

# MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA ENERGÉTICA SOSTENIBLE

## TRABAJO FIN DE MÁSTER

### ***ESTUDIO PARAMÉTRICO DE GENERADORES DE VÓRTICES APLICADOS EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE ALETAS Y TUBOS***

**Estudiante  
Director/Directora  
Departamento  
Curso académico**

*Portal, Porras, Koldo  
Sancho, Saiz, Javier  
Ingeniería Energética  
2021-2022*

*Bilbao, 7, Septiembre, 2022*





# Resumen

Se pretende que los intercambiadores de calor sean lo más eficientes, baratos, ligeros y pequeños posible. Por este motivo, la adición de dispositivos de control de flujo para la mejora del calor intercambiado en los intercambiadores de calor se ha vuelto un tema de investigación muy popular. En este trabajo, se ha estudiado la influencia que tiene la implementación de Generadores de Vórtices (GVs) en un intercambiador de calor de aletas y tubos. Con este objetivo, se han lanzado múltiples simulaciones mediante herramientas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, *Computational Fluid Dynamics*), considerando diferentes números de Reynolds ( $Re$ ) y ángulos de ataque ( $\alpha$ ) de los GVs, con el fin de analizar el comportamiento térmico e hidráulico del intercambiador de calor bajo diferentes condiciones. Adicionalmente, se han analizado los vórtices generados y los campos de presión, velocidad y temperatura; con el objetivo de obtener una mejor comprensión del comportamiento del flujo dentro del intercambiador de calor. Los resultados muestran que la implementación de GVs, en comparación con el caso base sin GVs, mejora el rendimiento térmico en todos los casos estudiados, pero también empeora el rendimiento hidráulico. Considerando tanto el rendimiento hidráulico como el térmico, los resultados muestran que los mejores rendimientos globales se obtienen con los ángulos de ataque más bajos.

# Palabras clave

Dinámica de Fluidos Computacional; CFD; intercambiador de calor; intercambiador de calor de aletas y tubos; Generador de Vórtices; GV; Red Neuronal Artificial; RNA.





# Laburpena

Bero-trukagailuak ahalik eta bezain efiziente, merke, arin eta txiki izatea saiatzen da. Hori dela eta, fluxu kontrol-gailuen eranstea bero-trukagailuetan bero trukaketa hobetzeko ikerketa gai hedatu bat bilakatu da. Lan honetan, Bortize Sortzaileen eransketa hegal eta tutuko bero-trukagailu batean duen eragina aztertu da. Helburu honekin, hainbat simulazio desberdin burutu dira Fluidoen Dinamika Konputazionalako (CFD, *Computational Fluid Dynamics*) erremintak erabiliz, Reynolds zenbaki (Re) eta Bortize Sortzaileen atake-angelu ( $\theta$ ) desberdinak kontsideratuz, bero-trukagailuaren errendimendu termikoa eta hidraulikoa lan baldintza desberdinetan aztertzeko helburuarekin. Gainera, sortutako bortizeak eta presio-, abiadura- eta tenperatura-eremuak aztertu dira; fluxuak bero-trukagailuaren barruan duen portaera hobeto ezagutzeko. Emaitzek erakusten dute Bortize Sortzaileen inplementazioak, Bortize Sortzaile gabeko kasuarekin konparatuz, errendimendu termikoa hobetzen duela aztertutako kasu guztietan, baina errendimendu hidraulikoa okerragotzen du. Errendimendu termikoa eta hidraulikoa kontsideratuz, emaitzek erakusten dute errendimendu orokor hoberenak eraso-angelu txikienekin lortzen direla.

# Hitz-gakoak

Fluidoen Dinamika Konputazionala; CFD; bero-trukagailua; hegal eta tutuko bero-trukagailua; Bortize Sortzailea; Sare Neuronal Artifiziala; ANN.





# Abstract

Heat exchangers are intended to be as efficient, inexpensive, lightweight and small as possible. For this reason, the addition of flow control devices to increase the exchanged heat in heat exchangers has become a popular research topic. In this work, the influence of the implementation of vane-type Vortex Generators (VGs) in a fin-and-tube heat exchanger is investigated. For this purpose, several simulations by means of Computational Fluid Dynamics (CFD) tools are performed, considering different Reynolds numbers ( $Re$ ) and angles of attack ( $\alpha$ ) of the VGs, in order to evaluate the hydraulic and thermal performance of the heat exchanger under different conditions. In addition, the generated vortices and the pressure, velocity and temperature fields are analyzed; in order to achieve a better understanding of the flow behavior inside the heat exchanger. The results show that the implementation of VGs, in comparison with the baseline case without VGs, improves thermal performance in all the studied cases, but it also reduces hydraulic performance. Considering both hydraulic and thermal performance, the results show that the greatest performance improvements are obtained with the lowest angles of attack.

# Keywords

Computational Fluid Dynamics; CFD; heat exchanger; fin-and-tube heat exchanger; Vortex Generator; VG; Artificial Neural Network; ANN.







# Índice

Resumen .....	III
Laburpena .....	V
Abstract .....	VII
Índice .....	IX
Lista de ilustraciones .....	XI
Lista de tablas .....	XIII
Abreviaturas.....	XIV
Nomenclatura.....	XV
1. MEMORIA.....	1
1.1. Introducción.....	1
1.2. Contexto.....	4
1.3. Objetivos y alcance del trabajo.....	6
1.4. Beneficios que aporta el trabajo .....	6
2. METODOLOGÍA SEGUIDA EN EL DESARROLLO DEL TRABAJO.....	7
2.1. Modelo físico.....	7
2.2. Análisis numérico .....	9
2.3. Metodología numérica .....	12
2.3.1. Introducción al CFD .....	12
2.3.2. Geometría, condiciones de contorno y modelos físicos.....	13
2.3.3. Mallado .....	14
2.3.4. Generadores de vórtices .....	17
2.4. Resultados.....	19
2.4.1. Estructuras vorticiales .....	20
2.4.2. Campos de presión .....	23
2.4.3. Campos de velocidad.....	25
2.4.4. Campos de temperatura.....	27
2.4.5. Comportamiento hidráulico.....	29
2.4.6. Comportamiento térmico .....	31
2.4.7. Factor de rendimiento térmico.....	34
2.4.8. Red Neuronal Artificial para predecir el comportamiento hidráulico y térmico .....	35
3. ASPECTOS ECONÓMICOS.....	41
3.1. Costes considerados.....	41



3.1.1. Mano de obra.....	41
3.1.2. Amortización del material y los equipos.....	41
3.1.3. Gastos generales .....	41
3.2. Presupuesto general.....	42
4. CONCLUSIONES.....	45
4.1. Conclusiones.....	45
4.2. Publicaciones.....	47
4.3. Artículos científicos derivados de este trabajo.....	47
5. BIBLIOGRAFÍA .....	49



# Lista de ilustraciones

<b>Ilustración 1.</b> Consumo de energía térmica de cada sector [6].	1
<b>Ilustración 2.</b> Emisiones de CO <sub>2</sub> de cada sector [6].	2
<b>Ilustración 3.</b> Geometría del intercambiador de calor de aletas y tubos. (a) Vista superior; (b) Vista frontal.	7
<b>Ilustración 4.</b> Coeficientes Kc y Ke para un conducto plano con múltiples tubos [1].	10
<b>Ilustración 5.</b> Dominio computacional del intercambiador de calor de aletas y tubos.	14
<b>Ilustración 6.</b> Mallado alrededor de un tubo.	15
<b>Ilustración 7.</b> Comparación de los coeficientes f (cuadrados) y j (círculos) obtenidos numéricamente en este estudio con los obtenidos experimentalmente por Wang et al. [33].	17
<b>Ilustración 8.</b> Generador de vórtices creado con el modelo de mallado cell-set. (a) Geometría del generador de vórtices; (b) Representación del generador de vórtices con el modelo cell-set.	18
<b>Ilustración 9.</b> Características del generador de vórtices. (a) Posicionamiento del generador de vórtices; (b) Dimensiones del generador de vórtices.	18
<b>Ilustración 10.</b> Representación de los vórtices generados con cada ángulo de ataque para Re=2500 mediante una isosurface coloreada con la velocidad. (a) Caso base; (b) $\alpha=5^\circ$ ; (c) $\alpha=10^\circ$ ; (d) $\alpha=15^\circ$ ; (e) $\alpha=20^\circ$ ; (f) $\alpha=25^\circ$ ; (g) $\alpha=30^\circ$ ; (h) $\alpha=35^\circ$ ; (i) $\alpha=40^\circ$ ; (j) $\alpha=45^\circ$ .	21
<b>Ilustración 11.</b> Campos de presión a una altura de Fp/2 con cada ángulo de ataque de los GVs para Re=2500. (a) Caso base; (b) $\alpha=5^\circ$ ; (c) $\alpha=10^\circ$ ; (d) $\alpha=15^\circ$ ; (e) $\alpha=20^\circ$ ; (f) $\alpha=25^\circ$ ; (g) $\alpha=30^\circ$ ; (h) $\alpha=35^\circ$ ; (i) $\alpha=40^\circ$ ; (j) $\alpha=45^\circ$ .	23
<b>Ilustración 12.</b> Campos de velocidad a una altura de Fp/2 con cada ángulo de ataque de los GVs para Re=2500. (a) Caso base; (b) $\alpha=5^\circ$ ; (c) $\alpha=10^\circ$ ; (d) $\alpha=15^\circ$ ; (e) $\alpha=20^\circ$ ; (f) $\alpha=25^\circ$ ; (g) $\alpha=30^\circ$ ; (h) $\alpha=35^\circ$ ; (i) $\alpha=40^\circ$ ; (j) $\alpha=45^\circ$ .	25
<b>Ilustración 13.</b> Campos de temperatura a una altura de Fp/2 con cada ángulo de ataque de los GVs para Re=500. (a) Caso base; (b) $\alpha=5^\circ$ ; (c) $\alpha=10^\circ$ ; (d) $\alpha=15^\circ$ ; (e) $\alpha=20^\circ$ ; (f) $\alpha=25^\circ$ ; (g) $\alpha=30^\circ$ ; (h) $\alpha=35^\circ$ ; (i) $\alpha=40^\circ$ ; (j) $\alpha=45^\circ$ .	27
<b>Ilustración 14.</b> Comparación del rendimiento hidráulico de cada caso. (a) Caída de presión; (b) Factor de fricción de Fanning.	29
<b>Ilustración 15.</b> Comparación del rendimiento térmico de cada caso. (a) Temperatura media del fluido a la salida; (b) Factor j-Colburn.	31
<b>Ilustración 16.</b> Número de Nusselt promedio obtenido con cada caso.	32
<b>Ilustración 17.</b> Factor de rendimiento térmico obtenido en cada caso.	34
<b>Ilustración 18.</b> Esquema de la RNA diseñada.	35
<b>Ilustración 19.</b> Progresión del MSE durante el proceso de entrenamiento. (a) Red para la predicción de j; (b) Red para la predicción de f.	36
<b>Ilustración 20.</b> Comparación de las predicciones de las RNA de los factores j y f (superficies coloreadas) y los resultados obtenidos mediante CFD (círculos negros). (a) Factor j-Colburn; (b) Factor de fricción de Fanning.	37
<b>Ilustración 21.</b> Coeficientes de correlación de las RNA entrenadas. El eje vertical muestra las predicciones de la RNA y el eje horizontal los resultados obtenidos mediante CFD (a) Factor j-Colburn; (b) Factor de fricción de Fanning.	38



**Ilustración 22.** Histograma del error absoluto de las predicciones de las RNA. (a) Factor j-Colburn; (b) Factor de fricción de Fanning.....38



# Lista de tablas

<b>Tabla 1.</b> Parámetros significantes del intercambiador de calor.....	8
<b>Tabla 2.</b> Resultados de la Extrapolación General de Richardson para la verificación de resolución de malla.....	16
<b>Tabla 3.</b> Condiciones de trabajo óptimas obtenidas con las RNAs entrenadas.....	39
<b>Tabla 4.</b> Costes por mano de obra (en €/h).....	41
<b>Tabla 5.</b> Costes de la amortización del equipamiento y software (en €/h).....	41
<b>Tabla 6.</b> Diagrama de Gantt de las tareas realizadas. Cada casilla representa una semana.....	42
<b>Tabla 7.</b> Presupuesto general.....	43



# Abreviaturas

<b>BA</b>	Borde de Ataque
<b>BP-MLP</b>	Perceptrón Multicapa con Propagación hacia atrás
<b>BS</b>	Borde de Salida
<b>CFD</b>	Dinámica de Fluidos Computacional
<b>GV</b>	Generador de Vórtices
<b>LMTD</b>	Diferencia de Temperaturas Logarítmica Media
<b>RANS</b>	Reynolds-Average Navier-Stokes
<b>RNA</b>	Red Neuronal Artificial
<b>SBVG</b>	Generador de Vórtices por debajo de la capa límite
<b>SST</b>	Shear Stress Transport



# Nomenclatura

$\alpha$	Ángulo de ataque
$\Delta P$	Caída de presión
$A_c$	Área de la sección transversal
$A_o$	Superficie de transferencia de calor
$A_t$	Superficie de transferencia de calor total
$C_p$	Calor específico
$D$	Diámetro del tubo
$f$	Factor de fricción de Fanning
$F_L$	Longitud de aleta
$F_p$	Paso de aleta
$F_w$	Anchura de aleta
$G_c$	Flujo de masa del aire en base al área de mínimo flujo
$h$	Coefficiente de transferencia de calor
$j$	Factor j-Colburn
$k$	Conductividad térmica
$K_c$	Coefficiente de pérdida de presión por contracción abrupta
$K_e$	Coefficiente de pérdida de presión por expansión abrupta
$\dot{m}$	Flujo de masa
$\eta$	Factor de rendimiento térmico
$N$	Cantidad de tubos
$Nu$	Número de Nusselt
$\Omega$	Tensor de giro
$\rho$	Densidad
$p$	Orden de precisión (Extrapolación de Richardson)
$P_{inlet}$	Presión media en la entrada
$P_l$	Espaciado longitudinal entre tubos
$P_{outlet}$	Presión media en la salida
$P_t$	Espaciado transversal entre tubos
$Pr$	Número de Prandtl
$Q$	Calor transferido
$Q$	Valor de Q-criterion
$R$	Condición de convergencia (Extrapolación de Richardson)
$R\text{-value}$	Coefficiente de correlación
$Re$	Número de Reynolds
$RE$	Valor exacto (Extrapolación de Richardson)
$\delta_f$	Grosor de aleta
$\sigma$	Relación entre el área de flujo mínima con el área frontal
$\sigma$	Parámetro de umbral de la capa oculta (RNA)
$\sigma'$	Parámetro de umbral de la capa de salida (RNA)
$S$	Tensor de tensión
$T_{inlet}$	Temperatura media en la entrada
$T_{outlet}$	Temperatura media en la salida
$T_{wall}$	Temperatura media de los tubos
$\mu$	Viscosidad dinámica
$u$	Velocidad de entrada



$\omega_i$   
 $\omega_{ij}$

Pesos de las capas de salida  
Pesos de las capas de entrada ocultas



# 1. MEMORIA

## 1.1. Introducción

Los intercambiadores de calor son dispositivos que permiten el intercambio de calor entre dos fluidos diferentes. Estos dispositivos son utilizados en una amplia gama de aplicaciones industriales, como por ejemplo en sistemas de potencia, ingeniería química, industria automóvil, refrigeración de chips electrónicos, equipamiento de aire acondicionado y calefacción, y muchas otras [1].

Dependiendo de su construcción, disposición del flujo, compacidad de la superficie, proceso de transferencia de calor, fase de los fluidos y mecanismo del intercambiador de calor, los intercambiadores de calor pueden clasificarse en muchas categorías diferentes. En este estudio se analiza un intercambiador de calor de aletas y tubos. Este tipo de dispositivos consisten en un bloque con aletas paralelas y tubos que se expanden en las aletas. El intercambiador de calor puede contener una o más filas de tubos, dependiendo de la aplicación para la que vaya a ser utilizado. Comúnmente, se enfría o calienta aire utilizando agua. Para lograr esto, se introduce aire por un lateral de las aletas hacia el otro, y se introduce agua en los tubos, dando lugar al intercambio de calor entre estos dos fluidos. Las aletas se utilizan para aumentar la superficie de transferencia de calor en el lado del aire. Este dispositivo tiene grandes ventajas sobre otros tipos de intercambiadores de calor, como por ejemplo su compacidad, ligero peso y alto coeficiente de transferencia de calor [2]. Como se indica en las extensas revisiones proporcionadas por Wang y Chi [3,4], las características de transferencia de calor y fricción de los intercambiadores de calor de aletas y tubos se han analizado en profundidad a lo largo de los años en diversos estudios.

De acuerdo con la *International Energy Agency* [5], el 35% del consumo mundial de energía está relacionado con los sistemas térmicos; y el 65% restante se consume en transporte, fabricación y aplicaciones residenciales e industriales no relacionadas con los procesos térmicos. Entre el consumo total de energía relacionado con los sistemas térmicos, el sector industrial consume un 57%, mientras que el sector residencial consume un 43%. La Ilustración 1 muestra el porcentaje exacto de consumo de energía térmica de cada sector.

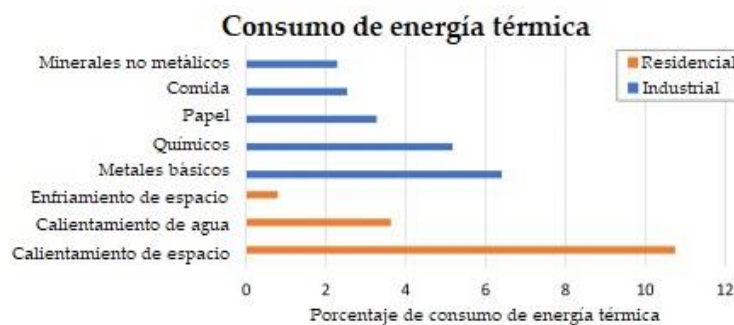


Ilustración 1. Consumo de energía térmica de cada sector [6].

Además, como se muestra en la Ilustración 2, la generación de electricidad y calor, el transporte y la industria son los principales emisores de CO<sub>2</sub>. Aunque todos estos sectores no están directamente relacionados con los sistemas térmicos, una gran parte de las emisiones de CO<sub>2</sub> son producidas por este tipo de sistemas.

