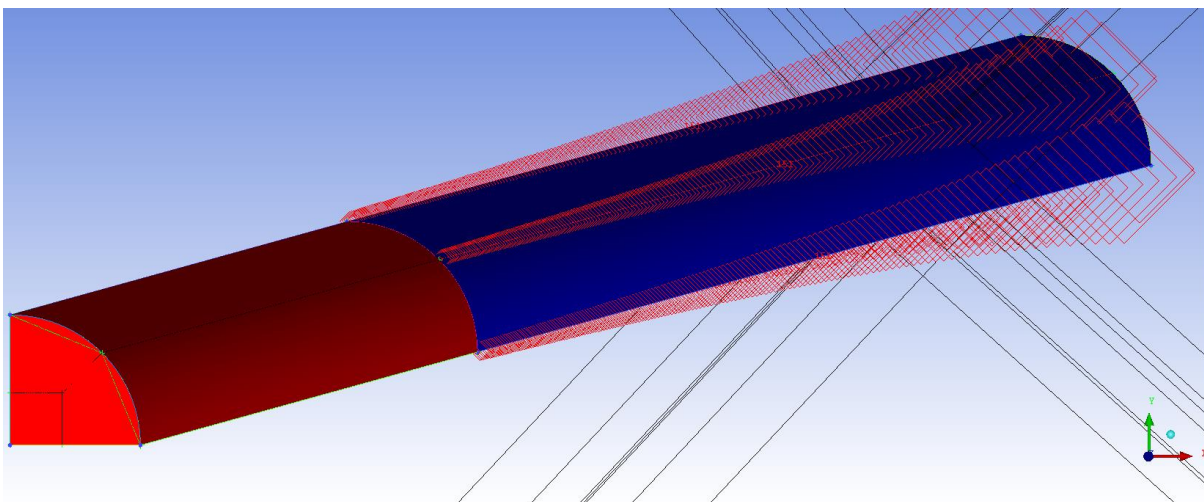


Figura 2-6.- Variación de la densidad de nodos en el primer tramo.

Como ejemplo de lo anterior, la Figura 2-6 y en la Figura 2-7 muestra el aumento de la densidad del número de nodos en la primera parte del conducto y en la dirección radial de la sección del conducto. La densidad de nodos va aumentando a medida que se acerca a la sección donde comienza la transferencia de calor para aumentar la precisión en la zona de máxima importancia.

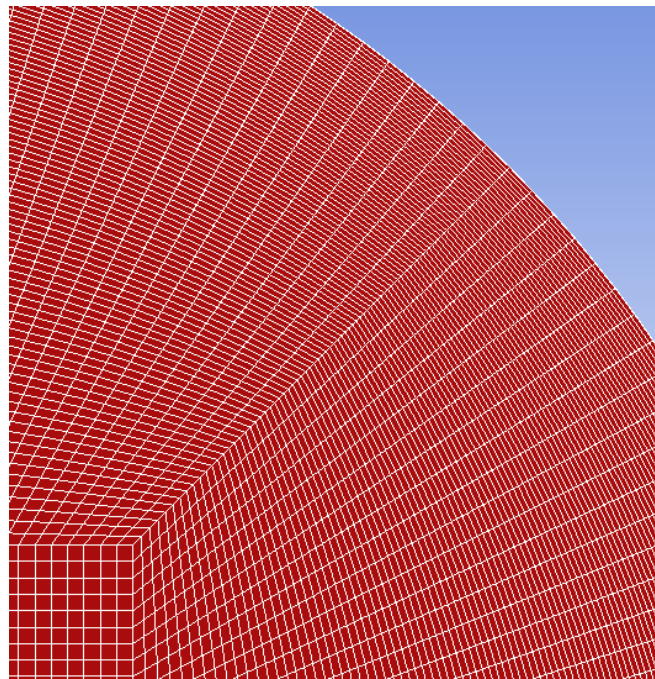


Figura 2-7.- Variación de la densidad de nodos en la superficie *Outlet*.

En total, se generan cinco (5) mallas para la validación del protocolo. La Tabla 2-5 resumen el número de nodos seleccionado en cada eje y el tipo de ley para la distribución de los nodos.

Tabla 2-5.- Tipología de Mallado

Ejes	Malla									
	I		II		III		IV		V	
Localización	Nodos	Distr.	Nodos	Distr.	Nodos	Distr.	Nodos	Distr.	Nodos	Distr.
Vert. y Horiz. Int	21	Bigeom.	26	Bigeom.	31	Bigeom.	41	Bigeom.	311	Bigeom.
Vert., Horiz. Ext. y Diag.	81	Lineal	91	Lineal	96	Lineal	106	Spline	116	Spline
Longitudinal en 60 m	151	Bigeom.	151	Bigeom.	151	Lineal	151	Spline	251	Spline
Longitudinal en 30 m	301	Bigeom.	301	Bigeom.	401	Bigeom.	451	Bigeom.	551	Bigeom.

La convergencia de la malla se analiza atendiendo al Número de Nusselt calculado. Y, para tal objetivo, se trabaja con las variables de estado que calcula Fluent, puesto que al ser el Nusselt una variable compuesta podría ser necesario configurar parámetros más complejos para que el cálculo sea correcto.

2.2.4 Región de Entrada Hidrodinámica y Térmica

Para justificar por qué la geometría se reduce hasta los valores que se describen anteriormente, es necesario introducir el concepto de *Región de Entrada*, tanto para la capa hidrodinámica como para la térmica.

Como describe en [13], si se considera un fluido en régimen laminar con un perfil de velocidad constante a la entrada de un conducto, la capa límite no se genera de forma inmediata (Figura 2-8). Los efectos viscosos ocurren nada más entrar en contacto el fluido con las paredes del conducto y la capa límite se va generando a costa de reducir la región no viscosa del fluido.

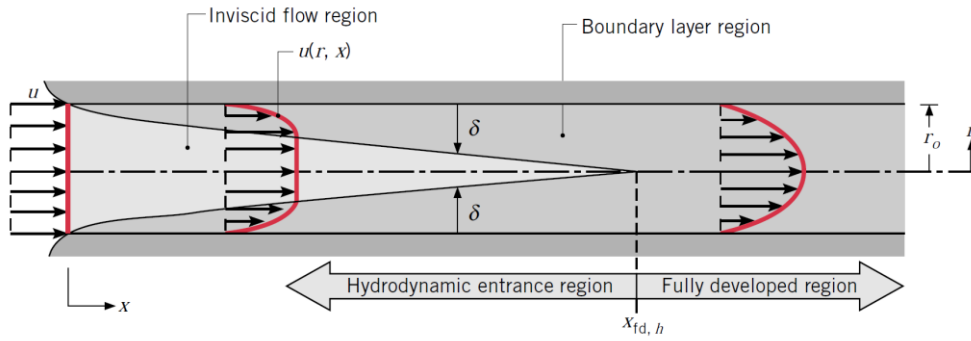


Figura 2-8.- Desarrollo de la capa hidrodinámica en un conducto con régimen laminar [13]

Cuando las capas límite se unen en el centro del conducto, los efectos viscosos se dan en toda la sección y el perfil de velocidades permanece constante en todo el conducto. Para un flujo laminar ($Re_D \leq 2.300$), la región de entrada hidrodinámica se puede estimar como [36]:

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 \cdot Re_D \tag{2.3}$$

Desde el punto de vista del régimen turbulento, una aproximación puede ser de la forma [17]:

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{turb} \leq 60 \tag{2.4}$$

Atendiendo a la capa térmica y de forma análoga a la capa hidrodinámica, cuando un fluido entra en un conducto cuya temperatura es superior a la del propio fluido, empieza a darse la transferencia de calor y comienza el desarrollo de la capa límite térmica. Si se fijan las condiciones de transferencia de calor: temperatura superficial constante o flujo de calor constante; entonces, se desarrolla por completo la capa límite térmica (Figura 2-9). Ésta última, difiere en forma según la condición térmica impuesta.

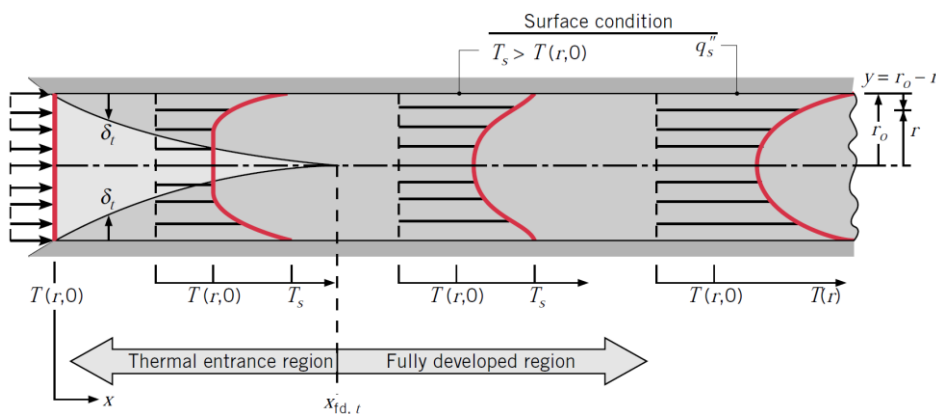


Figura 2-9.- Desarrollo de la capa térmica en un conducto [13]

La región de entrada de la capa límite térmica para flujo laminar se puede expresar de la forma [17]:

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 \cdot Re_D \cdot Pr \tag{2.5}$$

Para regímenes turbulentos, la región de entrada es independiente del número de Prandtl:

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D} \right)_{turb} = 10 \tag{2.6}$$

Mediante el razonamiento anteriormente expuesto, se llega a las distintas longitudes de conducto que se resumen en la siguiente tabla y que definen el modelo geométrico.

Tabla 2-6.- Longitudes de entrada y del modelo geométrico.

Longitud del conducto (m)							
Re	315	947	62.933	94.400	10 ⁵	2·L _{entr}	L _{modelo}
Entrada hidrodinámica	9,0	27,2	28,8	28,8	28,8	58	60
Entrada térmica	5,5	16,5	4,8	4,8	4,8	34	30

De este modo, la primera comprobación que se ejecuta es si se desarrolla la capa límite hidrodinámica y térmica en las secciones de estudio del conducto. Sobre todo, la capa hidrodinámica. Pues es necesario que el perfil de velocidades esté completamente desarrollado de forma previa a la sección donde comienza la transferencia de calor. Para ello se escoge el número de Reynolds más restrictivo, en cuanto a longitud de entrada, es decir un Reynolds de 10⁵.

Para dicha tarea, se compara el perfil de velocidades en las secciones, en coordenadas globales: x = 89 m, x = 58 m. De este modo, si se conoce el perfil de velocidades al final del conducto, con una longitud casi 3 veces mayor que el valor de longitud de entrada hidrodinámica, donde es seguro que el perfil hidrodinámico está completamente desarrollado. Este sirve de referencia para la sección anterior a la transferencia de calor.

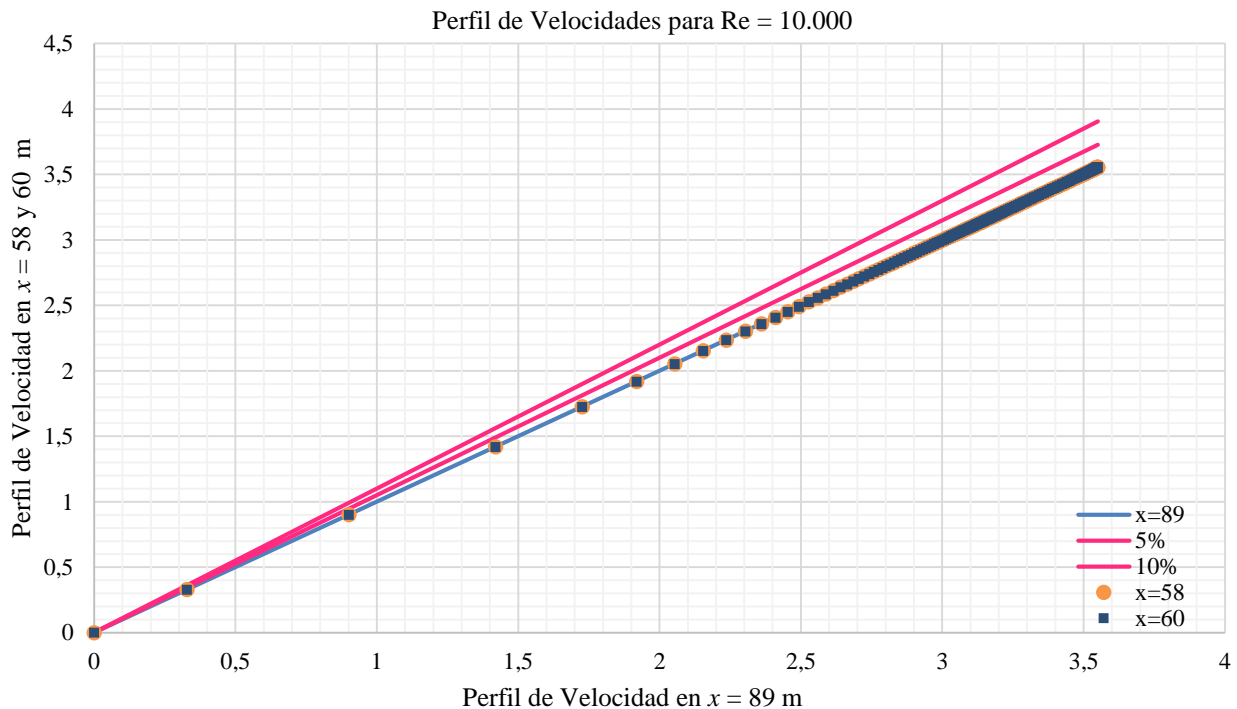


Figura 2-10.- Perfil de velocidades

Como se puede observar en la Figura 2-10. El ajuste es prácticamente del 100%. En el caso de la sección en x = 58 m, el ajuste varía al final de la curva hasta alcanzar errores menores del 10%. Sin embargo, en la sección de entrada térmica, el ajuste es casi total. Por tanto, la longitud del modelo es válida para el desarrollo de la

capa límite hidrodinámica.

De forma análoga al caso hidrodinámico, se compara la temperatura adimensional según r para ambas secciones. Esta vez, se emplean coordenadas locales cuyo centro se encuentra en el eje axial del conducto en la sección donde comienza la transferencia de calor. El cambio de coordenadas se debe a que la geometría de los estudios de referencia difiere a la de este.

El caso que se analiza es el más restrictivo para el desarrollo de la capa límite térmica, es decir, aquel con el número de Reynolds = 315.

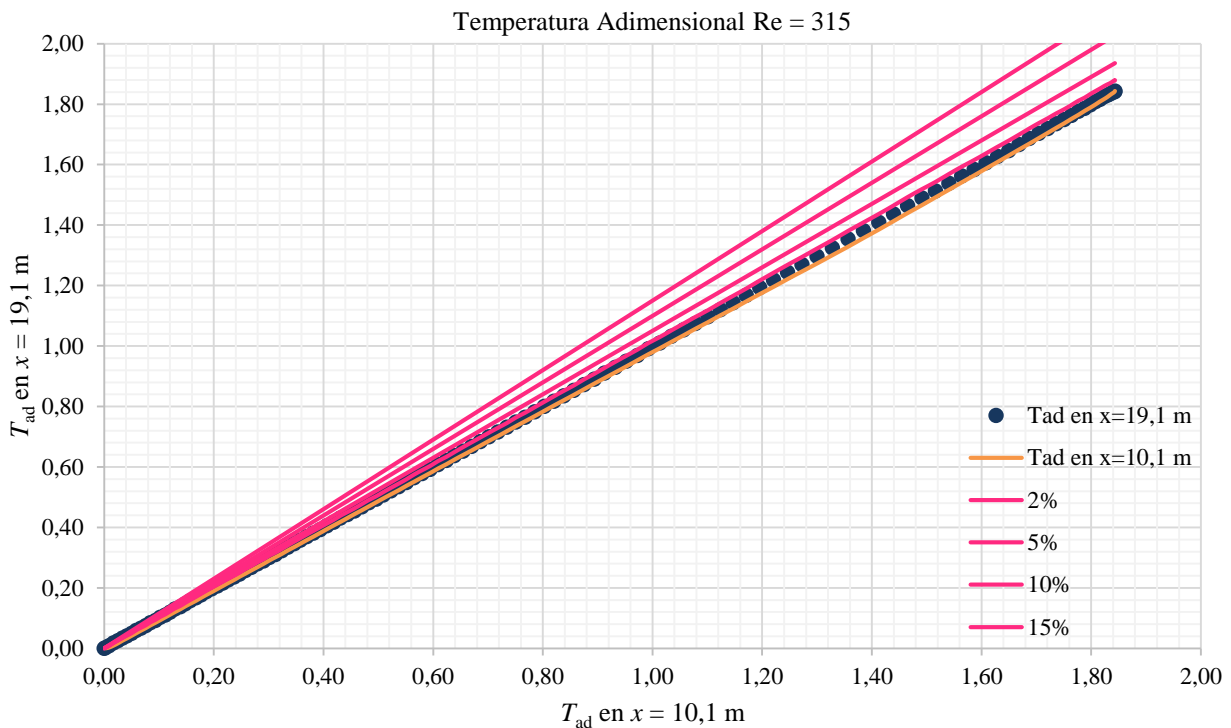


Figura 2-11.- Perfil de temperatura para $T_{ad}(r)$

La primera observación que se puede hacer es que la temperatura adimensional, a diferencia del caso de flujo externo en placa plana, no sólo alcanza valores entre 0 y 1; como ya se señala en párrafos anteriores. En segunda instancia, el ajuste de las temperaturas es cuasi coincidente con un error inferior al 2%.

Por último, se constata en este modelo 3D la independencia del perfil de la capa límite térmica del par de temperatura entrada-superficie. Esta vez, se valida el supuesto bajo un número de Reynolds = 947.

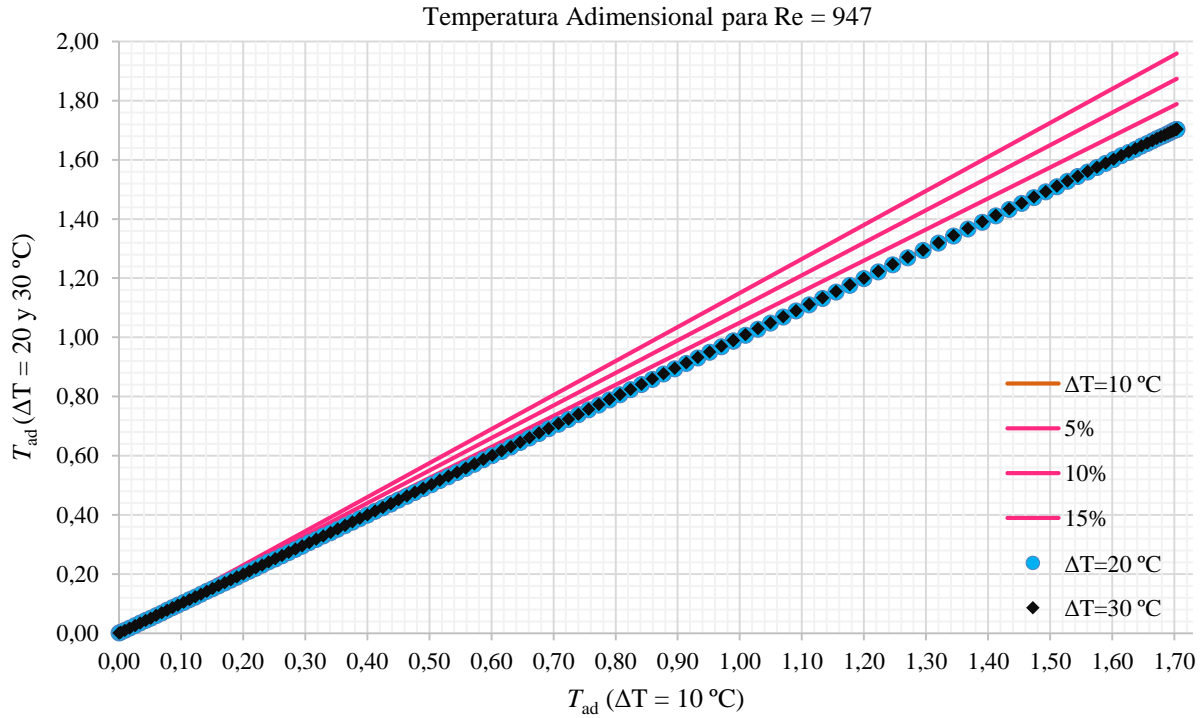


Figura 2-12.- Perfil de temperatura para $T_{ad}(r)$ para distintos pares de temperatura

Atendiendo a la Figura 2-12, se puede llegar a la conclusión de que el modelo cumple con la afirmación formulada por Blasius [33], existiendo el mismo gradiente de temperatura para distintos pares de temperatura entrada-superficie.

2.2.5 Validación del Número de Nusselt para Re = 315

El primer caso a comprobar es para un Reynolds de 315. El cálculo emplea la malla M-I y el modelo de cálculo Laminar en Fluent. Cabe hacer esta aclaración, ya que es posible establecer cálculos en régimen laminar con modelos de cálculo turbulentos, alcanzando mayor precisión a costa de aumentar la potencia computacional. La tabla Tabla 2-7 resume los valores de cálculo. Los subíndices 0, indican las coordenadas relativas donde comienza la transferencia de calor.

Tabla 2-7.- Valores de Cálculo del Modelo M-I

Valores de Cálculo								
x (m)	h ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	G (kg/s)	$h_{mm,x}$ (J/kg)	$h_{mm,0}$ (J/kg)	A (m^2)	$T_{mm,x}$ (K)	$T_{mm,0}$ (K)	T_S (K)
10,1	0,2422	0,002135	3166,6065	-4469,5836	15,2304	301,3500	293,7115	303
19,1	0,2295	0,002135	4451,7474	-4469,5836	28,8021	302,5708	293,7115	303

Al establecer la comparación con la correlación de Hausen, se obtiene:

Tabla 2-8.- Valores de Nusselt M-I

Nusselt			
x (m)	Nu	Corr. de Hausen	$\epsilon_{relativo}$
10,1	4,56	4,27	6,73%
19,1	4,32	4,00	7,93%

Los valores que se obtiene son menores a un valor del 10%, para comprobar que los valores convergen se emplea la malla M-II. Además, para bajos números de Reynolds se intenta disminuir el error por debajo del 5%, ya que son modelos más económicos desde el punto de vista computacional.

Con la malla M-II, los valores de cálculo y Nusselt son:

Tabla 2-9.- Valores de Cálculo del Modelo M-II

Valores de Cálculo								
x (m)	h ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	G (kg/s)	$h_{mm,x}$ (J/kg)	$h_{mm,0}$ (J/kg)	A (m^2)	$T_{mm,x}$ (K)	$T_{mm,0}$ (K)	T_s (K)
10,1	0,2393	0,002135	3165,5371	-4475,3385	15,2304	301,2935	293,7057	303
19,1	0,2291	0,002135	4448,9970	-4475,3385	28,8021	302,5680	293,7057	303

Tabla 2-10.- Valores de Nusselt M-II

Nusselt			
x (m)	Nu	Corr. de Hausen	$\epsilon_{relativo}$
10,1	4,50	4,27	5,46%
19,1	4,31	4,00	7,72%

La variación más significativa se produce en la primera sección. Aun así, no se logra disminuir el error relativo cometido a valores inferiores del 5%. Por tanto, el proceso de convergencia de la malla continua. Para el caso de la malla M-III, se obtiene:

Tabla 2-11.- Valores de Cálculo del Modelo M-III

Valores de Cálculo								
x (m)	h ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	G (kg/s)	$h_{mm,x}$ (J/kg)	$h_{mm,0}$ (J/kg)	A (m^2)	$T_{mm,x}$ (K)	$T_{mm,0}$ (K)	T_s (K)
10,1	0,2297	0,002135	2978,6199	-4811,6214	15,2304	301,1079	293,3718	303
19,1	0,2194	0,002135	4371,4283	-4811,6214	28,8021	302,4910	293,3718	303

El error relativo que se comete para esta malla alcanza valores inferiores al 5%, ver Tabla 2-12 Esto da por finalizado el proceso de convergencia para un flujo laminar con Reynolds = 315.