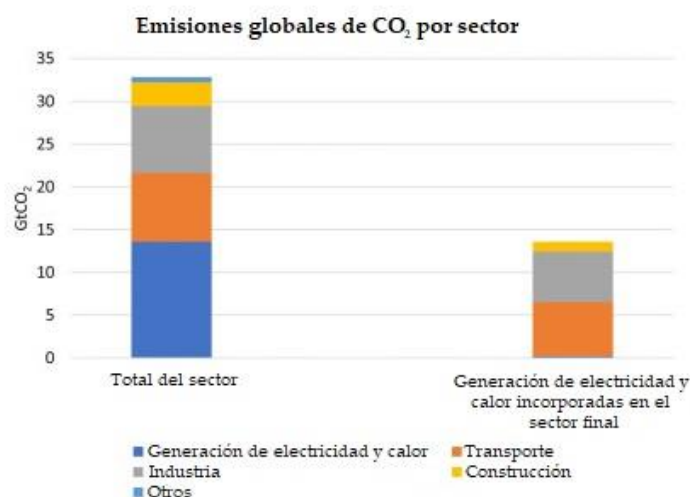


Ilustración 2. Emisiones de CO<sub>2</sub> de cada sector [6].

Por lo tanto, mejorar el rendimiento de los sistemas térmicos es un aspecto clave en la búsqueda de un modelo energético más sostenible, con el objetivo de reducir el consumo energético y las emisiones de CO<sub>2</sub>.

Como se ha mencionado previamente, los intercambiadores de calor son utilizados en una amplia gama de aplicaciones tanto industriales como residenciales. Esto sumado a los motivos explicados previamente, incrementar el calor intercambiado en los intercambiadores de calor, buscando altas eficiencias, bajos costes, pesos ligeros y tamaños del intercambiador lo más pequeños posibles, se ha convertido en un tema de investigación muy interesante a la par que desafiante.

Los métodos principales para aumentar la transferencia de calor son la interrupción del crecimiento de la capa límite, el aumento de la intensidad de la turbulencia y la generación de flujos secundarios [7]. Para conseguir esto, como explica Thulukkanam [8], se pueden aplicar técnicas activas, las cuales requieren una fuente de energía externa para aumentar la transferencia de calor; técnicas pasivas, las cuales no requieren el uso de ninguna fuente de energía externa; o técnicas compuestas, que combinan dispositivos activos y pasivos.

Entre los dispositivos pasivos para incrementar la transferencia de calor son destacables los Generadores de Vórtices (GVs), que son los dispositivos empleados en este estudio. Los GV son pequeñas placas situadas en las superficies de los canales. Estos dispositivos crean un flujo secundario e interrumpen el crecimiento de la capa límite, perturbando el flujo principal y



haciendo que este gire, y por lo tanto, generando vórtices. Los vórtices generados causan un intenso intercambio entre el fluido y las paredes de los tubos, mejorando el transporte de calor entre el fluido y los tubos. Aun así, la implementación de GVs provoca un incremento de la fuerza de arrastre, resultando en una mayor caída de presión. Por lo tanto, el objetivo de la implementación de GVs es incrementar la transferencia de calor dentro del intercambiador de calor, mejorando el rendimiento térmico, sin perjudicar en exceso el rendimiento hidráulico.

Existen muchos parámetros que afectan al rendimiento de los GVs, como pueden ser su geometría, posición, ángulo de ataque o tamaño. Por este motivo, es muy importante evaluar como influyen estos parámetros en el rendimiento de los intercambiadores de calor.



## 1.2. Contexto

La implementación de GVs en intercambiadores de calor es un tema muy popular que se viene investigando desde hace muchos años, por lo que existen muchos estudios en los que se analiza la implementación de GVs en intercambiadores de calor. Por ejemplo, Ahmed y otros [7] revisaron la influencia de los GVs en diferentes tipos de intercambiadores de calor. Aun así, como se ha mencionado previamente, el rendimiento de los GVs está influenciado por muchos parámetros, por lo que la mayoría de estudios se centran en analizar cómo influye cada uno de estos parámetros. Por ejemplo, Awais y Bhuiyan [9] revisaron cómo influye la modificación de estos parámetros en el rendimiento de los intercambiadores de calor.

En lo que respecta a la forma de los GVs, estos se pueden diferenciar en GVs de tipo ala (*wing*) o aleta (*winglet*). Fiebig [10] estudió experimentalmente la transferencia de calor en capas límite de una placa plana y un flujo en canal con GVs de forma triangular y rectangular del tipo ala y aleta. En dicho estudio se demuestra que los GVs de tipo aleta provocan una mayor transferencia de calor, manteniendo los otros parámetros prácticamente igual. En otro estudio, Fiebig [11] mostró que las aletas producen la misma transferencia de calor que las alas, pero obteniendo una menor caída de presión. Por lo tanto, considerando el comportamiento térmico e hidráulico, se considera que los GVs de tipo aleta son más eficientes que los de tipo ala. Típicamente se utilizan GVs rectangulares, trapezoidales o triangulares, pero existen algunos estudios en los que se han evaluado formas alternativas. Por ejemplo, Gholami y otros [12] introdujeron los GVs rectangulares ondulados, y Zhou y Ye [13] los GVs trapezoidales curvados.

En cuanto a la posición de los GVs, se pueden distinguir dos factores principales que afectan al rendimiento de los GVs, su disposición y su ángulo de ataque. Las disposiciones más comunes son la de flujo común hacia arriba (*common-flow-up*) y flujo común hacia abajo (*common-flow-down*). Como explicaron Joardar y Jacobi [14], con la disposición de flujo común hacia abajo, los pares de GVs se posicionan de una manera en la que los vórtices producidos giran de forma opuesta y alejan el fluido de la aleta en la que los GVs están situados. Están habitualmente situados en la estela cercana detrás de los tubos, como en los estudios realizados por Biswas y otros [15] y Tiwari y otros [16], buscando producir flujo de gran momento angular detrás del tubo y mejorar la transferencia de calor en esa región. Con la disposición de flujo común hacia arriba, los GVs se sitúan habitualmente a los lados de los tubos, como en los estudios de Torii y otros [17] y Kwak y otros [18], creando una configuración similar a una boquilla, e incrementando la velocidad del fluido en la región cercana a los tubos. Kim y Yang [19] compararon experimentalmente los vórtices creados con las dos disposiciones explicadas utilizando GVs de tipo aleta, obteniendo mejores características de transferencia de calor con la disposición de flujo común hacia abajo. Por el contrario, Tian y otros [20] obtuvieron pequeñas diferencias entre las dos disposiciones utilizando diferentes GVs de tipo aleta, pero un mejor rendimiento global con la disposición de flujo común hacia abajo y GVs rectangulares. Además, el estudio realizado por Fiebig y otros [21] muestra que la disposición de flujo común hacia abajo es más



efectiva con una disposición de tubos en línea, como la analizada en este estudio; mientras que, como explican Kwak y otros [18], la disposición de flujo común hacia arriba es más efectiva con una disposición de tubos escalonada.

Los estudios realizados por Zeng y otros [22] y Tang y otros [23] demuestran que la transferencia de calor aumenta a medida que el ángulo de ataque de los GVs aumenta, pero la caída de presión también se ve afectada. En consecuencia, es necesario encontrar el punto óptimo en el que el rendimiento térmico del intercambiador mejora sin reducir excesivamente su rendimiento hidráulico.

Hay algunos estudios en los que se analizan diferentes GVs bajo diversas condiciones. Por ejemplo Md Salleh y otros [24] estudiaron numéricamente el rendimiento térmico e hidráulico de un intercambiador de calor de aletas y tubos con tres geometrías diferentes de GVs (rectangular, trapezoidal y triangular) y sin GVs, analizando la disposición de flujo común hacia arriba y flujo común hacia abajo. En dicho estudio, el caso base sin GVs resultó ser el que mejor rendimiento térmico e hidráulico ofrecía. Sin embargo, es ese estudio la altura de los GVs es igual que el paso de aleta del intercambiador de calor; y como explican Tang y otros [23], mayores longitudes y menores altura de GVs conducen a mejores rendimientos. Por lo tanto, los pobres rendimientos obtenidos se le pueden atribuir a este factor.



### 1.3. Objetivos y alcance del trabajo

Este trabajo pretende evaluar la influencia de GVs de tipo aleta en un intercambiador de calor de aletas y tubos utilizando métodos basados en la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, *Computational Fluid Dynamics*). Con este objetivo, se han lanzado múltiples simulaciones, variando el número de Reynolds y el ángulo de ataque de los GVs; con el objetivo de analizar cómo afecta cada uno de estos parámetros al rendimiento del intercambiador de calor analizado.

Para alcanzar ese objetivo principal, se han definido los siguientes subobjetivos:

- Validar la malla utilizada para realizar las simulaciones, realizando un estudio de dependencia de malla y comparando los resultados con los experimentales disponibles en la literatura.
- Analizar las estructuras vorticiales y los campos de presión, velocidad y temperatura, para obtener una mejor comprensión del flujo.
- Evaluar el comportamiento hidráulico y térmico bajo las diferentes condiciones analizadas.
- Obtener el ángulo de ataque óptimo mediante técnicas de aprendizaje profundo.

### 1.4. Beneficios que aporta el trabajo

Como se ha mencionado previamente, la mejora del rendimiento térmico de los intercambiadores de calor es un tema de investigación muy popular desde hace muchos años. Para lograr esta mejora, la aplicación de GVs es uno de los métodos más populares y con más evidencias científicas.

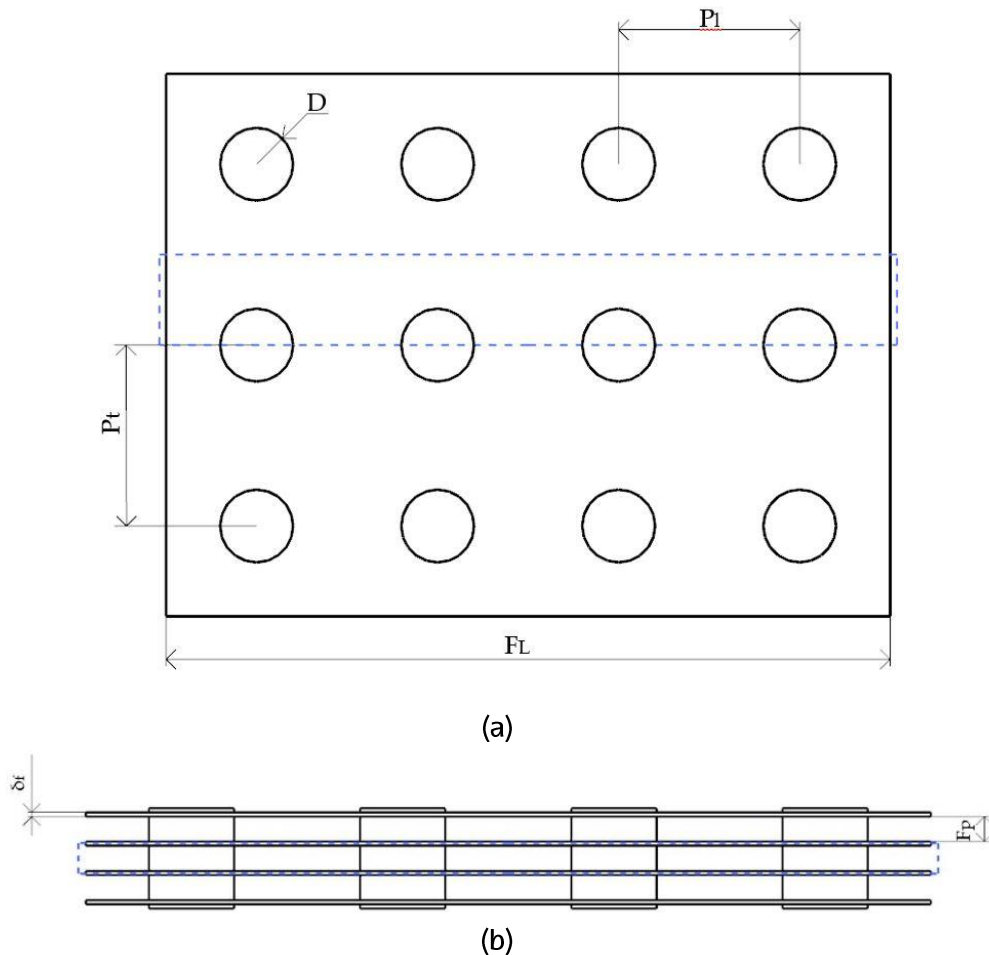
Generalmente, la mejora del rendimiento térmico se asocia con el aumento de la turbulencia, por lo que se suelen establecer elevados ángulos de ataque a los GVs. Considerando esa asunción, la mayoría de estudios científicos relacionados suelen centrarse en el análisis de otros aspectos de los GVs, como su forma o disposición.

En este trabajo, se pretende evaluar cómo afecta el ángulo de ataque al rendimiento de un intercambiador de calor de aletas y tubos. El resto de parámetros significativos de los GVs (como su forma, tamaño y disposición), se han establecido en base a los resultados disponibles en la bibliografía, buscando el mayor rendimiento posible.

## 2. METODOLOGÍA SEGUIDA EN EL DESARROLLO DEL TRABAJO

### 2.1. Modelo físico

En este estudio se ha analizado un intercambiador de calor de aletas y tubos. El intercambiador de calor estudiado contiene cuatro tubos, posicionados en una disposición en línea. Las dimensiones del dispositivo se han establecido de acuerdo con los estudios realizados por Md Salleh et al. [24] y Gholami et al. [12,25]. La Ilustración 3 proporciona una visión detallada de la geometría del intercambiador de calor y los parámetros relevantes para definir la geometría; y la Tabla 1 proporciona información sobre las dimensiones de dichos parámetros.



**Ilustración 3.** Geometría del intercambiador de calor de aletas y tubos. (a) Vista superior; (b) Vista frontal.



Tabla 1. Parámetros significantes del intercambiador de calor.

Parámetro	Símbolo	Valor
Diámetro del tubo	$D$	10.23 mm
Distancia transversal entre tubos	$P_t$	25.4 mm
Distancia longitudinal entre tubos	$P_l$	25.4 mm
Paso de aleta	$F_p$	3 mm
Grosor de aleta	$\delta_f$	0.2 mm
Longitud de aleta	$F_L$	101.6 mm
Anchura de aleta	$F_w$	25.4 mm
Número de tubos	$N$	4





## 2.2. Análisis numérico

Como se ha mencionado previamente, el objetivo de los GVs en intercambiadores de calor es incrementar la transferencia de calor, sin una caída de la presión excesiva. Para cuantificar estos fenómenos, se han analizado el factor j-Colburn (j) y el factor de fricción de Fanning (f), para posteriormente calcular el rendimiento del intercambiador de calor.

Para calcular el factor j, primero se han calculado el calor transferido (Q) y la Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura (LMTD, *Logarithmic-Mean Temperature Difference*), de acuerdo con la Ecuación 1 y la Ecuación 2 [13,26], respectivamente. Posteriormente, se ha calculado el coeficiente de transferencia de calor por convección (h), siguiendo la Ecuación 3. Una vez obtenidos estos parámetros, se ha calculado el valor de j de acuerdo con la Ecuación 4.

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{outlet} - T_{inlet}) \quad (1)$$

donde  $\dot{m}$  es el caudal másico,  $C_p$  es calor específico y  $T_{outlet}$  y  $T_{inlet}$  las temperaturas medias en el outlet y en el inlet, respectivamente.

$$LMTD = \frac{(T_{wall} - T_{inlet}) - (T_{wall} - T_{outlet})}{\ln[(T_{wall} - T_{inlet}) / (T_{wall} - T_{outlet})]} \quad (2)$$

donde  $T_{wall}$  es la temperatura de los tubos.

$$h = \frac{Q}{A_o \cdot LMTD} \quad (3)$$

donde  $A_o$  es la superficie de transferencia de calor.

$$j = \frac{h}{\rho \cdot u \cdot C_p} \cdot Pr^{2/3} \quad (4)$$

donde Pr es el número de Prandtl.

El valor de f se ha calculado de acuerdo con la ecuación para la caída de presión ( $\Delta P$ ) definida por Kays y London [27]. Esta ecuación incluye los coeficientes de pérdidas de presión en el inlet y en el outlet, el coeficiente de pérdida de presión por contracción abrupta ( $K_c$ ) y el coeficiente de pérdida de presión por expansión abrupta ( $K_e$ ). Estos dos coeficientes, se han obtenido del gráfico proporcionado por Hesselgreaves et al. [1] para conductos planos con múltiples tubos. La Ilustración 4 muestra la gráfica para empleada para la obtención de los coeficientes  $K_c$  y  $K_e$  para conductos planos con múltiples tubos.

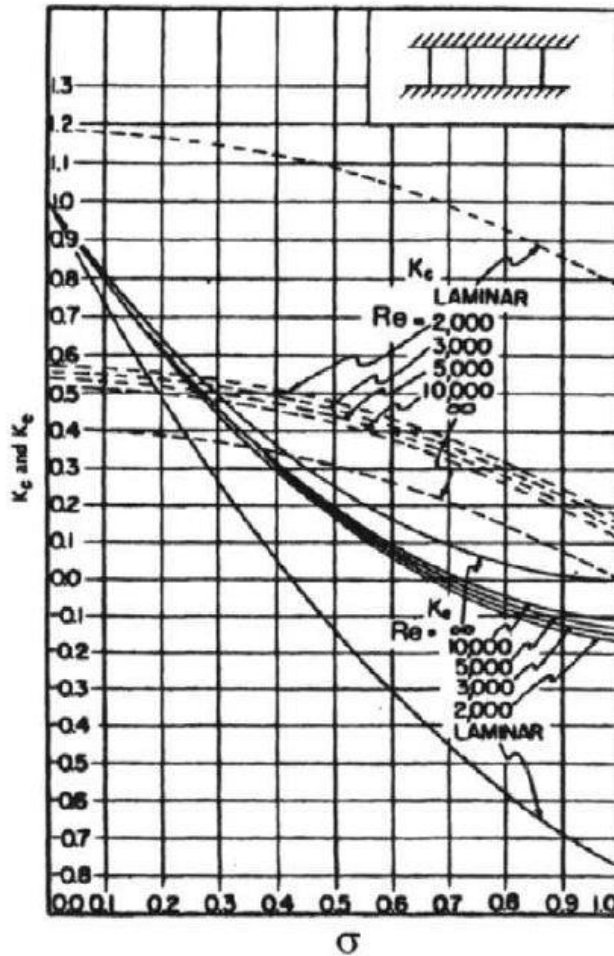


Ilustración 4. Coeficientes  $K_c$  y  $K_e$  para un conducto plano con múltiples tubos [1].