Tabla 2-12.- Valores de Nusselt M-III

Nusselt			
x (m)	Nu	Corr. de Hausen	$\epsilon_{relativo}$
10,1	4,32	4,27	1,23%
19,1	4,13	4,00	3,20%

Al comparar los valores que se obtienen mediante la correlación y los valores calculados, y asumiendo que el valor teórico del Número de Nusselt [17] es: $Nu_{teórico}=3,66$; se puede generar la siguiente figura:

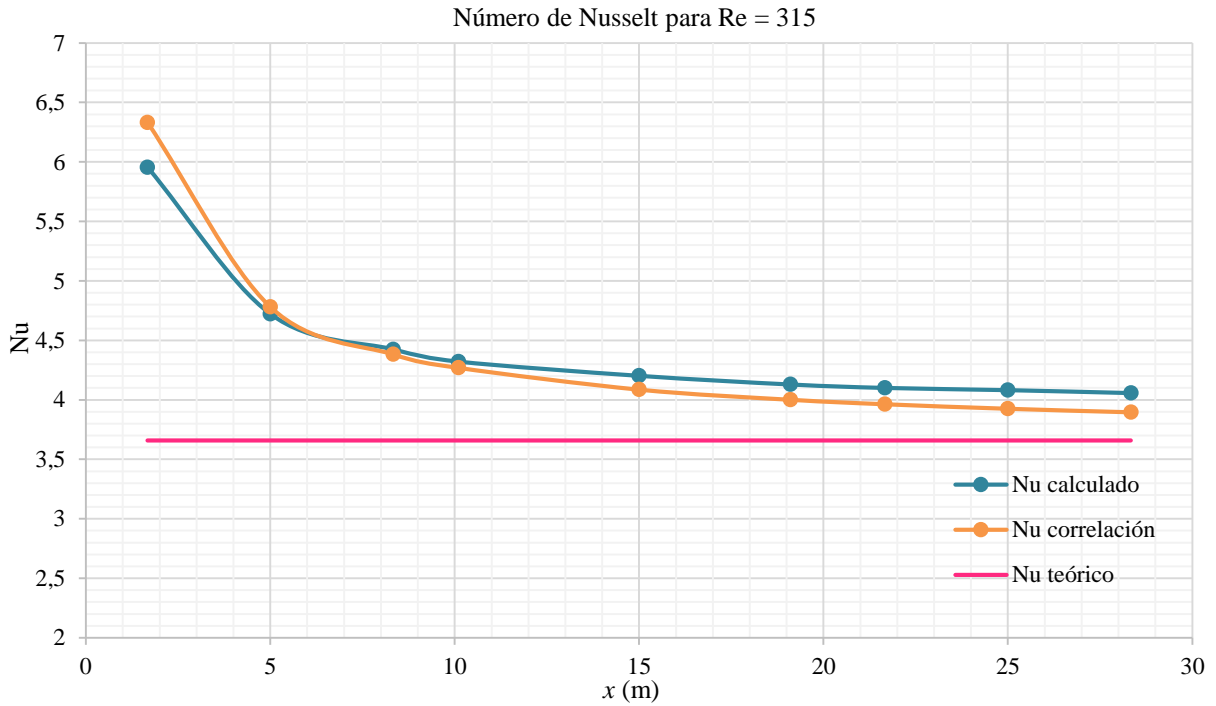


Figura 2-13.- Valores de Nusselt en x (Re = 315)

Como se puede observar en la Figura 2-13, tanto el valor de cálculo como el correspondiente a la correlación se aproximan al valor teórico conforme aumenta x. Esto quiere decir que para una longitud tendiendo a infinito el Número de Nusselt alcanza el valor teórico.

2.2.6 Validación del Número de Nusselt para Re = 947

La malla M-III es la malla de partida para este caso. Como se puede comprobar en los resultados siguientes, esta malla es suficiente para obtener errores relativos menores al 5%.

Tabla 2-13.- Valores de Cálculo M-III (Re = 947)

Valores de Cálculo								
x (m)	h (W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	G (kg/s)	h _{mm,x} (J/kg)	h _{mm,0} (J/kg)	A (m ²)	T _{mm,x} (K)	T _{mm,0} (K)	T _S (K)
10,1	0,2763	0,006515	-325,8964	-5009,9740	15,2304	297,8263	293,1748	303
19,1	0,2455	0,006515	1516,3409	-5009,9740	28,8021	299,6558	293,1748	303

Tabla 2-14.- Valores del Número de Nusselt M-III (Re = 947)

Nusselt			
x (m)	Nu	Corr. de Hausen	ε _{relativo}
10,1	5,19	5,21	0,32%
19,1	4,62	4,57	0,98%

El error relativo alcanza valores menores al 1% con la malla M-III. Esto puede parecer ilógico. Pues, con la misma malla que para un número de Reynolds mayor, se obtienen mejores resultados. Sin embargo, esto se explica atendiendo al valor del Número de Nusselt de la correlación, que también aumenta y es con la que se realiza la validación. Es decir, ésta última es menos precisa conforme aumenta el Número de Nusselt.

La evolución a lo largo de la longitud del segundo tramo, tanto del Nusselt calculado como el obtenido por la correlación, se muestra en la

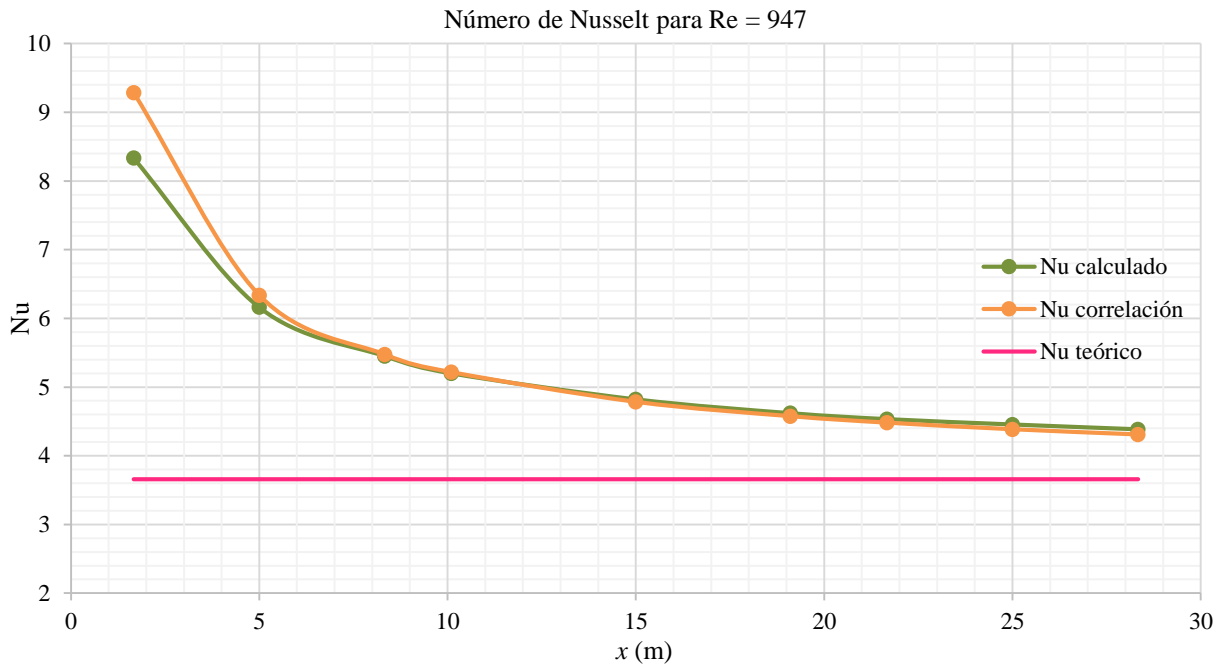


Figura 2-14.- Valores de Nusselt en x ($Re = 947$)

Por último, para ambos casos laminares, se representa la evolución de ambos fluidos con distinto número de Reynolds.

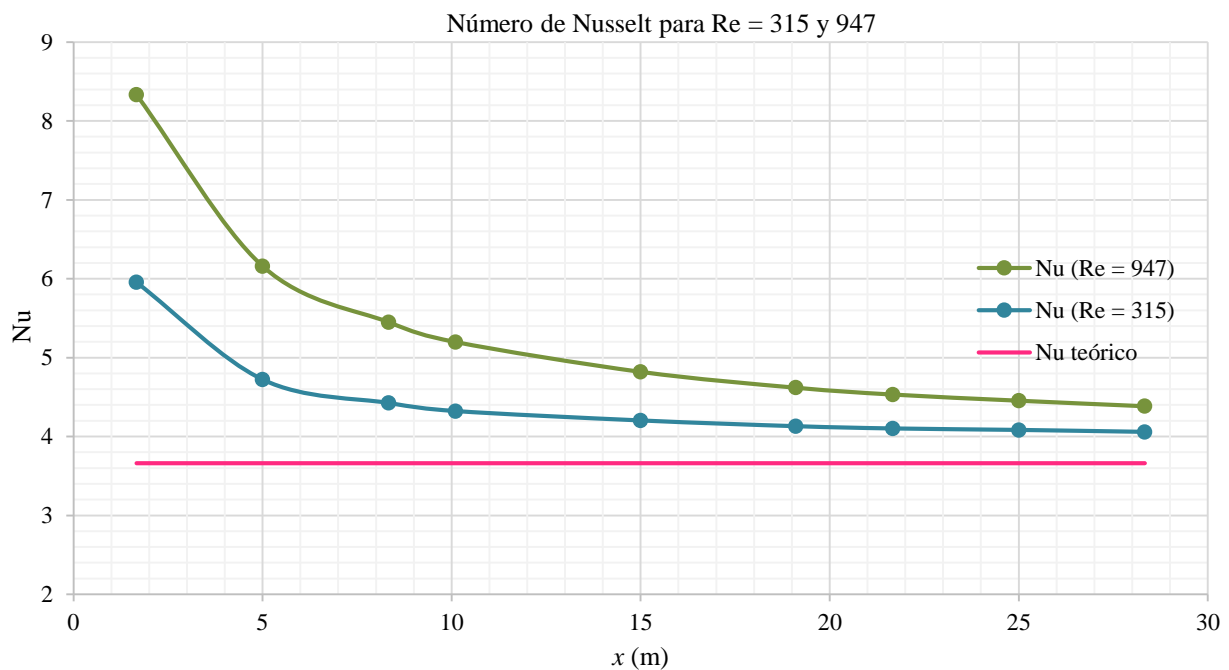


Figura 2-15.- Valores de Nusselt en x ($Re = 315$ y 947)

2.2.7 Validación del Número de Nusselt para $Re = 62.933$

Al superar la barrera del flujo laminar, las correlaciones que se usan para comparar los valores de cálculo son las correlaciones de Dittus-Boelter y Gnielinski: Además, para la última se utiliza la correlación de Petukhov para hallar el coeficiente de fricción.

En los modelos turbulentos, es necesario introducir de nuevo el concepto de la variable y^+ . Hay que asegurar que la distancia del primer nodo a la pared sea lo suficientemente cercana para captar la subcapa viscosa. Para ello el valor de $y^+ \approx 1$, Figura 2-16. Si no, habría que adaptar la distancia del primer nodo hasta conseguirlo. Esto es imprescindible para resolver problemas mediante modelos turbulentos con un tratamiento de pared cercano a la superficie (Enhanced Wall Function).

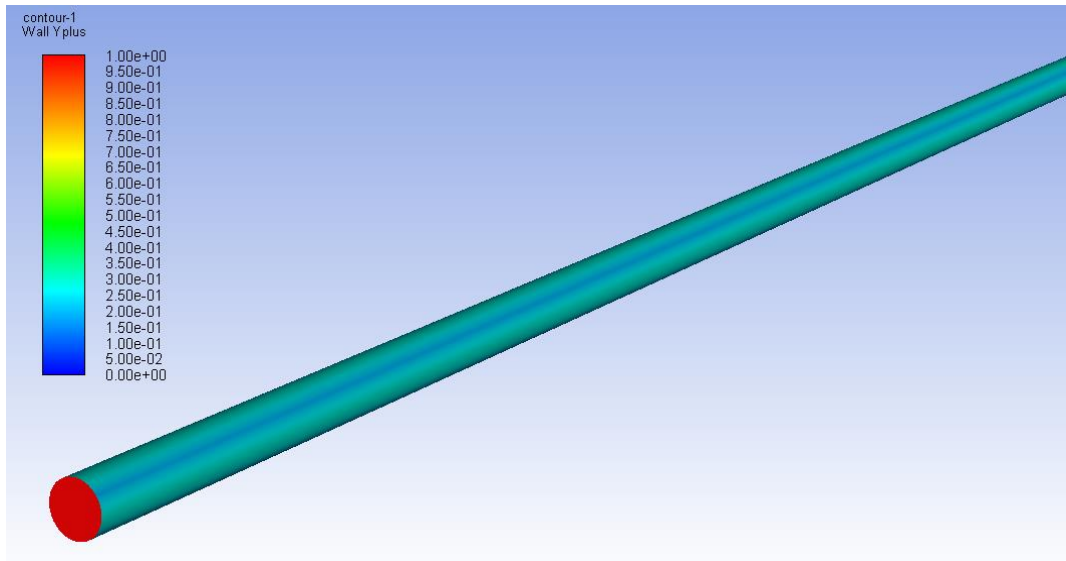


Figura 2-16.-Valores de y^+ (M-III)

La malla inicial es la malla M-III, para la que se obtienen los valores de cálculo siguientes:

Tabla 2-15.- Valores de Cálculo M-III ($Re = 62.933$)

Valores de Cálculo								
x (m)	h ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	G (kg/s)	$h_{mm,x}$ (J/kg)	$h_{mm,0}$ (J/kg)	A (m^2)	$T_{mm,x}$ (K)	$T_{mm,0}$ (K)	T_S (K)
10,1	8,9598	0,43298	-2455,1640	-5152,2194	15,2304	295,7119	293,0336	303
19,1	8,4238	0,43298	-869,1331	-5152,2194	28,8021	297,2869	293,0336	303

Aunque los valores de cálculo predefinidos se realizan en las secciones $x = 10,1$ y $x = 19,1$ m; hay que aclarar que, a diferencia del flujo laminar, las correlaciones para flujo turbulento no dependen de la longitud desde la que comienza la transferencia de calor. Por tanto, en este y los siguientes casos, se debe tener en cuenta el error cometido durante toda la longitud donde existe intercambio de calor. Dada la afirmación anterior, se grafican los valores de Nusselt calculados en conjunto con el obtenido por las correlaciones. Además, se añade la tendencia del error relativo con respecto a la correlación de Gnielinski.

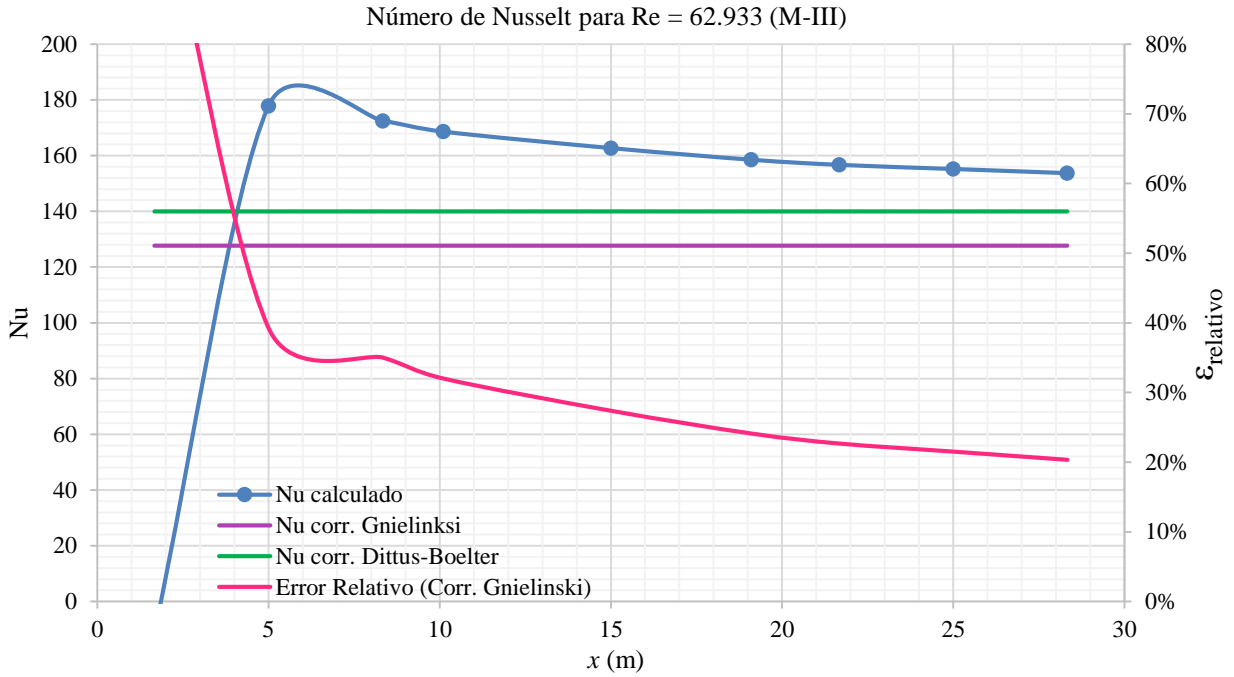


Figura 2-17.-Valores de Nusselt en x (Re = 62.933) (M-III)

De la figura anterior, se deduce que es necesario refinar la malla, pues el error relativo que se comete es del 20,33%, y pasar a la malla M-IV para obtener unos resultados más precisos. El objetivo es alcanzar errores menores al 10%. En primer lugar, se comprueba el valor de y^+ .

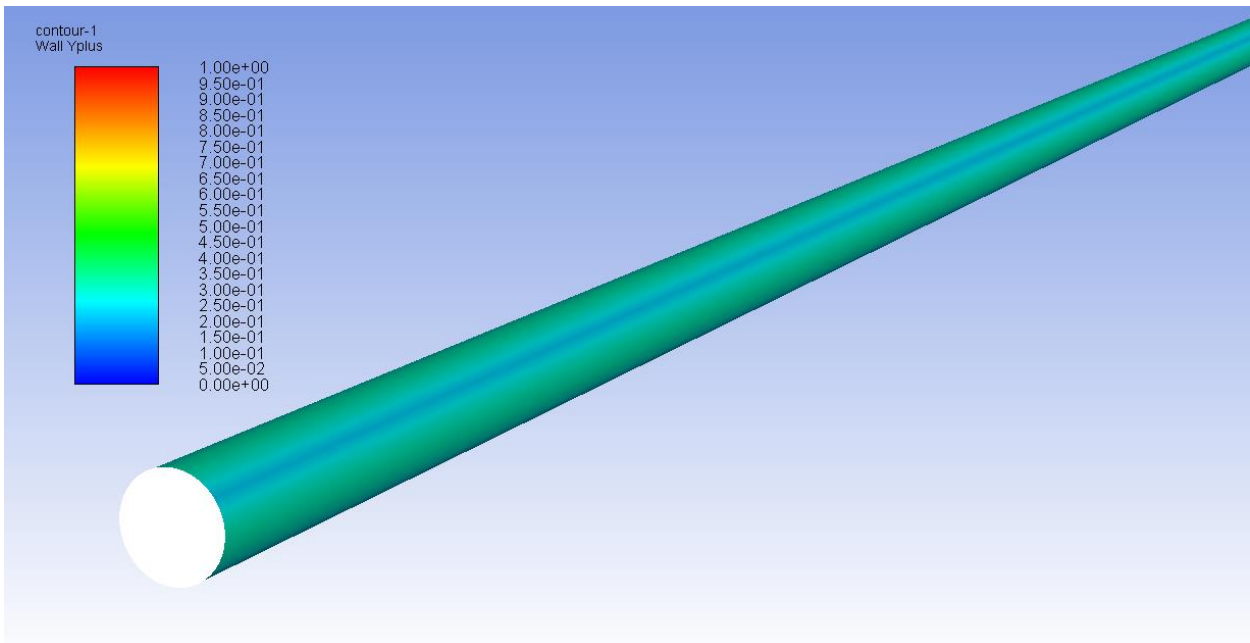


Figura 2-18.- Valores de y^+ (M-IV)

Para la malla M-IV, se obtienen los siguientes valores de cálculo:

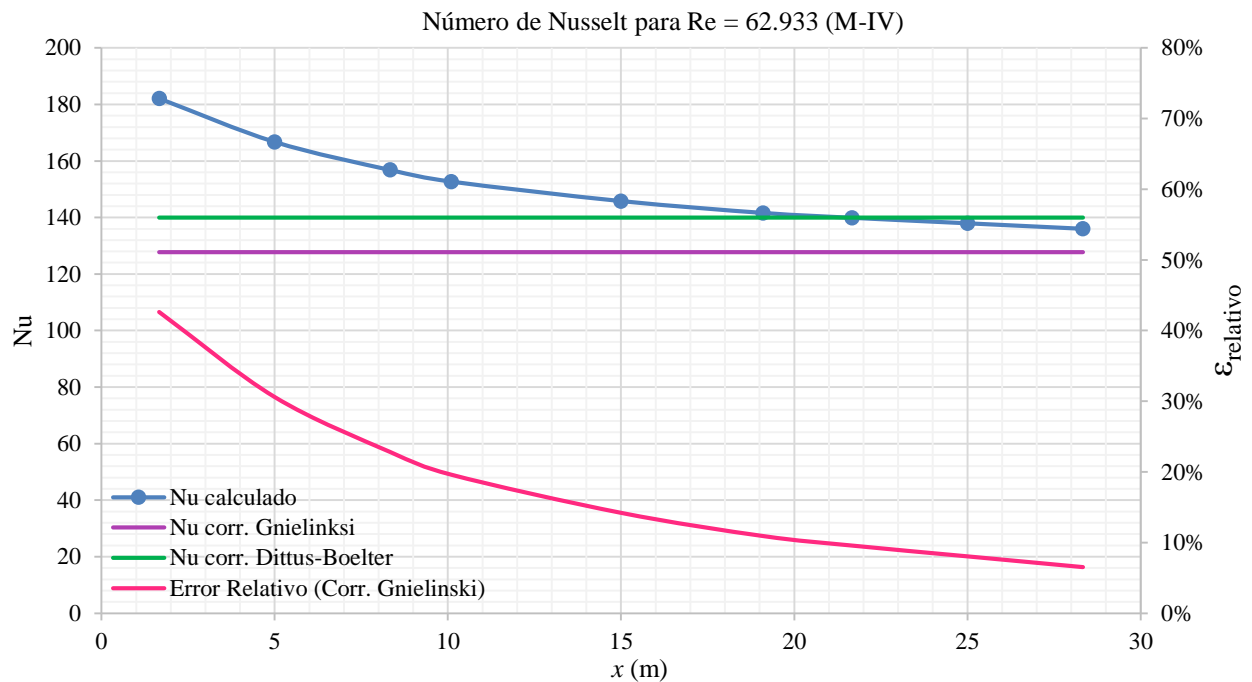


Figura 2-19.- Valores de Nusselt en x ($Re = 62.933$) (M-IV)

De la Figura 2-19, se puede observar como el mínimo error que se comete es de 6,51%, para $x = 88,3$ m, respecto a la correlación de Gnielinski. Por tanto, se puede afirmar que se alcanza la convergencia con la malla M-IV para este régimen de Reynolds.

Tabla 2-16.- Error $Nu_{a,avg}$ ($Re = 62.933$)

Nusselt							
Malla	$Nu_{a,avg}$	Corr. de Gnielinski	$\epsilon_{relativo}$	Corr. Dittus-Boelter	$\epsilon_{relativo}$	Nu [34]	$\epsilon_{relativo}$
III	143,56	127,72	12,41%	139,98	2,56%	134,56	5,35%
IV	134,42	127,72	5,25%	139,98	3,97%	134,56	5,35%

La Tabla 2-16 muestra el error cometido entre el valor del Número de Nusselt medio en el área de transferencia de Fluent, y el que se obtiene con la correlación de Gnielinski y Dittus-Boelter. El error que se obtiene es próximo al estimado en la sección final de la tubería. Además, se compara el error relativo que se tiene en [34] con la correlación de Gnielinski.

2.2.8 Validación del Número de Nusselt ($Re = 94.400$)

Demostrada la convergencia de la solución para la malla M-IV del caso anterior, se toma la misma como malla base para un número de Reynolds de 94.400. La primera comprobación es el valor de y^+ que se alcanza en la zona de transferencia.