Una vez obtenidos los coeficientes de pérdidas de presión, se ha calculado la caída de presión de acuerdo con la Ecuación 5, y finalmente se ha obtenido el valor del coeficiente  $f$ , de acuerdo con la Ecuación 6.

$$\Delta P = (P_{inlet} - P_{outlet}) \quad (5)$$

donde  $P_{inlet}$  y  $P_{outlet}$  son las presiones medias en el inlet y en el outlet, respectivamente.

$$f = \frac{A_c}{A_t} \cdot \left[ \frac{2 \cdot \rho \cdot \Delta P}{G_c^2} - (K_c + 1 - \sigma^2) + (1 - \sigma^2 - K_e) \right] \quad (6)$$

donde  $A_c$  es el área seccional,  $A_t$  la superficie total de transferencia de calor,  $G_c$  el caudal másico del aire basado en el área de flujo mínimo y  $\sigma$  la relación entre el área de flujo mínimo y el área frontal.

Una vez calculados los coeficientes  $f$  y  $j$ , se ha calculado el factor de rendimiento térmico ( $\eta$ ) de acuerdo con la Ecuación 7.



$$\eta = \frac{j/j_o}{f/f_o} \quad (7)$$

Otro parámetro significativo para evaluar el comportamiento térmico de un intercambiador de calor es el número de Nusselt, el cual es calculado de acuerdo con la Ecuación 8.

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (8)$$

donde  $k$  es la conductividad térmica.



## 2.3. Metodología numérica

Con el objetivo de analizar el efecto de los GVs implementados en un intercambiador de calor de aletas y tubos, se han lanzado 50 simulaciones diferentes mediante CFD. En estas simulaciones las condiciones son diferentes, ya que se han considerado diferentes números de Reynolds y ángulos de ataque de los GVs. Para realizar estas simulaciones, se ha utilizado el código comercial Star CCM+v14.02.012 [28].

### 2.3.1. Introducción al CFD

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, *Computational Fluid Dynamics*) es una rama de la mecánica de fluidos, en la que se utilizan ordenadores y técnicas numéricas para resolver todos los problemas físicos relacionados con el movimiento de los fluidos y otros fenómenos asociados, como por ejemplo la transferencia de calor [29].

Las ecuaciones fundamentales de los fluidos son resolubles en unos pocos casos simples y concretos, por lo que es prácticamente imposible obtener una solución analítica de un problema complejo de ingeniería. Las herramientas CFD utilizan un método de discretización que aproximan las ecuaciones diferenciales que determinan el comportamiento del fluido a un sistema de ecuaciones algebraicas que pueden ser resueltas por un ordenador. Estas aproximaciones se realizan en pequeños dominios de espacio y tiempo, por lo que las soluciones obtenidas corresponden a un dominio específico de espacio y tiempo. La precisión del CFD depende del método de discretización utilizado [30].

Los ensayos experimentales son habitualmente utilizados para extraer información y estudiar ciertas características del flujo, como por ejemplo la velocidad, presión, fuerzas ejercidas en cuerpos, etc. Aun así, en los ensayos experimentales los resultados están directamente relacionados con la calidad del experimento realizado y los instrumentos de medición empleados. Además, puede haber zonas en las que es imposible realizar mediciones, ya sea porque dichas zonas son inalcanzables o porque el instrumento de medición utilizado crea perturbaciones en el flujo en dichas zonas, alterando los resultados.

Mediante las herramientas CFD, se puede obtener la solución de complejos problemas de ingeniería, evitando los problemas que conllevan los ensayos experimentales, pero el CFD también tiene algunas desventajas que hay que considerar. La principal desventaja del CFD es el alto coste computacional que conllevan las simulaciones. Aun así, en los últimos años, con el incremento progresivo de la velocidad de cálculo de los ordenadores, esta desventaja se está volviendo menos significativa. Otra de las principales desventajas del CFD es el alto coste económico de las licencias y ordenadores requeridos para llevar a cabo las simulaciones. Sin embargo, una correcta combinación de los ensayos experimentales con las simulaciones CFD puede reducir considerablemente en coste total.

El proceso para realizar una simulación mediante CFD se divide en tres partes principales:

- Preproceso: consiste en definir el problema que se desea resolver. Esta parte incluye la creación de la geometría, la generación del mallado y el establecimiento de los modelos de turbulencia, propiedades del fluido, condiciones de contorno y condiciones iniciales.
- Solver: consiste en lanzar las simulaciones con el objetivo de hallar la solución de las ecuaciones fundamentales del flujo.
- Postproceso: consiste en la interpretación, análisis y validación de los resultados obtenidos.

### 2.3.2. Geometría, condiciones de contorno y modelos físicos

La geometría representa el dominio computacional en el que se realizan las simulaciones. Para describir cómo se comporta el flujo cuando toca o atraviesa los límites de la geometría, se definen las condiciones de contorno.

Como la geometría es simétrica, el dominio computacional se ha limitado al rectángulo azul mostrado en la Ilustración 3, con el objetivo de reducir el tamaño de la malla, y por lo tanto, reducir el tiempo computacional requerido para realizar las simulaciones. La Ilustración 5 muestra el dominio computacional diseñado. La geometría consiste en un bloque con cuatro semicírculos en su lateral derecho. Estos semicírculos representan los tubos. El flujo va de uno de los laterales estrechos del bloque al otro, por lo que estas superficies han sido definidas como entrada (*inlet*) y salida (*outlet*) del flujo. Los laterales más largos se han definido como planos de simetría. Las superficies superior e inferior representan las aletas, y por lo tanto, se han configurado como paredes sin deslizamiento. Se ha considerado que las superficies de las aletas y los tubos son lisas.

En lo que respecta al fluido, se ha considerado aire en estado turbulento no estacionario. Se ha considerado que el aire es incompresible, con una densidad ( $\rho$ ) constante igual a  $1,18415 \text{ kg/m}^3$  y una viscosidad dinámica ( $\mu$ ) igual a  $1,85508 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ . La velocidad de entrada ( $u$ ) del flujo se ha cambiado dependiendo del caso analizado, estando en todos los casos en número de Reynolds ( $Re$ ) basado en el diámetro del tubo entre 500 y 2500, de acuerdo con la Ecuación 9.

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

Para el modelado de la turbulencia se ha seleccionado el modelo basado en RANS  $k$ - SST (*Shear Stress Transport*) introducido por Menter [31]. En lo que respecta a los modelos de transferencia de calor, se asume que el calor se transfiere por calor sensible. Además, la disipación térmica, la radiación térmica y la disipación viscosa se consideran despreciables. Se considera que la temperatura de entrada del aire es constante a 300 K, y la temperatura de los tubos también se considera constante a 333 K.

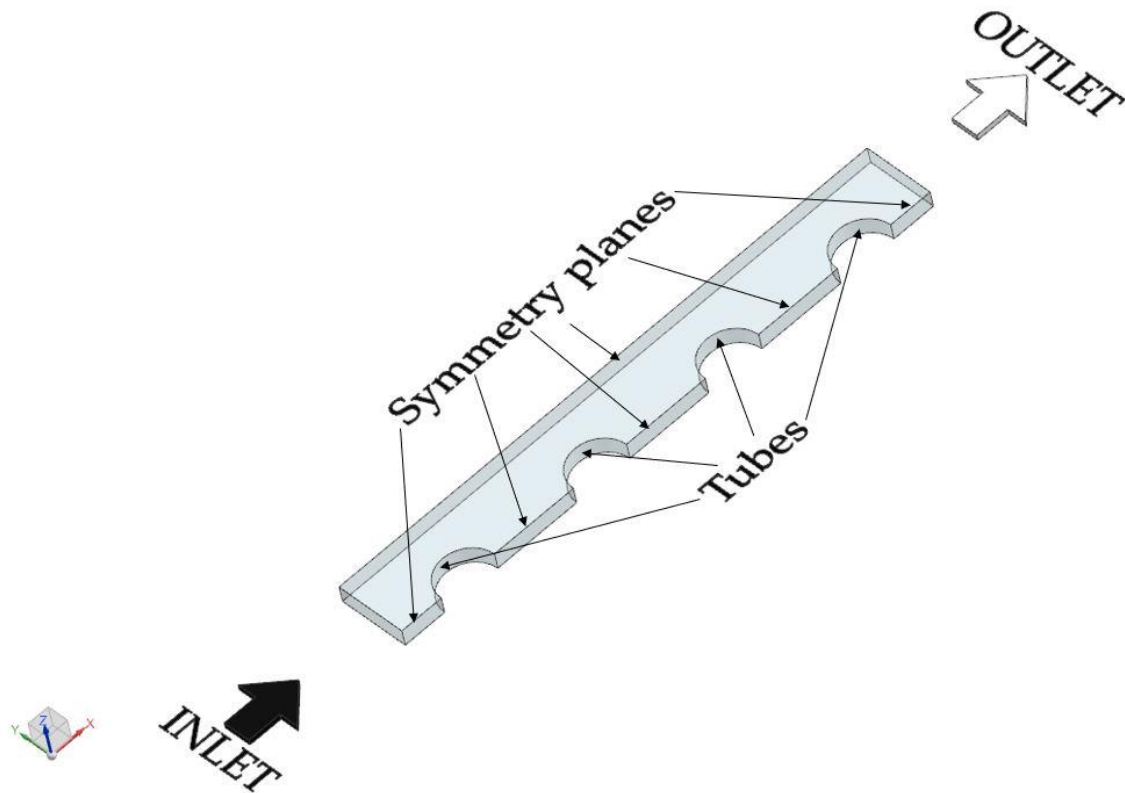


Ilustración 5. Dominio computacional del intercambiador de calor de aletas y tubos.

### 2.3.3. Mallado

El mallado consiste en la división de la geometría en pequeños subdominios, con el objetivo de discretizar y resolver las ecuaciones fundamentales del flujo en cada uno de los subdominios generados. Los subdominios son llamados celdas o elementos, y el grupo de todos los subdominios es denominado malla o rejilla. Se le debe prestar especial atención a las interfaces comunes entre celdas, puesto que, para asegurar la continuidad de la solución, la solución de cada celda debe concordar con la solución de las celdas adyacentes.

Se ha generado un mallado estructurado de 864000 celdas con el dominio computacional previamente explicado. Las mallas más finas están situadas en las zonas cercanas a los tubos y las paredes, puesto que se considera que estas zonas son las más problemáticas y las que requieren una mayor precisión. La Ilustración 6 proporciona una visión detallada del mallado generado cerca de un tubo.

Una malla estructurada está compuesta en su totalidad por rectángulos (en el caso bidimensional) o hexaedros (en el caso tridimensional), mientras que una malla no estructurada puede estar compuesta por elementos de formas más diversas. Se ha optado por una malla estructurada porque en comparación con las mallas no estructuradas, las mallas estructuradas pueden dar lugar a una mejor convergencia y mayor precisión de los resultados. Aun así, este tipo de mallas requieren una mayor interacción humana, y el hecho de adaptar el

dominio para que todos los elementos sean hexaedros puede resultar imposible en algunas geometrías.

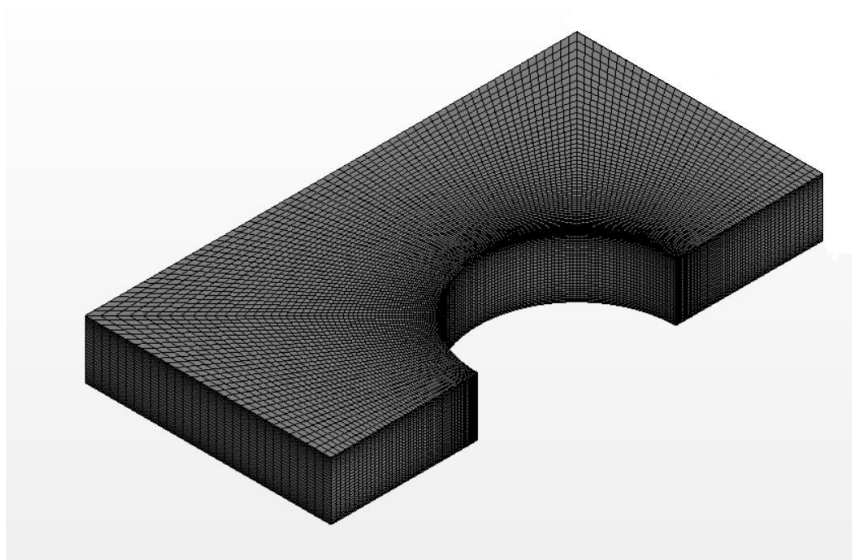


Ilustración 6. Mallado alrededor de un tubo.

### 2.3.3.1. Estudio de dependencia de malla

Con el fin de analizar la precisión de la malla generada, y por lo tanto su validez, se ha realizado un estudio de dependencia de malla. Para este estudio se ha considerado el método de la Extrapolación General de Richardson [32].

El método de la Extrapolación General de Richardson consiste en estimar el valor de una de las magnitudes ( $f_{exact}$ ) del flujo analizado cuando el tamaño de las celdas del mallado tiende a cero ( $h \rightarrow \infty$ ). Para realizar este método se requiere un mínimo de tres mallas. En este caso los tres mallados analizados son un mallado grueso ( $h_3 = 256000$  celdas), un mallado medio ( $h_2 = 450000$  celdas) y un mallado fino (el mallado explicado previamente,  $h_1 = 864000$  celdas).

Antes de implementar este método, es necesario calcular la condición de convergencia aparente (R), de acuerdo con la Ecuación 10.

$$R = \frac{\epsilon_{21}}{\epsilon_{32}} \quad (10)$$

donde  $\epsilon_{21}$  y  $\epsilon_{32}$  son los errores entre las mallas analizadas, definidos en la Ecuación 11 y Ecuación 12, respectivamente.

$$\epsilon_{21} = f_1 - f_2 \quad (11)$$

$$\epsilon_{32} = f_2 - f_3 \quad (12)$$

donde  $f$  es la magnitud del flujo analizada.

Dependiendo del valor de R, la condición de convergencia se define de esta manera:

- $R > 1 \rightarrow$  Divergencia monotónica
- $1 > R > 0 \rightarrow$  Convergencia monotónica



- $0 > R > -1 \rightarrow$  Convergencia oscilatoria
- $R < -1 \rightarrow$  Divergencia oscilatoria

Para poder implementar la Extrapolación General de Richardson, la condición de convergencia aparente tiene que ser de convergencia monotónica. En esos casos, el valor exacto de la magnitud analizada se puede calcular de acuerdo con la Ecuación 13.

$$f_{exact} = f_1 + \frac{\epsilon_{21}}{r_{12}^p - 1} \quad (13)$$

donde  $r$  se refiere a la relación de refinamiento entre mallas ( $r_{12} = h_1/h_2$  y  $r_{23} = h_2/h_3$ ) y  $p$  se refiere al orden de precisión. Como en este caso el refinamiento entre mallas no es sistemático ( $r_{12} \neq r_{23}$ ), el orden de precisión es calculado como se define en la Ecuación 14.

$$p = \frac{\ln \left[ (r_{12}^p - 1) \left( \frac{\epsilon_{32}}{\epsilon_{21}} \right) + r_{12}^p \right]}{\ln(r_{23} \cdot r_{12})} \quad (14)$$

Esta ecuación debe resolverse de manera iterativa.

Siguiendo estos pasos, se ha realizado un estudio de dependencia de malla aplicado al factor  $j$ -Colburn ( $j$ ) y al factor de fricción de Fanning ( $f$ ). Para este estudio se ha considerado el caso base sin GVs con números de Reynolds entre 500 y 2500. Como se resume en la Tabla 2, la condición de convergencia aparente se cumple en todos los casos analizados. Además, los valores obtenidos mediante la Extrapolación de Richardson son cercanos a los obtenidos con la malla más fina, por lo que la malla diseñada es adecuada para las simulaciones.

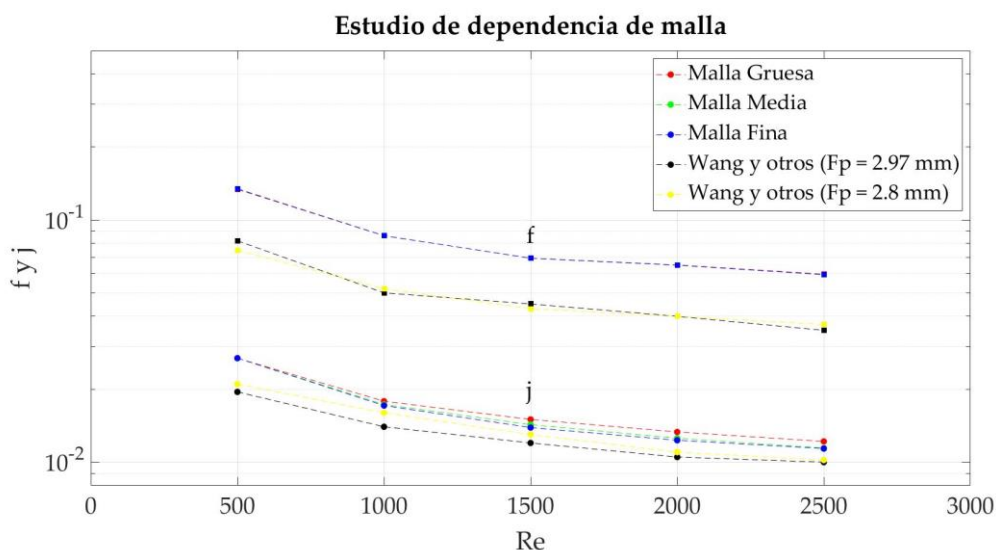
**Tabla 2.** Resultados de la Extrapolación General de Richardson para la verificación de resolución de malla.