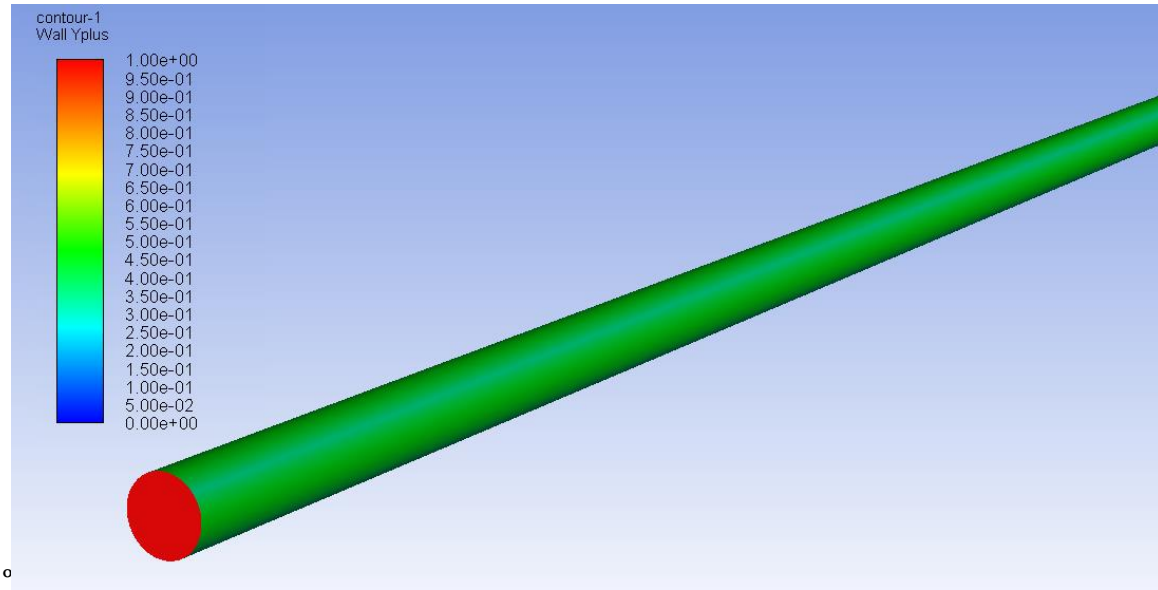


Figura 2-20- Valores de y^+ (M-IV – $Re = 94.440$)

De tal forma, que los resultados son los siguientes:

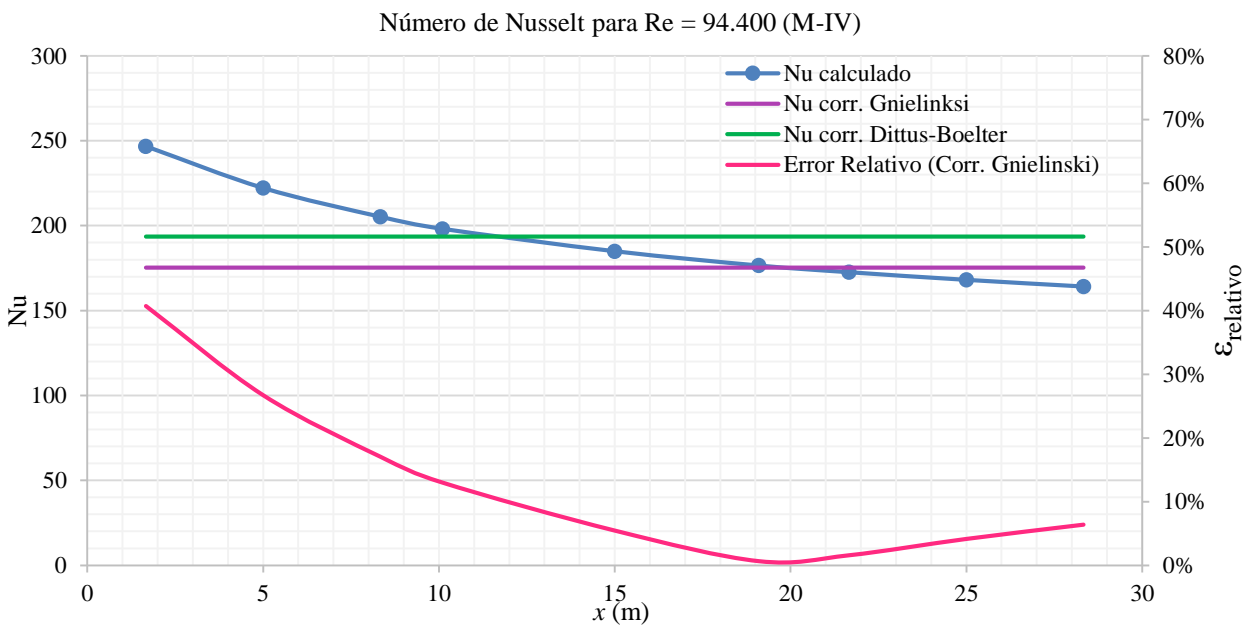


Figura 2-21- Valores de Nusselt en x ($Re = 94.400$) (M-IV)

En esta ocasión, los valores de Nusselt calculados alcanzan valores inferiores a las correlaciones y, posteriormente, se estabilizan. El error que alcanzan en la zona de estabilización es del 6,39%. Lo que representa un buen comportamiento de la malla M-IV.

Tabla 2-17.- Error $Nu_{a,avg}$ ($Re = 94.400$)

Nusselt							
Malla	$Nu_{a,avg}$	Corr. de Gnielinski	$\epsilon_{relativo}$	Corr. Dittus-Boelter	$\epsilon_{relativo}$	Nu [34]	$\epsilon_{relativo}$
IV	171,86	175,28	1,95%	193,61	11,24%	182,19	3,94%

Respecto al valor de cálculo de Fluent, se comete un error inferior al 2%. Lo que indica que la calidad de la malla en las regiones cercanas a la superficie es muy alta.

2.2.9 Validación del Número de Nusselt (Re = 10.000)

Se alcanza finalmente, el último de la batería de casos para la validación del protocolo que se presenta. El régimen turbulento alcanza un número de Reynolds de 10.000. Dado el buen comportamiento de la malla M-IV en los anteriores regímenes turbulentos, se emplea para este caso final.

Para asegurar que la Malla IV ofrece un buen ajuste para el cálculo del coeficiente de transferencia convectivo, se estudia el valor y^+ :

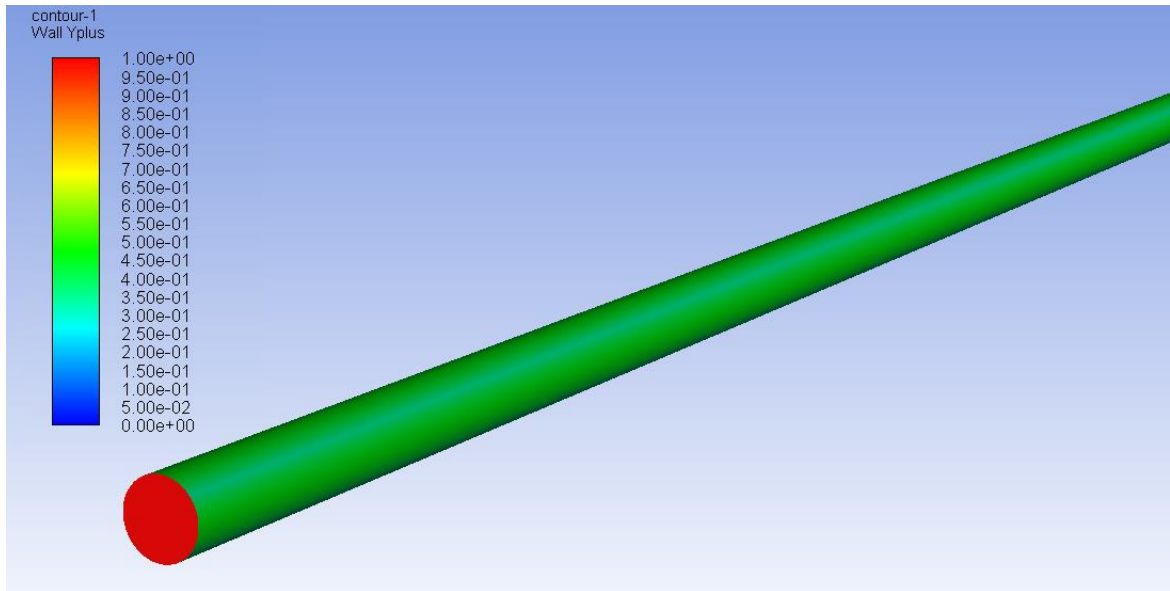


Figura 2-22- Valores de y^+ (M-IV – Re = 10.000)

En Figura 2-23, se observa cómo, en esta ocasión, el error relativo no tiene un ajuste tan bueno respecto a número de Reynolds inferiores. Aun así, el error relativo sigue siendo inferior al 10%.

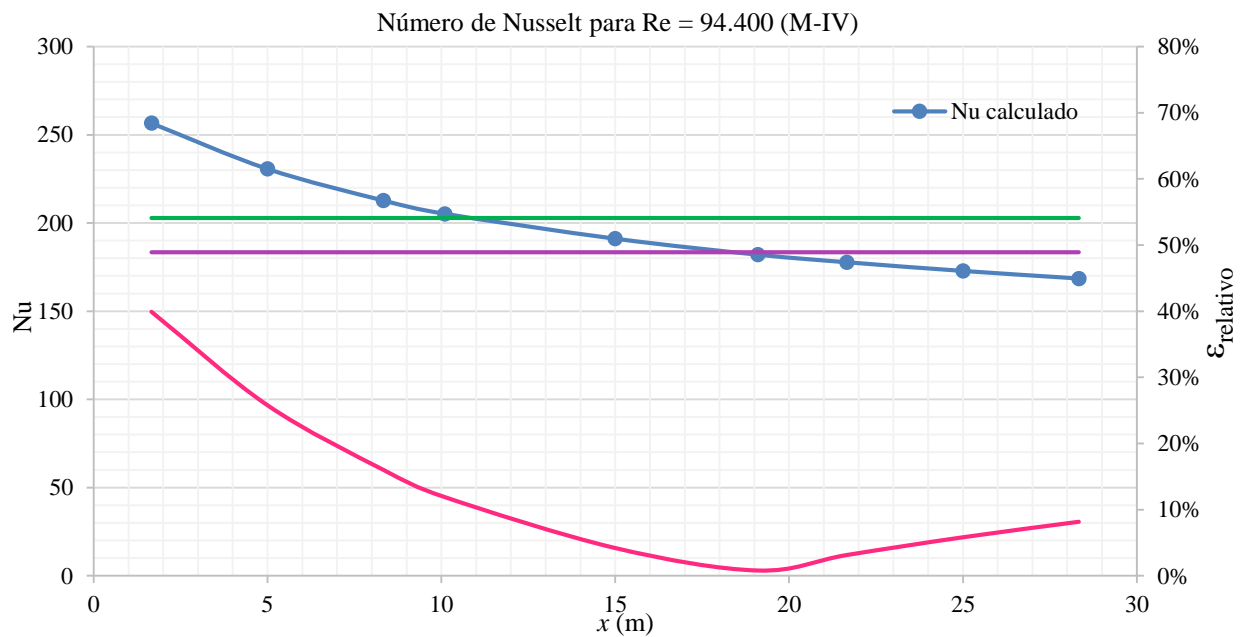


Figura 2-23.- Valores de Nusselt en x (Re = 10.000) (M-IV)

El valor del error relativo alcanza el 8,15%. Para comprobar los valores que se alcanzan e intentar reducir el error relativo respecto a la correlación de Gnielinski, se usa la malla M-V. Con la que en primer lugar se comprueba el valor de y^+ :

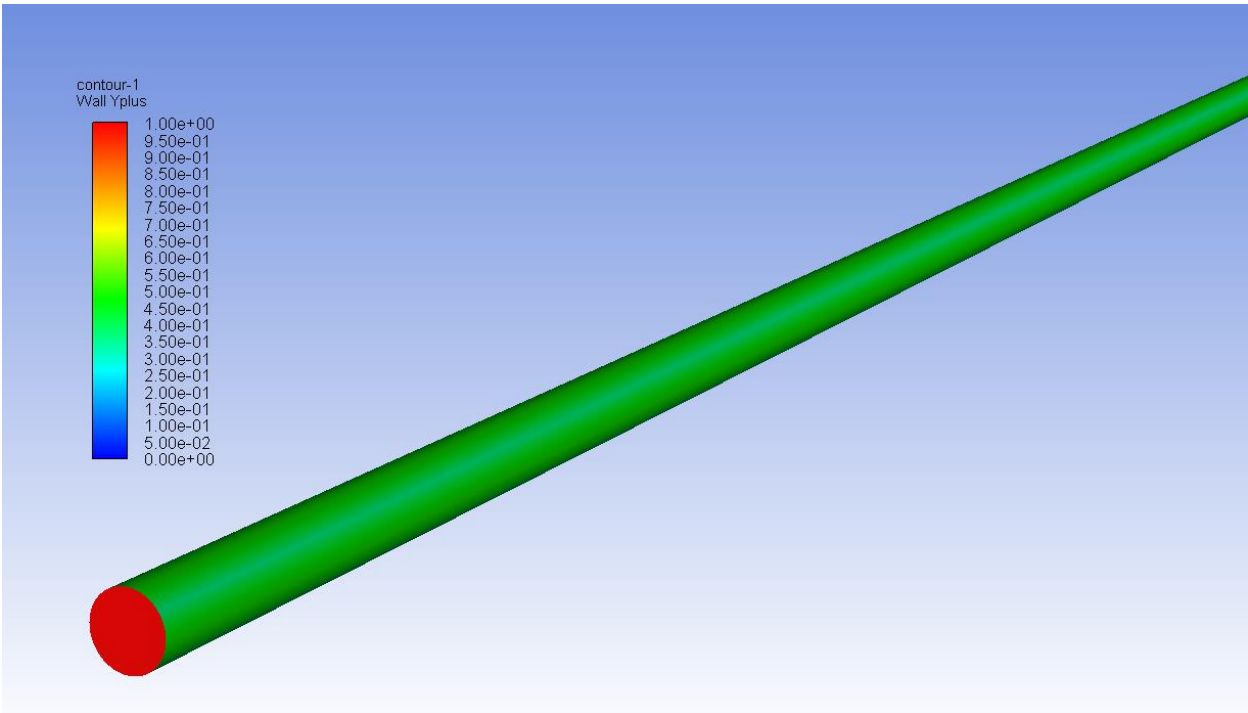


Figura 2-24- Valores de y^+ (M-V – $Re = 10.000$)

Tras el uso de esta malla, se logran los siguientes resultados.

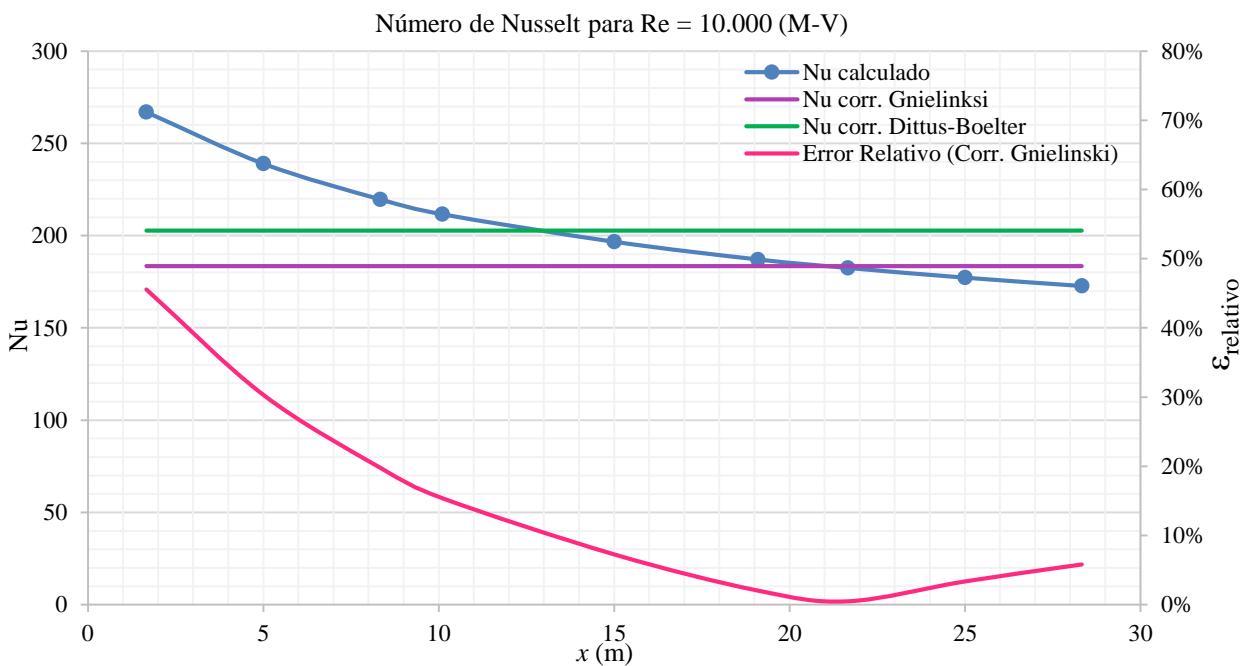


Figura 2-25.- Valores de Nusselt en x ($Re = 10.000$) (M-V)

Como se puede observar, el error relativo apenas disminuye a 5,81%. Supone la convergencia de la malla M-IV. Aunque también supone que la malla M-V puede mejorarse para intentar alcanzar una mayor exactitud. Sin embargo, el costo computacional aumentaría considerablemente.

Tabla 2-18.- Error $Nu_{a,avg}$ (Re = 10.000)

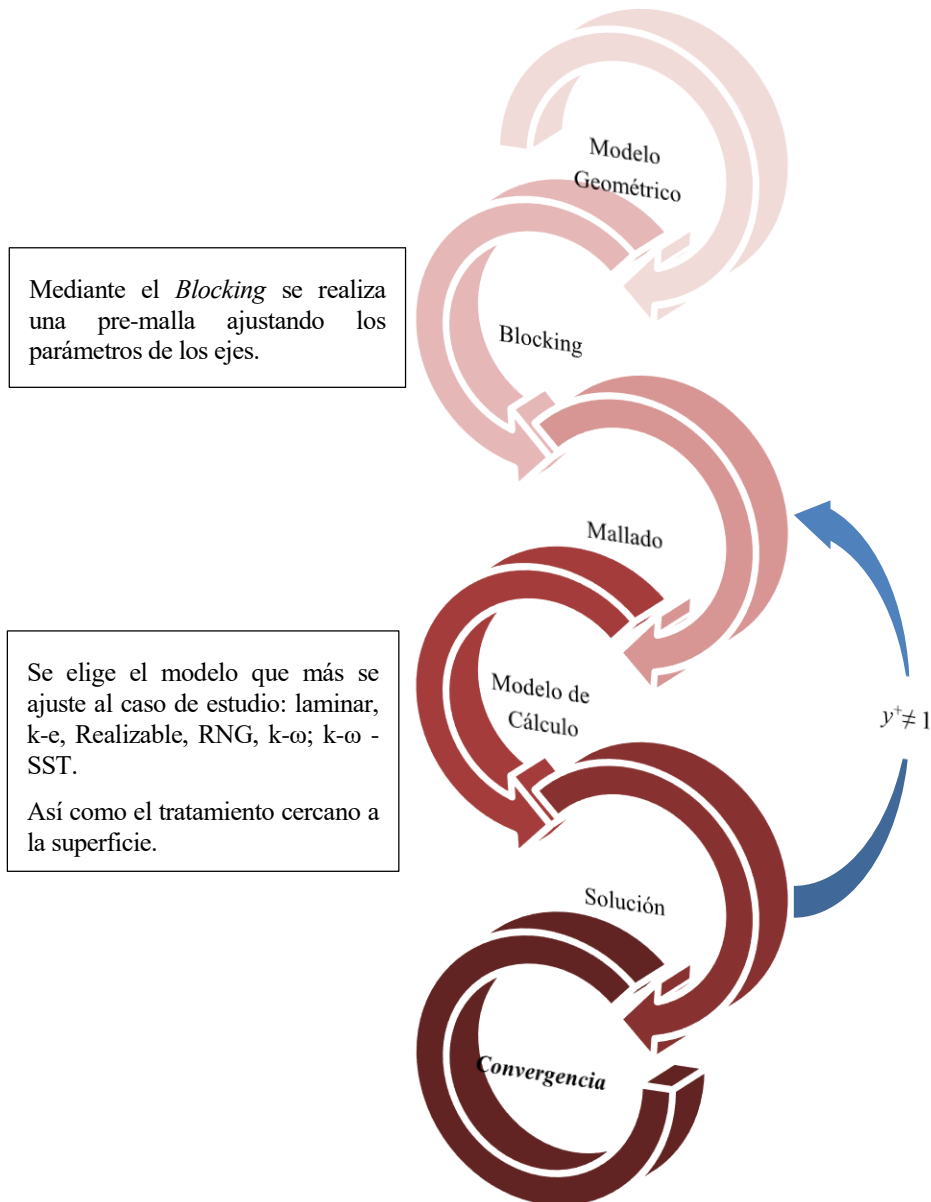
Nusselt							
Malla	$Nu_{a,avg}$	Corr. de Gnielinski	$\epsilon_{relativo}$	Corr. Dittus-Boelter	$\epsilon_{relativo}$	Nu [34]	$\epsilon_{relativo}$
IV	177,9	202,75	2,99%	202,75	12,26%	194,70	6,17%
V	181,19	202,75	1,20%	202,75	10,63%	194,70	6,17%

Para concluir, se realiza la comparativa entre el valor de Nusselt de área medio con el que se obtiene con la correlación de Gnielinski. Destaca cómo en ambos casos, al igual que para el resto de casos turbulentos, el valor de cálculo que se obtiene muy cercano al valor empírico.

2.2.10 Conclusión

Mediante la exposición anterior, se concluye que el protocolo de cálculo para el coeficiente de transferencia convectivo mediante la técnica de *Blocking* alcanza una alta precisión en relación a las correlaciones empíricas, con medios técnicos de uso doméstico.

El protocolo de cálculo a seguir, se resume en el siguiente esquema para un caso general.



Esquema -1.- Protocolo de Modelado mediante *Blocking*

3 APLICACIÓN REAL

Actualmente, dada la situación geográfica de la Comunidad Autónoma de Andalucía y el cambio climático que asevera las condiciones, están aumentando las noticias [37] donde existe la imposibilidad de impartir clase para los alumnos cuando comienza la etapa estival debido a las altas temperaturas que se alcanzan dentro del aula.

La Junta de Andalucía, mediante la ayuda de Fondos Europeos para el Desarrollo Regional, está impulsando la mejora energética en los centros educativos de Andalucía , [38], mediante un Mapa de Incentivos para la mejora energética en los colegios andaluces con distinta gama de opciones, [39]. Estas medidas pretenden paliar los efectos energéticos y ambientales en las aulas. La implantación de sistemas acondicionados en las aulas no se toma como medida posible, puesto que las instalaciones no están preparadas para la carga eléctrica que supone y, además, provocaría un costo muy elevado. Adicionalmente, existe la problemática sobre quién debe asumir este coste. Por ello, las medidas con mayor impacto energético son aquellas que opten por técnicas pasivas como el *night cooling*.



Figura 3-1.- Cubierta Colegio Mediterráneo (Córdoba). Fuente :Google Maps

Uno de los principales problemas en los colegios es que poseen una superficie cubierta muy extensa que actúa como captador solar, como es el caso del CEIP Mediterráneo en Córdoba (Figura 3-1). Esto supone la identificación de las cubiertas como elementos perjudiciales que repercuten en el interior de las aulas. Es por esto que se propone, como segunda medida en el programa de la Agencia andaluza de Energía, la modificación de la cubierta exterior. Como principal elemento perjudicial en el interior de las aulas, se lleva a cabo el estudio de distintas geometrías de cubiertas para la mejora de los efectos energéticos y ambientales en las aulas.

3.1 Geometría

La geometría de la cubierta consiste en una forma rectangular de dimensiones distintas según el caso, y dos pilares cuadrados que simulan la entrada y salida de aire en la cubierta.

Partiendo de una cubierta simple, de superficie plana y sin canalizaciones (Figura 3-2), la geometría va avanzando en complejidad al aplicar la metodología *blocking*, conforme se analizan los distintos casos.

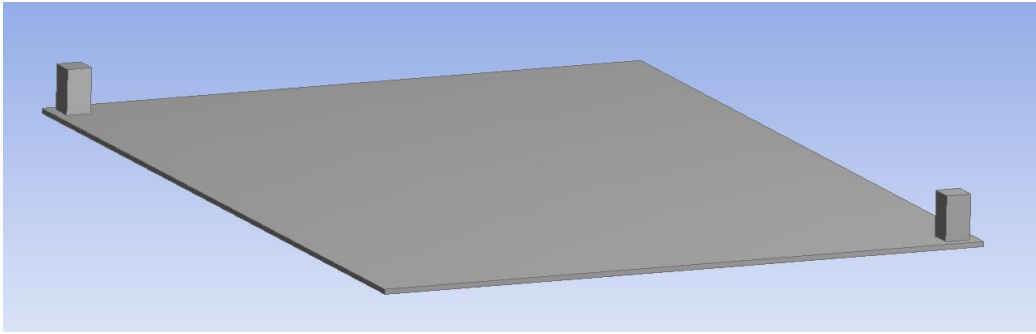


Figura 3-2.- Cubierta Plana sin Canales

El primer nivel de complejidad se alcanza al establecer los canales en la superficie plana, Figura 3-3. Primero, porque los bloques deben ajustarse perfectamente a la geometría. Y, en segundo lugar, por el aumento en el número de bloques que provoca un incremento del tiempo de generación del malla.

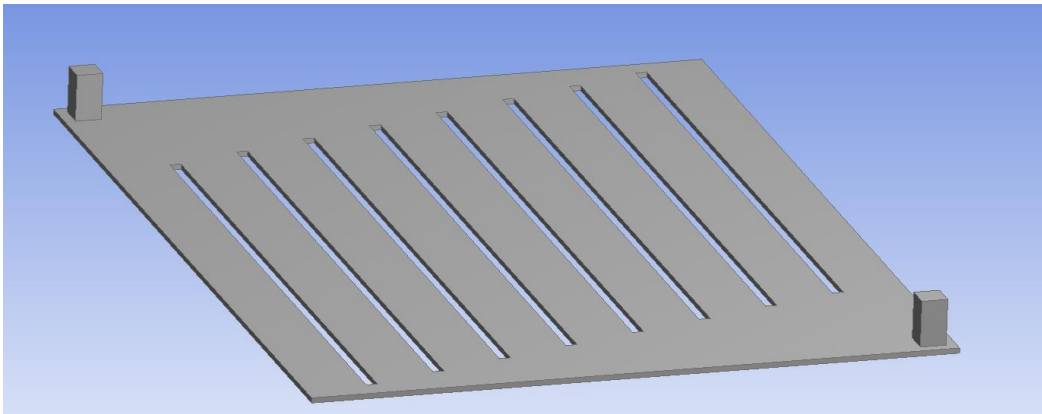


Figura 3-3.- Cubierta Plana con Canales

El segundo y último nivel de complejidad se halla en las cubiertas con forma grecada, Figura 3-4. En estas, aparte de dividir y editar los bloques para representar la geometría, se debe llevar a cabo la formación de bloques que permitan generar una malla cuya densidad de nodos sea variable en las zonas perpendiculares a la superficie de la cubierta grecada. De tal modo, que el valor de y^+ sea menor o igual que 1.

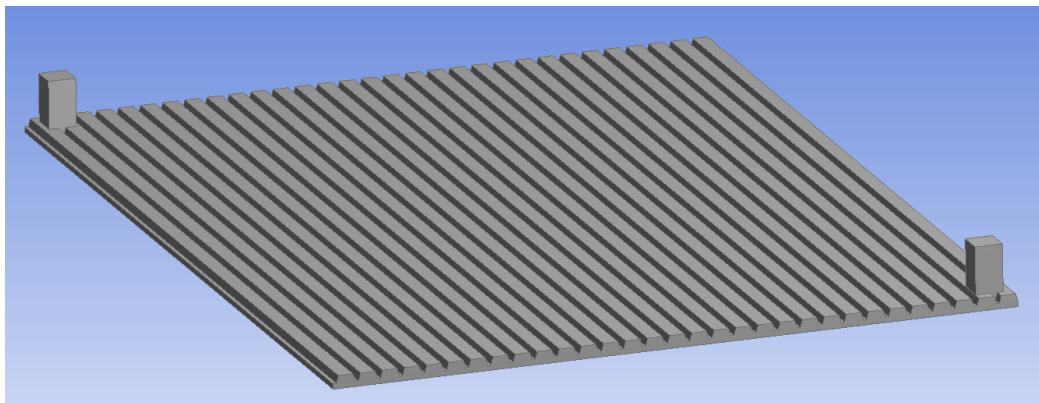


Figura 3-4.- Cubierta con Greca

3.2 Casos Objeto de Estudio

Con el fin de conseguir un amplio abanico de posibilidades, se implementan distintos tipos de geometrías. No sólo se varía las tres dimensiones de la cubierta, sino que, además, se introduce distintos tipos de superficies para la cubierta: planas o grecadas. En el caso de las cubiertas con superficie planas, se introducen canalizaciones en esta para una mejor recirculación del flujo de aire.

Los parámetros de control de los casos que definen el comportamiento de la cubierta son: caída de presión del flujo, temperatura a la salida de este y, por último, el coeficiente de transferencia de calor convectivo de la cubierta.

Tabla 3-1.- Batería de casos

Caso	Cubierta		Canal		Caudal Entrada (kg/s)	Tipo de Cubierta
	Longitud (m)	Amplitud (m)	Longitud. (m)	Amplitud(m)		
1	7,88	6,28	-	-	0,278	Plana
2	7,88	6,28	-	-	0,278	Greca 40
3	7,88	6,28	-	-	0,278	Greca 67
4	7,88	6,28	6	0,6	0,278	Plana
5	7,88	6,28	6	0,3	0,278	Plana
6	7,88	9,12	4,26	0,6	0,417	Plana
7	7,88	9,12	6	0,6	0,417	Plana
8	7,88	9,12	6	0,3	0,417	Plana

Adicionalmente, se emplea un caso auxiliar para la definición del mallado al pasar del caso 5 al 6. Esto se debe a que, al variar el caudal de aire a la entrada de la cubierta y la geometría, es necesario validar el modelo para este *setup*. Teniendo en cuenta esto, se define el caso 1.2, como:

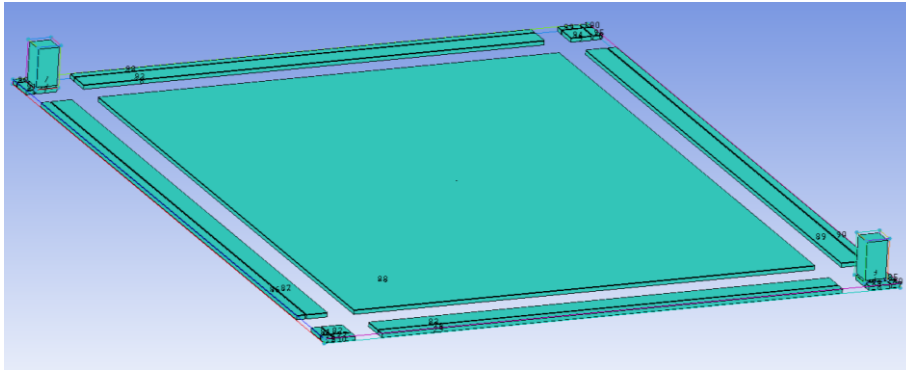
Tabla 3-2.- Caso Auxiliar

Caso	Cubierta		Canal		Caudal Entrada (kg/s)	Tipo de Cubierta
	Longitud (m)	Amplitud (m)	Longitud. (m)	Amplitud(m)		
1.2	7,88	9,12	-	-	0,417	Plana

3.3 Caso 1 – Cubierta Plana 1 sin Canales

Este Caso se emplea como caso base para la aplicación del protocolo definido en apartados anteriores. Se parte de la geometría descrita y se lleva a cabo el *blocking* en esta. Posteriormente se estudia el valor de y^+ . Se iteran las mallas iniciales hasta alcanzar el valor deseado. Por lo que se les denomina pre-mallas. Finalmente, se obtiene la Malla I y se comparan los parámetros de estudios con una malla más refinada, Malla II.

El Caso 1 representa el modelo más sencillo de entre todos los propuestos en la batería de casos. El modelo, una vez realizado el *blocking* de la geometría es el que se representa en Figura 3-5

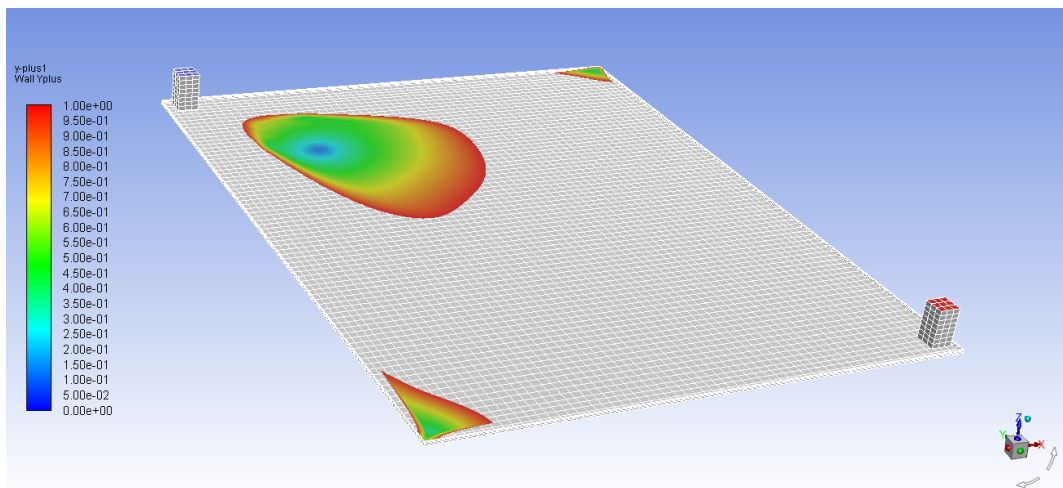
Figura 3-5.- *Blocking* resultante

Se toma como mallaado inicial el siguiente:

Tabla 3-3.- Pre-malla I

Dimensión	First Node Spacing (m)	Last Node Spacing (m)	Distribución
Longitud	0,1	0,1	Uniforme
Amplitud	0,1	0,1	Uniforme
Altura Cubierta	0,015	0,005	Lineal
Altura Inlet/Outlet	0,0562	0,0562	Uniforme

La Figura 3-6 muestra el valor para y^+ en la cubierta. Como se puede observar, apenas es una porción del área total de la cubierta la que se encuentra entre 0 y 1.

Figura 3-6.- Valor de y^+ en la cubierta (Pre-malla I)

Siguiendo el proceso iterativo hasta alcanzar un valor adecuado para y^+ , no es hasta la Pre-malla IV (Tabla 3-4) donde comienza a distribuirse de forma uniforme este valor para toda la cubierta.

Tabla 3-4.- Pre-mallas II, III y IV

Pre-malla	Dimensión	First Node Spacing (m)	Last Node Spacing (m)	Distribución
II	Longitud	0,0625	0,0625	Uniforme
	Amplitud	0,05	0,05	Uniforme
	Altura Cubierta	0,015	0,001	Lineal
	Altura Inlet/Outlet	0,03	0,03	Uniforme
III	Longitud	0,0625	0,0625	Uniforme
	Amplitud	0,05	0,05	Uniforme
	Altura Cubierta	0,015	0,0001	Spline
	Altura Inlet/Outlet	0,03	0,03	Uniforme
IV	Longitud	0,0625	0,0625	Uniforme
	Amplitud	0,05	0,05	Uniforme
	Altura Cubierta	0,015	6E-05	Spline
	Altura Inlet/Outlet	0,03	0,03	Uniforme

Es necesario reducir el espacio entre la cubierta y el penúltimo nodo por un factor de 83 para que la homogeneización del valor de y^+ comience a darse en toda la superficie de la cubierta,

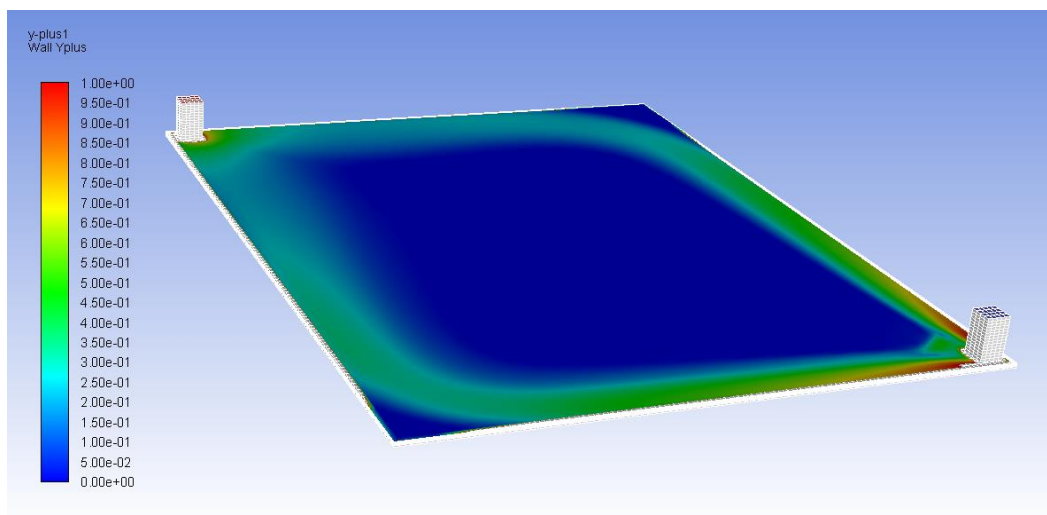


Figura 3-7.- Valor de y^+ en la cubierta (Pre-malla IV)

Son dos iteraciones más las necesarias para, finalmente, alcanzar la Malla I. Se definen ambas en la siguiente tabla:

Tabla 3-5.- Pre-mallas V y VI

Pre-malla	Dimensión	First Node Spacing (m)	Last Node Spacing (m)	Distribución
V	Longitud	0,0625	0,0625	Uniforme
	Amplitud	0,05	0,05	Uniforme
	Altura Cubierta	0,015	2,5E-05	Spline
	Altura Inlet/Outlet	0,03	0,03	Uniforme
VI	Longitud	0,0625	0,0625	Uniforme
	Amplitud	0,05	0,05	Uniforme
	Altura Cubierta	0,015	9,5E-06	Spline
	Altura Inlet/Outlet	0,03	0,03	Uniforme

Se consigue que la malla sea lo suficientemente refinada en el eje vertical para lograr, en toda la superficie de la cubierta, un valor de y^+ suficiente para resolver la subcapa viscosa en el Modelo de Cálculo. En este caso, se emplea el Modelo $k-\omega$ SST. La elección de este modelo radica en la posibilidad de la existencia de vórtices que se formen en el volumen de control. En [27], se recomienda el uso de este Modelo cuando se puedan producir gradientes de presión adversos o desprendimiento del flujo.

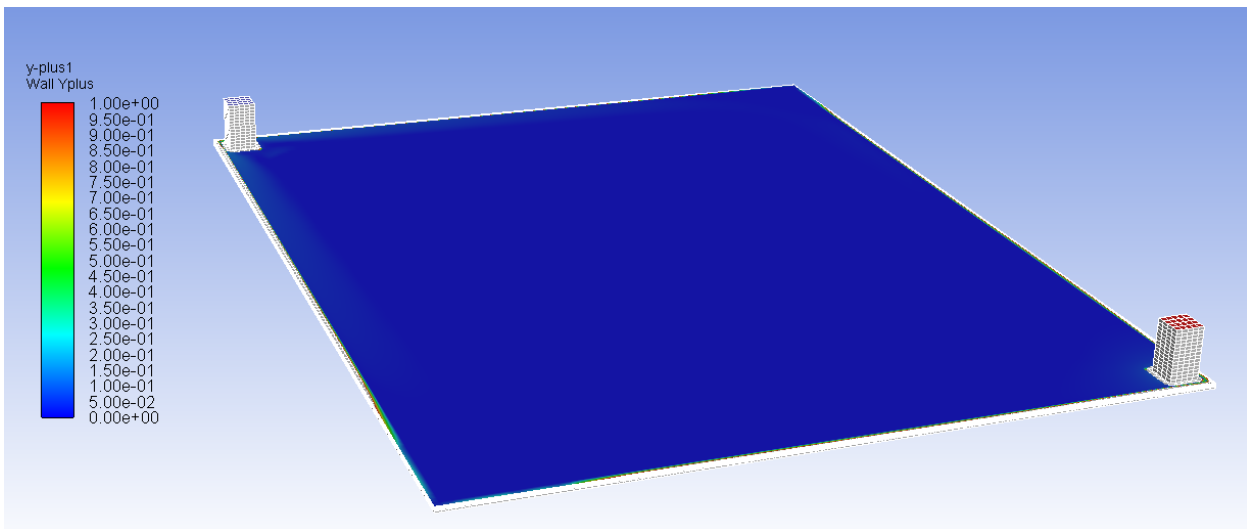


Figura 3-8.- Valor de y^+ en la cubierta (Pre-malla VI)

Alcanzado el nivel de convergencia para el valor de y^+ , se toma la Pre-malla VI como punto de partida para el seguimiento de los parámetros de control. Por tanto, esta última pasa a ser la Malla I.

Se emplea la Malla II para llevar a cabo un análisis de sensibilidad de la malla, cuyas características se presentan en la

Tabla 3-6.- Malla II

Pre-malla	Dimensión	First Node Spacing (m)	Last Node Spacing (m)	Distribución
II	Longitud	0,04	0,04	Uniforme
	Amplitud	0,03	0,03	Uniforme
	Altura Cubierta	0,015	9,5E-06	Spline
	Altura Inlet/Outlet	0,018	0,018	Uniforme

Las soluciones numéricas de los parámetros de control, son:

Tabla 3-7.- Soluciones Cubierta Plana sin Canales

Malla	ΔP (Pa)	h (W/m ² ·K)	T _{salida} (K)
I	47,22	3,58	297,69
II	45,26	3,54	297,64
ϵ_r	4,34%	1,08%	0,01%

Para arrojar luz acerca del movimiento que adquiere el fluido con la superficie plana, se presenta la .Figura 3-9 En esta, se puede observar cómo se forman vórtices en las esquinas opuestas a la toma de entrada y salida de flujo, así como en la diagonal que une ambas.

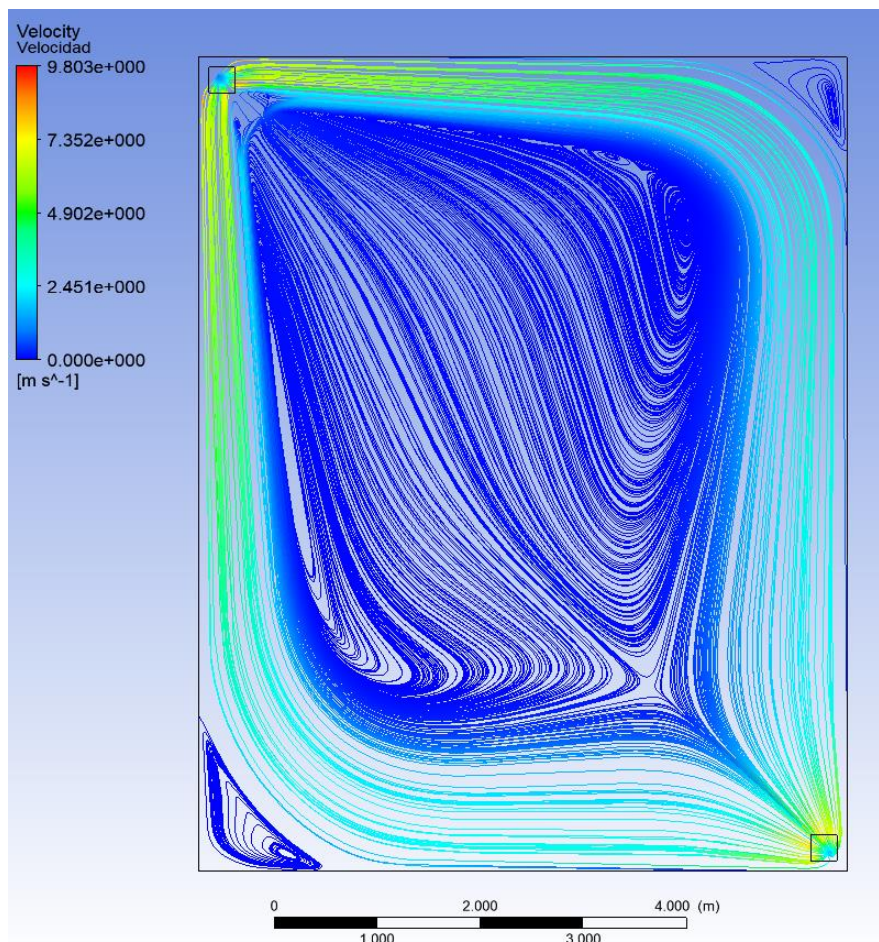


Figura 3-9.- Líneas de flujo de velocidad (Malla II)

3.4 Caso 2 – Greca 40

El siguiente caso se trata de una cubierta de chapa con una greca 40. La ventaja, en principio, que puede considerarse de este tipo de cubierta es que la mayor altura que ofrece permite disminuir la pérdida de carga. Y, en segundo lugar, supone un incremento del área de transferencia. Lo que supone una mejora de la transferencia de calor entre superficie y fluido.

La siguiente figura muestra las dimensiones del perfil de la cubierta:

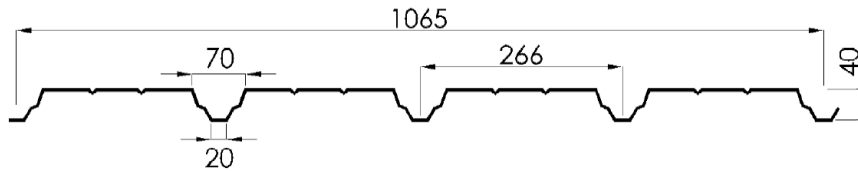


Figura 3-10.- Perfil de Cubierta con Greca 40

Como se menciona anteriormente, este tipo de geometría es el más complejo en cuanto a *blocking* se refiere, Figura 3-11. Ya que el tiempo necesario para realizar un *blocking* adecuado es alto. No sólo aumenta el número de bloques debido a la complejidad de la geometría, sino también por la necesidad de cálculo que se cada caso de estudio posea.

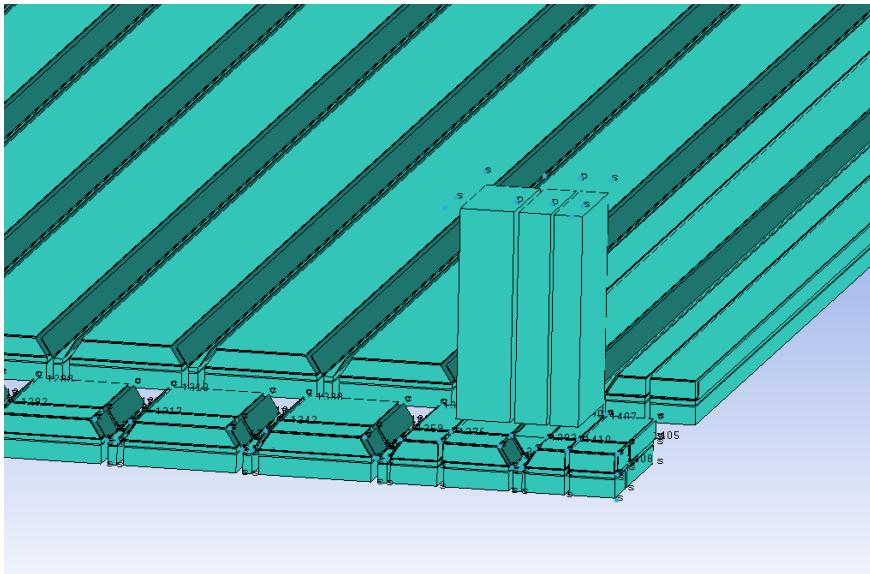


Figura 3-11.- *Blocking* Cubierta con Greca 40

En este caso, se debe asegurar poder distribuir la densidad de nodos en ejes perpendiculares a la superficie transmisora, Figura 3-12. Para poder realizar la operación anterior, es necesario dividir los bloques mediante *O-grid*.