Variable	Re	Resolución de malla			Extrapolación de Richardson		
		Gruesa	Media	Fina	RE	p	R
f	500	0,133741	0,134353	0,134483	0,134483	2,84278	0,21243
j	500	0,026853	0,02687	0,026882	0,026905	0,63232	0,7
f	1000	0,086003	0,086083	0,086111	0,086111	2,02223	0,34414
j	1000	0,017853	0,017308	0,01713	0,01707	2,1111	0,3265
f	1500	0,069552	0,069468	0,069458	0,069457	3,8966	0,11507
j	1500	0,015012	0,01428	0,013891	0,013597	1,29014	0,53157
f	2000	0,065194	0,065068	0,065024	0,065007	2,00189	0,34865
j	2000	0,013327	0,012551	0,012315	0,012243	2,22893	0,30462
f	2500	0,059708	0,05945	0,059428	0,059427	4,45743	0,08324
j	2500	0,012177	0,011433	0,011379	0,011377	4,70978	0,07199

Adicionalmente, los resultados obtenidos se han comparado con los obtenidos experimentalmente por Wang et al. [33] para dos casos similares al analizado. Como se puede apreciar en el gráfico de la Ilustración 7, los resultados obtenidos en este estudio para el caso base son similares a los obtenidos por Wang et al. [33], tanto en tendencia de los resultados como en valor. En todos los casos se



puede apreciar una tendencia descendente de ambos coeficientes a medida que el  $Re$  aumenta. Las mayores diferencias entre las simulaciones numéricas y los ensayos experimentales aparecen en los casos con  $Re$  más bajos. Sin embargo, como se puede observar en el estudio mencionado, las diferencias entre las diferentes geometrías son más notables con bajos  $Re$ ; y por lo tanto, las diferencias que aparecen se le pueden atribuir a este fenómeno.

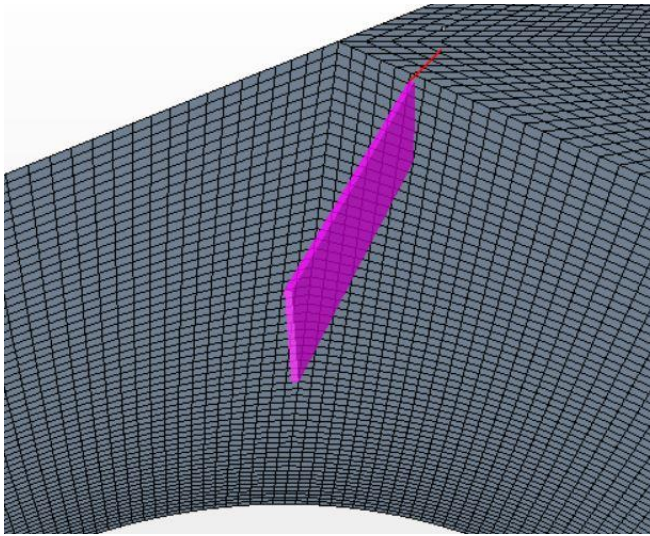


**Ilustración 7.** Comparación de los coeficientes  $f$  (cuadrados) y  $j$  (círculos) obtenidos numéricamente en este estudio con los obtenidos experimentalmente por Wang et al. [33].

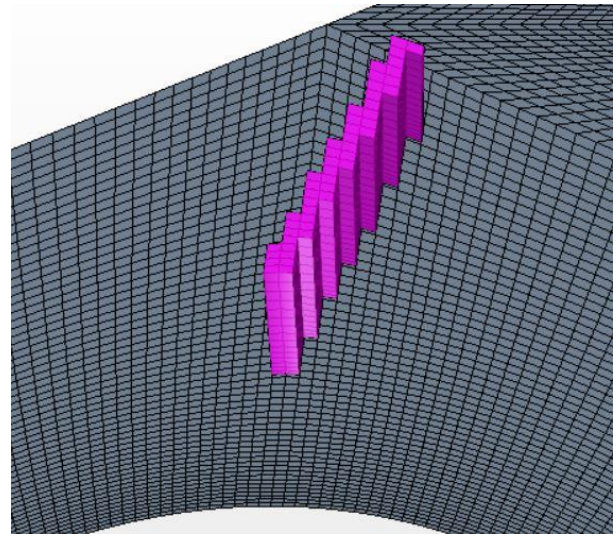
### 2.3.4. Generadores de vórtices

Para la implementación de los GVs se ha empleado la técnica de mallado cell-set (CS). Esta técnica de mallado, introducida por Ballesteros et al. [34], consiste en generar la geometría deseada en una malla que inicialmente no contenía dicha geometría. Para implementar este modelo de mallado, primero se selecciona el área de la malla en la que debería estar situada la geometría que se desea añadir, como se muestra en la Ilustración 8a. Posteriormente se extraen los IDs correspondientes a las celdas que están en la zona seleccionada. Finalmente, se crea una nueva región con las celdas extraídas, como se muestra en la Ilustración 8b, y se le asignan condiciones de contorno de pared a dicha región.

Ibarra-Udaeta et al. [35] y Portal-Porras et al. [36] evaluaron la precisión del modelo CS para GVs rectangulares y GVs con alturas inferiores a la capa límite del flujo, respectivamente, mostrando muy buenos resultados en la trayectoria, tamaño y fuerza del vórtice.



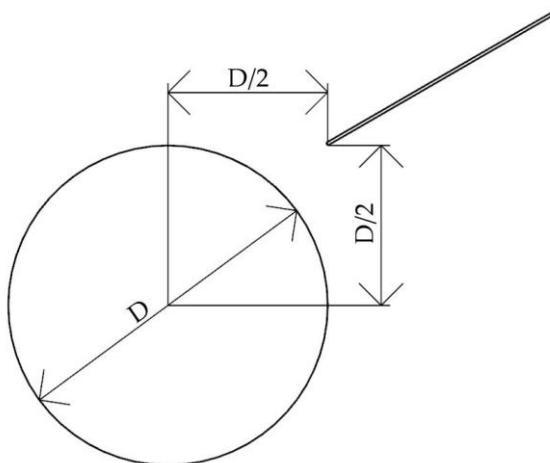
(a)



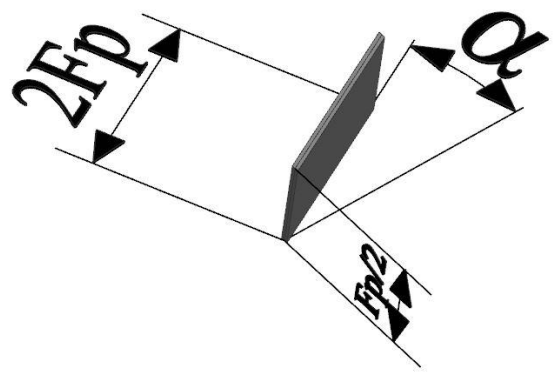
(b)

**Ilustración 8.** Generador de vórtices creado con el modelo de mallado cell-set. (a) Geometría del generador de vórtices; (b) Representación del generador de vórtices con el modelo cell-set.

La ubicación de los GVs se ha establecido siguiendo el criterio definido por Gholami et al. [12] y Biswas et al. [15]. Este criterio propone ubicar el Borde de Ataque (BA) del GV a una distancia de  $D/2$  del centro del tubo en las direcciones X e Y, como se muestra en la Ilustración 9a. Las dimensiones de los GVs se han definido en base al  $F_p$  del intercambiador de calor, siendo la altura de los GVs  $F_p/2$  y la longitud de los GVs  $2F_p$ . El ángulo de ataque ( $\alpha$ ) de los GVs varía de  $15^\circ$  a  $45^\circ$ , con el objetivo de evaluar la influencia de este parámetro. La Ilustración 9b muestra las dimensiones de los GVs.



(a)



(b)

**Ilustración 9.** Características del generador de vórtices. (a) Posicionamiento del generador de vórtices; (b) Dimensiones del generador de vórtices.



## 2.4. Resultados

Como se viene mencionando a lo largo del trabajo, este estudio pretende evaluar el comportamiento térmico e hidráulico de un intercambiador de calor de aletas y tubos. Por este motivo, se han analizado los factores  $f$  y  $j$ , para posteriormente evaluar el factor global de comportamiento térmico. Adicionalmente, se han analizado otras características del flujo que proporcional información representativa del comportamiento del flujo a medida que cambia el ángulo de ataque de los GVs.

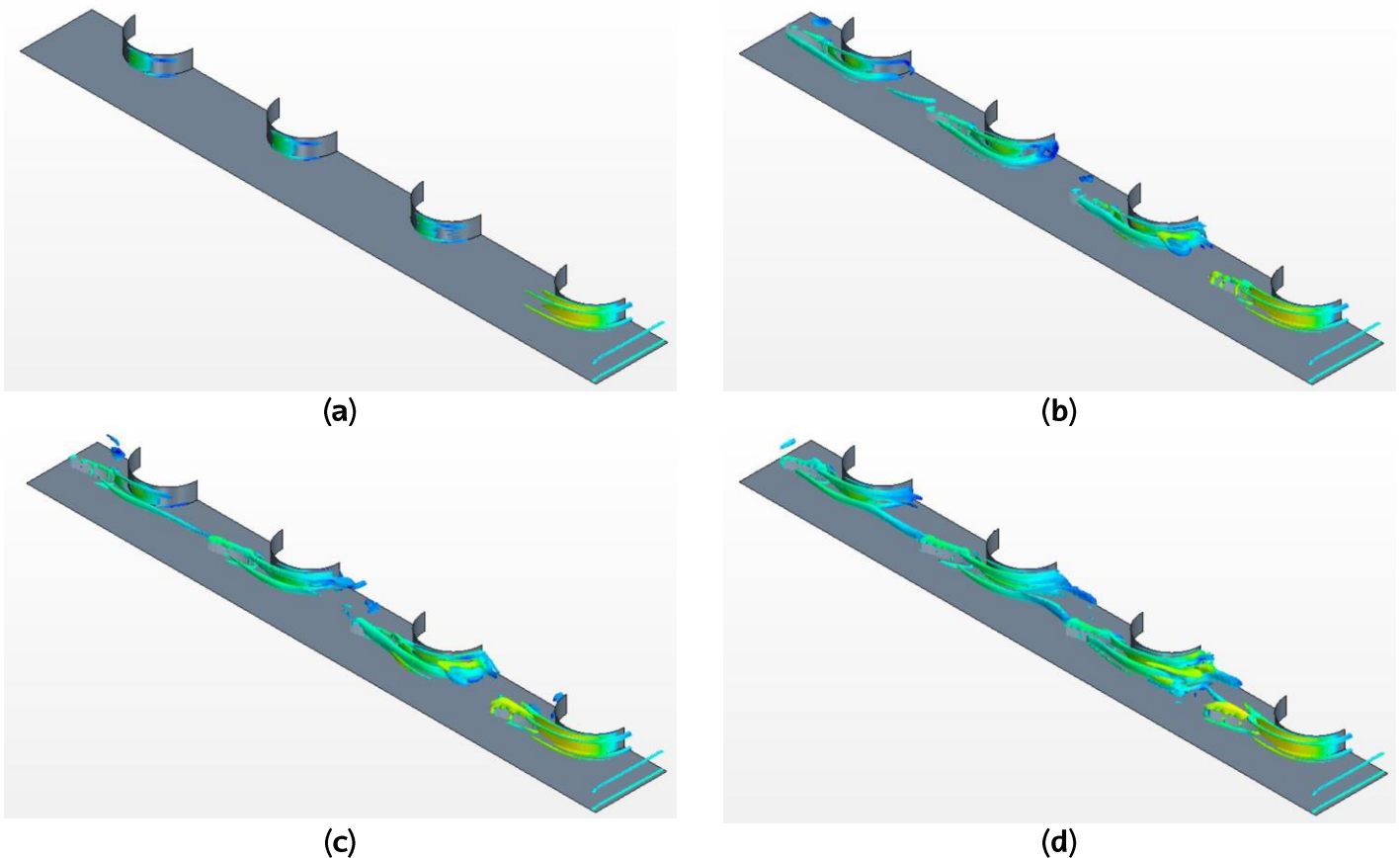
Para el análisis e interpretación de los resultados, se han considerado los resultados promedio de 2 segundos de simulación. Este promediado ha comenzado a realizarse cuando el flujo estaba completamente desarrollado.

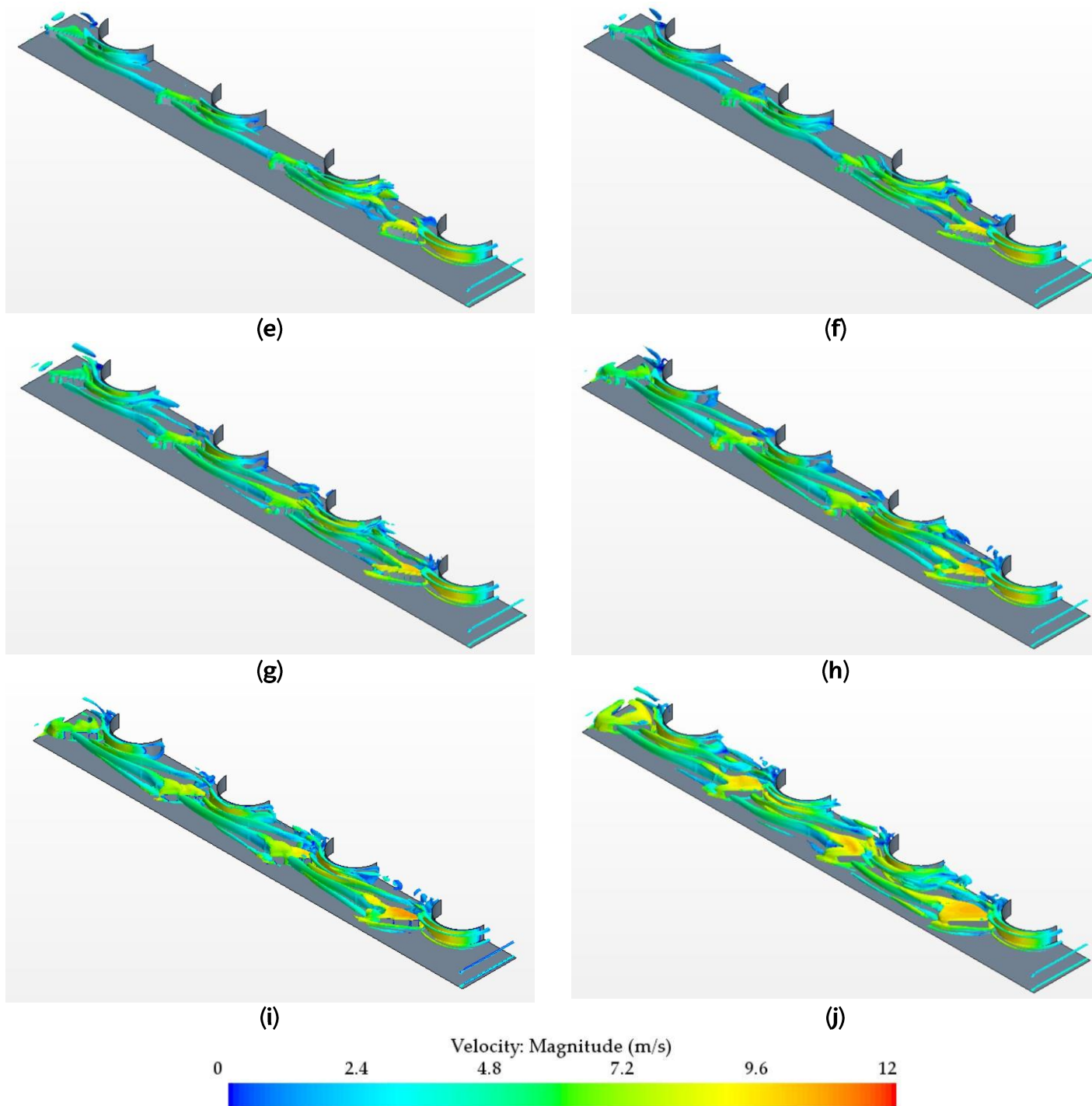
Se han necesitado en torno a 5 horas para realizar cada una de las simulaciones, y se han utilizado 56 núcleos Inlet Xeon 5420 y 45 GB de RAM.

### 2.4.1. Estructuras vorticiales

Como demuestran las mediciones experimentales llevadas a cabo por Velte [37], en la estela detrás de los GVs aparecen dos estructuras vorticiales principales. El vórtice principal es el más fuerte, y se forma en la punta del dispositivo para cualquier ángulo de ataque y altura del GV. Por el contrario, el vórtice secundario puede adoptar diferentes formas, dependiendo de la configuración de los GVs. Aun así, Portal-Porras et al. [36] demostraron que los modelos de turbulencia basados en RANS solo son capaces de capturar el vórtice principal. Por lo tanto, este estudio se centra únicamente en dicho vórtice.

Para realizar este estudio, se ha utilizado el método Q-criterio [38]. Este método permite visualizar diferentes estructuras del flujo, y está definido por la expresión  $Q = \frac{1}{2}(\|\Omega\|^2 - \|S\|^2)$ , donde  $\Omega$  es el tensor giro y S es el tensor de la tasa de deformación. Para este trabajo el valor de Q se ha establecido en  $Q=2000000 \text{ s}^{-2}$ , por lo que se visualizarán las estructuras vorticiales. Para realizar la comparación se ha seleccionado el caso más turbulento, es decir  $Re=2500$ . La Ilustración 10 muestra una comparativa de los vórtices creados con cada configuración de GVs.





**Ilustración 10.** Representación de los vórtices generados con cada ángulo de ataque para  $Re=2500$  mediante una isosurface coloreada con la velocidad. (a) Caso base; (b)  $\alpha=5^\circ$ ; (c)  $\alpha=10^\circ$ ; (d)  $\alpha=15^\circ$ ; (e)  $\alpha=20^\circ$ ; (f)  $\alpha=25^\circ$ ; (g)  $\alpha=30^\circ$ ; (h)  $\alpha=35^\circ$ ; (i)  $\alpha=40^\circ$ ; (j)  $\alpha=45^\circ$ .