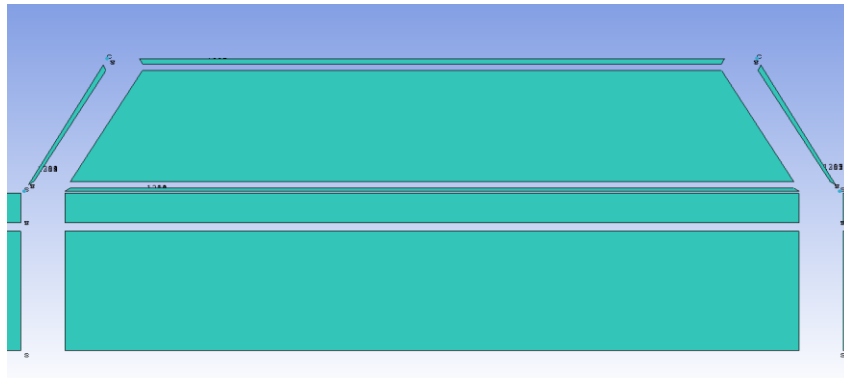


Figura 3-12.- Perfil *Blocking* Cubierta con Greca 40

Es necesario realizar un ajuste en la Malla I y realizar de nuevo una Malla II de comprobación. La configuración de ambas mallas, es:

Tabla 3-8.- Mallado Cubierta con Greca 40

Malla	Dimensión	First Node Spacing (m)	Last Node Spacing (m)	Distribución
I	Longitud	0,0625	0,0625	Uniforme
	Amplitud	0,05	0,05	Uniforme
	Altura Cubierta	0,01	0,0001	Spline
	Altura Inlet/Outlet	0,03	0,03	Uniforme
	Perpendicular Greca	0,00065	1E-05	Spline
II	Longitud	0,05	0,05	Uniforme
	Amplitud	0,025	0,025	Uniforme
	Altura Cubierta	0,01	0,0001	Spline
	Altura Inlet/Outlet	0,03	0,03	Uniforme
	Perpendicular Greca	0,00065	1E-05	Spline

La sección transversal de la cubierta, una vez generada la malla, es la siguiente:

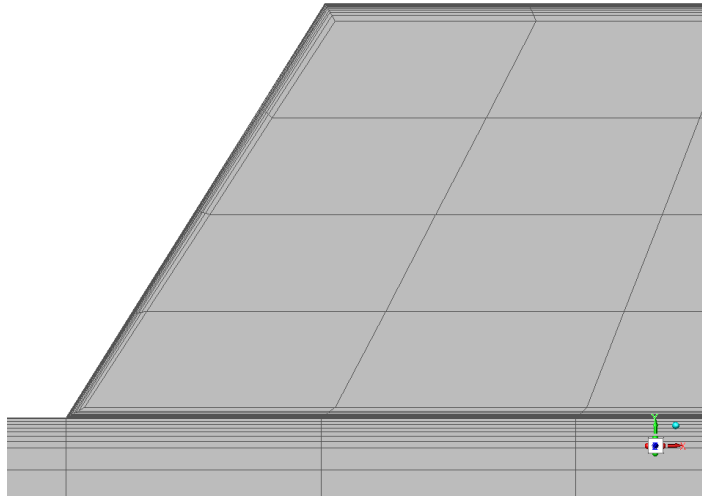


Figura 3-13.- Sección transversal Malla II

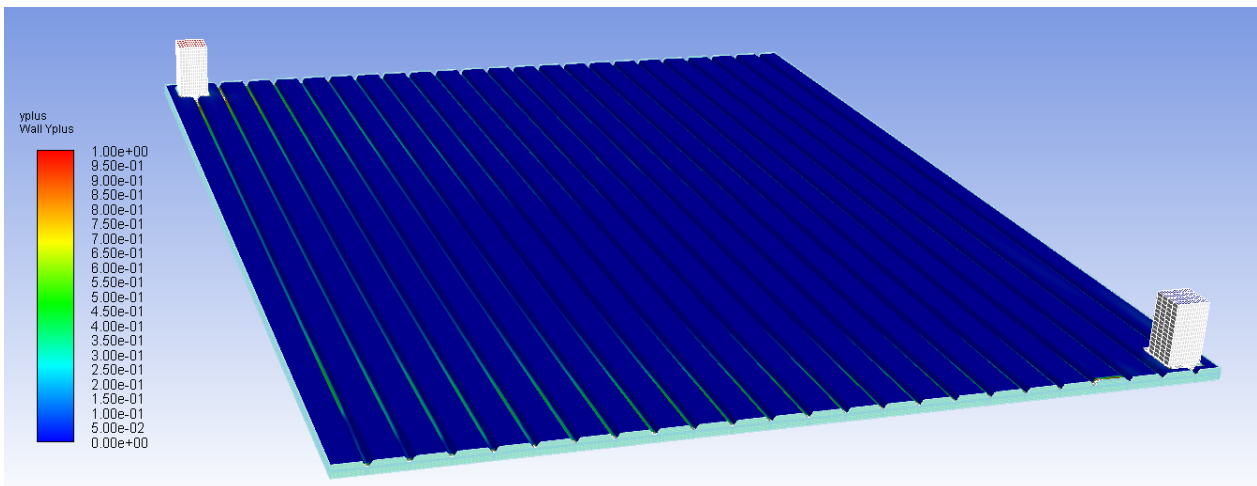


Figura 3-14.- Valor y^+ Greca 40 - Malla II

La primera comprobación a realizar es la evaluación del valor de y^+ en la superficie grecada. Como se observa en la Figura 3-14, se extiende de forma homogénea por toda la cubierta valores inferiores a 1.

Por último, se analizan los parámetros de control y su variación entre las dos mallas empleadas.

Tabla 3-9.- Resultados Cubierta con Greca 40

Malla	ΔP (Pa)	h (W/m ² ·K)	T_{salida} (K)
I	25,47	2,68	296,19
II	27,20	2,76	296,35
ϵ_r	6,34%	2,67%	0,05%

Se concluye la convergencia para ambas mallas diseñadas.

Como se razona al inicio del Caso 2, la pérdida de carga que se da es menor que la que se obtiene en el Caso 1. Sin embargo, el coeficiente de transferencia convectivo y la temperatura en la sección de salida, son menores. Esto se debe a que el flujo de aire no sigue principalmente la greca y, por tanto, no se favorece la transmisión de calor por convección entre la superficie y el fluido.

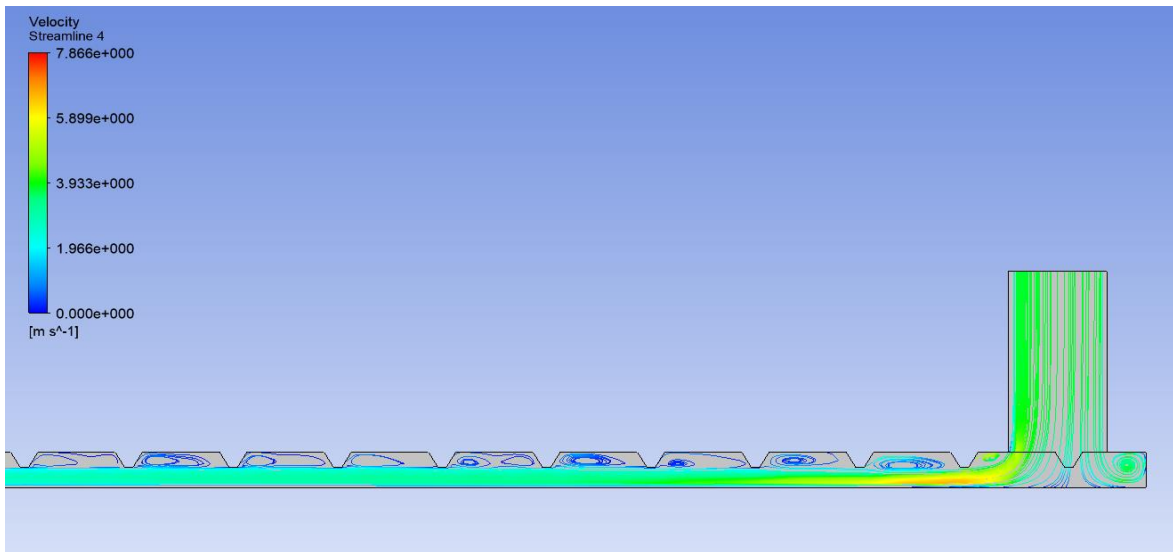


Figura 3-15.- Líneas de velocidad del flujo en sección transversal (M-II)

3.5 Caso 3 – Greca 67

Este caso representa la comparación entre ambos tipos de cubierta. Para el Caso 3, la greca posee las siguientes dimensiones:

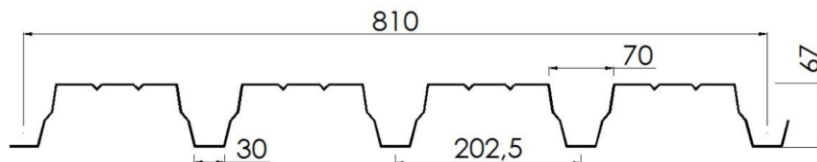


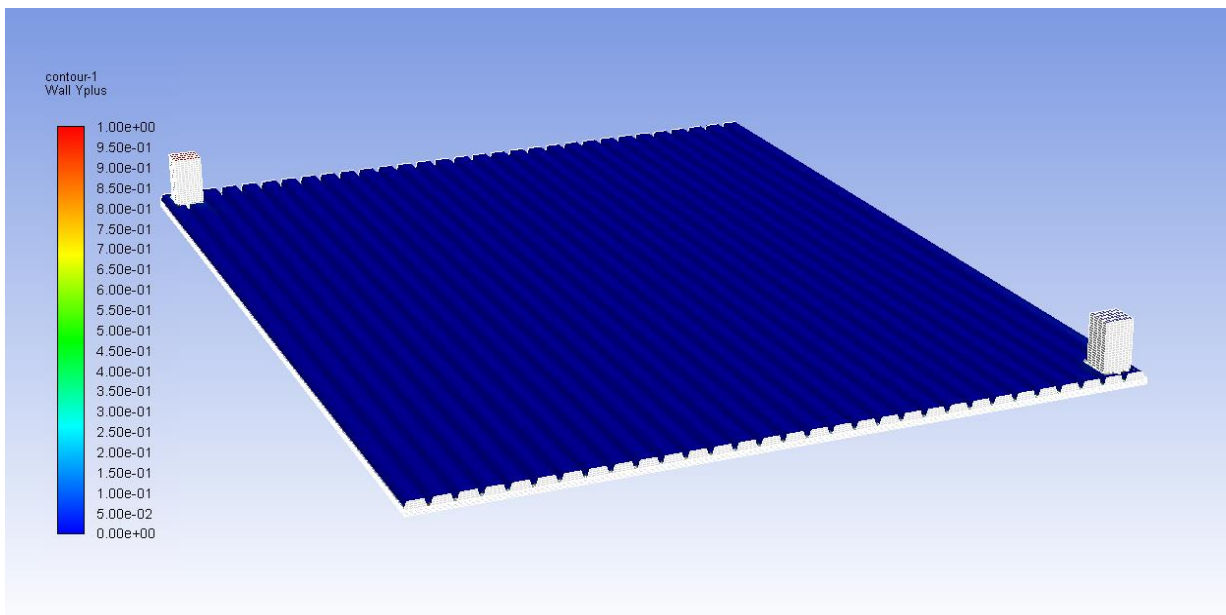
Figura 3-16.- Perfil de Cubierta con Greca 67

La única diferencia respecto a la Greca 40 es la altura de la propia greca. Por ello, la estrategia para llevar a cabo el *blocking* y el mallado de la geometría es idéntica. De este modo, se procede directamente a la definición de las mallas usadas para comprobar la convergencia de los resultados. Principalmente, el cambio que se realiza es el refinamiento de la amplitud de la cubierta. Doblando el número de nodos. Este hecho, se debe en mayor medida a que en la longitud de la cubierta el flujo no presenta grandes oscilaciones, siendo innecesario el aumentar el número de nodos en esta y otras zonas. Ya que repercutiría innecesariamente en el gasto computacional.

Tabla 3-10.- Mallado Cubierta con Greca 67.

Malla	Dimensión	First Node Spacing (m)	Last Node Spacing (m)	Distribución
I	Longitud	0,0625	0,0625	Uniforme
	Amplitud	0,03	0,03	Uniforme
	Altura Cubierta	0,01	1E-05	Spline
	Altura Inlet/Outlet	0,021	0,021	Uniforme
	Perpendicular Greca	0,001	1E-05	Spline
II	Longitud	0,0625	0,0625	Uniforme
	Amplitud	0,015	0,015	Uniforme
	Altura Cubierta	0,01	1E-05	Spline
	Altura Inlet/Outlet	0,021	0,021	Uniforme
	Perpendicular Greca	0,001	1E-05	Spline

La Malla I ya consigue de *per se* un valor adecuado de y^+ . Tal y como puede observarse en la siguiente figura:

Figura 3-17.- Valor y^+ (Malla I)

Los parámetros de control adquieren los valores:

Tabla 3-11.- Resultados Cubierta con Greca 67

Malla	ΔP (Pa)	h (W/m ² ·K)	T _{salida} (K)
I	23,96	2,41	297,44
II	22,27	2,47	297,67
ϵ_r	7,63%	2,46%	0,08%

Los valores obtenidos concluyen la convergencia de la malla.

Análogamente a como ocurre con la Cubierta con Greca 40, y según se puede extraer de los resultados obtenidos, la caída de presión es menor al aumentar la altura de la cubierta respecto a la superficie inferior. Además, la transferencia de calor que se obtiene es menor. Esto se debe a que el flujo no circula en continuo contacto con la cubierta, Figura 3-18.

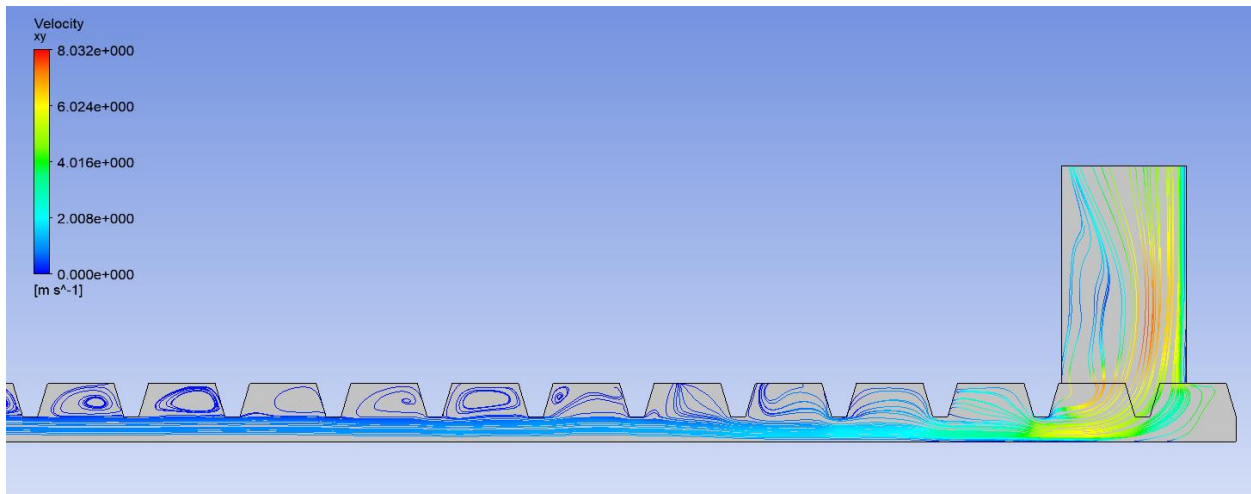


Figura 3-18.- Líneas de velocidad del flujo en sección transversal (M-II)

3.6 Caso 4 – Cubierta Plana 1 con Canales 0,6 m

Para este caso, se tiene la cubierta plana del Caso 1. La diferencia respecto a este es que se realizan una serie de canales en la cubierta con el fin de reconducir el fluido a través de la cubierta. Los canales poseen las siguientes características:

Tabla 3-12.- Geometría de los Canales

Longitud (m)	Distancia entre canales (m)
6	0,6

De este modo, la geometría resultante es:

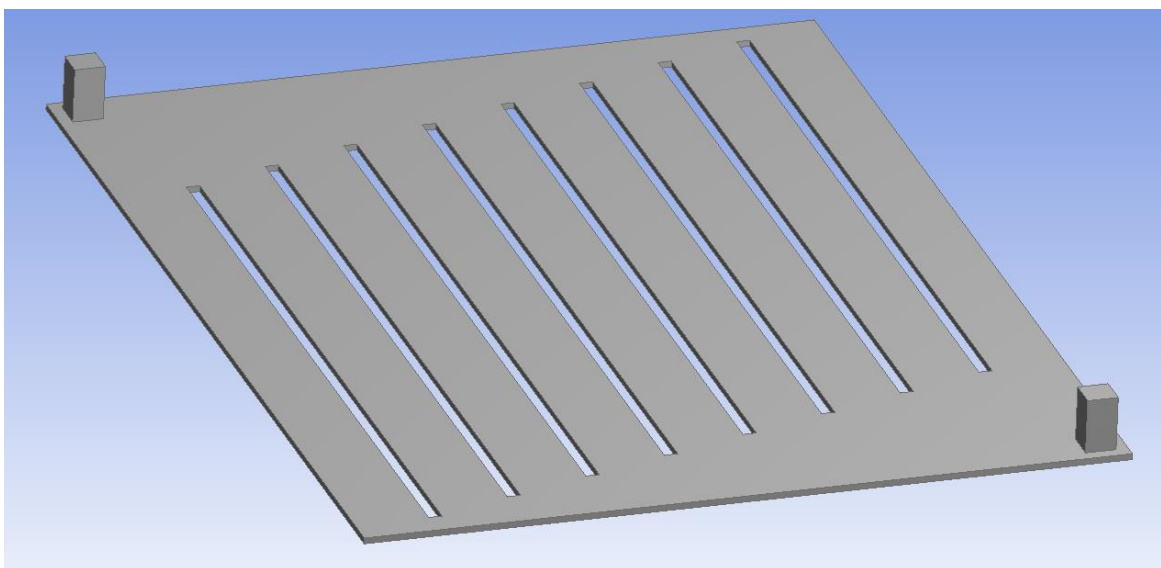


Figura 3-19.- Cubierta Plana 1 con Canales 0,6 m

Para este caso, al poseer cubierta plana, se toma como referencia la Malla I del Caso 1.

Tabla 3-13.- Mallado Cubierta Plana 1 con Canales 0,6 m

Malla	Dimensión	First Node Spacing (m)	Last Node Spacing (m)	Distribución
I	Longitud	0,0625	0,0625	Uniforme
	Amplitud	0,05	0,05	Uniforme
	Altura Cubierta	0,015	9,5E-06	Spline
	Altura Inlet/Outlet	0,03	0,03	Uniforme

Como cabe esperar, debido a la geometría y a las condiciones del flujo, el valor y^+ que se obtiene con la Malla I está dentro del intervalo objetivo.

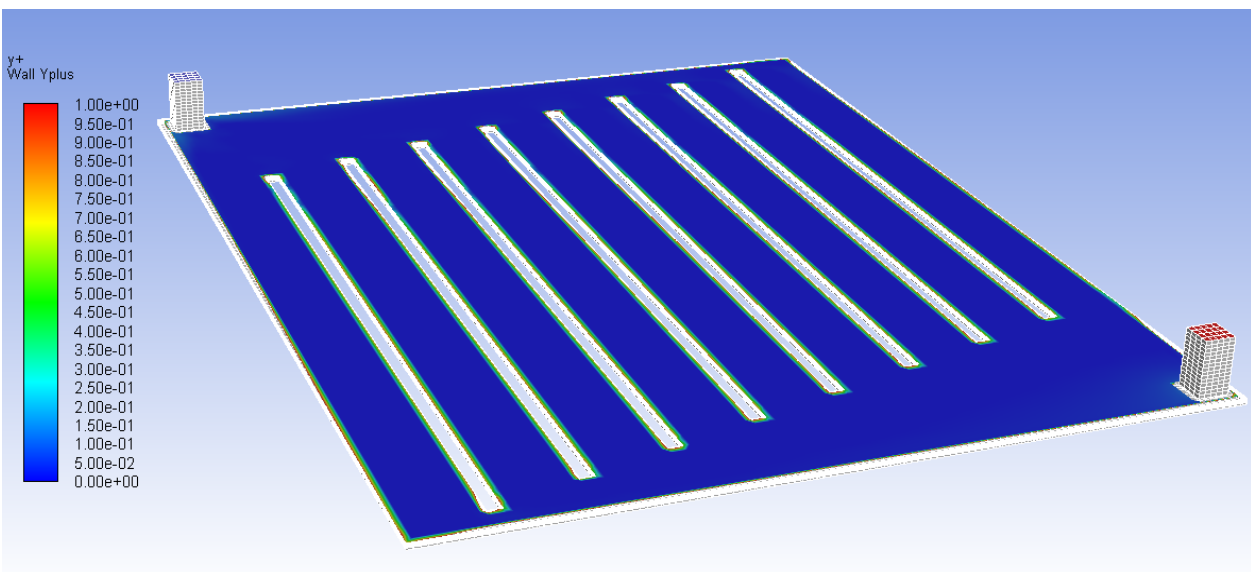


Figura 3-20.- Valor y^+ para Cubierta Plana 1 con Canales 0,6 m

Las soluciones de los parámetros de control son:

Tabla 3-14.- Resultados Cubierta Plana 1 con Canales 0,6 m

Malla	ΔP (Pa)	h (W/m ² ·K)	T_{salida} (K)
I	52,43	4,65	298,94

Se puede observar, cómo todos los valores de los parámetros aumentan conforme al caso sin canales y a los casos en los que se emplean las distintas grecas. Esto se traduce en que la inclusión de los canales aumenta la eficacia de la transferencia de calor por convección.

La distribución que sigue la masa de aire en el interior de la cubierta es la siguiente:

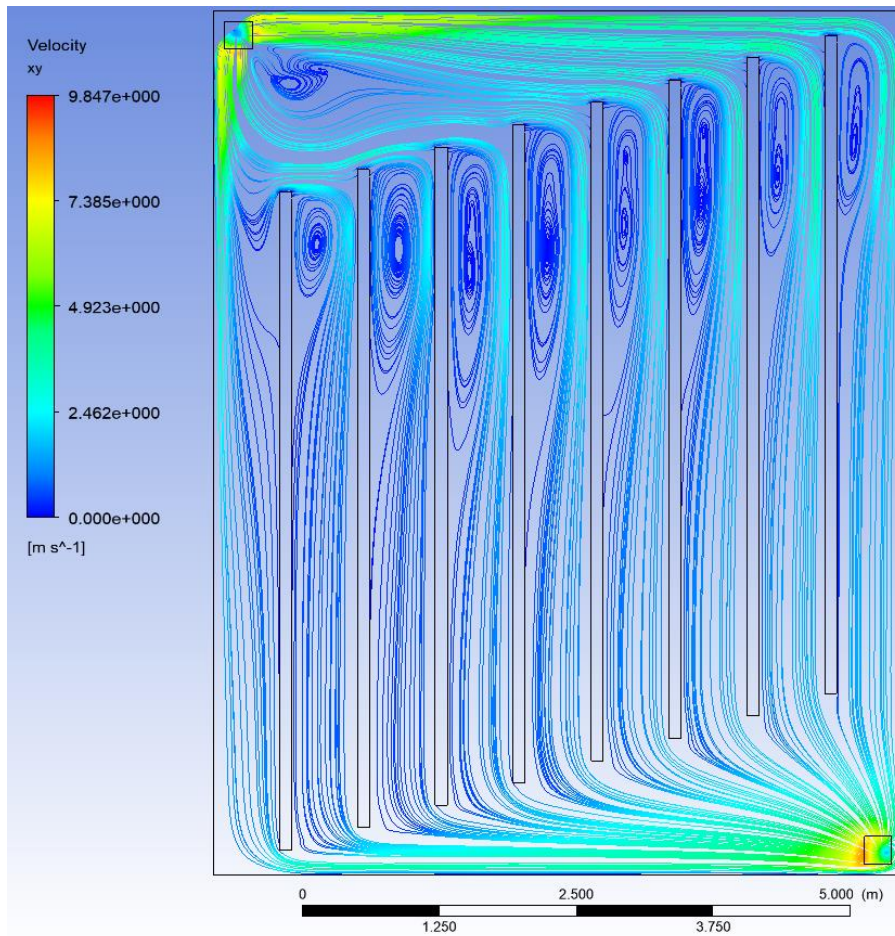


Figura 3-21.- Líneas de Velocidad del flujo

En la siguiente gráfica, se puede observar cómo se distribuye la velocidad en la línea media de la cubierta para cada canal:

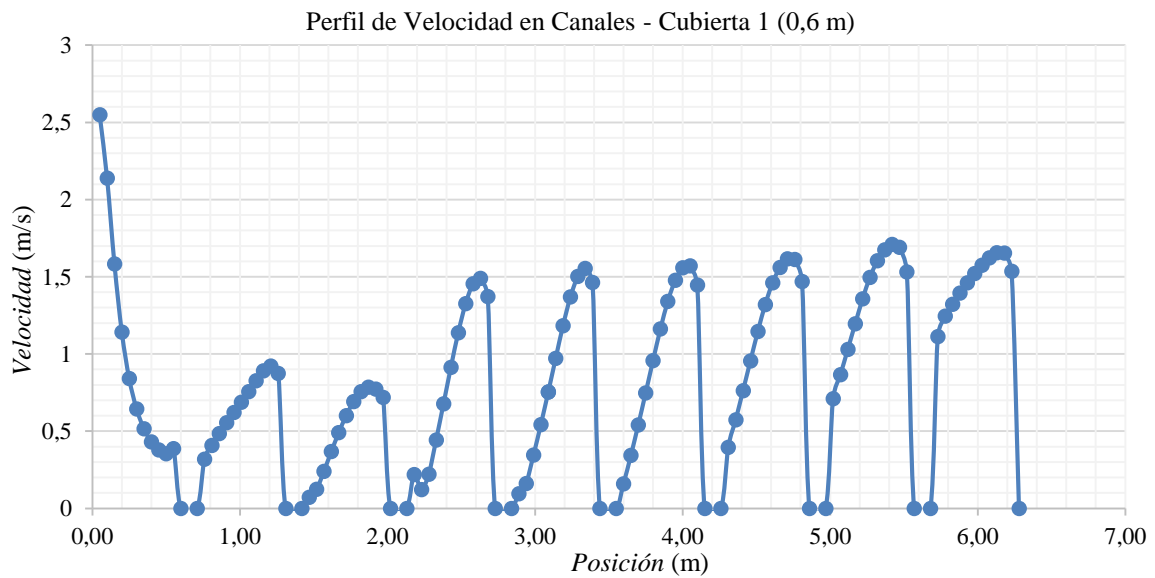


Figura 3-22.- Velocidad en el interior de los Canales

En los tres primeros canales, la distribución del perfil de velocidades es irregular. Sin embargo, a partir del cuarto canal, la distribución del perfil de velocidades se realiza de forma estable.

3.7 Caso 5 – Cubierta Plana 1 con Canales 0,3 m

Dado que los resultados respecto al Caso 4 son favorables para la transferencia de calor. Se insertan nuevos canales en la cubierta con el fin de comprobar si la eficacia de la transferencia de calor se mantiene en aumento. Para ello, se aumenta el número de canales reduciendo la distancia entre estos a 0,3 m (Figura 3-23).

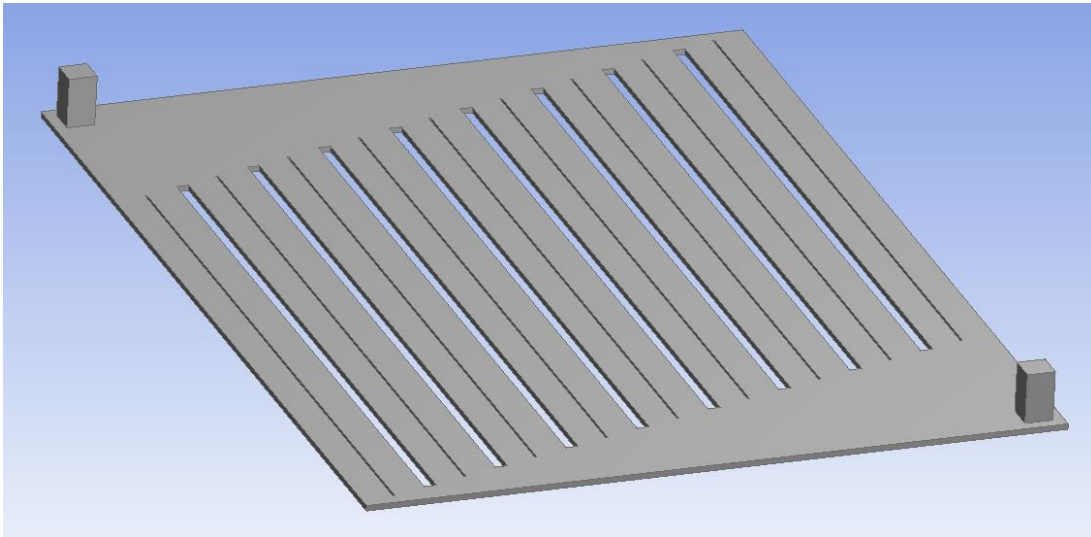


Figura 3-23.- Cubierta Plana 1 con Canales 0,3 m

En este caso, se emplea la Malla I del Caso 1 aumentando el número de nodos en el eje longitudinal de la cubierta. De tal modo que el mallado es el siguiente:

Tabla 3-15.- Mallado para Cubierta Plana 1 con Canales 0,3 m

Malla	Dimensión	First Node Spacing (m)	Last Node Spacing (m)	Distribución
I	Longitud	0,05	0,05	Uniforme
	Amplitud	0,05	0,05	Uniforme
	Altura Cubierta	0,015	9,5E-06	Spline
	Altura Inlet/Outlet	0,03	0,03	Uniforme

De nuevo, siguiendo el algoritmo, se analiza el valor de y^+ . Los valores de este se pueden observar en la Figura 3-24.

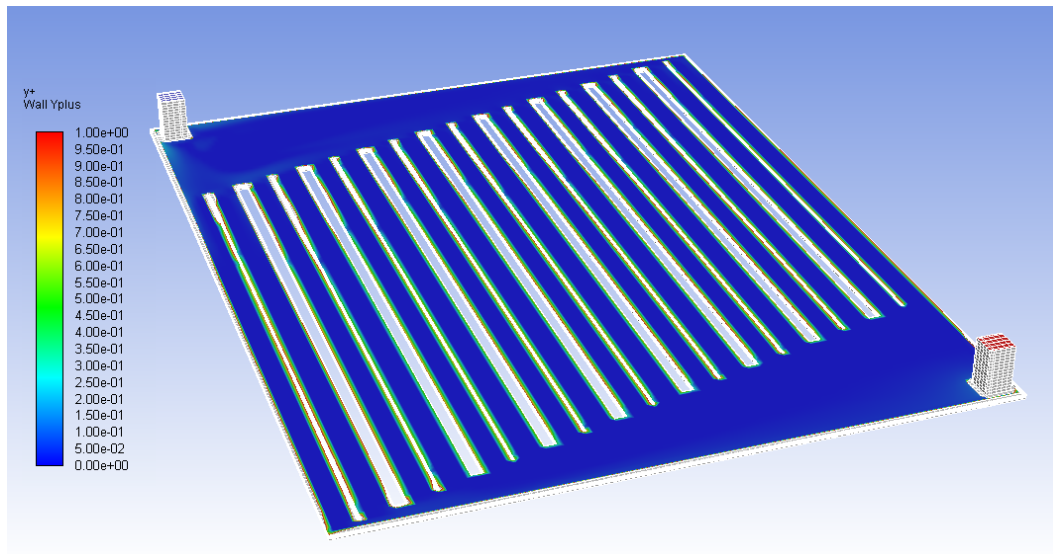


Figura 3-24.- Valor de y^+ para Cubierta Plana 1 con Canales 0,3 m

Los resultados para este, el Caso 5, son como siguen:

Tabla 3-16.- Resultados Cubierta Plana 1 con Canales 0,3 m

Malla	ΔP (Pa)	h (W/m ² ·K)	T _{salida} (K)
I	58,35	4,89	299,20

En comparación con los resultados que se obtienen en el Caso 4, el aumento en la temperatura del flujo a la salida de la cubierta es mínima. Por tanto, a partir de cierto número de canales, la eficacia de la transferencia de calor deja de aumentar.

Desde el punto de vista de la velocidad que se alcanza en los canales, la gráfica de la Figura 3-25.

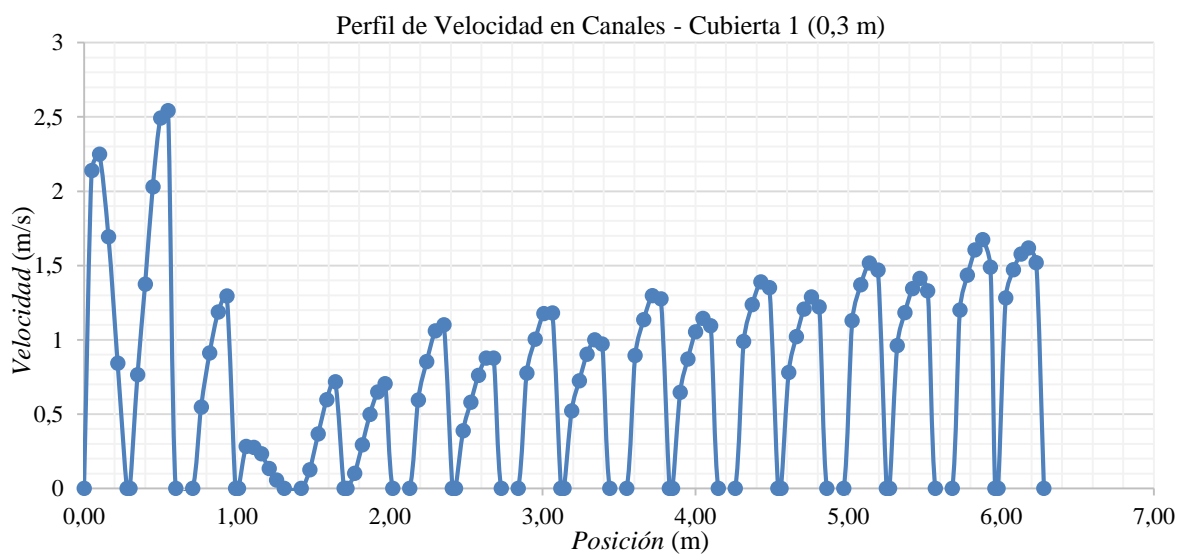


Figura 3-25.- Velocidad en el interior de los Canales

Tanto la magnitud de la velocidad en el interior de los canales como la distribución del flujo en el interior de la cubierta (Figura 3-26) es similar al dado en el Caso 5. Una apreciación respecto a la distribución del flujo de

velocidad es que los vórtices que se forman al inicio de los canales son de menor tamaño que en el Caso 5.

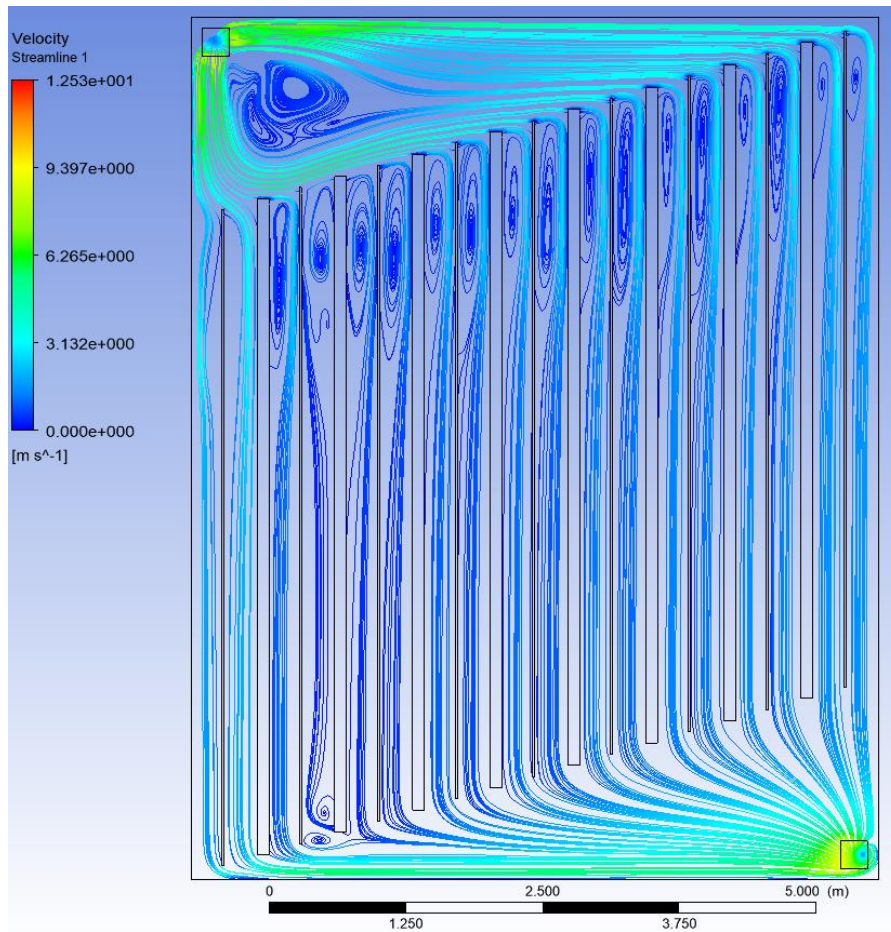


Figura 3-26.- Líneas de Velocidad del flujo

3.8 Caso 6 – Cubierta Plana 2 con Canales 4,26 m

A partir del Caso 6, la configuración del conjunto se modifica. La amplitud y el flujo másico del fluido se aumentan. Se mantiene la primera configuración de canales, distancia entre ellos de 0,6 m, pero se modifica su longitud.

Tabla 3-17.- Resumen Caso 6

Caso	Cubierta		Canal		Caudal Entrada (kg/s)	Tipo de Cubierta
	Longitud (m)	Amplitud (m)	Longitud. (m)	Amplitud(m)		
6	7,88	9,12	4,26	0,6	0,417	Plana

Dado que la configuración que presenta el caso es distinta a las anteriores, se realiza un caso auxiliar (Caso 1.2), por el que se establece un mallado básico para el resto de los casos.

3.8.1 Caso 1.2 – Auxiliar

Al igual que para el Caso 1, el Caso 1.2, se establece como configuración básica para las posteriores modificaciones que va a sufrir la configuración geométrica de la cubierta. Por tanto, el Caso 1.2 se realiza con una cubierta plana y sin canales, cuyas dimensiones se recogen en la siguiente tabla:

Tabla 3-18.- Configuración Caso 1.2

Caso	Cubierta		Canal		Caudal Entrada (kg/s)	Tipo de Cubierta
	Longitud (m)	Amplitud (m)	Longitud. (m)	Amplitud(m)		
1.2	7,88	9,12	-	-	0,417	Plana

Para llevar a cabo el estudio del mallado, se parte de la Malla I para el Caso 1. Sin embargo, se aumenta el número de nodos longitudinalmente. El mallado empleado posee las siguientes características:

Tabla 3-19.- Malla I

Malla	Dimensión	First Node Spacing (m)	Last Node Spacing (m)	Distribución
I	Longitud	0,05	0,05	Uniforme
	Amplitud	0,05	0,05	Uniforme
	Altura Cubierta	0,015	9,5E-06	Spline
	Altura Inlet/Outlet	0,02	0,02	Uniforme

La primera comprobación que se realiza es el valor de y^+ que se obtiene con la configuración del mallado.

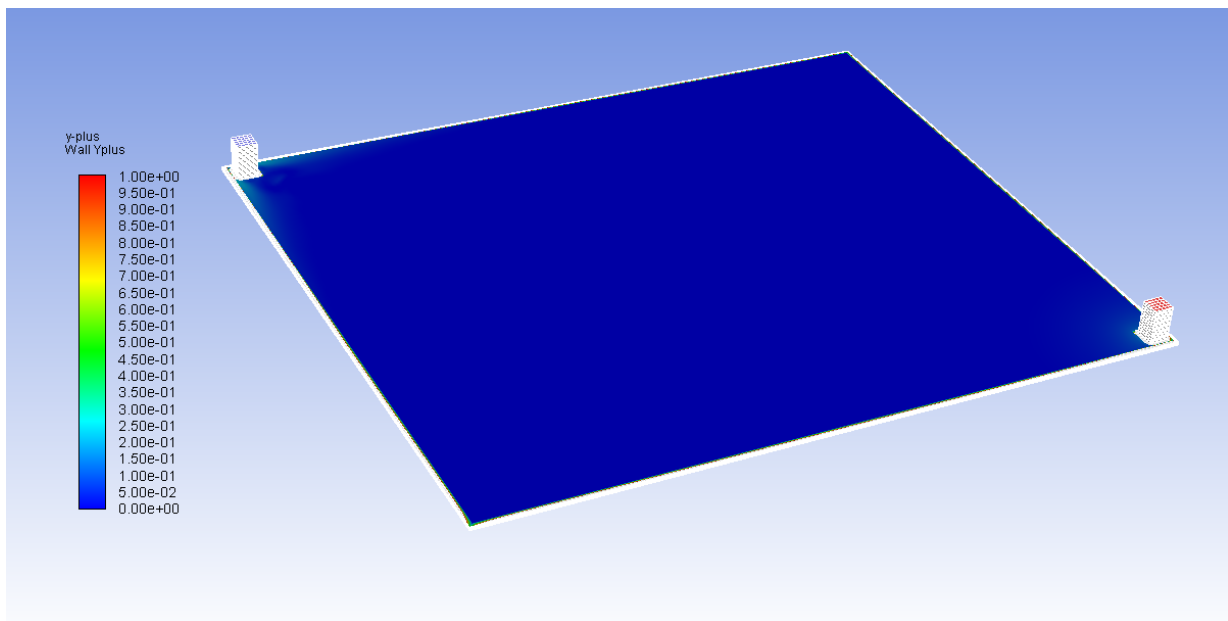


Figura 3-27.- Valor de y^+ para Caso 1.2

Como se comprueba de la Figura 3-27, el ajuste de la malla en el eje vertical es correcto para el cálculo preciso del coeficiente de transferencia convectivo de la cubierta.

El segundo paso consiste en la convergencia de los parámetros de control respecto a una malla refinada, Malla II. Para esta segunda malla, el mallado que se emplea es:

Tabla 3-20.- Malla II

Malla	Dimensión	First Node Spacing (m)	Last Node Spacing (m)	Distribución
II	Longitud	0,02	0,02	Uniforme
	Amplitud	0,0125	0,0125	Uniforme
	Altura Cubierta	0,015	9,5E-06	Spline
	Altura Inlet/Outlet	0,01	0,01	Uniforme

Para comprobar la convergencia de la Malla II, se comparan los valores que adquieren los parámetros de control para ambas mallas.

Tabla 3-21.-Resultados Caso 1.2

Malla	ΔP (Pa)	h (W/m ² ·K)	T_{salida} (K)
I	103	4,38	299,18
II	107,15	4,36	298
ϵ_r	3,87%	0,58%	0,40%

Se concluye que los resultados numéricos alcanzan la independencia respecto al tamaño de malla. Así como que la Malla I, es suficiente para la resolución de los distintos casos que siguen al Caso 1.2, caso base.

Este caso no presenta ningún interés de tipo práctico. Se emplea para establecer las bases del mallado para los siguientes casos. El motivo se reduce a que, al igual que como ocurre en el Caso 1, la distribución de las líneas de velocidad en la cubierta no es óptimo para la transferencia de calor entre cubierta y fluido.

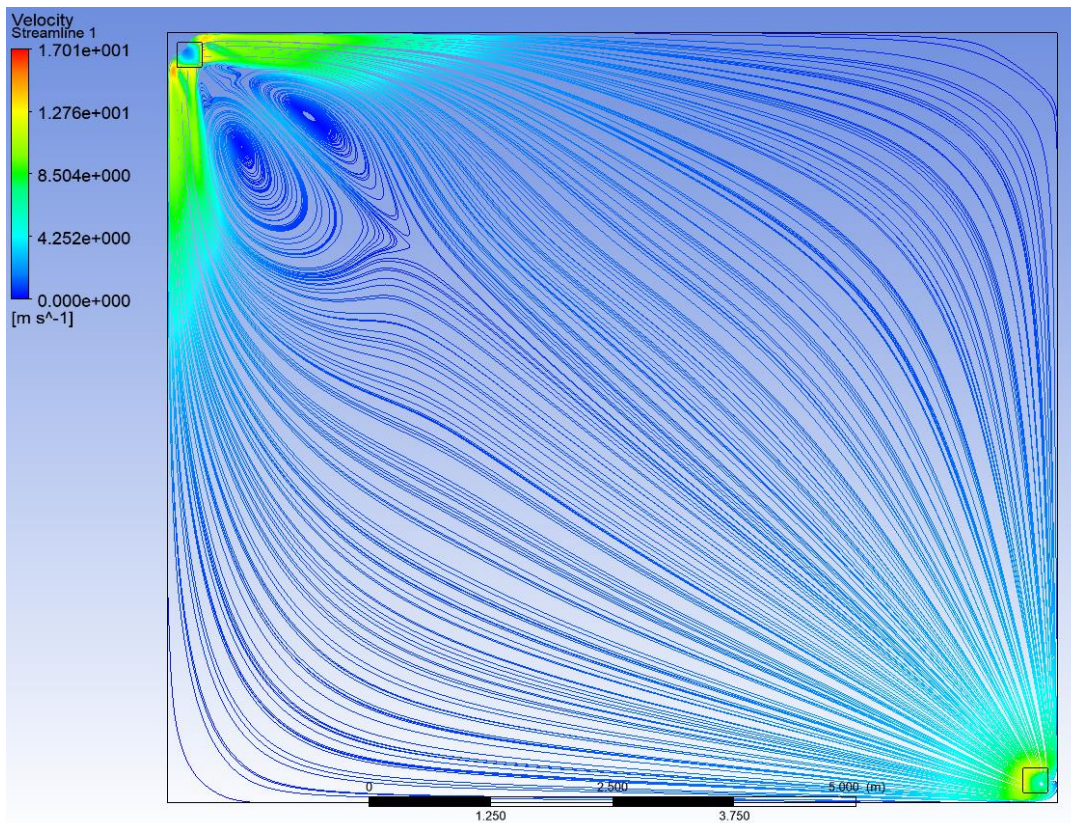


Figura 3-28.- Líneas de Velocidad del flujo para Caso 1.2

3.8.2 Caso 6 – Aplicación

Una vez se establece el mallado básico, se lleva a cabo la resolución del Caso 6. La geometría que presenta el caso, que se recoge en la Tabla 3-17, se observa de forma gráfica en la siguiente figura:

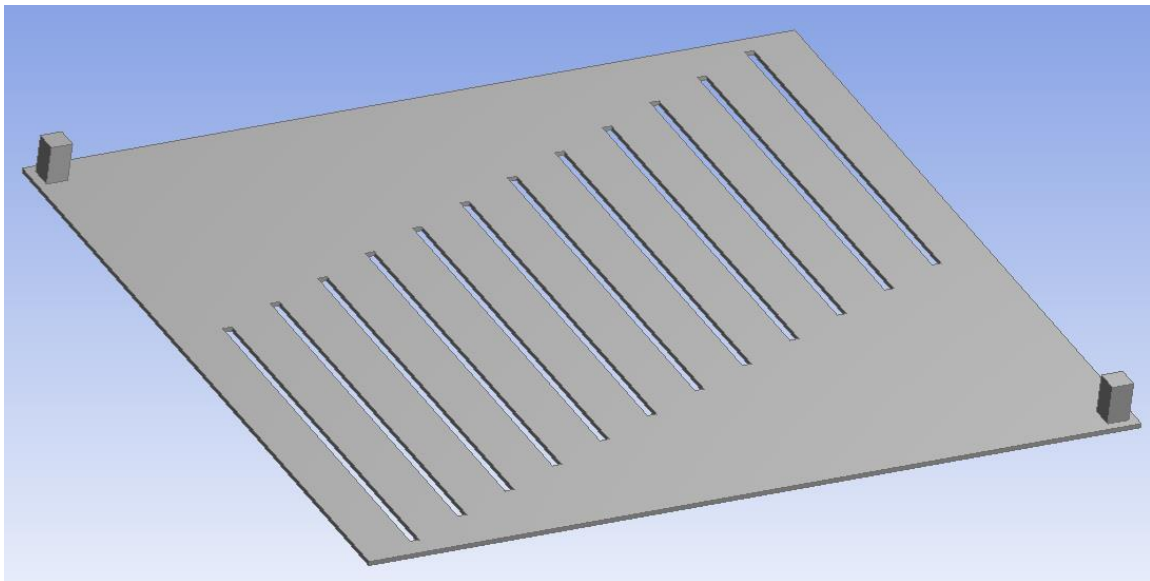


Figura 3-29.- Cubierta Plana 2 con Canales 4,26 m

La Malla I se emplea para la resolución del caso, que se obtiene a partir del caso auxiliar (Caso 1.2). El valor que se obtiene en la cubierta para y^+ , indica que la Malla I posee un comportamiento adecuado para la obtener soluciones precisas de los parámetros de control.