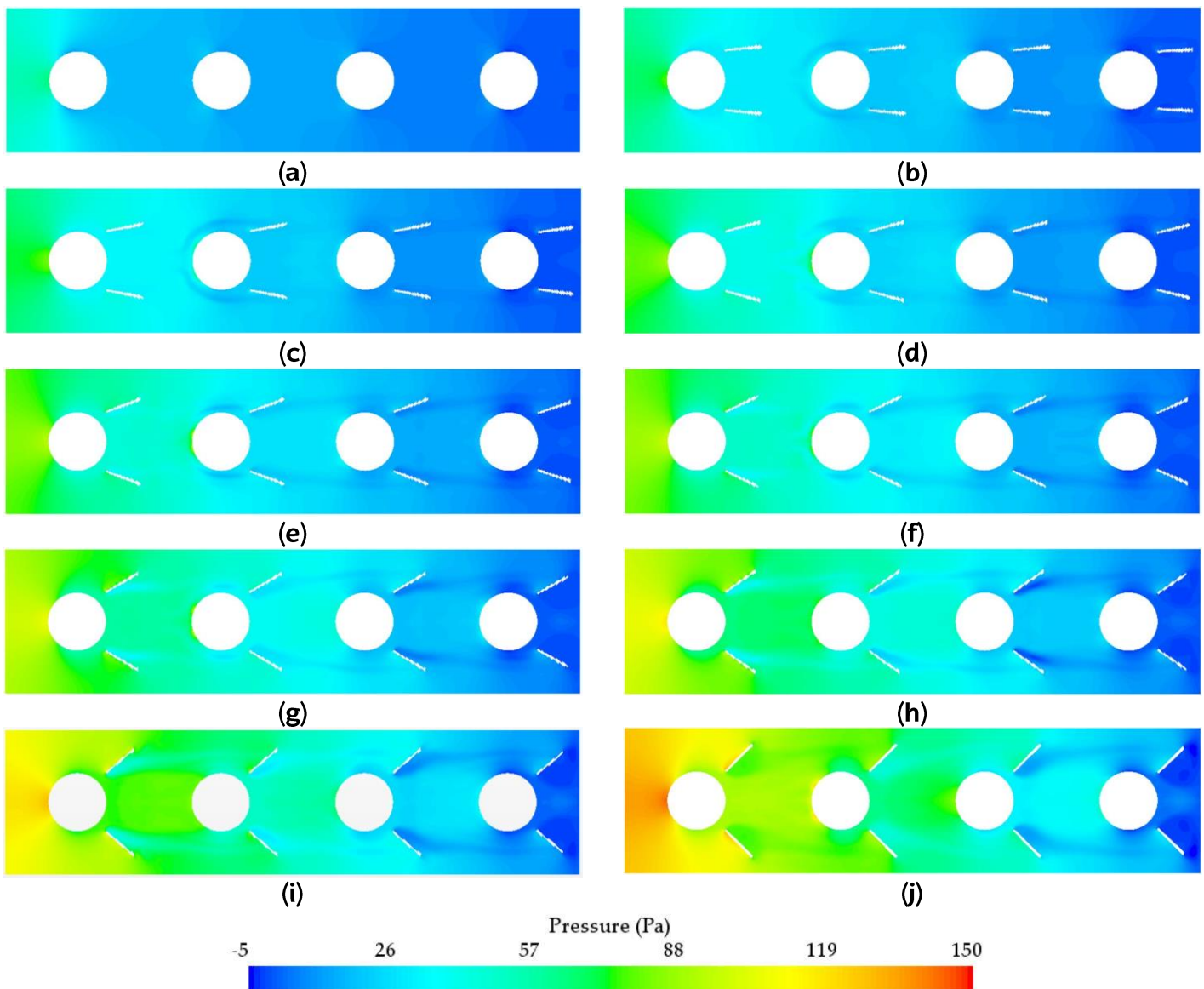
Los resultados muestran que la introducción de GVs en el intercambiador de calor incrementa claramente la vorticidad del flujo, ya que en el caso base (sin GVs) la presencia de vórtices es prácticamente inexistente.



En los casos en los que el ángulo de ataque es muy pequeño ( $5^\circ$  a  $10^\circ$ ), la influencia de los GVs es pequeña, por lo que la presencia de los vórtices es muy ligera. Con ángulos de ataque superiores ( $15^\circ$  a  $25^\circ$ ) aparece el vórtice principal en el Borde de Ataque (BA), que se expande hasta el Borde de Salida (BS) y posteriormente se desprende. Además de este vórtice, aparecen pequeños vórtices en la zona cercana a los tubos. A medida que aumenta el ángulo de ataque, la cantidad de vórtices generados también aumenta, pero con estos ángulos los vórtices se desprenden del GV antes de alcanzar el BS. Esto provoca la aparición de muchos vórtices de poca fuerza entre los tubos y el vórtice principal.

### 2.4.2. Campos de presión

Se han estudiado los campos de presión en un plano horizontal situado a una altura de  $Fp/2$  para comparar la distribución y variación de la presión en cada caso. Para realizar esta comparación se han considerado los casos con  $Re=2500$ , puesto que los cambios de presión son más apreciables en este caso. La Ilustración 11 muestra una comparación de los campos de presión obtenidos para cada caso.



**Ilustración 11.** Campos de presión a una altura de  $Fp/2$  con cada ángulo de ataque de los GV para  $Re=2500$ . (a) Caso base; (b)  $\alpha=5^\circ$ ; (c)  $\alpha=10^\circ$ ; (d)  $\alpha=15^\circ$ ; (e)  $\alpha=20^\circ$ ; (f)  $\alpha=25^\circ$ ; (g)  $\alpha=30^\circ$ ; (h)  $\alpha=35^\circ$ ; (i)  $\alpha=40^\circ$ ; (j)  $\alpha=45^\circ$ .

El campo de presiones obtenido con el caso base muestra ligeras variaciones de presión, estando estas variaciones causadas principalmente por el impacto del aire en los tubos y la fricción con las superficies. La implementación de GV

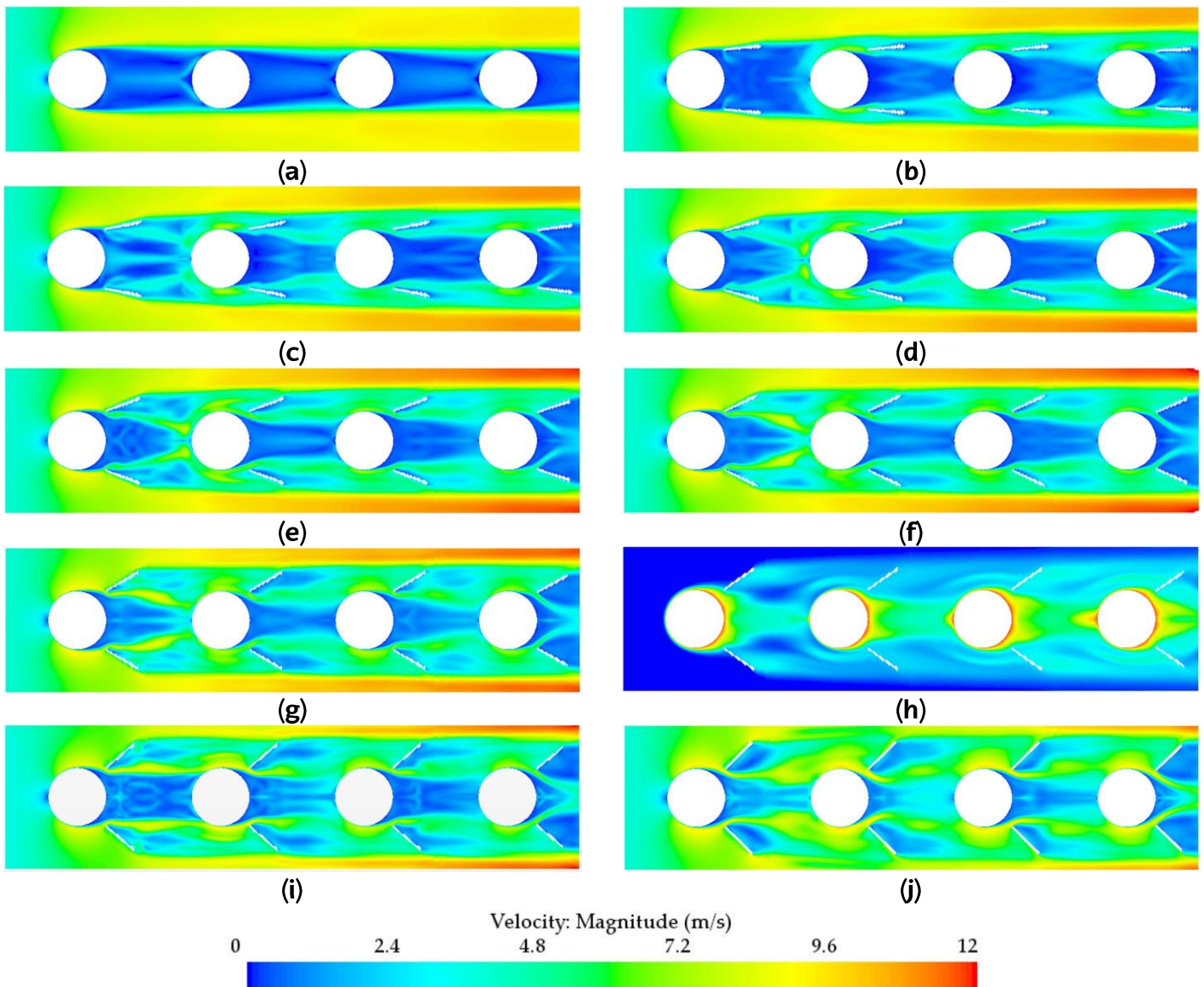


provoca una elevación del diferencial de presiones entre la entrada y la salida del flujo. Esta elevación ocurre por el aumento de presión que aparece en la parte frontal de los GVs y el decremento que aparece en la parte trasera de los mismos.



### 2.4.3. Campos de velocidad

Con el objetivo de adquirir un conocimiento básico sobre cómo se mueve el aire dentro del intercambiador de calor, se han comparado los campos de velocidad en un plano localizado a una altura de  $F_p/2$ . Para llevar a cabo esta comparación se han considerado los casos con mayor velocidad de entrada,  $Re=2500$ , ya que estos son los casos en los que se pueden apreciar más características. La Ilustración 12 muestra una comparación de los campos de velocidad obtenidos para cada caso.



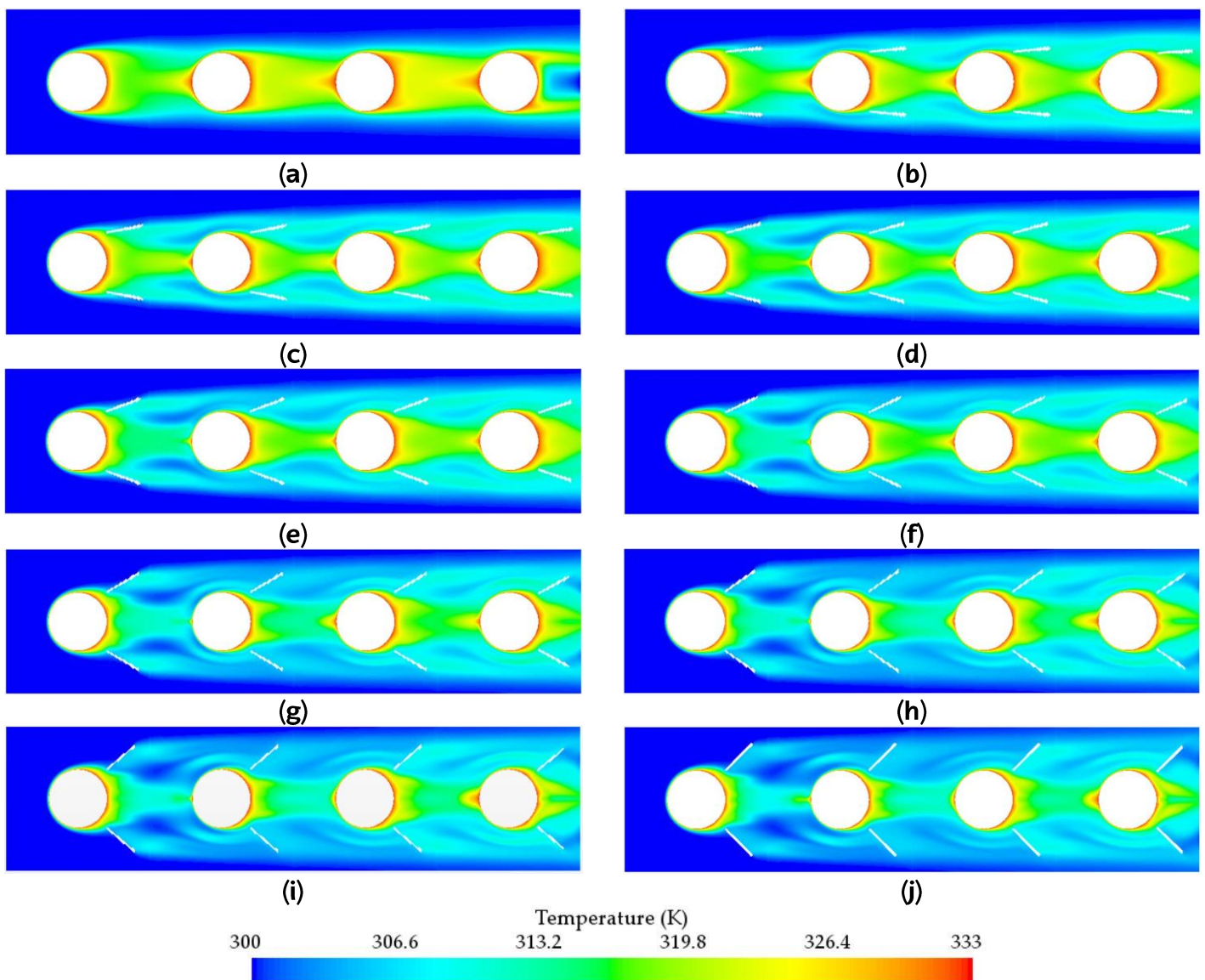
**Ilustración 12.** Campos de velocidad a una altura de  $F_p/2$  con cada ángulo de ataque de los GVs para  $Re=2500$ . (a) Caso base; (b)  $\alpha=5^\circ$ ; (c)  $\alpha=10^\circ$ ; (d)  $\alpha=15^\circ$ ; (e)  $\alpha=20^\circ$ ; (f)  $\alpha=25^\circ$ ; (g)  $\alpha=30^\circ$ ; (h)  $\alpha=35^\circ$ ; (i)  $\alpha=40^\circ$ ; (j)  $\alpha=45^\circ$ .



Los perfiles de velocidad muestran que los GVs conducen el flujo principal hacia la estela detrás de los tubos, aumentando la velocidad del flujo en esta región. Este fenómeno puede provocar un aumento de la transferencia de calor, puesto que el comportamiento del flujo en la estela detrás de los tubos está directamente relacionado con la transferencia de calor por convección. Sin embargo, también se genera una zona de alta velocidad lejos de los tubos, estando esta zona más alejada a medida que aumenta el ángulo de ataque de los GVs. Esto es indeseable para mejorar la transferencia de calor, puesto que la mezcla del flujo cerca de los tubos también está relacionada con la transferencia de calor por convección, y cuanto más lejos esté el flujo de esta región, peor es el intercambio de calor.

### 2.4.4. Campos de temperatura

La distribución de la temperatura en el intercambiador de calor es un parámetro clave para comprender los mecanismos de transferencia de calor. Por este motivo, se han analizado los campos de temperatura en un plano horizontal situado a una altura de  $F_p/2$ . Para realizar la comparación se han seleccionado los casos en los que aparecen las mayores temperaturas,  $Re=500$ . La Ilustración 13 muestra los campos de temperatura obtenidos con cada caso.



**Ilustración 13.** Campos de temperatura a una altura de  $F_p/2$  con cada ángulo de ataque de los GVs para  $Re=500$ . (a) Caso base; (b)  $\alpha=5^\circ$ ; (c)  $\alpha=10^\circ$ ; (d)  $\alpha=15^\circ$ ; (e)  $\alpha=20^\circ$ ; (f)  $\alpha=25^\circ$ ; (g)  $\alpha=30^\circ$ ; (h)  $\alpha=35^\circ$ ; (i)  $\alpha=40^\circ$ ; (j)  $\alpha=45^\circ$ .

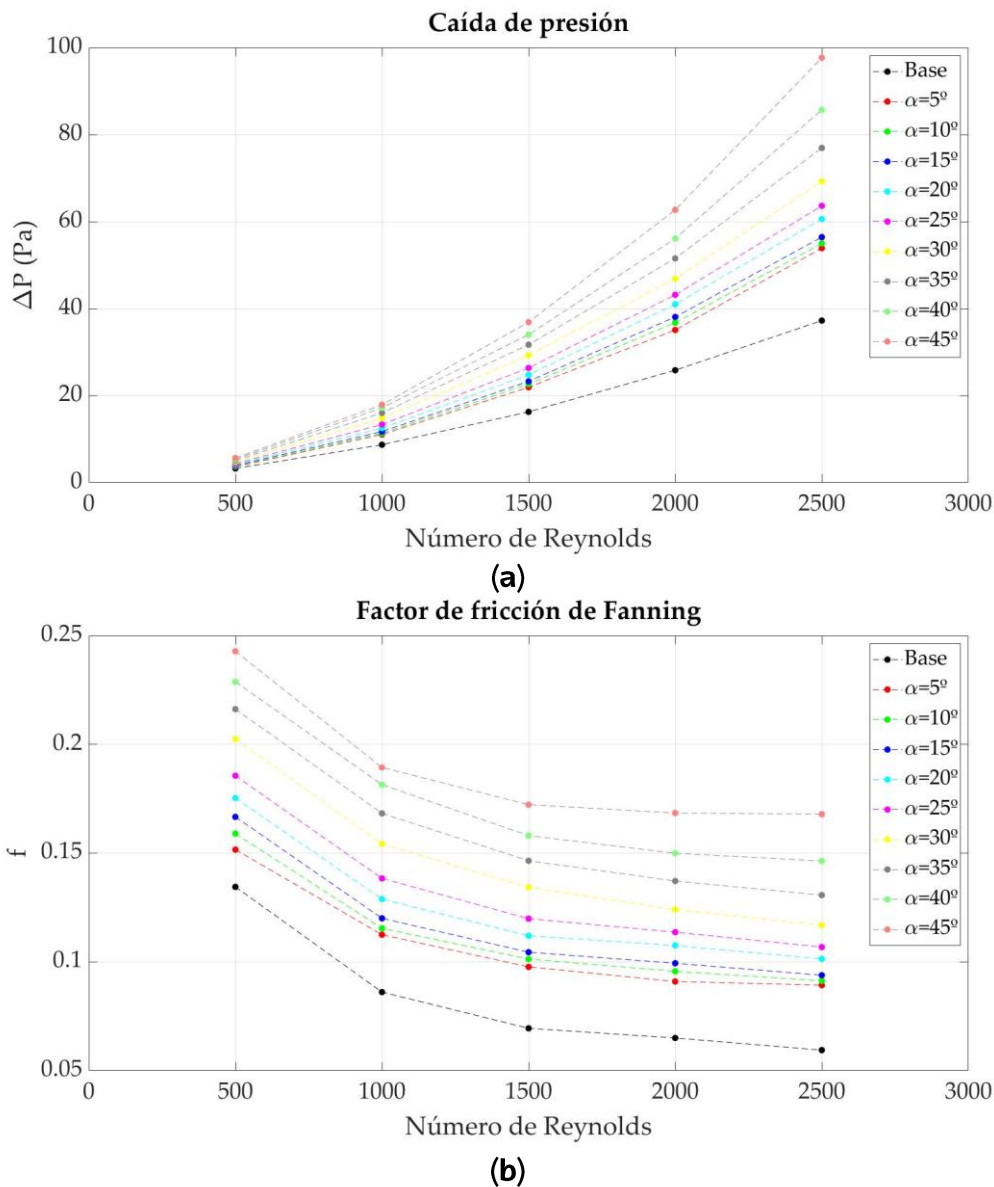
Los campos de temperatura muestran que en el caso base la temperatura del aire aumenta únicamente en el área cercana a los tubos, manteniéndose constante en las áreas alejadas. La implementación de GVs hace que la zona en la que la



temperatura incrementa sea más ancha, pero el aumento de la temperatura sea menos significativo. A medida que aumenta el ángulo de ataque de los GVs, esta zona se hace más ancha, pero el incremento de temperatura es menor.

### 2.4.5. Comportamiento hidráulico

En cualquier sistema hidráulico la caída de presión es un parámetro muy relevante, puesto que cuanto mayor sea la caída de presión entre la entrada y la salida, mayor será la energía consumida para mantener el flujo de proceso deseado. Con el objetivo de realizar una comparación razonable entre casos, se ha evaluado el factor de fricción de Fanning ( $f$ ), el cual determina la caída de presión para una geometría y caudal. El gráfico de la Ilustración 14a proporciona una comparación de la caída de presión obtenida para cada ángulo de ataque y  $Re$ , y el gráfico de la Ilustración 14b una comparación de  $f$ .



**Ilustración 14.** Comparación del rendimiento hidráulico de cada caso. (a) Caída de presión; (b) Factor de fricción de Fanning.

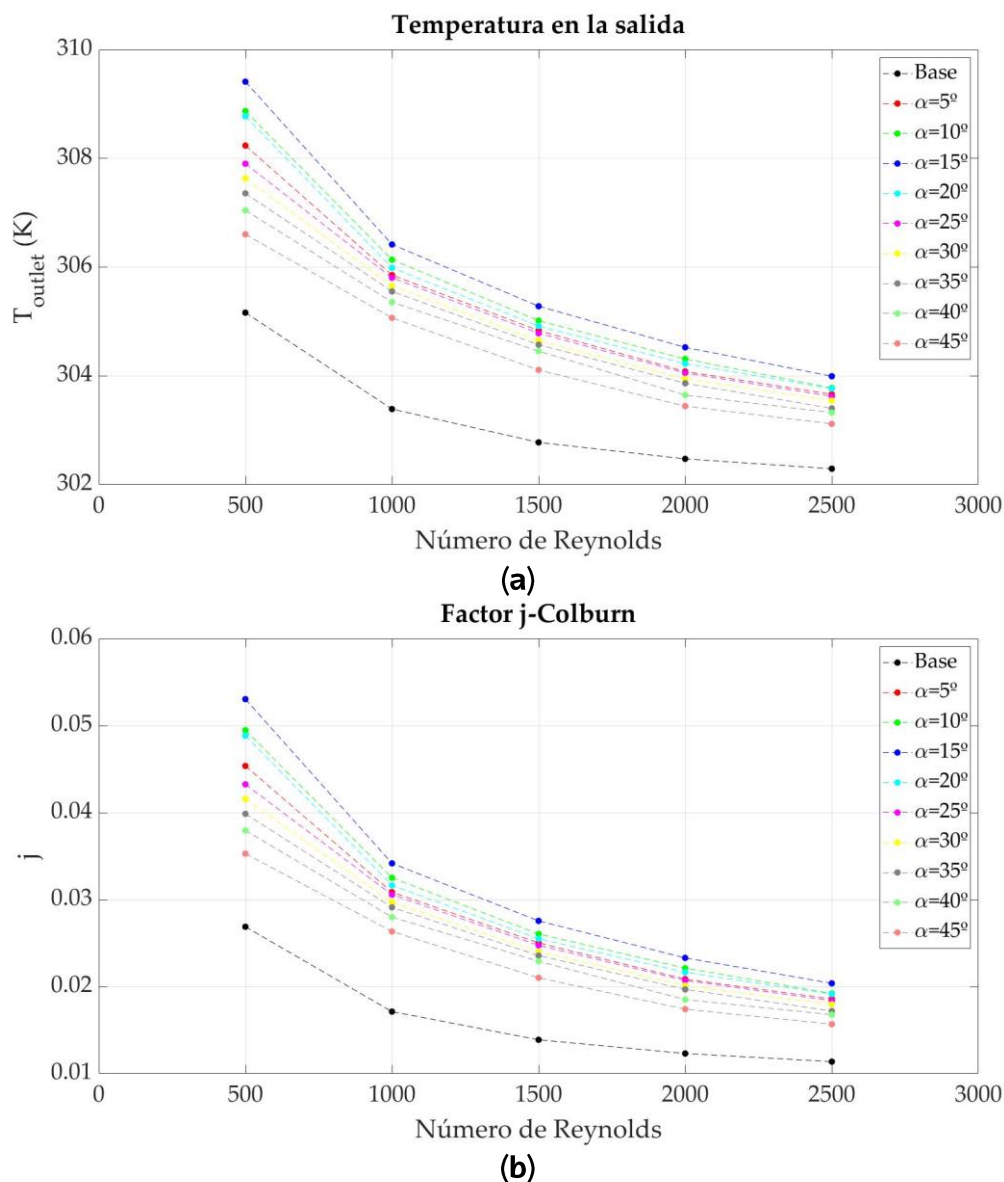


El caso base muestra las caídas de presión más bajas en todo el rango de  $Re$  analizado. En todos los casos la caída de presión aumenta a medida que el  $Re$  aumenta. Para bajos  $Re$ , incrementar el  $Re$  significa pequeños incrementos de la caída de presión, pero para  $Re$  más altos los incrementos de la caída de presión son más significativos. En comparación con el caso base, la adición de GVs conlleva un incremento de la caída de presión entre el 12% y el 74% para  $Re=500$ , mientras que para  $Re=2500$  conlleva un incremento entre el 45% y 162%.

El factor de fricción de Fanning sigue una tendencia inversa a la caída de presión, disminuyendo a medida que el  $Re$  aumenta. Esto se le atribuye a la variación del coeficiente de arrastre, el cual disminuye a medida que aumenta el  $Re$ . En todos los casos, la implementación de GVs supone un incremento del factor de fricción de Fanning, siendo  $\alpha=5^\circ$  el caso en el que el incremento es menos apreciable, y  $\alpha=45^\circ$  el caso en el que el incremento es más apreciable. Los resultados muestran que la implementación de GVs supone un incremento del 13%-80% para  $Re=500$ , y un incremento del 50-182% para  $Re=2500$ .

### 2.4.6. Comportamiento térmico

El objetivo de los intercambiadores de calor es aumentar la temperatura del fluido. Por lo tanto, la temperatura del flujo a la salida es un parámetro clave para evaluar el rendimiento de un intercambiador. Para evaluar el calor transferido por convección se ha evaluado el factor j-Colburn (j). El gráfico de la Ilustración 15a muestra la temperatura de salida del flujo en cada caso, y el gráfico de la Ilustración 15b el factor j-Colburn.

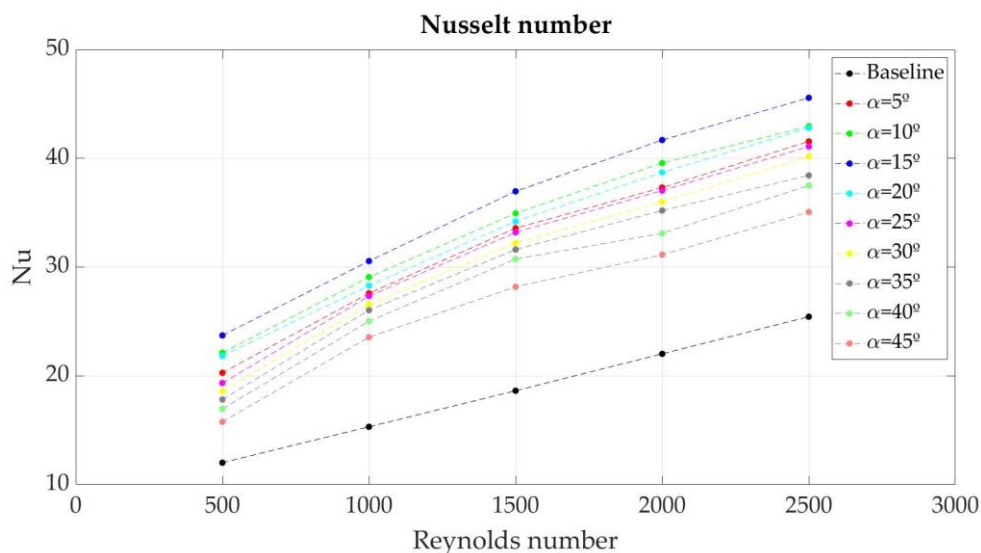


**Ilustración 15.** Comparación del rendimiento térmico de cada caso. (a) Temperatura media del fluido a la salida; (b) Factor j-Colburn.

En este caso, la temperatura de salida del fluido y el factor j-Colburn siguen una tendencia prácticamente igual, puesto que están directamente relacionados. Los resultados muestran que las temperaturas promedio de salida del flujo más altas

se obtienen con los Re más bajos, y estas temperaturas se reducen a medida que el Re aumenta. Este fenómeno ocurre porque cuanto mayor es el Re, menos tiempo permanece el fluido dentro del intercambiador de calor. En todos los casos se observa una mejora del comportamiento térmico cuando se añaden los GVs al intercambiador de calor. En lo que respecta a los casos con GVs, el caso con mayor temperatura de salida, y por lo tanto mayor  $j$ , es  $\alpha=15^\circ$ , y el que menor es  $\alpha=45^\circ$ . Entre  $\alpha=15^\circ$  y  $\alpha=45^\circ$ , la reducción del ángulo de ataque significa un incremento significativo de la temperatura media del fluido en la salida. Por el contrario, entre  $\alpha=5^\circ$  y  $\alpha=15^\circ$ , la reducción del ángulo de ataque se traduce en pequeñas bajadas de la temperatura de salida promedio. Estos resultados no coinciden con los obtenidos por Zeng y otros [22] y Tang y otros [23], puesto que en sus estudios se demuestra que los mejores rendimientos térmicos se obtienen con los ángulos de ataque más elevados. Sin embargo, en los estudios mencionados se analizan flujos más turbulentos, con una disposición de los tubos escalonada. Los resultados muestran que, en comparación con el caso base, añadir GVs al intercambiador de calor hace que el incremento de temperatura dentro del intercambiador sea 28%-82% mayor para  $Re=500$  y 36%-70% mayor para  $Re=2500$ .

Como se ha mencionado previamente, otro parámetro significativo para analizar el comportamiento térmico es el número de Nusselt, el cual mide el incremento del calor intercambiado desde una superficie por la que está pasando un fluido en comparación con el calor que se transferiría si la transferencia ocurriese únicamente por conducción. Por lo tanto, se pretende que el número de Nusselt sea lo más elevado posible. La Ilustración 16 muestra el número de Nusselt promedio obtenido con cada caso.



**Ilustración 16.** Número de Nusselt promedio obtenido con cada caso.

Los resultados del número de Nusselt promedio, en concordancia con los resultados mostrados previamente, muestran que la adición de GVs incrementa el calor transferido, y el caso en el que se obtiene la mayor transferencia de calor





es  $\alpha=15^\circ$ . En contraste con los resultados explicados anteriormente, el número de Nusselt sigue una tendencia ascendente a medida que aumenta el Re. Esto ocurre porque, a pesar de que la temperatura de salida del flujo es menor, la cantidad de masa calentada es mayor para los Re más altos. En valores porcentuales, el incremento del Nu en comparación con el caso base es 31%-97% para Re=500 y 37%-74% para Re=2500.

### 2.4.7. Factor de rendimiento térmico

Como se ha comentado a lo largo del estudio, el objetivo de añadir GVs es incrementar la transferencia de calor sin aumentar excesivamente la caída de presión. Dicho en otras palabras, el objetivo es incrementar el rendimiento térmico sin comprometer en exceso el rendimiento hidráulico. Para cuantificar esto, se ha analizado el factor de rendimiento térmico. Este factor es la relación entre el incremento del rendimiento térmico y el decremento del rendimiento hidráulico, cogiendo como referencia el caso base sin GVs. Por lo tanto, si el valor de este factor es mayor que 1, el rendimiento global del intercambiador de calor habrá aumentado en comparación con el caso base, y por lo tanto, se deberían implementar GVs para estas condiciones de operación. Por el contrario, si el valor de este factor es menos de 1, no es necesario implementar GVs para esas condiciones. La Ilustración 17 muestra una comparación del factor de rendimiento térmico obtenido con cada uno de los casos estudiados.

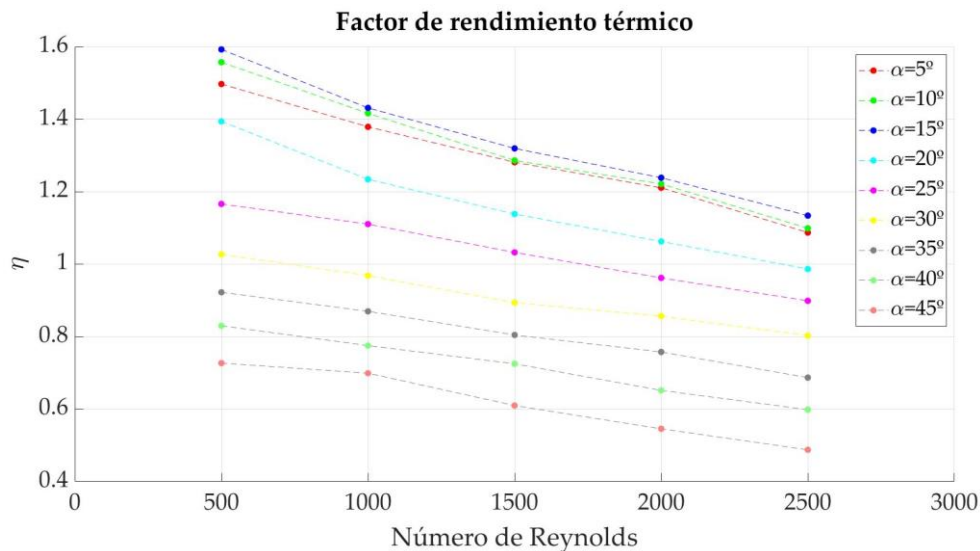


Ilustración 17. Factor de rendimiento térmico obtenido en cada caso.

Los resultados revelan que el factor de rendimiento térmico disminuye a medida que el Re aumenta con todos los ángulos de ataque analizados. Los mejores rendimientos se obtienen con los ángulos de ataque más bajos, siendo  $\alpha=5^\circ$ ,  $\alpha=10^\circ$  y  $\alpha=15^\circ$  los únicos casos en los que el rendimiento global del intercambiador de calor es mejor con GVs que sin ellos en todo el rango de Re analizado. Para  $\alpha=20^\circ$ ,  $\alpha=25^\circ$  y  $\alpha=30^\circ$  hay algunos casos en los que el rendimiento mejora, pero para Re bajos. Entre los casos analizados,  $\alpha=15^\circ$  es el caso que presenta el mejor rendimiento global en todo el rango de Re analizado.

### 2.4.8. Red Neuronal Artificial para predecir el comportamiento hidráulico y térmico

Se han desarrollado Redes Neuronales Artificiales (RNA) para predecir el rendimiento térmico e hidráulico del intercambiador de calor de aletas y tubos estudiado con cada configuración de GVs. Las herramientas de aprendizaje profundo, como la RNA utilizada es este trabajo, son excepcionales para modelar una amplia variedad de sistemas. En comparación con otras técnicas tradicionales, este tipo de herramientas permiten obtener resultados precisos y fiables muy rápidamente, por su gran capacidad de aprendizaje y rápida velocidad de cálculo.

En este estudio se utiliza un modelo multicapa con dos capas ocultas. Los coeficientes  $f$  y  $j$  se calculan mediante la Ecuación 15, y las salidas de cada neurona de las capas ocultas siguen la función sigmoideal definida en la Ecuación 16. Esta configuración de RNA representa la habitual Perceptron Multicapa con Propagación hacia atrás (*Multilayer Perceptron with Backpropagation*, BP-MLP). El  $h_i$  postsináptico de cada neurona  $i$  se calcula usando la combinación lineal definida en la Ecuación 17.

$$j \text{ or } f = \sum_{i=1}^{N_{\text{hidden}}} \omega_i \cdot g_i(\vec{x}) + \theta \quad (15)$$

$$g_i(\vec{x}) = \frac{1}{1 + e^{-h_i}} \quad (16)$$

$$h_i(\vec{x}) = \sum_{j=1}^{N_{\text{hidden}}} \omega'_{i,j} \cdot x_j + \theta'_i \quad (17)$$

donde  $\omega_i$  representa los pesos de las capas de salida y  $\omega_{ij}$  los pesos de las capas ocultas de entrada.

La red diseñada requiere dos entradas,  $Re$  y el ángulo de ataque de los GVs; y devuelve una única salida, el factor  $f$  o  $j$ . Como se ha mencionado previamente, la RNA diseñada contiene dos capas ocultas. El esquema de la Ilustración 18 proporciona una vista esquemática de la RNA diseñada.

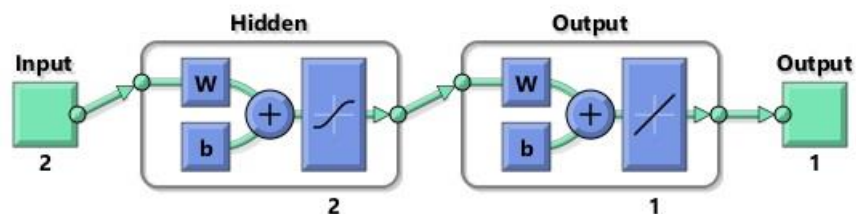


Ilustración 18. Esquema de la RNA diseñada.

Se han entrenado dos redes por separado, una para predecir el factor  $j$  y otra para predecir el factor  $f$ . El entrenamiento se ha realizado de esta manera puesto que

se considera que predecir los factores de forma individual mejora la precisión de las predicciones.