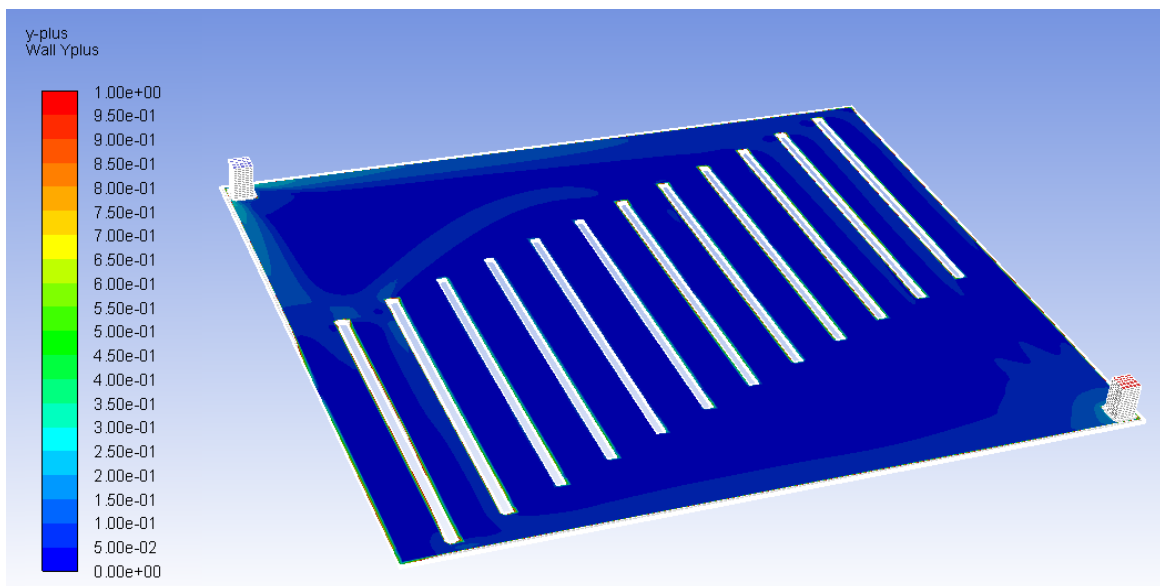


Figura 3-30.- Valor de y^+ para Cubierta Plana 2 con Canales 4,26 m

Tales resultados se reflejan en la siguiente tabla:

Tabla 3-22.- Resultados Cubierta Plana 2 con Canales 4,26 m

Malla	ΔP (Pa)	h (W/m ² ·K)	T _{salida} (K)
I	129,62	5,03	299,75

De los resultados anteriores, se tiene un aumento en la caída de presión del fluido a lo largo de la cubierta. Esto es evidente, ya que al aumentar el tamaño de la geometría aumentan las pérdidas del flujo. La temperatura a la salida se mantiene en torno a los mismos valores respecto a los casos anteriores, ya que aun habiendo incrementado la geometría, también aumenta la velocidad del fluido (Figura 3-31). Disminuyendo el tiempo de transferencia de calor entre fluido y cubierta.

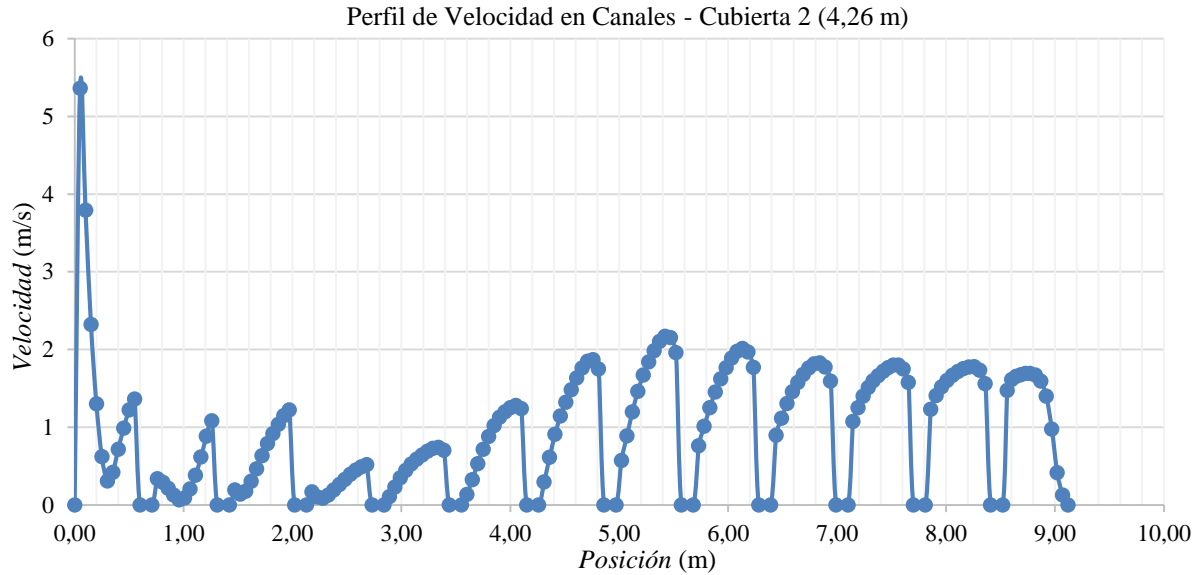


Figura 3-31.- Velocidad en el interior de los Canales

La distribución del flujo en el interior de la cubierta, se muestra en la siguiente figura:

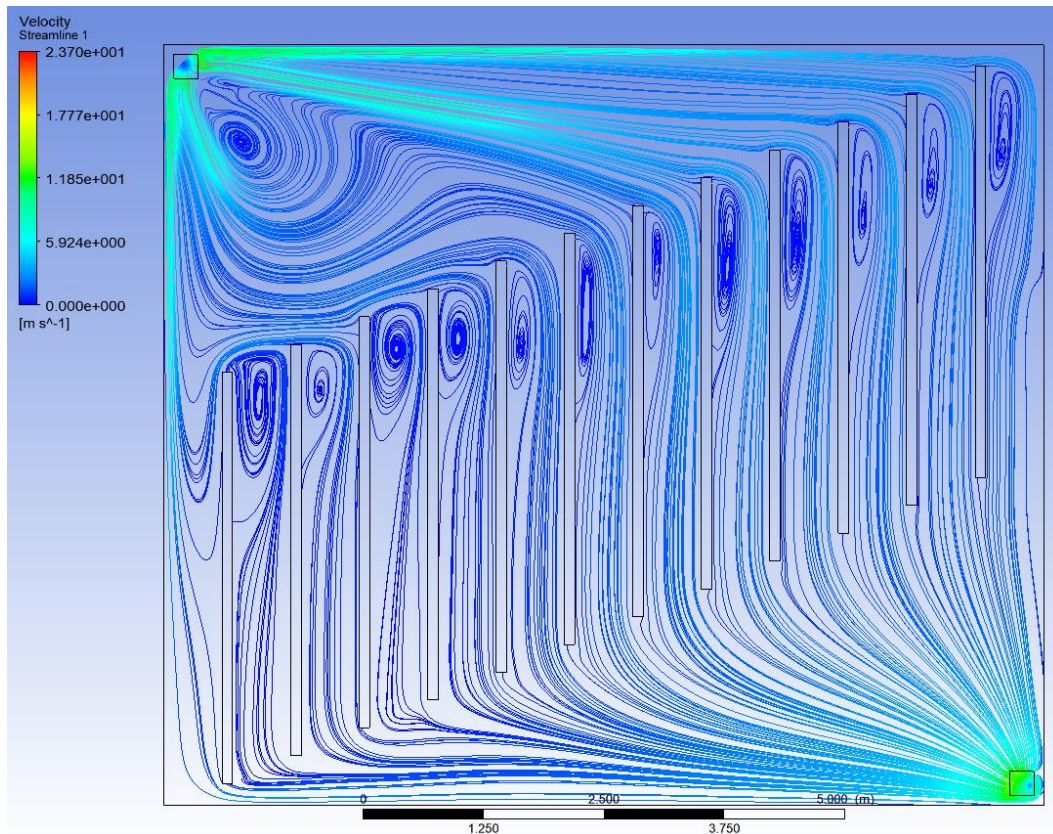


Figura 3-32.- Líneas de Velocidad en el interior de la cubierta

3.9 Caso 7 – Cubierta Plana 2 con Canales 0,6 m

El Caso 7 se corresponde con el Caso 4, para la segunda geometría de la cubierta. Esto quiere decir que, para la segunda cubierta de mayor tamaño, se establecen canalizaciones de 6 metros de longitud (Figura 3-33). Este caso sirve de comparación tanto para el Caso 4, como para el Caso 6. Con este último, se establece una comparación entre ambos modelos respecto a la longitud de los canales en la cubierta.

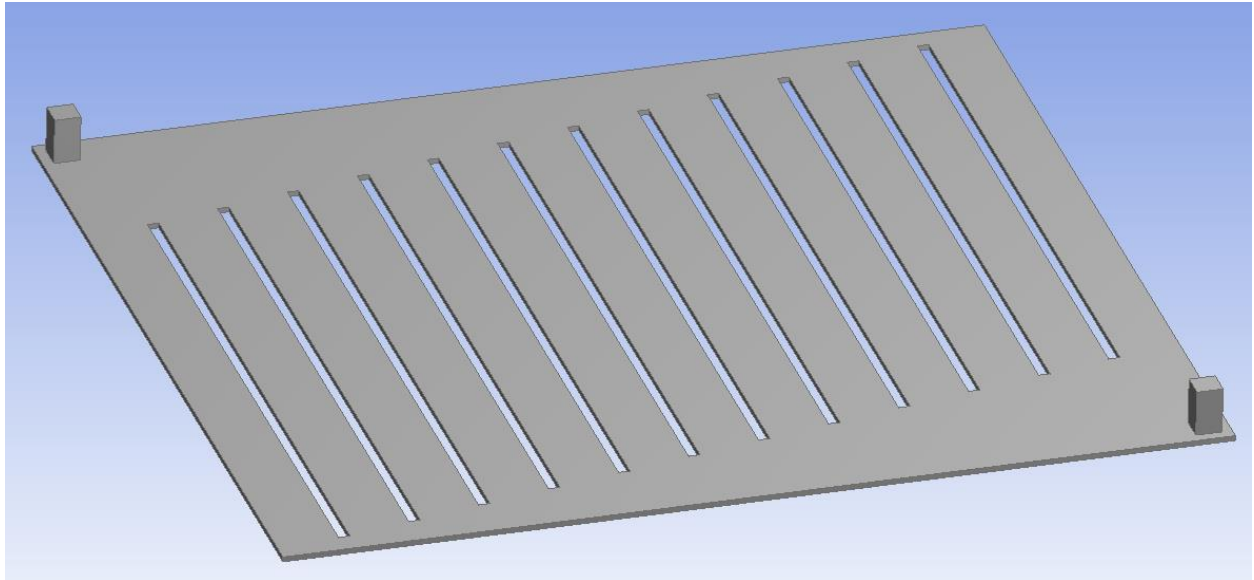


Figura 3-33.- Cubierta Plana 2 con Canales 0,6 m

Al basarse en la geometría del caso auxiliar. Se toma como mallado, la Malla I descrita en la Tabla 3-19. Si se analiza en la cubierta el valor de y^+ , se tiene:

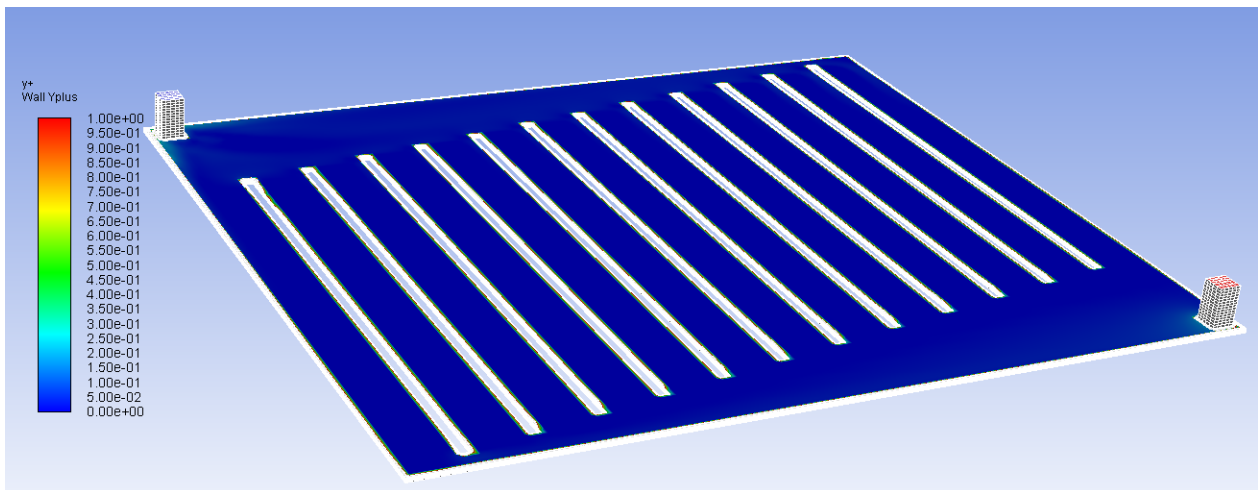


Figura 3-34.- Valores de y^+ para Cubierta Plana 2 con Canales 0,6 m

Los resultados que se obtienen para el Caso 7, se resumen en la Tabla 3-23:

Tabla 3-23.- Resultados para Cubierta Plana 2 con Canales 0,6 m

Malla	ΔP (Pa)	h (W/m ² ·K)	T _{salida} (K)
I	151,83	5,08	299,48

Desde el punto de vista de la caída de presión, esta aumenta respecto al Caso 6. Sin embargo, la temperatura del fluido a la salida de la cubierta se mantiene en el mismo rango. Lo que supone un aumento en las pérdidas

de carga sin una mejora en la temperatura a la salida de la cubierta.

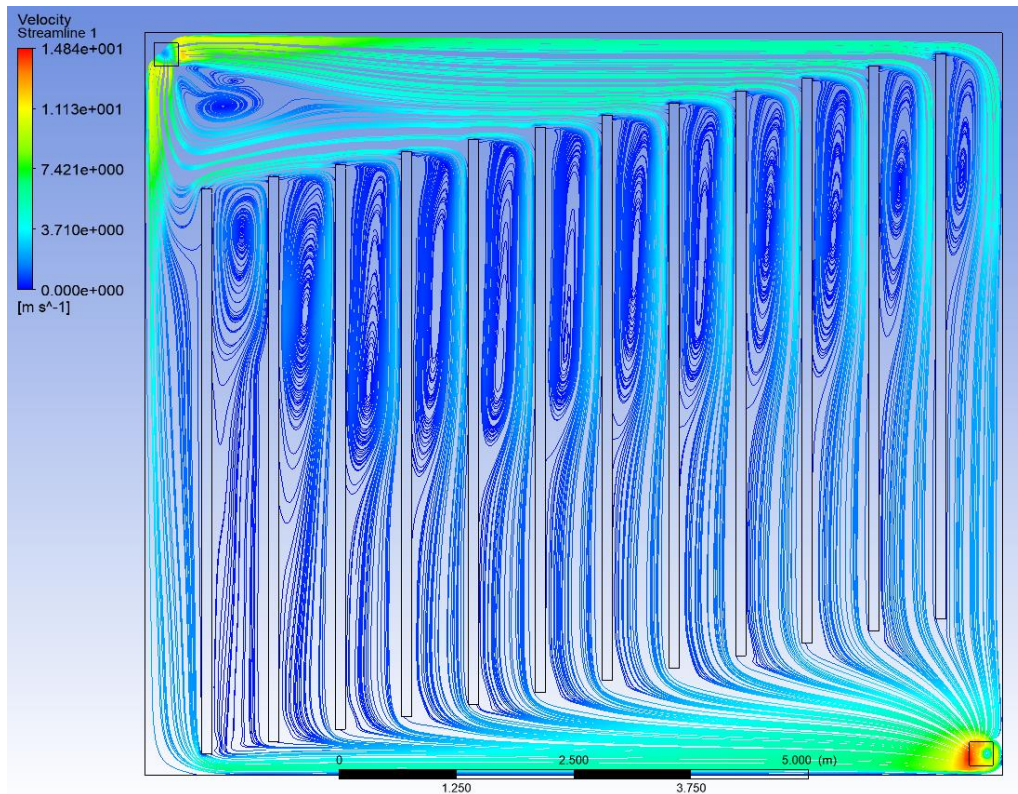


Figura 3-35.- Líneas de Velocidad del flujo

A diferencia del Caso 6, la velocidad en el interior de los canales (Figura 3-36) se distribuye con mayor uniformidad en todos estos. Evidentemente, cuanto mayor sea la longitud de los canales menos dispersión tiene el fluido, que es conducido por los canales en cuanto alcanza el interior de la cubierta. Aunque también se debe a la sección donde se realiza el análisis de velocidades, donde en el Caso 6 para captar todos los canales se alcanzan zonas de inestabilidad.

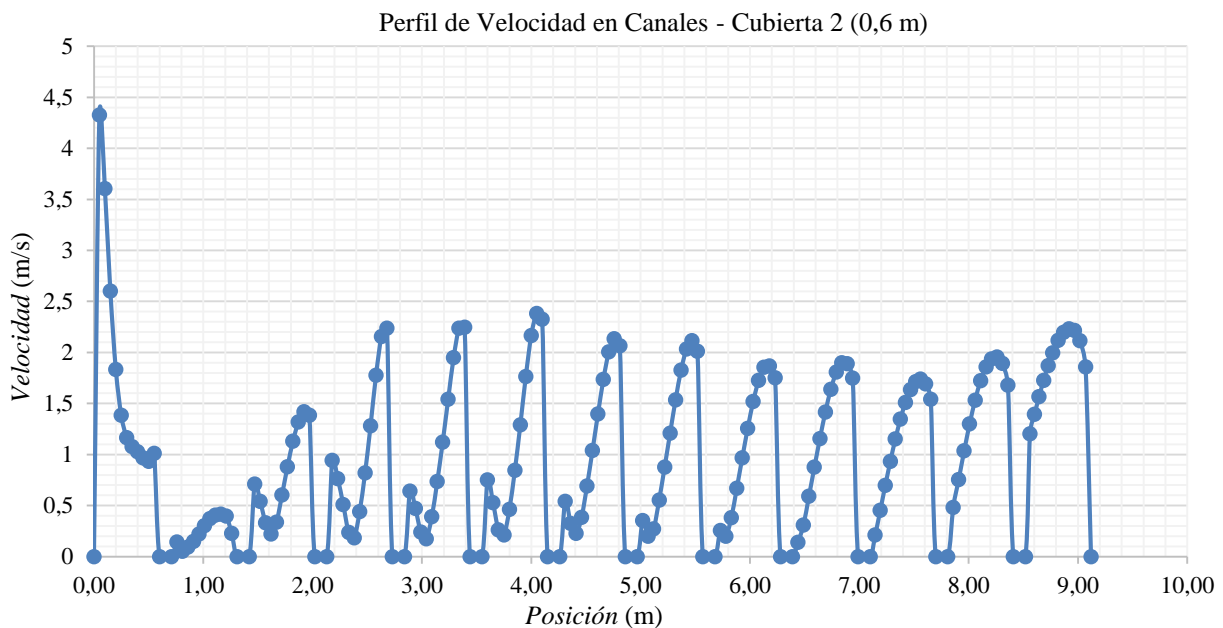


Figura 3-36.- Velocidad en el interior de los Canales

3.10 Caso 8 – Cubierta Plana 2 con Canales 0,3 m

En este apartado se alcanza el último de los casos de la batería descrita en el apartado 3.2. Para este caso, se emplea una distribución de canales tal que la distancia entre ellos es de 0,3 m. La geometría del caso se muestra en la figura siguiente:

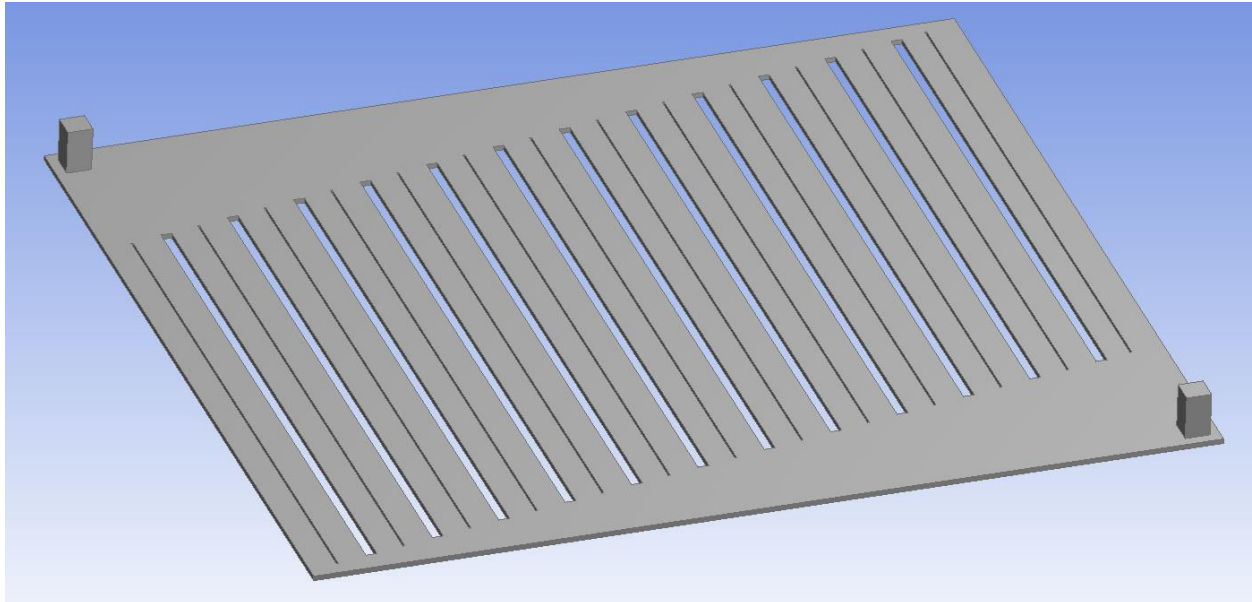


Figura 3-37.- Cubierta Plana 2 con Canales 0,3 m

Se vuelve a emplear el mallado generado por el caso auxiliar, Caso 1.2. El ajuste de la malla para el correcto cálculo del coeficiente de transferencia convectivo, se concluye por el resultado del valor y^+ en la superficie de la cubierta:

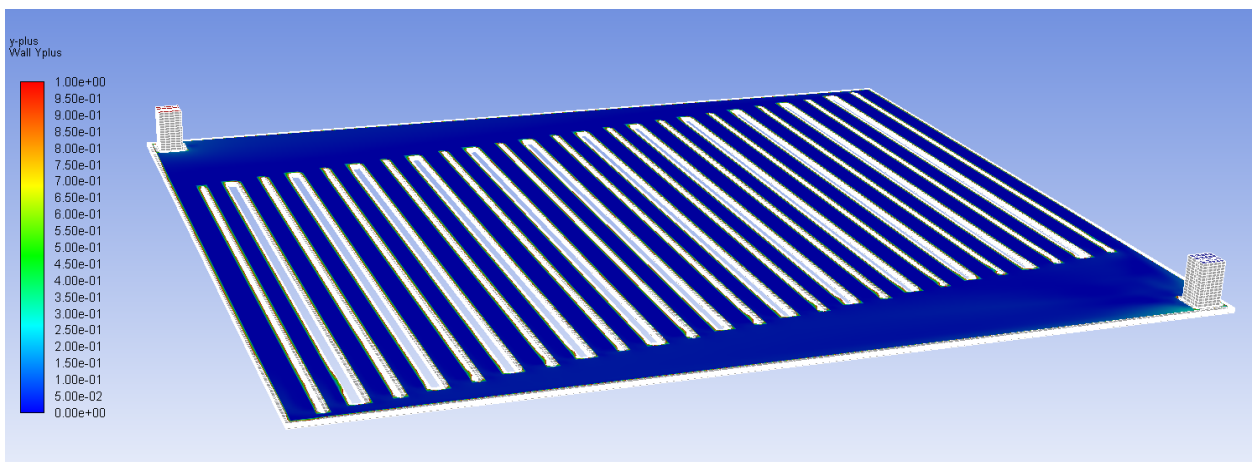


Figura 3-38.- Valor de y^+ para Cubierta Plana 2 con Canales 0,3 m

Los resultados que se tienen para este caso con:

Malla	ΔP (Pa)	h (W/m ² ·K)	T_{salida} (K)
I	150,88	5,44	299,96

Se comprueba, al igual que para el Caso 4 y 5, que el valor de caída de presión en el caso actual y el Caso 7 es similar. De nuevo, para los demás valores permanecen en el mismo rango de valores. No apreciándose gran diferencia con los demás casos. Resulta de interés la disminución en la caída de presión, menos de una unidad,

respecto al Caso 7. Puesto que el número de canales es mayor. Sin embargo, y de forma similar a como ocurre en el Caso 7, esto puede deberse a la mínima anchura que poseen los canales intermedios. Estos conducen el fluido, pero no presentan una forma suficientemente grande como para aumentar la pérdida de carga de forma considerable. Además, las unidades tan bajas en las que se sitúan hacen posible estas pequeñas diferencias.

La distribución del fluido en el interior de la cubierta es similar al resto de casos en los que se incluyen canales.