Para realizar el entrenamiento de las redes los datos se han separado en 70% entrenamiento, 20% validación y 10% ensayo. Tras completar el proceso de entrenamiento de la red, los valores de los pesos de las capas ocultas ( $\omega_{ij}$ ), los pesos de las capas de salida ( $\omega_i$ ), los parámetros de umbral de las capas ocultas ( $\sigma$ ) y los parámetros de umbral de las capas de salida ( $\sigma'$ ) son los mostrados en las Matrices 18-21 en la RNA para la predicción de  $j$  y los mostrados en las Matrices 22-25 en la RNA para la predicción de  $f$ .

$$\omega_{ij}(j) = \begin{bmatrix} -0.262 & -0.7379 \\ 2.2636 & 0.7923 \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$\omega_i(j) = [3.2641 \quad 1.2724] \quad (19)$$

$$\sigma(j) = \begin{bmatrix} -1.3361 \\ 3.399 \end{bmatrix} \quad (20)$$

$$\sigma'(j) = [1.0453] \quad (21)$$

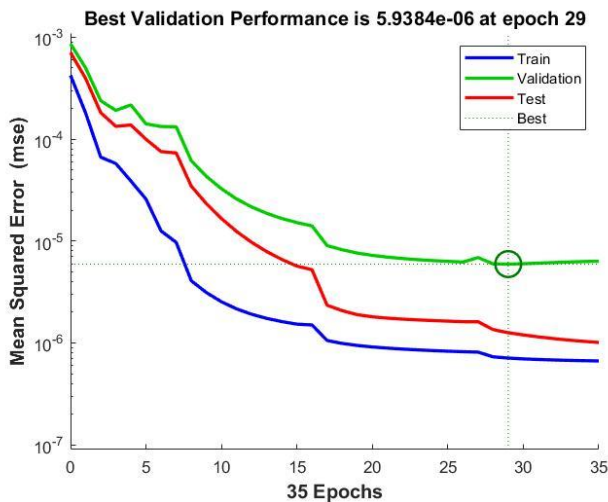
$$\omega_{ij}(f) = \begin{bmatrix} 0.0325 & -1.3226 \\ 1.0616 & -0.1485 \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$\omega_i(f) = [1.6037 \quad 0.7021] \quad (23)$$

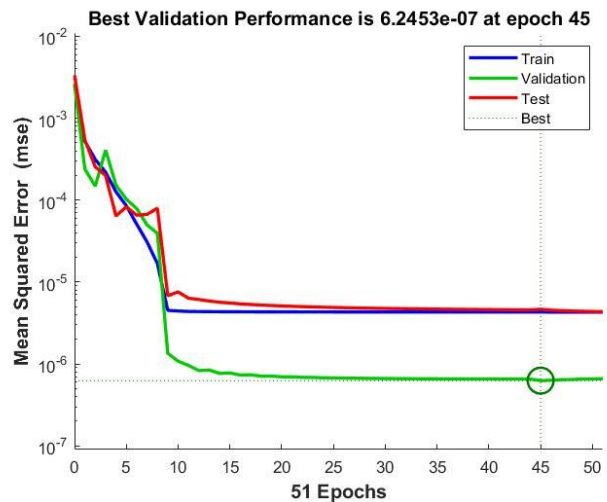
$$\sigma(f) = \begin{bmatrix} -1.8354 \\ -0.5231 \end{bmatrix} \quad (24)$$

$$\sigma'(f) = [1.2704] \quad (25)$$

El entrenamiento se ha realizado hasta que el Error Cuadrático Medio (MSE, *Mean Squared Error*) converge en un valor mínimo, sin sobreentrenar la red para evitar el sobreajuste de los resultados. La Ilustración 19 muestra la progresión del MSE durante el proceso de entrenamiento de las redes.



(a)

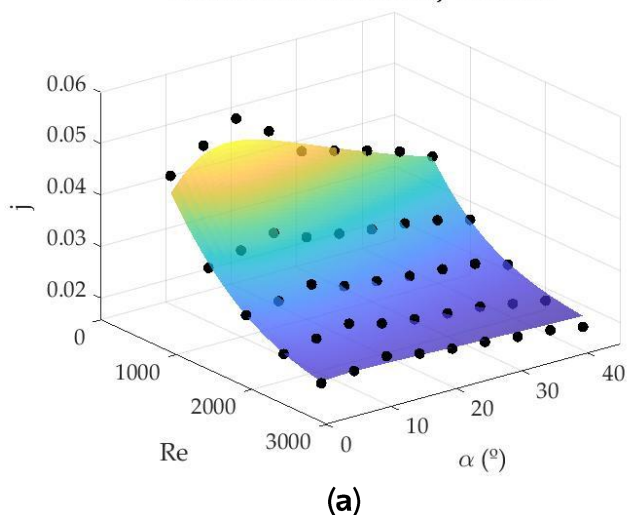


(b)

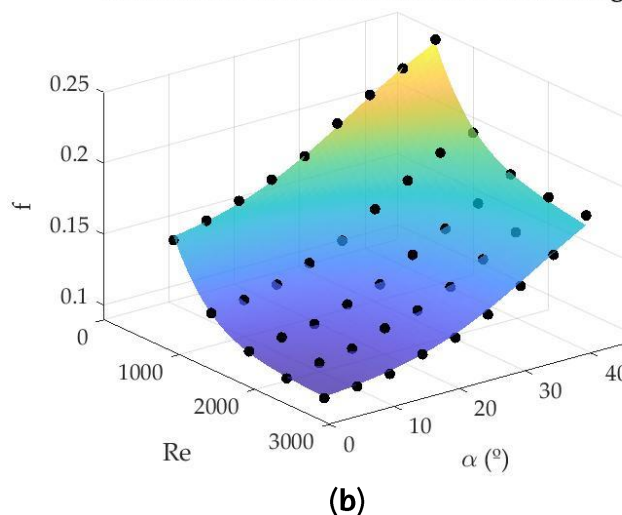
**Ilustración 19.** Progresión del MSE durante el proceso de entrenamiento. (a) Red para la predicción de  $j$ ; (b) Red para la predicción de  $f$ .

Tras entrenar las redes, se han obtenido las predicciones de los factores  $j$  y  $f$  para las diferentes condiciones de  $Re$  y ángulo de ataque analizadas. La Ilustración 20a muestra las predicciones del factor  $j$  y la Ilustración 20b las predicciones del factor  $f$ .

Predicciones del factor  $j$ -Colburn

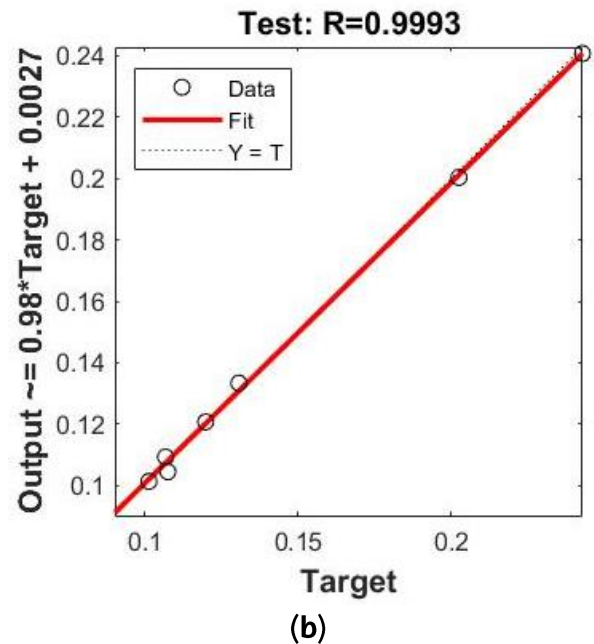
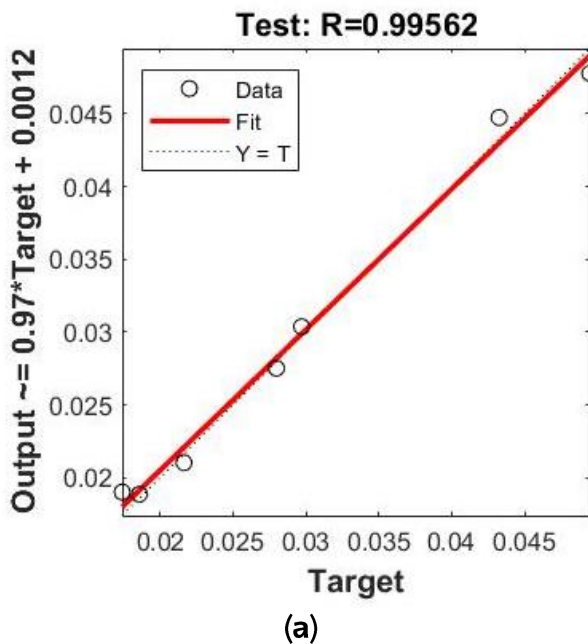


Predicciones del factor de fricción de Fanning



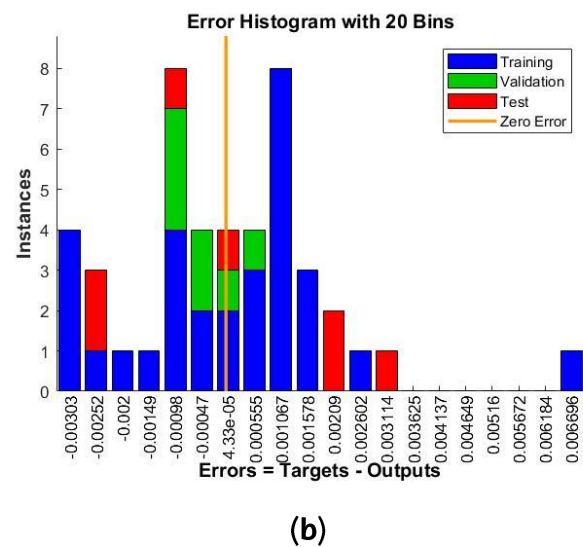
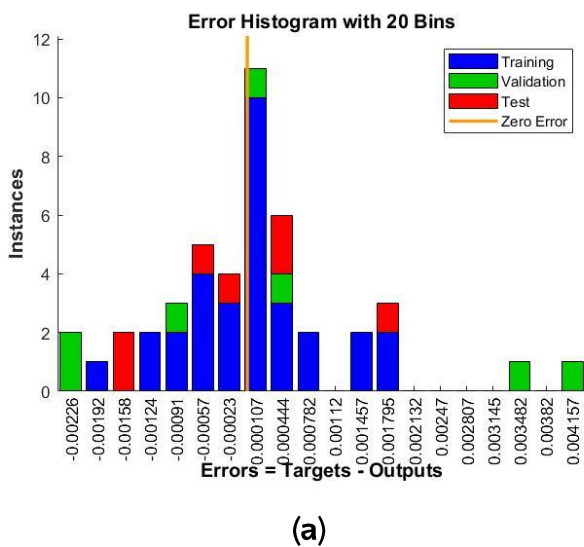
**Ilustración 20.** Comparación de las predicciones de las RNA de los factores  $j$  y  $f$  (superficies coloreadas) y los resultados obtenidos mediante CFD (círculos negros). (a) Factor  $j$ -Colburn; (b) Factor de fricción de Fanning.

Los resultados mostrados en la Ilustración 20 muestran que la red es capaz de predecir ambos factores de manera precisa. Aun así, para demostrar la precisión de las predicciones, se ha analizado el coeficiente de correlación ( $R$ ) de las predicciones de las muestras de ensayo (el 10% de las muestras totales). Los coeficientes de correlación obtenidos se pueden observar en la Ilustración 21. Este coeficiente muestra la relación entre los valores reales y las predicciones; por lo tanto, para asegurar la precisión de las predicciones, el valor de  $R$  debería ser lo más cercano a 1 posible. En este caso, los valores de  $R$  para  $j$  y  $f$  son 0,99562 y 0,9993, respectivamente. Por lo tanto, las RNA diseñadas son capaces de predecir correctamente ambos factores.



**Ilustración 21.** Coeficientes de correlación de las RNA entrenadas. El eje vertical muestra las predicciones de la RNA y el eje horizontal los resultados obtenidos mediante CFD (a) Factor j-Colburn; (b) Factor de fricción de Fanning.

Adicionalmente, se ha realizado un histograma en el que se analiza el error absoluto de las muestras analizadas. Estos histogramas se pueden observar en la Ilustración 22. Como se puede apreciar en los histogramas, el error absoluto máximo es 0.004157 para j y 0.006696 para f. Se considera que estos valores son aceptables, puesto que en comparación con los valores de las magnitudes analizadas son muy pequeños.



**Ilustración 22.** Histograma del error absoluto de las predicciones de las RNA. (a) Factor j-Colburn; (b) Factor de fricción de Fanning.



Con las redes entrenadas, se han encontrado las condiciones de trabajo óptimas. Los resultados muestran que el mejor rendimiento global se obtiene con un ángulo de ataque igual a  $11,33^\circ$  y  $Re=500$ . La Tabla 3 resume los resultados obtenidos con las condiciones de trabajo óptimas.

**Tabla 3.** Condiciones de trabajo óptimas obtenidas con las RNAs entrenadas.

<b>Re</b>	<b><math>\alpha</math></b>	<b><math>f</math></b>	<b><math>j</math></b>	<b><math>f/f_o</math></b>	<b><math>j/j_o</math></b>	<b><math>\eta</math></b>
500	11,33	0,1602	0,0484	1,1913	1,8009	1,5116







## 3. ASPECTOS ECONÓMICOS

### 3.1. Costes considerados

#### 3.1.1. Mano de obra

Los gastos correspondientes a la mano de obra comprenden el coste de un Ingeniero Doctor (el director de este trabajo) y el coste de un Ingeniero Junior (el autor de este trabajo). El coste correspondiente a estos ingenieros se ha calculado de acuerdo con el "XIX Convenio colectivo del sector de empresas de ingeniería y oficinas de estudios técnicos" [39] y las bases de contribución de la Seguridad Social [40]. Estos costes se muestran en la Tabla 4.

Tabla 4. Costes por mano de obra (en €/h)

Categoría	Coste por hora (€/h)
Ingeniero Doctor	21,34
Ingeniero Junior	9,85

#### 3.1.2. Amortización del material y los equipos

En esta sección se consideran los costes del equipamiento y software utilizado para realizar este trabajo. Para la estimación de los precios se ha considerado el valor de mercado. El software debe ser amortizado en un año, puesto que las licencias son anuales, mientras que la amortización del equipamiento se ha calculado de acuerdo con [41]. El software y equipamiento utilizado y sus respectivos costes se muestran en la Tabla 5.

Tabla 5. Costes de la amortización del equipamiento y software (en €/h)

Software / Equipamiento	Coste (€)	Horas de trabajo anuales estimadas	Coste por hora (€/h)
Star CCM+	1430	9480	0,22
Office365	200	896	0,22
MATLAB	2500	1792	1,4
Estación de trabajo	8705,14	6480	1,34

#### 3.1.3. Gastos generales

Además de los costes mencionados previamente, la realización de este proyecto a supuesto otros gastos (electricidad, internet, gestión y administración, etc.). Se ha estimado que estos costes son alrededor del 10% del coste total del proyecto.



### 3.2. Presupuesto general

El presupuesto se ha dividido en cuatro partes principales: el estudio previo, la realización de las simulaciones CFD, el post-procesado de los resultados y la redacción de este documento. El diagrama de Gantt de la Tabla 6 resume las tareas realizadas dentro de cada parte.

Tabla 6. Diagrama de Gantt de las tareas realizadas. Cada casilla representa una semana.

TAREAS	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO
<b>ESTUDIO PREVIO</b>						
Selección del tema	█					
Análisis del estado del arte	█	█				
<b>SIMULACIONES CFD</b>						
Generación del mallado		█	█			
Estudio de dependencia de malla		█	█			
Implementación del CS		█	█			
Lanzamiento de simulaciones			█	█		
<b>POST-PROCESO</b>						
Extracción de resultados				█	█	
Análisis de resultados				█	█	
Validación de resultados				█	█	
Cálculos				█	█	
Diseño y entrenamiento de RNA				█	█	
<b>REDACCIÓN DEL TRABAJO</b>						
Redacción del paper		█	█	█	█	
Redacción del TFM			█	█	█	█

En el estudio previo, se mantuvieron reuniones y se buscó información sobre el tema tratado en este trabajo. Ambos ingenieros participaron en las reuniones durante un total de 5 horas, y la información fue buscada por el ingeniero junior utilizando la estación de trabajo durante un tiempo total de 50 horas.

El Ingeniero Junior preparó las simulaciones CFD utilizando la estación de trabajo. El software Star CCM+ fue utilizado para diseñar el mallado, preparar y lanzar las simulaciones, durante 25 y 250 horas, respectivamente. El Ingeniero Doctor supervisó las simulaciones durante un total de 5 horas.

La extracción de los resultados y el post-procesado de los mismos fue realizado por el Ingeniero Junior, durante un total de 30 horas. Además, se realizó el diseño y entrenamiento de las RNA, durante 20 horas. Para esto se utilizó el software MATLAB en la estación de trabajo.

Para la redacción de este trabajo y su correspondiente artículo científico, el software Office365 fue utilizado por el Ingeniero Junior durante en torno a 100 horas. El trabajo realizado fue supervisado por el Ingeniero Doctor por un tiempo total de 10 horas.

A los costes mencionados previamente, se les han añadido los gastos generales, que suponen el 10% de los costes totales mencionados. El presupuesto completo se puede observar en la Tabla 7.



Tabla 7. Presupuesto general

	Coste por hora (€/h)	Tiempo (h)	Coste (€)
<b>Estudio previo</b>			<b>715,45</b>
<b>Mano de obra</b>			648,45
Ingeniero Doctor	21,34	5	106,70
Ingeniero Junior	9,85	55	541,75
<b>Material y equipamiento</b>			67,00
Estación de trabajo	1,34	50	67,00
<b>Simulaciones CFD</b>			<b>781,95</b>
<b>Mano de obra</b>			352,95
Ingeniero Doctor	21,34	5	106,70
Ingeniero Junior	9,85	25	246,25
<b>Material y equipamiento</b>			429,00
Estación de trabajo	1,34	275	368,50
StarCCM+	0,22	275	60,50
<b>Post-procesado</b>			<b>629,50</b>
<b>Mano de obra</b>			492,50
Ingeniero Junior	9,85	50	492,50
<b>Material y equipamiento</b>			137,00
Estación de trabajo	1,34	50	67,00
MATLAB	1,4	50	70,00
<b>Redacción del trabajo</b>			<b>1354,40</b>
<b>Mano de obra</b>			1198,40
Ingeniero Doctor	21,34	10	213,40
Ingeniero Junior	9,85	100	985,00
<b>Material y equipamiento</b>			156,00
Estación de trabajo	1,34	100	134,00
Office365	0,22	100	22,00
<b>COSTE TOTAL (Sin gastos generales)</b>			<b>3481,30</b>
<b>Gastos generales (10%)</b>			<b>348,13</b>
<b>COSTE FINAL</b>			<b>3829,43</b>





## 4. CONCLUSIONES

### 4.1. Conclusiones

En este trabajo se ha estudiado numéricamente mediante simulaciones CFD la influencia de GVs de tipo aleta en una disposición de flujo común hacia abajo en un intercambiador de calor de aletas y tubos. Para lograr este objetivo, se han realizado diversas simulaciones, considerando diferentes números de Reynolds y ángulos de ataque de los GVs. Este estudio se centra en analizar el comportamiento térmico e hidráulico del intercambiador de calor, para poder evaluar cómo afectan los GVs a su rendimiento global. No obstante, también se han analizado otros parámetros significantes, como por ejemplo los vórtices generados y los campos de presión, velocidad y temperatura; para adquirir una mejor comprensión del comportamiento del flujo dentro del intercambiador de calor. Además, se ha diseñado una RNA para obtener predicciones rápidas y fiables del comportamiento térmico e hidráulico.