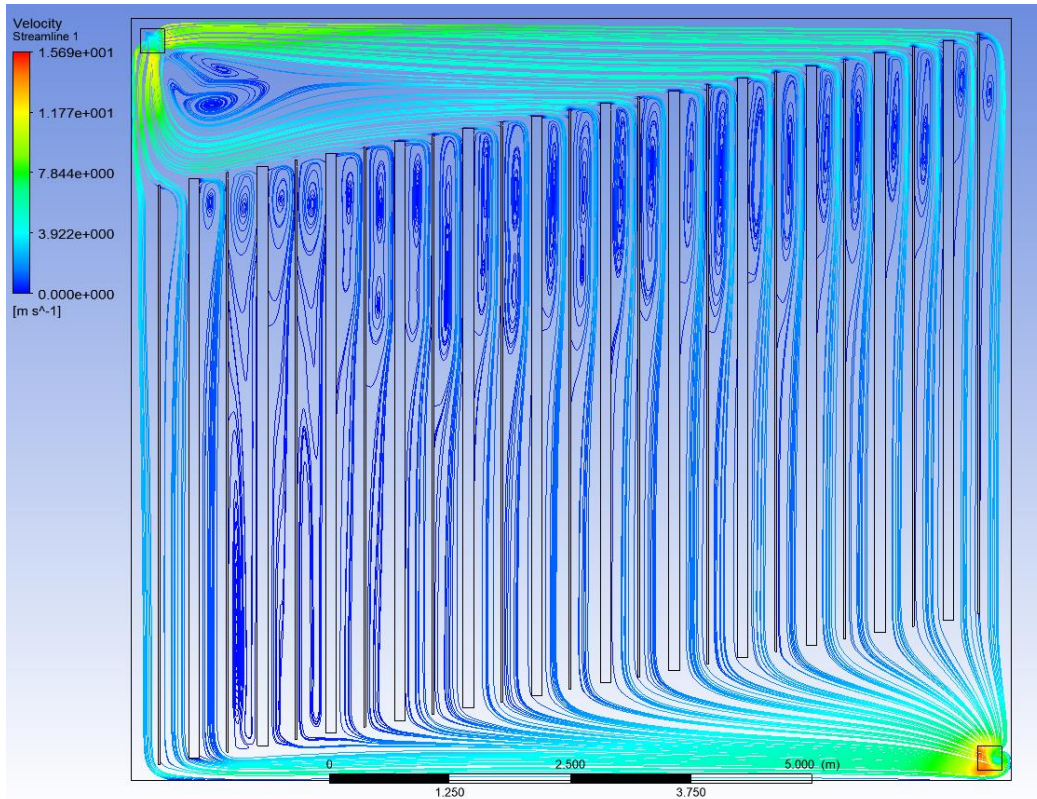


Figura 3-39.- Líneas de Velocidad del flujo

La velocidad en el interior de los canales disminuye respecto al Caso 7. Además, como tónica, se repite la inestabilidad en los primeros canales de la cubierta.

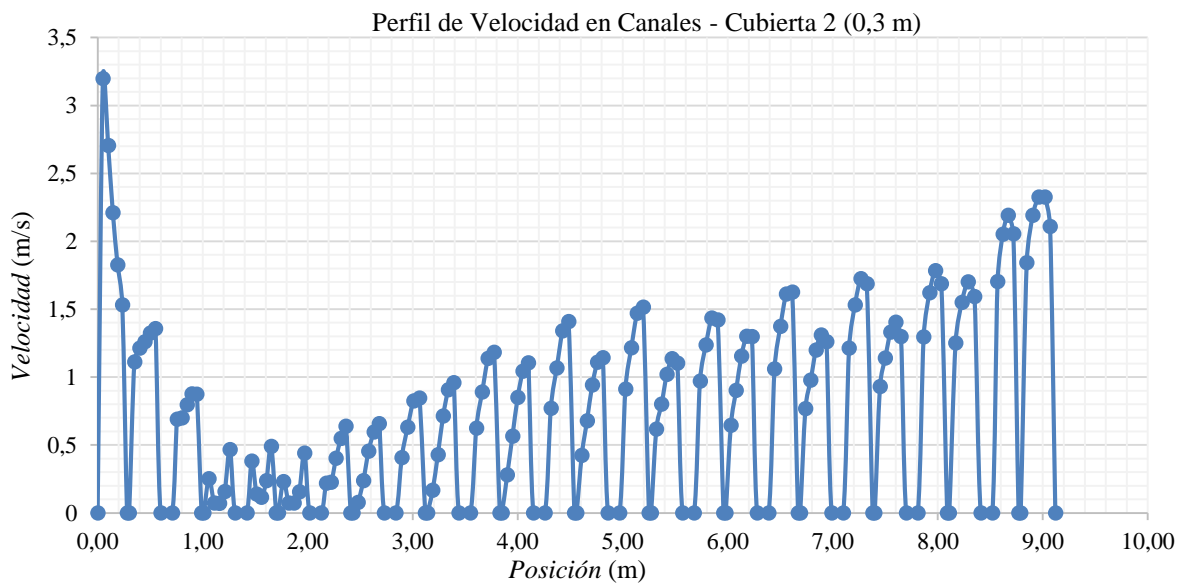


Figura 3-40.- Velocidad en el interior de los Canales

3.11 Conclusiones

Mediante el protocolo para el cálculo del coeficiente de transferencia convectivo empleando el Método *Blocking*, se estudian 8 casos (más 1 auxiliar) con diferentes cubiertas. Los parámetros de control que se analizan consiste en la caída de presión en la cubierta, el cálculo del coeficiente de transferencia convectivo y la temperatura a la salida de la cubierta. Se resumen, en la Tabla 3-24, los diferentes resultados que se obtienen en cada caso.

Tabla 3-24.- Resumen de Resultados para la batería de casos

Caso	ΔP (Pa)	h (W/m ² ·K)	T _{salida} (K)
1	47,22	3,58	297,69
2	25,47	2,68	296,19
3	23,96	2,41	297,44
4	52,43	4,65	298,94
5	58,35	4,89	299,20
6	129,62	5,03	299,75
7	151,83	5,08	299,48
8	150,88	5,44	299,96

Para el primer tipo geometría y condiciones del fluido, que comparten los cinco primeros casos (Tabla 3-1), se tiene que la mayor temperatura a la salida de la cubierta se da en el Caso 5. Sin embargo, en este mismo, se da la mayor caída de presión. La menor caída de presión se da en el Caso 3, con la Greca 67, que, al poseer mayor altura, la pérdida de carga disminuye. La Greca 40, Caso 2, es en la que peor se realiza la transferencia de calor. Habiendo una diferencia de más de 3 K, respecto al Caso 5.

Desde el punto de vista del segundo conjunto geometría-condiciones del fluido, el Caso 6 es en el que se logra la menor pérdida de carga en el fluido. Respecto a los resultados que se tienen para el valor de temperatura de salida del fluido, los tres casos están equilibrados. La diferencia entre ellos es nimia.

De forma general, se concluye que aquellas cubiertas en las que se incluyen canales tienen un mejor comportamiento en cuanto a transferencia de calor. Y, aunque por contrapartida presentan una mayor caída de presión, no supone un aumento considerable en el orden de magnitud que se registra.

3.12 Pérdida de carga y coeficiente de transferencia convectivo

Finalmente, se concluye el apartado de casos prácticos deduciendo, para la geometría del Caso 4, la función de pérdida de carga y el coeficiente de transferencia convectivo respecto del caudal. Para tal fin, se lleva a cabo el estudio del Caso 4 con cuatro caudales distintos:

Tabla 3-25.- Subcasos

Caso	Caudal Entrada (kg/s)
4.1	0,1
4.2	0,278
4.3	0,417
4.4	0,6

Para ello, se emplea la Malla I del Caso 4 (Tabla 3-13). Del mismo modo, se estudia el valor de y^+ para cada caso. Se evita la inclusión de estas figuras para evitar la extensión innecesaria. Teniendo en cuenta lo anterior, se alcanzan los siguientes resultados:

Tabla 3-26.- Resultados Subcasos.

Caso	ΔP (Pa)	Q (m ³ /s)	Flujo másico (kg/s)	h (W/m ² ·K)	A (m ²)
4.1	6,77	0,0847	0,1	1,89	0,27
4.2	52,4281	0,2358	0,278	4,65	0,27
4.3	116,564	0,3534	0,417	6,64	0,27
4.4	239,184	0,5086	0,6	9,21	0,27

De los datos anteriores, se tiene la representación gráfica de la $\Delta P(Q)$:

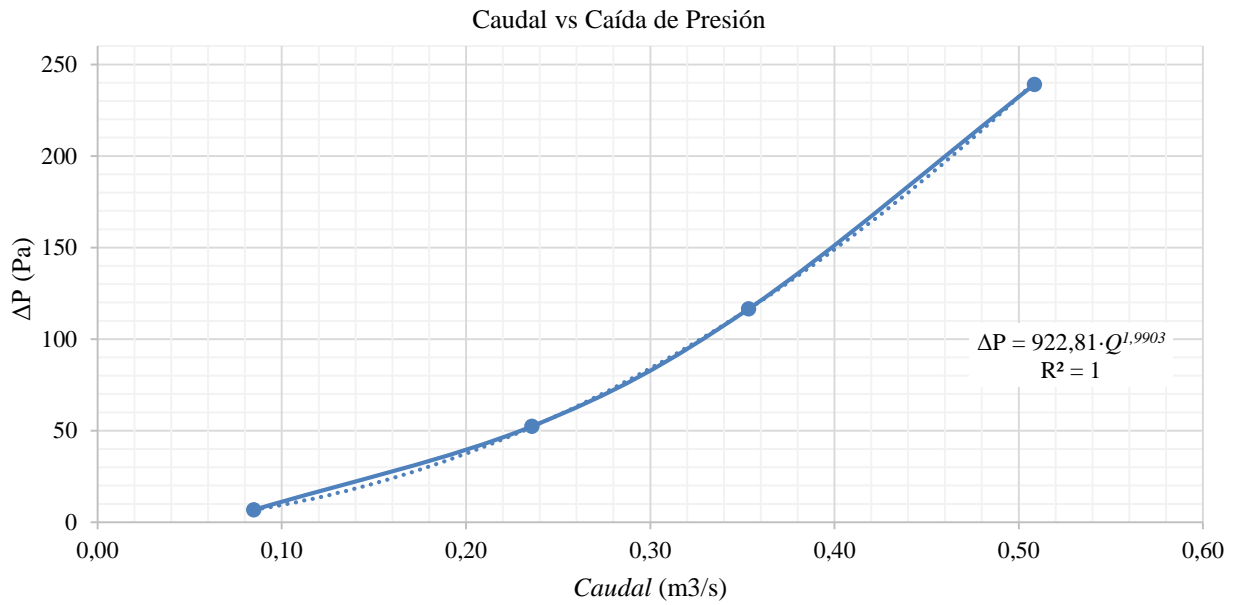


Figura 3-41.- Pérdida de carga en Cubierta Caso 4.

Desde el punto de vista del Coeficiente de Transferencia Convectivo:

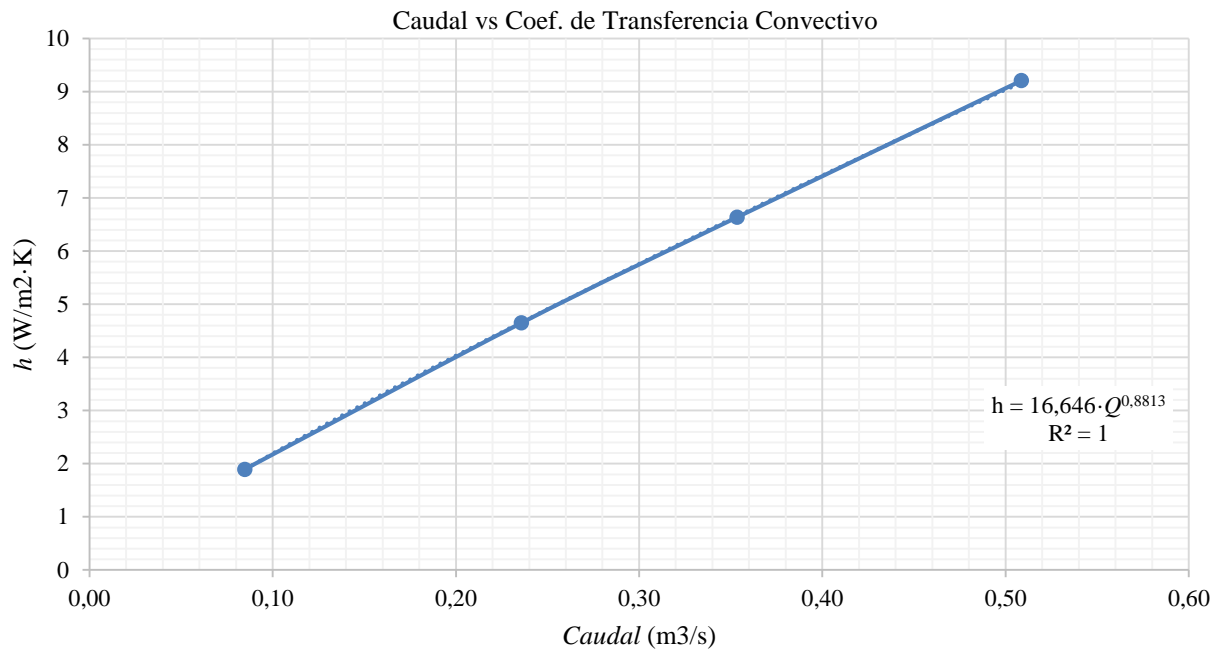


Figura 3-42.- Coef. de Transferencia Conv. en Cubierta Caso 4.

Se concluye, que para dicha geometría y en función del caudal, la pérdida de carga y el coeficiente de transferencia convectivo se definen como:

$$\Delta P = 922,81 \cdot Q^{1,9903} \tag{3.1}$$

$$h = 16,646 \cdot Q^{0,8813} \tag{3.2}$$

4 CONCLUSIONES

Se desarrolla a lo largo de este Trabajo Fin de Máster un Protocolo de Cálculo del Coeficiente de Transferencia Convectivo mediante el Método *Blocking*. Para llevar a cabo la confección del protocolo, se describe a lo largo de este Trabajo una serie de casos de validación que concluyen, de forma justificada, en la descripción del protocolo. A su vez, el protocolo se emplea para el análisis de una batería de 8 (+1) casos reales.

Cabe mencionar que, aunque la disminución del coste computacional es uno de los objetivos principales del Protocolo de Cálculo, existe una limitación de la potencia de hardware instalado en la realización de este Trabajo Fin de Máster. Lo que supone la formulación de los modelos de forma estacionaria, en lugar de su estudio mediante la modelización transitoria de estos.

4.1 Casos Desarrollados

En primer lugar, se analizan los casos que se desarrollan a lo largo de este Trabajo. Teniendo en cuenta que las pre-mallas para la determinación de los casos de validación quedan excluidas. De este modo, se evita el aumento de datos que realmente no aportan información en la descripción del modelo.

Tabla 4-1.- Sumatorio de Casos Realizados

Casos Realizados				
Caso	Reynolds	ΔT	Ítem	Mallas
Laminar	315	10	1	
Laminar	947	10	2	
Turbulento Completamente Desarrollado	62.933	10	3	5
Turbulento Completamente Desarrollado	94.400	10	4	
Turbulento Completamente Desarrollado	10.0000	10	5	
		20	6	
		30	7	
Cubierta Plana	-	15	8	
Cubierta Greca 40	-	15	9	
Cubierta Greca 67	-	15	10	
Cubierta Plana con Canales 0,6 m	-	15	11	13
Cubierta Plana con Canales 0,3	-	15	12	
Cubierta Plana 2 (Caso auxiliar)	-	15	13	
Cubierta Plana 2 con Canales 4,26 m	-	15	14	
Cubierta Plana 2 con Canales 0,6 m	-	15	15	
Cubierta Plana 2 con Canales 0,3 m	-	15	16	

Se lleva a cabo la totalidad de 16 casos. Teniendo en cuenta el mallado para los distintos casos propuestos, se realizan un total de 18 mallas.

Se presenta el Protocolo de Cálculo al finalizar el caso de validación en el apartado 2, donde se justifica el procedimiento que se sigue para su desarrollo. Como es el empleo de las correlaciones empíricas para su contrastación y resultados validados en la literatura. Finalmente, mediante el empleo de este protocolo, se lleva a cabo la realización de los casos reales, apartado 3.

4.2 Metodología *Blocking*

El desarrollo del Protocolo de Cálculo mediante la metodología del *blocking*, permite la construcción de mallas hexaédricas. Lo que reduce algunos requisitos de convergencia que deben tener las mallas tetraédricas, en los que el fluido puede no contactar de forma adecuada debido a la disposición de los elementos.

La malla hexaédrica aumenta la calidad de la malla obtenida, permite la distribución de la densidad de los nodos en los sectores de mayor interés. Y, al ser elementos hexaédricos, no es necesario recurrir a la hibridación de los elementos de la malla. Por ejemplo, la combinación de elementos tetraédricos para las zonas del núcleo del fluido, y capas prismáticas en las zonas cercanas a superficies.

Aunque más simple que otros métodos para conseguir mallas con un grado de calidad elevado. La metodología *blocking* requiere de práctica para conseguir un resultado adecuado. El principal obstáculo es la consecución correcta de los bloques para representar la forma geométrica de estudio.

La realización y modelización de los bloques es la tarea que mayor tiempo consume en la aplicación del protocolo. Una vez que se realizan los bloques y asociaciones con la geometría adecuados, sólo cabe modificar el número y densidad de los nodos. Frente a geometrías realmente complejas, es buena idea barajar otras posibilidades para elaborar la malla.

4.3 Líneas futuras

Este protocolo sirve como base para futuros trabajos que se desarrollen de forma directa bajo la Metodología *Blocking* y, de forma indirecta, con la realización de otros tipos de mallado y elementos que se empleen. Por ello, se enumeran a continuación una serie de acciones futuras que pueden ser interesantes partiendo de la base de este Trabajo Fin de Máster:

- a) Aplicación del Protocolo de Cálculo mediante Metodología *Blocking* con modelos transitorios
- b) Comparación de la aplicación del Protocolo bajo diversos Modelos para determinar la precisión y coste computacional de cada uno: $k-\varepsilon$, $k-\omega$, *LES*.
- c) Suponiendo costos computacionales razonablemente más elevados, obtener una disminución del error obtenido en el caso de validación respecto a las correlaciones empíricas

REFERENCIAS

- [1] E. Académico, La revolución industrial en Inglaterra, L. Bisagra, Ed., 2009, p. 11.
- [2] E. Académico, La segunda revolución industrial, L. Bisagra, Ed., 2009, p. 11.
- [3] B. Sørensen, «A history of renewable energy technology»,» *Energy Policy*, vol. vol. 19, nº n.o 1, pp. pp. 8-12, ene. 1991..
- [4] L. Pérez-Lombard, J. Ortiz y C. Pout, «A review on buildings energy consumption information»,» *Energy and Buildings*, vol. 40, nº 3, pp. 394-398, 1 1 2008.
- [5] P. Europeo, «Directiva 2010/31/UE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 19 de mayo de 2010, relativa a la eficiencia energética de los edificios,» 2010.
- [6] P. Europeo, «Directiva UE 2018/848 del Parlamento Europeo y del Consejo, de 30 de mayo de 2018, por la que se modifica la Directiva 2010/31/UE relativa a la eficiencia energética de los edificios y la Directiva 2017/27/UE relativa a la eficiencia energética,» 2018.
- [7] ATECYR y IDAE, «Comentarios al Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios (RITE 2007),» Madrid, 2007.
- [8] B. Givoni, «Performance and applicability of passive and low-energy cooling systems,» *Energy and Buildings*, vol. 17, nº 3, pp. 177-199, 1 1 1991.
- [9] B. Givoni, «Options and applications of passive cooling,» *Energy and Buildings*, vol. 7, nº 4, pp. 297-300, 1 12 1984.
- [10] M. Kolokotroni y A. Aronis, «Cooling-energy reduction in air-conditioned offices by using night ventilation,» *Applied Energy*, vol. 63, nº 4, pp. 241-253, 1 8 1999.
- [11] B. Givoni, «Indoor temperature reduction by passive cooling systems,» *Solar Energy*, vol. 85, nº 8, pp. 1692-1726, 1 8 2011.
- [12] P. Böckh y T. Wetzel, Heat Transfer: Basics and Practice, Berlín: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012, 2012.
- [13] F. P. Incropera, D. Dewitt, T. Bergman y A. Lavine, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th ed., Wiley&Sons, 2007, p. 997.
- [14] G. Nellis y S. Klein, Heat Transfer, Cambridge University Press, Ed., 2009, p. 1107.
- [15] B. Petukhov, «Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties,» *Advances in Heat Transfer*, vol. 6, pp. 503-564, 1 1 1970.

- [16] D. C. Wilcox, *Turbulence Modeling for CFD*, 3rd ed., DCW Industries Inc., Ed., La Cañada, California, 2006.
- [17] W. Kays y M. Crawford, *Convective Heat and Mass Transfer*, 3rd ed., New York: McGraw-Hill, 1993.
- [18] H. Hausen, «Darstellung des Wärmeübergangs in Rohren durch verallgemeinerte Potenz Beziehungen,» *Z. VDI Beih. Verfahrenstech.*, vol. 4, p. 91, 1943.
- [19] R. Winterton, «Where did the Dittus and Boelter equation come from?,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 41, n° 4-5, pp. 809-810, 1 2 1998.
- [20] V. Gnielinski, «Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen,» *Forschung im Ingenieurwesen A*, vol. 41, n° 1, pp. 8-16, 1 1975.
- [21] J. E. Bardina, P. G. Huang y T. J. Coakley, «Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development,» 1997.
- [22] Y. Zhiyin, «Large-eddy simulation: Past, present and the future,» *Chinese Journal of Aeronautics*, vol. 28, n° 1, pp. 11-24, 1 2 2015.
- [23] J. SMAGORINSKY y J. SMAGORINSKY, «GENERAL CIRCULATION EXPERIMENTS WITH THE PRIMITIVE EQUATIONS,» *Monthly Weather Review*, vol. 91, n° 3, pp. 99-164, 1 3 1963.
- [24] B. Launder y B. Sharma, «Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc,» *Letters in Heat and Mass Transfer*, vol. 1, n° 2, pp. 131-137, 1 11 1974.
- [25] V. Yakhot y L. Smith, «The renormalization group, the ϵ -expansion and derivation of turbulence models,» *Journal of Scientific Computing*, vol. 7, n° 1, pp. 35-61, 1992.
- [26] T.-H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang y J. Zhu, «A new k- ϵ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows,» *Computers & Fluids*, vol. 24, n° 3, pp. 227-238, 1 3 1995.
- [27] ANSYS, «ANSYS FLUENT User's Manual,» Canonsburg, PA, 2018.
- [28] F. R. Menter, «Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications,» *AIAA Journal*, vol. 32, n° 8, pp. 1598-1605, 1994.
- [29] V. Akdag y A. Wulf, «Integrated Geometry and Grid Generation System for Complex Configurations, Surface Modeling and Grid Generation Symposium,» Langley Virginia, 1992.
- [30] A. Wulf y V. Akdag, «Tuned Grid Generation with ICEM CFD,» de NASA. *Lewis Research Center, Surface Modeling, Grid Generation, and Related Issues in Computational Fluid Dynamic (CFD) Solutions*, Berkeley, CA, 1995.
- [31] ANSYS, «ANSYS ICEM CFD User's Manual,» Canonsburg, PA, 2018.
- [32] A. Solleiro Bellón, S. Álvarez Domínguez y J. Sánchez Ramos, «Protocolo de cálculo CFD de coeficientes de transferencia de calor por convección en recintos,» Sevilla, 2013.
- [33] H. Blasius, «Grenzschichten in Flüssigkeiten mit kleiner Reibung,» *Zeitschrijfi für Mathematik und Physik*, vol. 56, 1908.

- [34] O. Sánchez Roelas, Tutor: José Luis Molina Félix y Co-Tutor: José Sánchez Ramos, «Caracterización de ventilación nocturna en edificios mediante técnicas CFD [Recurso electrónico] : Trabajo Fin de Grado,» Sevilla, 2015.
- [35] J. F. Coronel Toro, «Colección de Tablas. Gráficas y Ecuaciones de Transmisión de Calor,» Sevilla, 2014.
- [36] H. L. Langhaar, «Journal of Applied Mechanics,» vol. 64, nº A-55, 1942.
- [37] N. Blanco, «Sevilla licita ahora la climatización de los mismos 21 colegios que ya anunció hace un año,» 30 5 2019. [En línea]. Available: <https://diario16.com/sevilla-licita-ahora-la-climatizacion-de-los-mismos-21-colegios-que-ya-anuncio-hace-un-ano/>.
- [38] Agencia andaluza de la Energía, «Mejoras energéticas en los centros educativos de Andalucía,» [En línea]. Available: <https://www.agenciaandaluzadelaenergia.es/es/mejoras-energeticas-en-los-centros-educativos-de-andalucia>.
- [39] Agencia andaluza de la Energía, «Mapa de colegios,» [En línea]. Available: https://www.agenciaandaluzadelaenergia.es/sites/default/files/Documentos/Incentivos/mapa_colegios.pdf.