Los resultados muestran que la adición de GVs empeora el comportamiento hidráulico del intercambiador de calor para cualquier ángulo de ataque y número de Reynolds. Este empeoramiento es más notable para números de Reynolds altos. Entre los ángulos de ataque analizados, el ángulo de ataque más bajo ( $\alpha=5^\circ$ ) es el que menor impacto causa en el rendimiento hidráulico; y a medida que aumenta el ángulo de ataque mayor es la influencia de los GVs en este parámetro. Esto se le atribuye al diferencial de presiones que aparece entre las caras delanteras y traseras de los GVs, apareciendo un aumento y un decremento de la presión, respectivamente. Este diferencial de presiones es más notable a medida que el ángulo de ataque y el número de Reynolds aumentan, puesto que estos factores provocan un aumento de la fuerza de arrastre.

Por el contrario, en comparación con el caso base, el rendimiento térmico mejora con todas las configuraciones de GVs analizadas. Esta mejora del rendimiento térmico es menos apreciable a medida que aumenta el número de Reynolds. El mejor rendimiento térmico se obtiene con  $\alpha=15^\circ$ , y el peor con  $\alpha=45^\circ$ . Entre  $\alpha=15^\circ$  y  $\alpha=45^\circ$ , el rendimiento térmico mejora a medida que disminuye el ángulo de ataque. Por el contrario, entre  $\alpha=5^\circ$  y  $\alpha=15^\circ$ , el rendimiento térmico empeora a medida que disminuye el ángulo de ataque. El análisis de las estructuras vorticiales muestra que, con el aumento del ángulo de ataque de los GVs, la cantidad de vórtices generados también aumenta. Aunque los vórtices son beneficiosos para la transferencia de calor, aumentar el ángulo de ataque hace que aparezcan pequeños vórtices entre los tubos y el vórtice principal, alejando este vórtice del área donde ocurre la mayor transferencia de calor. Por lo tanto, la disminución del rendimiento térmico con el aumento del ángulo de ataque (entre  $\alpha=15^\circ$  y  $\alpha=45^\circ$ ) se le atribuye a este fenómeno.

Considerando el rendimiento térmico e hidráulico, el caso con  $\alpha=15^\circ$  es el que mejor rendimiento global ofrece todo el rango de Re analizado. Aun así, con  $\alpha=5^\circ$  y  $\alpha=10^\circ$  también se obtiene una mejora del rendimiento global en todo el rango



de Re analizado; y con los casos  $\alpha=20^\circ$ ,  $\alpha=25^\circ$  y  $\alpha=30^\circ$  se obtiene una mejora del rendimiento global para bajos Re.

Adicionalmente, se han diseñado y entrenado RNAs para obtener los rendimientos térmicos e hidráulicos del intercambiador de calor analizado, con el objetivo de obtener las condiciones de trabajo óptimas. Los resultados muestran que el mejor rendimiento global se obtiene con un ángulo de ataque de los GVs de  $11,33^\circ$ , para  $Re=500$ .



## 4.2. Publicaciones

Título: Parametric Study of Vortex Generators on a Fin-and-Tube Heat Exchanger  
Autores: Koldo Portal-Porras, Unai Fernandez-Gamiz, Ekaitz Zulueta, Oskar Urbina-Garcia y Hatira Günerhan  
Fecha: Agosto 2022  
Revista: Case Studies in Thermal Engineering, Elsevier (Bajo revision)  
Factor de Impacto (2021): 6,268  
Percentil basado en el Factor de Impacto (2021): 89,68 (Termodinámica)

## 4.3. Artículos científicos derivados de este trabajo

Título: Accuracy of the Cell-Set Model on a Single Vane-Type Vortex Generator in Negligible Streamwise Pressure Gradient Flow with RANS and LES  
Autores: Iosu Ibarra-Udaeta, Koldo Portal-Porras, Alejandro Ballesteros-Coll, Unai Fernandez-Gamiz y Javier Sancho  
Fecha: Diciembre 2020  
Revista: Journal of Marine Science and Engineering, MDPI  
DOI: <https://doi.org/10.3390/jmse8120982>  
Factor de Impacto (2021): 2,744  
Percentil basado en el Factor de Impacto (2021): 78 (Ingeniería Marina)

Título: Testing the Accuracy of the Cell-Set Model Applied on Vane-Type Sub-Boundary Layer Vortex Generators  
Autores: Koldo Portal-Porras, Unai Fernandez-Gamiz, Iñigo Aramendia, Daniel Teso-Fz-Betoño y Ekaitz Zulueta  
Fecha: Marzo 2021  
Revista: Processes, MDPI  
DOI: <https://doi.org/10.3390/pr9030503>  
Factor de Impacto (2021): 3,352  
Percentil basado en el Factor de Impacto (2021): 52,52 (Ingeniería Química)

Título: Alternative Artificial Neural Network Structures for Turbulent Flow Velocity Field Prediction  
Autores: Koldo Portal-Porras, Unai Fernandez-Gamiz, Ainara Ugarte-Anero, Ekaitz Zulueta y Asier Zulueta  
Fecha: Agosto 2021  
Revista: Mathematics, MDPI  
DOI: <https://doi.org/10.3390/math9161939>  
Factor de Impacto (2021): 2,592  
Percentil basado en el Factor de Impacto (2021): 93,83 (Matemáticas)

Título: CNN-based Flow control device modelling on aerodynamic airfoils  
Autores: Koldo Portal-Porras, Unai Fernandez-Gamiz, Ekaitz Zulueta, Alejandro Ballesteros-Coll y Asier Zulueta  
Fecha: Mayo 2022  
Revista: Scientific Reports, Nature  
DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-022-12157-w>  
Factor de Impacto (2021): 4,996



Percentil basado en el Factor de Impacto (2021): 74,66 (Ciencias Multidisciplinarias)

Título: Rotating Microtab Implementation on a DU91W250 Airfoil Based on the Cell-Set Model

Autores: Alejandro Ballesteros-Coll, Koldo Portal-Porras, Unai Fernandez-Gamiz, Ekaitz Zulueta y Jose Manuel Lopez-Guede

Fecha: Agosto 2021

Revista: Sustainability, MDPI

DOI: <https://doi.org/10.3390/su13169114>

Factor de Impacto (2021): 3,889

Percentil basado en el Factor de Impacto (2021): 52,51 (Ciencias Medioambientales)

Título: Computational characterization of the behavior of a saliva droplet in a social environment

Autores: Ainara Ugarte-Anero, Unai Fernandez-Gamiz, Koldo Portal-Porras, Ekaitz Zulueta y Oskar Urbina-Garcia

Fecha: Abril 2022

Revista: Scientific Reports, Nature

DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-022-10180-5>

Factor de Impacto (2021): 4,996

Percentil basado en el Factor de Impacto (2021): 74,66 (Ciencias Multidisciplinarias)





## 5. BIBLIOGRAFÍA

1. Hesselgreaves, J.E.; Law, R.; Reay, D. *Compact Heat Exchangers: Selection, Design and Operation*; Butterworth-Heinemann, 2016; ISBN 978-0-08-100306-0.
2. Bhuiyan, A.A.; Islam, A.K.M.S. CFD Analysis of Different Fin-and-Tube Heat Exchangers. **2010**.
3. Wang, C.-C.; Chi, K.-Y. Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers, Part I: New Experimental Data. *Int. J. Heat Mass Transf.* **2000**, *43*, 2681–2691, doi:10.1016/S0017-9310(99)00332-4.
4. Wang, C.-C.; Chi, K.-Y.; Chang, C.-J. Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers, Part II: Correlation. *Int. J. Heat Mass Transf.* **2000**, *43*, 2693–2700, doi:10.1016/S0017-9310(99)00333-6.
5. IEA – International Energy Agency Available online: <https://www.iea.org> (accessed on 1 September 2022).
6. World Energy Outlook 2019 – Analysis - IEA Available online: <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2019> (accessed on 1 September 2022).
7. Ahmed, H.E.; Mohammed, H.A.; Yusoff, M.Z. An Overview on Heat Transfer Augmentation Using Vortex Generators and Nanofluids: Approaches and Applications. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2012**, *16*, 5951–5993, doi:10.1016/j.rser.2012.06.003.
8. Thulukkanam, K. *Heat Exchanger Design Handbook*; CRC Press, 2013; ISBN 978-1-4398-4213-3.
9. Awais, M.; Bhuiyan, A.A. Heat Transfer Enhancement Using Different Types of Vortex Generators (VGs): A Review on Experimental and Numerical Activities. *Therm. Sci. Eng. Prog.* **2018**, *5*, 524–545, doi:10.1016/j.tsep.2018.02.007.
10. Fiebig, M. Vortices, Generators and Heat Transfer. *Chem. Eng. Res. Des.* **1998**, *76*, 108–123, doi:10.1205/026387698524686.
11. Fiebig, M. Embedded Vortices in Internal Flow: Heat Transfer and Pressure Loss Enhancement. *Int. J. Heat Fluid Flow* **1995**, *16*, 376–388, doi:10.1016/0142-727X(95)00043-P.
12. Gholami, A.A.; Wahid, M.A.; Mohammed, H.A. Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop for Fin-and-Tube Compact Heat Exchangers with Wavy Rectangular Winglet-Type Vortex Generators. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* **2014**, *54*, 132–140, doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.02.016.
13. Zhou, G.; Ye, Q. Experimental Investigations of Thermal and Flow Characteristics of Curved Trapezoidal Winglet Type Vortex Generators. *Appl. Therm. Eng.* **2012**, *37*, 241–248, doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.11.024.
14. Joardar, A.; Jacobi, A.M. A Numerical Study of Flow and Heat Transfer Enhancement Using an Array of Delta-Winglet Vortex Generators in a Fin-and-Tube Heat Exchanger. *J. Heat Transf.* **2006**, *129*, 1156–1167, doi:10.1115/1.2740308.



15. Biswas, G.; Mitra, N.K.; Fiebig, M. Heat Transfer Enhancement in Fin-Tube Heat Exchangers by Winglet Type Vortex Generators. *Int. J. Heat Mass Transf.* **1994**, *37*, 283–291, doi:10.1016/0017-9310(94)90099-X.
16. Tiwari, S.; Prasad, P.L.N.; Biswas, G. A Numerical Study of Heat Transfer in Fin-Tube Heat Exchangers Using Winglet-Type Vortex Generators in Common-Flow down Configuration. *Prog. Comput. Fluid Dyn. Int. J.* **2003**, *3*, 32, doi:10.1504/PCFD.2003.003765.
17. Torii, K.; Kwak, K.M.; Nishino, K. Heat Transfer Enhancement Accompanying Pressure-Loss Reduction with Winglet-Type Vortex Generators for Fin-Tube Heat Exchangers. *Int. J. Heat Mass Transf.* **2002**, *45*, 3795–3801, doi:10.1016/S0017-9310(02)00080-7.
18. Kwak, K.M.; Torii, K.; Nishino, K. Heat Transfer and Pressure Loss Penalty for the Number of Tube Rows of Staggered Finned-Tube Bundles with a Single Transverse Row of Winglets. *Int. J. Heat Mass Transf.* **2003**, *46*, 175–180, doi:10.1016/S0017-9310(02)00235-1.
19. Kim, E.; Yang, J.S. An Experimental Study of Heat Transfer Characteristics of a Pair of Longitudinal Vortices Using Color Capturing Technique. *Int. J. Heat Mass Transf.* **2002**, *45*, 3349–3356, doi:10.1016/S0017-9310(02)00054-6.
20. Tian, L.-T.; He, Y.-L.; Lei, Y.-G.; Tao, W.-Q. Numerical Study of Fluid Flow and Heat Transfer in a Flat-Plate Channel with Longitudinal Vortex Generators by Applying Field Synergy Principle Analysis. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* **2009**, *36*, 111–120, doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.10.018.
21. Fiebig, M.; Valencia, A.; Mitra, N.K. Wing-Type Vortex Generators for Fin-and-Tube Heat Exchangers. *Exp. Therm. Fluid Sci.* **1993**, *7*, 287–295, doi:10.1016/0894-1777(93)90052-K.
22. Zeng, M.; Tang, L.H.; Lin, M.; Wang, Q.W. Optimization of Heat Exchangers with Vortex-Generator Fin by Taguchi Method. *Appl. Therm. Eng.* **2010**, *30*, 1775–1783, doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.04.009.
23. Tang, L.H.; Zeng, M.; Wang, Q.W. Experimental and Numerical Investigation on Air-Side Performance of Fin-and-Tube Heat Exchangers with Various Fin Patterns. *Exp. Therm. Fluid Sci.* **2009**, *33*, 818–827, doi:10.1016/j.expthermflusci.2009.02.008.
24. Md Salleh, M.F.; Gholami, A.; Wahid, M.A. Numerical Evaluation of Thermal Hydraulic Performance in Fin-and-Tube Heat Exchangers With Various Vortex Generator Geometries Arranged in Common-Flow-Down or Common-Flow-Up. *J. Heat Transf.* **2018**, *141*, doi:10.1115/1.4041832.
25. Gholami, A.; Wahid, M.A.; Mohammed, H.A. Thermal-Hydraulic Performance of Fin-and-Oval Tube Compact Heat Exchangers with Innovative Design of Corrugated Fin Patterns. *Int. J. Heat Mass Transf.* **2017**, *106*, 573–592, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.028.
26. Tian, L.; He, Y.; Tao, Y.; Tao, W. A Comparative Study on the Air-Side Performance of Wavy Fin-and-Tube Heat Exchanger with Punched Delta Winglets in Staggered and in-Line Arrangements. *Int. J. Therm. Sci.* **2009**, *48*, 1765–1776, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2009.02.007.
27. Kays, W.M.; London, A.L. Compact Heat Exchangers. **1984**.
28. STAR-CCM+ V2019.1 Available online: <https://www.plm.automation.siemens.com/> (accessed on 2 June 2020).



29. Oro, J.M.F. *Técnicas Numéricas En Ingeniería de Fluidos: Introducción a La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) Por El Método de Volúmenes Finitos*; Reverté, 2012;
30. Ferziger, J.H.; Peri, M.; Street, R.L. *Computational Methods for Fluid Dynamics*; Springer International Publishing: Cham, 2002; ISBN 978-3-319-99691-2.
31. Menter, F. Zonal Two Equation K- $\omega$  Turbulence Models For Aerodynamic Flows. In Proceedings of the 23rd Fluid Dynamics, Plasmadynamics, and Lasers Conference; American Institute of Aeronautics and Astronautics: Orlando, FL, U.S.A., July 6 1993.
32. Richardson, L.F.; Gaunt, J.A. The Deferred Approach to the Limit. *Philos. Trans. R. Soc. Lond. Ser. Contain. Pap. Math. Phys. Character* **1927**, 226, 299–361, doi:10.1098/rsta.1927.0008.
33. Wang, C.-C.; Chang, Y.-J.; Hsieh, Y.-C.; Lin, Y.-T. Sensible Heat and Friction Characteristics of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Plane Fins. *Int. J. Refrig.* **1996**, 19, 223–230, doi:10.1016/0140-7007(96)00021-7.
34. Ballesteros-Coll, A.; Fernandez-Gamiz, U.; Aramendia, I.; Zulueta, E.; Lopez-Guede, J.M. Computational Methods for Modelling and Optimization of Flow Control Devices. *Energies* **2020**, 13, 3710, doi:10.3390/en13143710.
35. Ibarra-Udaeta, I.; Portal-Porras, K.; Ballesteros-Coll, A.; Fernandez-Gamiz, U.; Sancho, J. Accuracy of the Cell-Set Model on a Single Vane-Type Vortex Generator in Negligible Streamwise Pressure Gradient Flow with RANS and LES. *J. Mar. Sci. Eng.* **2020**, 8, 982, doi:10.3390/jmse8120982.
36. Portal-Porras, K.; Fernandez-Gamiz, U.; Aramendia, I.; Teso-Fz-Betoño, D.; Zulueta, E. Testing the Accuracy of the Cell-Set Model Applied on Vane-Type Sub-Boundary Layer Vortex Generators. *Processes* **2021**, 9, 503, doi:10.3390/pr9030503.
37. Velte, C.M.; Hansen, M.O.L.; Okulov, V.L. Multiple Vortex Structures in the Wake of a Rectangular Winglet in Ground Effect. *Exp. Therm. Fluid Sci.* **2016**, 72, 31–39, doi:10.1016/j.expthermflusci.2015.10.026.
38. Hunt, J.C.R.; Wray, A.A.; Moin, P. Eddies, Stream, and Convergence Zones in Turbulent Flows. *Cent. Turbul. Res. Rep. CTR-S88* **1988**, 1, 193–208.
39. XIX Convenio Colectivo Del Sector de Empresas de Ingeniería y Oficinas de Estudios Técnicos Available online: [https://www.boe.es/diario\\_boe/txt.php?lang=es&id=BOE-A-2019-14977](https://www.boe.es/diario_boe/txt.php?lang=es&id=BOE-A-2019-14977) (accessed on 20 June 2020).
40. Seguridad Social: Cotización / Recaudación de Trabajadores Available online: <http://www.seg-social.es/wps/portal/wss/internet/Trabajadores/CotizacionRecaudacionTrabajadores/10721/10957/9932/4327> (accessed on 20 June 2020).
41. Reglamento Del Impuesto Sobre Sociedades Available online: <https://www.boe.es/buscar/act.php?id=BOE-A-2004-14600> (accessed on 21 June 2020).